Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»
Луцький національний технічний університет

Ю.М. Кузнєцов, Б.І. Придальний

ПРОЕКТУВАННЯ ЦІЛЬОВИХ МЕХАНІЗМІВ МАНІПУЛЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ НОВОГО ПОКОЛІННЯ

Під загальною редакцією проф. Ю.М. Кузнєцова

Навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей вищих навчальних закладів

Київ – Луцьк 2012

УДК 621.9.022(075)
К89
ББК 35.544я2

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. Луців І.В. (Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя);

д-р техн. наук, проф. Кальченко В.І. (Чернігівський державний технологічний університет);

д-р техн. наук, проф. Пальчевський Б.О. (Луцький національний технічний університет).

Рекомендовано Вченою радою Луцького національного технічного університету як навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей (протокол № 11 від 27.06.2012 р.)

Кузнєцов Ю.М., Придальний Б.І.
Проектування цільових механізмів маніпулювання верстатів нового покоління. / Під загальною редакцією проф. Ю.М. Кузнєцова. – Луцьк, 2012. – 425 с.

У навчальному посібнику проаналізовано сучасний стан та перспективи розвитку верстатобудування в Україні, а також дані рекомендації щодо їх покращення. Наведені основні поняття і принципи створення механізмів маніпулювання верстатів, що забезпечують високу ефективність обробки. Зроблено огляд металообробного обладнання нового покоління. Розглянуто конструктивні особливості цільових механізмів верстатів-автоматів та верстатів з ЧПК. Викладено питання, що стосуються способів маніпулювання різними об’єктами у верстатному обладнанні. Приділена увага основним аспектам створення завантажувальних автоматичних пристроїв та затискних механізмів різного призначення.

Навчальний посібник призначений для студентів вузів і коледжів машинобудівного профілю, а також може бути корисним для наукових працівників та інженерно-технічних робітників підприємств.

ISBN 966-7569-40-3

© Кузнєцов Ю.М., 2012
© Придальний Б.І., 2012

ЗМІСТ

Вступ 6

Розділ 1. Сучасний стан і перспективи розвитку верстатобудування в Україні

1.1. Світові тенденції розвитку верстатобудування……..…… 8
1.2. Сучасний стан верстатобудування в Україні……..… 14
1.3. Аналіз факторів спаду верстатобудування в Україні……. 15
1.4. Шляхи відродження верстатобудування в Україні……..…….. 17
1.5. Роль науки і українських вчених у відродженні верстатобудування…… 19
1.6. Приклади реалізації запропонованої концепції створення верстатів нового покоління……... 22
1.7. Проблеми підвищення ефективності обробки на металорізальних верстатах…….…….…. 24

Розділ 2. Металообробне обладнання нового покоління

2.1. Аналіз традиційних компоновок верстатів на агрегатно-модульному принципі…….……..…… 37
2.2. Мехатронні системи в металообробному обладнанні……... 44
2.3. Необхідність створення і функціональні можливості металообробного обладнання з механізмами паралельної структури (МПС)..... 51
2.4. Порівняльний аналіз побудови традиційних механізмів і МПС... 57
2.5. Типові структури, кінематичні схеми і класифікаційні ознаки верстатного обладнання на основі МПС……. 67
2.6. Структурний аналіз і побудова МПС…..……. 76
2.7. Багаторівневий системно-морфологічний підхід до побудови і синтезу верстатів нового покоління……. 81
2.8. Модульна побудова технологічного обладнання з паралельною кінематикою…….……. 87
2.9. Математичне і комп’ютерне моделювання формоутворюючих рухів верстатів нових компоновок……..…… 91
2.10. Свердлильно-фрезерні верстати нового покоління…… 98

Розділ 3. Загальні відомості про цільові механізми верстатів-автоматів та верстатів з ЧПК

3.1. Типи цільових механізмів і виконувані ними функції……..…… 108
3.2. Загальні умови передачі сил і моментів у механізмах..... 111
3.3. Передача сил у механізмах поступальної дії……...……... 114
3.4. Передача сил і моментів у механізмах поворотної дії……...… 117
3.5. Сили тертя в напрямних…… 118
3.6. Закони рухів механізмів і їхні характеристики…….….. 121
3.7. Характеристики швидкодії механізмів……...……. 123
3.8. Час спрацьовування механізмів з жорсткою механічною характеристикою й електроприводом…….……. 125
3.9. Час спрацьовування механізмів під дією пружини…….…...… 127
3.10. Час спрацьовування механізмів з пневмогідроприводом…….. 129

3.11. Динамічні навантаження в механізмах…… 130
3.12. Загальні методи проектування цільових механізмів…….…. 132
3.13. Цільові механізми робочих ходів……..…….. 134

Розділ 4. Способи маніпулювання різними об'єктами у верстатному обладнанні
4.1. Механізми автоматичної заміни інструментів…… 159
4.2. Закони руху і розрахунок механізму автоматичної зміни інструмента ……... 165
4.3. Механізми автоматичного закріплення інструментів…… 168
4.4. Розрахунок механізмів автоматичного закріплення різальних інструментів ……... 171
4.5. Конструювання і розрахунок механізмів автоматичного затиску рухливих робочих органів……. 175
4.6. Механізми автоматичної зміни затискних патронів і їхніх елементів……. 178
4.7. Механізми і пристрої автоматичної заміни робочих органів і супутників…….. 183

Розділ 5. Завантажувальні автоматичні пристрої
5.1. Класифікація механізмів автоматичного завантаження заготовок……. 186
5.2. Механізми живлення для бунтового матеріалу…… 187
5.3. Механізми живлення для прутково-трубних заготовок…..…..... 190
5.4. Конструювання й основні характеристики подаючих патронів.. 198
5.5. Розрахунок мінімальної сили подачі прутка……..……. 202
5.6. Вибір конструкції і параметрів подаючої цанги……..… 204
5.7. Розрахунок подаючої цанги…… 205
5.8. Методи покращення характеристик механізмів подачі прутка.. 213
5.9. Бункерні завантажувальні пристрої (БЗП)…… 216
5.10. Конструювання і розрахунок вібраційного бункерного завантажувального пристрою……. 221
5.11. Магазинні завантажувальні пристрої для штучних заготовок… 223
5.12. Конструювання і розрахунок захоплюючих органів автооператорів, промислових роботів і маніпуляторів……..... 226

Розділ 6. Принципи створення затискних механізмів для прутків і штучних заготовок
6.1. Класифікація затискних механізмів (ЗМ)…… 231
6.2. Основні вимоги до затискних механізмів…… 237
6.3. Характеристики затискних механізмів…… 241
6.4. Фактори, що впливають на характеристики затискних механізмів……... 248
6.5. Основні принципи створення затискних механізмів із заданими характеристиками…….…… 256
6.6. Аналіз відомих схем і конструкцій високошвидкісних затискних патронів (ВШЗП) для токарних верстатів…… 263

6.7. Принципи створення ВШЗП для токарної обробки…….. 272
6.8. Принципи створення високоточних (ВЦП) і широкодіапазонних (ШЦП) цангових патронів……. 278
6.9. Синтез ВШЗП методом морфологічного аналізу…….…….. 285

Розділ 7. Дослідження і розрахунки затискних механізмів для прутків і штучних заготовок
7.1. Динамічні і пружно-силові характеристики ВШЗП…….....…. 295
7.2. Силові і пружно-демпфуючі характеристики ВЦП і ШЦП……... 301
7.3. Уточнення методики розрахунку точності затиску деталей в цангових патронах і їх напруженого стану……...…. 310
7.4. Теоретичні дослідження приводів затискних механізмів з геометричним замиканням на високих частотах обертання..... 313
7.5. Стенд для експериментальних досліджень затискних механізмів на високих частотах обертання…… 328
7.6. Експериментальні дослідження силових характеристик затискних патронів при різних частотах обертання……... 334
7.7. Експериментальні дослідження високоточного цангового патрона з пружним фланцем……. 336
7.8. Експериментальні дослідження ШЦП……. 341

Розділ 8. Інструментальні затискні патрони
8.1. Класифікація і відомі конструкції інструментальних затискних патронів…….. 346
8.2. Принципи створення ІЗП для високошвидкісної і прецизійної обробки……... 358
8.3. Синтез ІЗП для високошвидкісної і прецизійної обробки…… 363
8.4. Синтез схем і конструкцій свердлильних патронів без ключа…. 368
8.5. Проектування і розрахунок клинових свердлильних і фрезерних патронів без ключа……. 378
8.6. Синтез широкодіапазонних ексцентрикових свердлильно-фрезерних патронів…… 385
8.7. Конструкції ексцентрикових свердлильно-фрезерних патронів та їх розрахунок……. 393
8.8. Розрахунок характеристик термомеханічних інструментальних затискних патронів…… 401
8.9. Розрахунок силових характеристик гідромеханічних інструментальних затискних патронів…… 406
8.10. Синтез цангових ІЗП для високошвидкісної і прецизійної обробки……... 409
8.11. Дослідження ІЗП з гвинтовою цангою…… 414
8.12. Експериментальні дослідження ІЗП ……...…… 417
Список літератури…….. 422

ВСТУП

Однією з актуальних тем в сучасній технології машинобудування є високошвидкісна (High Speed Cutting) і прецизійна (High Precision Cutting) обробка. Цією проблемою в останній час займаються вчені і спеціалісти США, Японії, Франції, Німеччини, Італії, Китаю, Росії та України.

Точно, швидко і дешево – ось переваги прогресивної обробки, яка широко впроваджується на підприємствах автомобільної, авіакосмічної і верстатоінструментальної промисловості при використанні прогресивних ріжучих інструментів, які дозволяють підвищити багаторазово (в 10–15 разів) швидкості різання і подачі на верстатах з ЧПК. Вже сьогодні виникає потреба в створенні верстатів з частотою обертання шпинделя (для інструмента) до 50–100 тис. обертів за хвилину і більше.

При таких швидкостях (відцентрові сили ростуть в квадратичній залежності від частоти обертання) динамічні навантаження досягають катастрофічних величин, що, в першу чергу, потребує змінити пріоритети вимог до шпиндельних вузлів, механізмів затиску інструментів та заготовок, самого ріжучого інструменту з точки зору надійності, точності і безпеки роботи.

Обробка із швидкістю різання до 6000 м/хв при забезпеченні параметрів її точності в межах 0,01÷1 мкм потребує не тільки вдосконалення існуючих технічних рішень верстатних вузлів та механізмів, але й генерування нових.

Задача підвищення технічного рівня сучасних металорізальних верстатів і автоматичних верстатних систем в умовах високошвидкісної і прецизійної обробки деталей вимагає покращення характеристик їх основних механізмів, вузлів і технологічного оснащення. Складність вирішення цієї проблеми обумовлена як відсутністю достовірної інформації про поведінку цих вузлів та механізмів в умовах надмірного зростання інерційних навантажень, так і неузгодженістю існуючих методів оцінки якості і пошуку нових, зазвичай нетрадиційних, технічних рішень.

Технологічне оснащення суттєво впливає на точність і продуктивність обробки деталей, тому що від нього залежать режими різання, витрати допоміжного часу, жорсткість і вібростійкість технологічної системи верстата, точність установки і кріплення заготовок та різального інструменту. Тривалий час на верстатах використовуються традиційні конструкції технологічного оснащення, в результаті чого порушується відповідність їх конструкцій і принципів дії стосовно конструкції верстата в цілому, який безперервно вдосконалюється згідно з вимогами сучасного виробництва.

У зв’язку з цим в Україні, яка втратила свої позиції в галузі машинобудування за останні 20 років, розвиток вітчизняного верстатобудування повинен бути спрямований на забезпечення надшвидкісної прецизійної обробки деталей за одну установку на високоефективному технологічному обладнанні нового покоління, основними концепціями побудови якого є: багатофункціональність –

використання механізмів, які мають практичну можливість реалізації транспортних, допоміжних і технологічних операцій одним виконавчим органом; багатопоточність – використання механізмів на основі стрижневих просторових конструкцій (при паралельній передачі навантажень), які дозволяють реалізувати раціональний перерозподіл навантажень між декількома складовими елементами паралельними шляхами; універсальність механічної системи обладнання – використання механізмів, виконавчий орган яких реалізує заданий закон переміщення тільки за рахунок математичного програмування.

Матеріали навчального посібника будуть корисними при оновленні розділів дисципліни "Металообробне обладнання" і споріднених дисциплін. У посібнику в концентрованій формі використані матеріали, у тому числі і рисунки, з останніх монографій, посібників та статей авторів та інших вчених НТУУ "КПІ", Тернопільського технічного університету ім. І. Пулюя (ТДТУ), Кіровоградського національного технічного університету (КНТУ) і Луцького національного технічного університету. Це відображено в переліку джерел, наведених в кінці посібника.

Автори висловлюють глибоку подяку рецензентам за цінні зауваження, більшість яких врахована при підготовці рукопису до друку.

Відгуки і побажання просимо надсилати за адресою: 03056, м. Київ, проспект Перемоги, 37 НТУУ "КПІ", кафедра КВМ або на e-mail: info@zmok.kiev.ua.

РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН І ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ВЕРСТАТОБУДУВАННЯ В УКРАЇНІ

1.1. Світові тенденції розвитку верстатобудування

Розвиток сучасного машинобудування і, зокрема, його серцевини – верстатобудування пов'язаний з досягненням наступних шести основних цілей:

1. Підвищення продуктивності технологічного обладнання.
2. Підвищення якості продукції, що виготовляється.
3. Зменшення витрат і сировинно-енергетичних ресурсів.
4. Зменшення долі фізичної праці людини.
5. Полегшення рутинної інтелектуальної праці людини.
6. Розширення технологічних можливостей обладнання.

Досягнення перших трьох цілей дозволяє розв’язати техніко-економічні проблеми, четвертої і п’ятої цілей – соціально-економічної проблеми, а останньої – технічні, економічні і соціальні проблеми.

Сучасне індустріальне виробництво характеризується тим, що його рівень, досягнутий в різних країнах і галузях, суттєво різний (неоднаковий) і його диференціація має як об’єктивні, так і специфічні причини. Сьогодні як загальну рису можна назвати орієнтацію виробництва на ринок, який диктує свої вимоги для врахування на різних етапах створення товарної продукції – від ідеї, конструювання, виробництва до реалізації.

Спостерігається такий п’ятиланковий ланцюг: наука – техніка – виробництво – збут – сервіс. Формується інше розуміння виробництва майбутнього: цілісний розгляд і оптимізація потоку матеріалів; виключення непомірних витрат ресурсів усякого виду; безперервна оптимізація виробництва; використання передових найсучасніших технологій і орієнтація на людину; мінімізація витрат при експлуатації готової продукції.

Спостерігається переміщення виробничого персоналу з області безпосередньо виготовлення продукції в область планування і управління або в сферу обслуговування засобів виробництва.

Орієнтування на нові технології і швидкий прогрес виробничої техніки призвів до прогресивної і гнучкої концентрації виробництва – концепція комп’ютерного інтегрованого виробництва (скорочено CIM – технології).

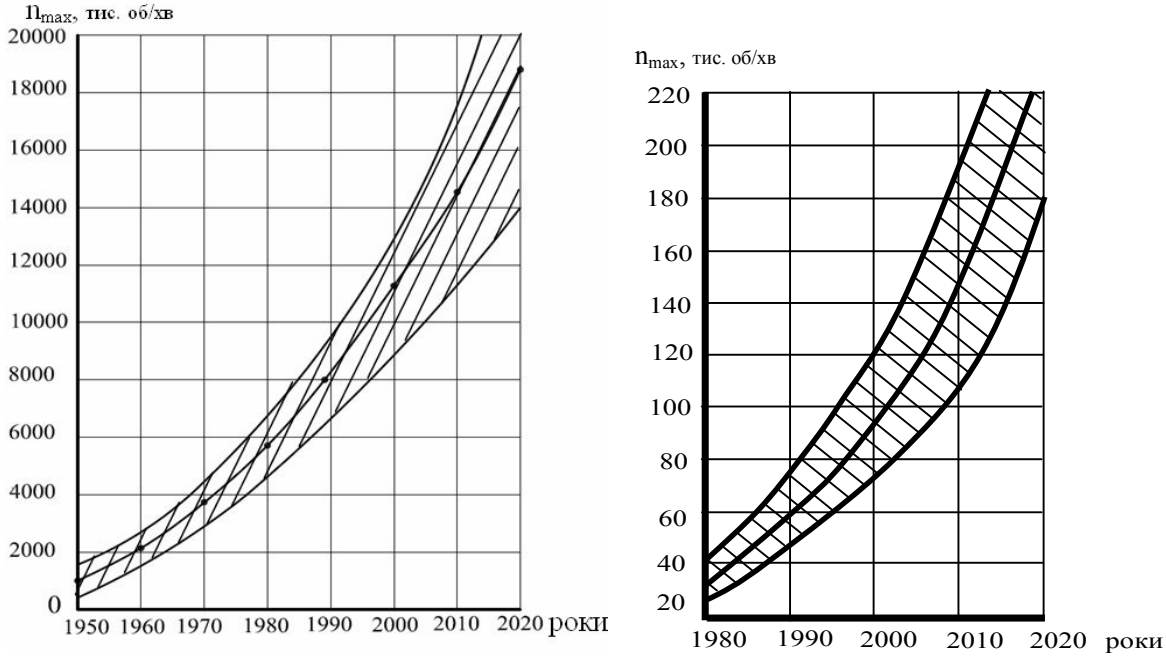
На основі новітніх наукових досягнень в областях фізики твердого тіла, фізики високих тисків, оптики, біохімії, мікроелектроніки, тощо створено безліч нових технологій, котрі призвели до революційних змін в товарному насиченні в таких галузях, як енергетика, транспортна техніка, генна інженерія і т. д.

Важливими етапами розвитку виробництва стали реалізації японських концепцій “Just in time” (точно в строк), “Lean Production” (ощадливе виробництво), “Total quality” (тотальна якість).

Аналіз різних прогнозів розвитку науки, техніки і технології на початку XXI сторіччя дає можливість сформулювати основні світові тенденції і

перспективи верстатобудування:

1. Високошвидкісна (High Speed Cutting) і високопродуктивна (High Production Cutting) обробка на швидкостях лезової обробки до 30 м/с, алмазно-абразивної – до 150 м/с, подачах – до 0,5 мм/зуб при чистовому фрезеруванні завдяки використанню прогресивного ріжучого інструменту (мілкозернистого твердого сплава з покриттями, кубічного нітрида бору, синтетичного алмазу), високооборотних мотор-шпинделів (рис. 1.1), швидкодіючих приводів переміщення вузлів на швидкостях до 60–200 м/хв. З прискореннями 0,5g…5g, а також механізмів автоматичної зміни інструменту (не більше 2…5 с від різу до різу) і столів супутників за 8…5 с і менше.



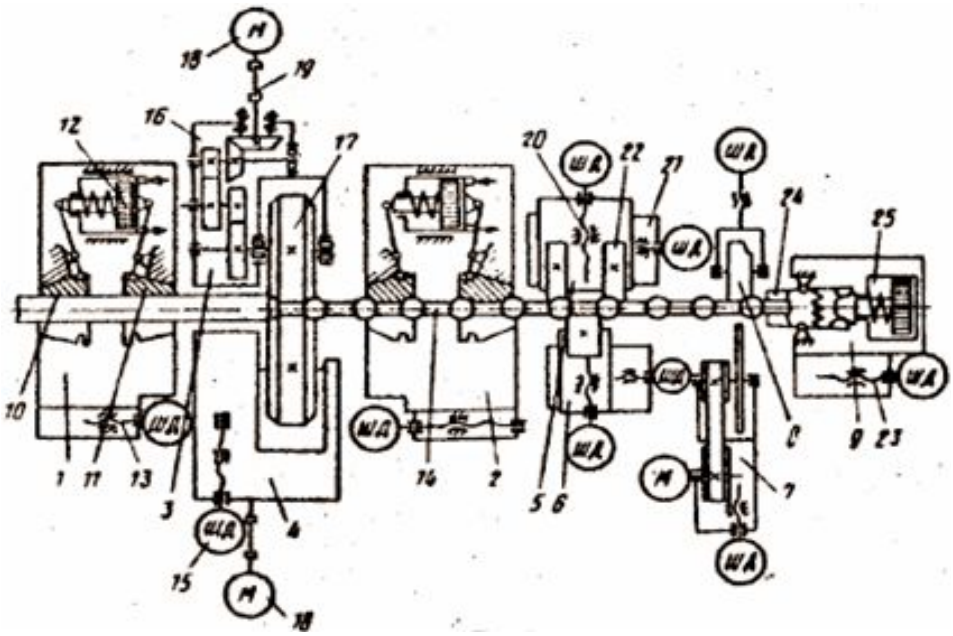
а) б)

Рис. 1.1. Криві росту частоти обертання, що прогнозуються, шпиндельних вузлів з затискними патронами токарних верстатів при обробці деталей діаметрами 40 –250 мм (а) і інструментальними патронами фрезерних верстатів при обробці деталей фрезами діаметрами 3 –20мм (б)

2. Удосконалення і оптимізація існуючих і розробка нових енерго- і матеріалозберігаючих технологічних процесів виготовлення виробів машинобудування за рахунок нових, наукоємних і комбінованих методів обробки заготовок, в тому числі нових матеріалів. Нові і комбіновані методи обробки базуються на цілеспрямованій повній силовій, температурній і хімічній дії на поверхню оброблюваної деталі в залежності від функціонального призначення цієї поверхні (оздоблювально-зміцнююча обробка поверхневим пластичним деформуванням, електроімпульсна, ультразвукова, лазерна, гідроімпульсна, магнітоабразивна, хімічна та інша обробка). Широке впровадження має штамповка деталей з мінімальним припуском або відсутність його на механічну обробку, бо заготовка максимально наближена до розміру готової деталі.

3. Створення багатофункціонального, багатоцільового обладнання для реалізації комбінованих методів обробки як подальший крок в напрямку концентрації операцій і різнохарактерних методів обробки на одному верстаті, наприклад, токарної і свердлильно-фрезерно-розточної і токарно-карусельної, а також комбінації в сполученні із шліфувальною обробкою, лазерною обробкою, тощо (рис. 1.2), що дозволяє суттєво скоротити довготривалість виробничого циклу і підвищити точність обробки.

а)



б)

Робочий орган	Можливий стан	Фактичний стан протягом циклу
Бабка 1	затиснуто розтиснуто	
Ролики 17	підведені відведені	
Бабка 2	затиснуто розтиснуто	
Супорти 5, 6	підведені відведені	
Відрізний пристрій 7	підведений відведений	
Витяжний пристрій 9	затиснуто розтиснуто	

Рис. 1.2. Токарно-притискуючий верстат для обробки шарового пальпа по а.с. СРСР №1393529 (а), який реалізує принцип лінійно-роторної обробки і тактограма його роботи (б)

4. Нові компоновки верстатів з мехатронними компонентами, які об'єднують засоби механіки, електроніки і електротехніки (типу Box in Box, з паралельною кінематикою), зокрема з використанням штучного інтелекту, датчиків, шарнірних штанг постійної або змінної довжини, що суттєво спрощує конструкцію, зменшує вагу верстата і створює оптимальні умови для високошвидкісної обробки. Концепція побудови таких верстатів передбачає багатофункціональність (транспортні, допоміжні і технологічні операції виконуються одним виконавчим органом), багатопоточність (за рахунок стержневих (штангових) механізмів) і універсальність механічної системи (закони переміщення забезпечуються за рахунок математичного програмування). Основними механізмами змінної структури в цих верстатах є біподи (біглайди), триподи (триглайди), гексаподи (гексаглайди), дельта, ножиці.

Мехатронні вузли і електромеханічні модулі є найбільш перспективною базою для створення прогресивного високопродуктивного технологічного обладнання, одним з принципів побудови якого є автономність виготовлення, складання і відладки вузлів і кінцевого продукту на їх базі.

5. Прагнення до прецизійної (High Precsion Cutting) і ультрапрецизійної обробки (нанотехнології або субмікронні технології), що дозволяє забезпечити точність обробки високоточних прецизійних виробів до 0,01 мкм отримати шорсткість поверхні $R_z = 0.001$ мкм (1 нм). Надпрецизійна обробка висуває підвищені вимоги до матеріалу заготовки, її хімічного складу, розкиду її механічних і фізичних властивостей в межах 0,1% номіналу, чому задовольняють, як правило, наноматеріали. Нанотехнології приводять до нових технологічних методів, не обробки деталей, а їх вирощування.

Надпрецизійна технологія і нанотехнологія будуть забезпечуватись компоновкою верстатів і оснащенням лазерними вимірювальними системами, застосовуванням магнітних підшипників, аеро- і гідростатичними напрямними, вбудовою у верстат сенсорних і контрольних засобів в сполученні з управлінням від сучасних пристроїв ЧПК.

6. Агрегатно-модульний принцип побудови верстатів і промислових роботів з використанням уніфікованих вузлів і модулей для гам однотипних верстатів, що сприяє їх централізованому виробництву. З'явилися можливості міжверстатної уніфікації на рівні специфічних вузлів (гідравлічних, пневматичних, електрообладнання тощо).

Такий принцип дозволяє кваліфікованому головному (провідному) конструктуру з використанням проблемно-орієнтованої CAD/CAE системи розробити схему загальної компоновки верстата для того, щоб його помічники змогли б на базі стандартних програм САПР і типових розрахунків, отримуючи інформацію з бази даних, проектувати верстат, підбираючи покупні готові вузли і деталі через мережу Інтернет для постачання на завод-виробник механоскладального типу. З'являється можливість реалізації принципу паралельного проектування (concurrent engineering), тобто одночасного виконання в короткі терміни проектних робіт

і підготовки виробництва з метою їх синхронізації.

7. Принцип модульної технології замість існуючих одиночної, типової і групової, в основі якого для спільного виконання закінченої службової функції деталі покладений принцип сполучення поверхонь деталей: виконавчі (базуючи і робочі) і зв'язуючі (рис. 1.3).

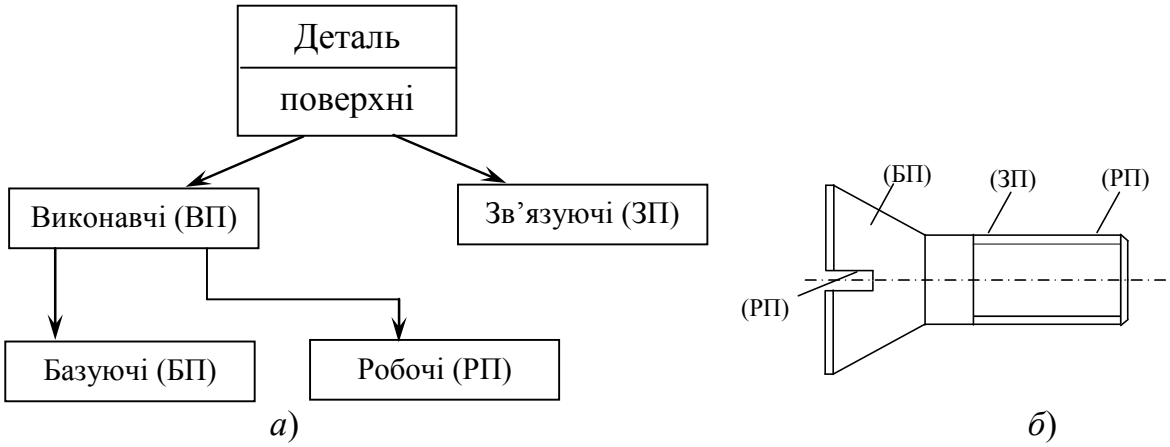


Рис. 1.3. Структура поверхонь деталей (по Базрову Б.М.) (а) і приклад деталі – гвинт (б)

Модульна технологія передбачає наскрізне застосування модульного принципу вздовж виробничого ланцюга: виріб – технологічний процес – технологічна система – робоче місце, де модулю виробу відповідає модуль технологічного процесу, модулю технологічного процесу – модуль технологічної системи і т.д.

8. Прагнення до безлюдної технології – гнучке автоматизоване виробництво (ГАВ), завдяки дистанційному управлінню виробництвом, інтелектуальним системам ЧПК з відкритою архітектурою, швидкодіючій обчислювальній техніці, діагностичним системам, новому верстатному обладнанню типу робот - верстат з паралельною кінематикою, вбудованим оптичним засобам контролю геометричних розмірів поверхні деталі і якості її обробки тощо.

Для підвищення надійності роботи технологічної системи в умовах гнучкого автоматизованого виробництва (ГВС, ГАЗ) без посередньої участі людини здійснюється організація активного контролю в процесі обробки за станом заготовки, інструмента, оснащення, за допомогою вимірювальних систем і датчиків з подальшою діагностикою всієї системи.

9. Застосування нових прогресивних матеріалів у верстатобудуванні – важливіший компонент, що визначає високу ефективність інноваційних верстатів. Для нерухомих базових деталей – це так званий верстатометал і синтегран, полімер бетон, лиття з гранітної крошки і екологічно чистими зв'язуючими матеріалами; для рухомих деталей несучої системи – алюмінієво-магнієві сплави, які леговані нікелем і скандієм; для шпинделів, ходових гвинтів та інші економно леговані сталі.

Спостерігаючи широке використання екологічно нешкідливого «сухого

різання» або нешкідливих МОТС, малошумних комплектуючих виробів, розвинутої системи блокування, герметизованого кабінетного захисту тощо.

10. Сервісна і технічна підтримка через Інтернет споживачів обладнання, глибока діагностика кожної одиниці обладнання і систем ЧПК.

11. Широке впровадження лазерної обробки, яка передбачає:

– використання нових твердих YAG - лазерів і газових CO2 - лазерів, що мають в декілька разів більшу (5..6 кВт і вище) потужність;

– підвищення якості променя розходження;

– використання швидкодіючих лінійних приводів переміщення вузлів, високоточних вимірювальних систем;

– автоматизацію допоміжних процесів з управлінням від сучасних систем ЧПК на базі персональних комп'ютерів, при цьому набагато підвищується швидкість різання (до 20 м/хв), прискорюються допоміжні процеси і підвищується точність обробки (до 0,01 мм на довжині 1000 мм).

12. Високі інтегровані технології з використанням 3D - моделювання і лазерної технології для пошарового створення трьохвимірних реальних об'єктів якої-завгодно складності (Rapid Prototyping) (рис. 1.4). Технологія базується на фотополімеризації лазерним випромінюванням і дозволяє отримувати цільновитворені складні моделі в найкоротший термін різними способами (стереолітографія SL, вибіркове лазерне спікання SLS, нарощування шарового матеріалу LOM, основна термічна дія SGC, моделювання оплавленням FDM, трьох координатний друк 3D Printing, TDP, з використанням балістики BPM, багатофазне отвердіння струмини MIS, багатоструминне моделюванння MIM, лазерна інженерна мережа LENS, швидке виготовлення мікровиробів RMPD, три координатне зварювання 3DW, осадження з газової фази GPD тощо).

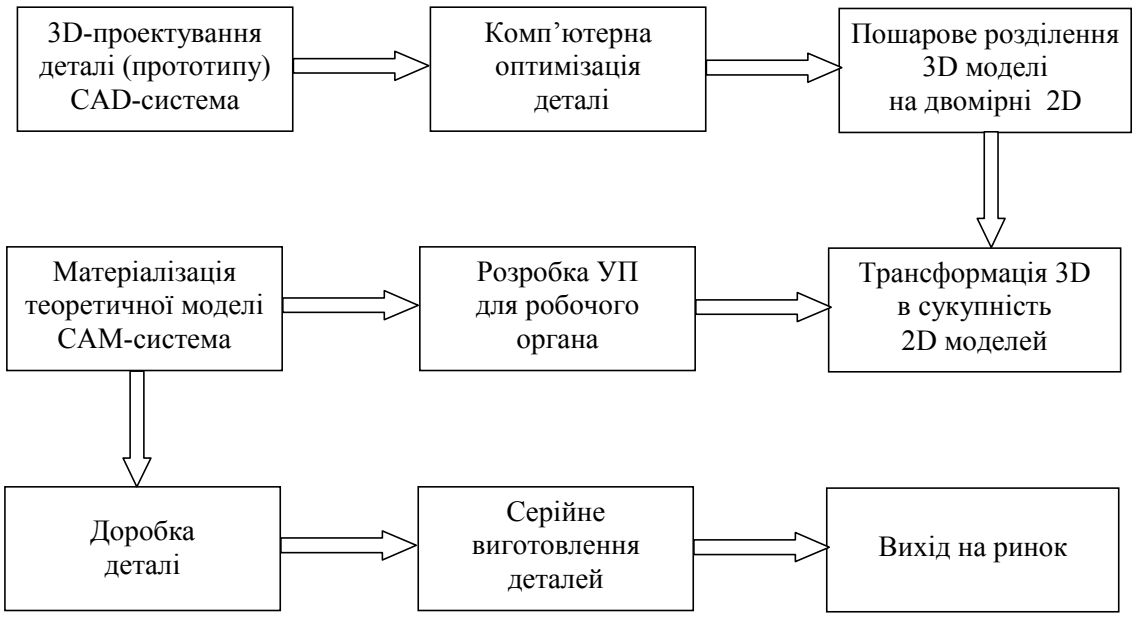


Рис. 1.4. Структура робочого процесу швидкого формоутворення деталей (CAD-CAM)

1.2. Сучасний стан верстатобудування в Україні

У світлі світових тенденцій верстатобудування України в 90-і роки минулого століття прийшло в занепад, чого навіть не трапилось в роки другої світової війни і після неї. До розпаду СРСР в кінці 80-х років верстатобудування України було на підйомі, а кількість верстатозаводів складала приблизно 20% від загальної кількості (рис. 1.5).

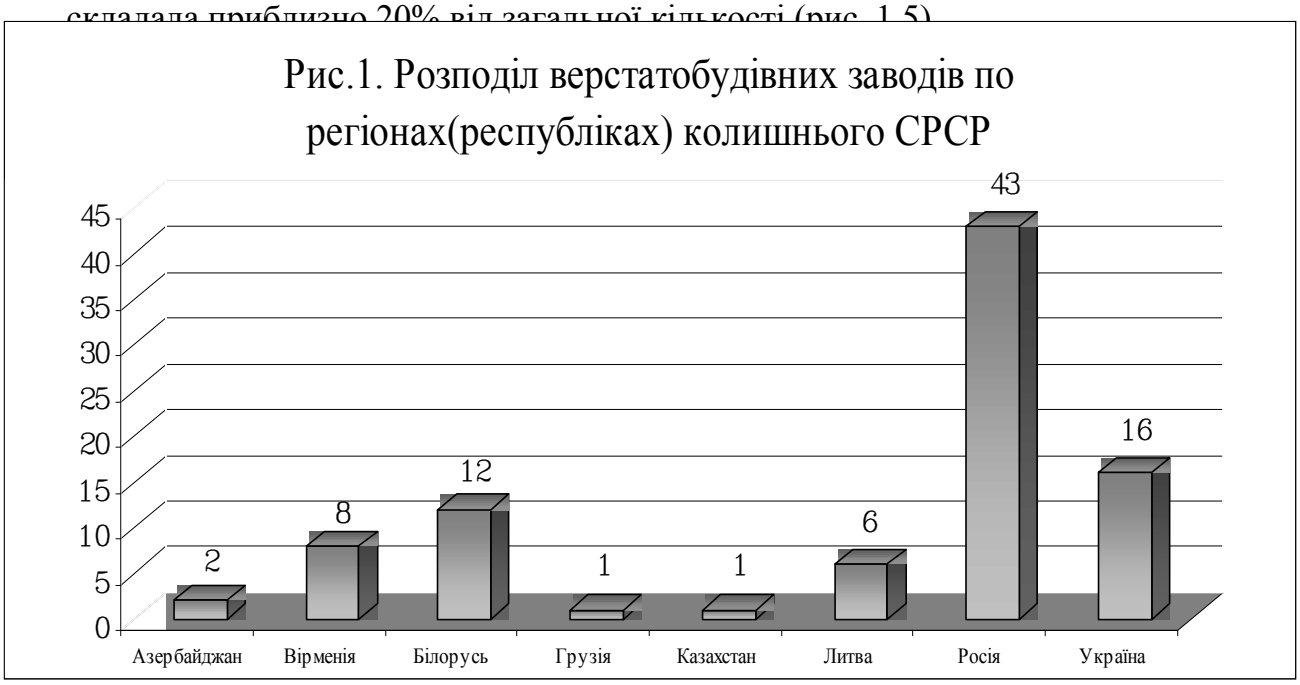


Рис. 1.5. Розподіл верстатобудівних заводів у регіонах (республіках) колишнього СРСР

З 16-ти верстатозаводів України зуміли не втратити свої позиції тільки два: Краматорський завод важкого верстатобудування, Одеський завод "Мікрон", а ледь тримаються Лубенський завод "Шліфверст" і Київське ПАТ "Веркон", яке від багатошпиндельних токарних автоматів і напівавтоматів, колись конкуруючих з фірмами Pittler, Shutte, ЗЛІН, Гільдемейстер та іншими, переорієнтувалося спочатку на універсальні токарно-гвинторізні верстати з традиційною віковою кінематикою, а тепер виробляє невеликі партії двошпиндельних токарних верстатів з ЧПК, залишивши за собою ненадавго тільки ремонт з модернізацією в обмеженій кількості багатошпиндельних токарних верстатів. Віддали свої пріоритети Рязанському верстатозаводу колишній завод "Комсомолець" (тепер ВАТ "Беверс") і Львівський завод фрезерних верстатів. За станом на 2007 рік в Україні виготовлено близько 500 верстатів.

Припинили виробництво багатошпиндельних токарних автоматів та напівавтоматів завод Верстатуніверсалмаш (м. Житомир); Харківський завод агрегатних верстатів; Корсунь-Шевченківський завод зуборізних верстатів (Черкаська область); Луганський завод фрезерних верстатів; верстатозавод токарно-револьверних автоматів ім. 23 жовтня (м. Мелітополь), який, крім

того випускав різьбофрезерні і шліцефрезерні напівавтомати.

Здали свої позиції і перейшли до одиничного і дрібносерійного виробництва заводи «Харвест» (м. Харків), Одеський завод радіально-свердлильних верстатів та ін.

В цілому картина ринку вітчизняних верстатів нагадує картину оволодіння автомобільним ринком України, де шляхами роз'їзджають дороговартісні іномарки, що завезені дилерами провідних світових фірм, які переслідують чотири мети: по-перше, підтримати іноземного виробника, а не вітчизняного; по-друге, оплатити працю іноземних робітників, а не вітчизняних; по-третє, збагатити торгівельні організації; по-четверте, дати банкам заробити великі гроші на валютних кредитах і обдерти вітчизняного покупця. Таке ж робиться з верстатами та комплектуючими до них. Україна сьогодні практично не виготовляє власні верстати, а купує іноземні, що знищує, якщо не знищило власне верстатобудування – серцевину машинобудування, хоч раніше Україна вважалася однією з розвинутих країн з виробництва і реалізації верстатів.

1.3. Аналіз факторів спаду верстатобудування в Україні

На жаль, деякі "спеціалісти" серцевині машинобудування відводять другорядну роль і помиляються, коли кажуть «треба пам'ятати, що верстатобудування завжди розвивається в другу чергу, спочатку повинен початися підйом народного господарства, поліпшитися економічна ситуація в цілому». А як же може здійснюватись підйом на старому обладнанні, яке має низькі техніко-економічні показники (продуктивність, точність, гнучкість тощо)?

Такі думки і розрив ланцюга "освіта – наука – виробництво" призвели до того, що деякі всесвітньо відомі верстатозаводи і конструкторські бюро при них втратили свої пріоритети, припинили займатися модернізацією верстатів, пріоритетними перспективними дослідженнями і проектуванням верстатів нового покоління за допомогою сучасної інформаційної техніки, а також залучати провідних вчених на умовах госпдоговірного та іншого співробітництва. Цехи верстатозаводів почали перетворюватись в окремі заводики без єдиної генеральної стратегії, руйнуючи систему управління, розпродаючи обладнання, приміщення і територію заради одночасної і особистої користі. Втрачений великий інтелектуальний капітал заводів і КБ, пішли шукати роботу за їх межами висококваліфіковані робочі кадри і інженерно-технічні працівники. Практично зникли виробничі, технологічні і конструкторські практики студентів вищих і середньо-технічних навчальних закладів, розвалилась система професійної технічної підготовки (ПТУ, СПТУ), що відштовхнуло талановиту і працьовиту молодь від виробництва при порівняно низьких заробітних платах.

Серед факторів, що вплинули на падіння верстатобудування, можна виділити наступні:

- політичні (в Україні верстатобудування не входить до пріоритетних

галузей);

- економічні (інфляція, низькі заробітні плати конструкторів, інженерів, робітників, відсутність матеріальних стимулів);
- соціальні (безробіття, розрив ланцюга інтеграції наука – освіта – виробництво);
- організаційні (розпалася налагоджена система кооперації, поставок, комплектації, відсутність генеральної стратегії профільного міністерства);
- інтелектуальні та інформаційні (немає нових ідей, різко скоротилася кількість повних винаходів з експертизою по суті, відсутня інформація про світовий рівень верстатобудування при обмежувальному відвідуванні широким загалом фахівців і вчених ВНЗ міжнародних ярмарок за межами України за браком коштів на відрядження);
- моральні (інколи деякі керівники стали ініціаторами розвалу підприємств з метою їх перепрофілювання, надання в оренду або продажу площ під торгівельні установи, склади для імпортних товарів тощо).

Саме внаслідок цих факторів більше вітчизняних верстатозаводів, інколи унікальних в своєму сегменті, сьогодні або зовсім припинили випуск профільної продукції, або виготовляють декілька верстатів на рік за окремими замовленнями. Але це сталося не тому, що промисловість віддає перевагу дорогому імпортному обладнанню, а тому, що втрачені інженерні та робочі кадри.

Неможливість виготовляти вітчизняні сучасні верстати та інше металообробне обладнання спонукає на закупівлю імпортного. Активному імпорту в Україну сприяє «братня» допомога західних та інших країн, які з готовністю надають нам кредити під закупівлю свого ж обладнання і організують на безкоштовній основі навчальні центри по обслуговуванню їх обладнання і рекламування їхньої продукції, в тому числі різального інструменту, технологічного оснащення, приводів і систем ЧПК.

В ситуації, яка склалася, важко звинувачувати українських підприємців, бо вони купують те, що краще і гарантує прибуток. Вони втратили віру у вітчизняного виробника, і відверто кажучи, у нас немає верстатів, які за якістю не гірші за зарубіжні.

Протягом останніх 10-15 років, держава поквапилася позбавитися від збанкрутілих і тих, що припинили свою виробничу діяльність верстатозаводів, які були корпоратизовані, а потім продані в ході ваучерної «прихватизації» і на сертифікаційних аукціонах. В подальшому, контрольні пакети акцій підприємств сконцентрували окремі компанії, які не вкладали гроші в модернізацію і не намагалися відродити випуск верстатів, а деякі заводи були перепрофільовані на випуск більш рентабельної продукції. Внаслідок цього виробництво верстатобудівної продукції в країні зменшилося на порядок, а за окремими групами на два і більше порядків.

Без аргументації було ліквідовано ряд заводів і конструкторських

бюро, в тому числі спеціальне конструкторське бюро багатошпиндельних автоматів (СКББА) і всесвітньо відомий київський завод верстатів-автоматів, який вижив під час Другої світової війни і прославився випуском гами (від надлегких до надважких) багатошпиндельних (4, 6, 8 шпинделів) токарних автоматів та напівавтоматів і на їх базі автоматичних ліній, що за показниками надійності, продуктивності, точності не поступалися провідним фірмам світу і експортувалися майже до 40 країн, багато серед яких в Японію.

Негативні явища у сфері інноваційної діяльності, правової охорони і захисту інтелектуальної власності створили загрозу економічній та технологічній безпеці України, що потребує прийняття невідкладних заходів з боку держави.

В Україні відсутні економічні заходи і стимули для фізичних і юридичних осіб, що займаються винахідницькою і раціоналізаторською діяльністю. Це призвело до суттєвого скорочення кількості творців в сфері інноваційної діяльності. Продовжується тенденція зменшення заявок на винаходи від вітчизняних заявників (в той же час кількість українських творців в Росії росте*). Суттєво зменшується кількість винаходів, які використовуються у виробничому процесі. Практично в Україні підприємства не звітують за формою 4-нт (акт впровадження винаходів) про використання в економіці держави винаходів і корисних моделей. Відсутня база даних про перспективні винаходи. Замість здійснення заходів про стимулювання винахідницької діяльності підприємств, розвитку ринку інтелектуальної власності і наукоємної продукції збільшені витрати підприємств на одержання і підтримання патентів на винаходи і корисні моделі до 35 разів, що перевищило в 1,5–3,5 раза подібні витрати підприємств розвинутих європейських країн, зокрема, Великобританії, Німеччини, Франції, Іспанії, в 3,7 раза у порівнянні з Вірменією (член СОТ з 2003р.) і в 1,5 раза – з Молдовою (член СОТ з 2001 р.).

Відсутність експертизи по суті корисних моделей і промислових зразків навіть в межах України призвела до негативної практики видачі охоронних документів на корисні моделі та промислові зразки за давно відомими технічними рішеннями, що практично легалізувало піратство в галузі інтелектуальної власності.

1.4. Шляхи відродження верстатобудування в Україні

Верстатобудування як серцевина машинобудування, вимагає особливої уваги. Це давно зрозуміли у багатьох країнах, де економіка почала розвиватися: в Китаї та Індії ще два десятиліття тому верстатобудування було в занепаді, а сьогодні азіатські верстати конкурують з європейськими за цінами і навіть за якістю. В Ірані на державному рівні було прийнято рішення розвивати власне автомобілебудування, а для цього знадобилося обладнання і верстатобудування почало стрімко розвиватися.

**– Починаючи з 1996 р. Україна займає третє місце (після США і Німеччини) за кількістю поданих в Росію заявок на винаходи, отриманих та діючих там патентів.*

В Україні ще є високий науковий потенціал і достатньо кваліфікованих спеціалістів і інженерних кадрів. Верстатобудуванню потрібна нова цільова програма розвитку, яка допоможе модернізувати відповідно до світових стандартів всі діючі підприємства, а не окремих представників галузі. Особливо перспективним є виробництво нових компоновок токарних, свердлильно-фрезерних, шліфувальних верстатів, в тому числі з паралельною кінематикою, що може знову стати візитною карткою України, як міцної індустріально-аграрної, а не сировинно-споживчої держави. Для цього необхідно:

1. Забезпечити державну підтримку і вагомі інвестиції у верстатобудування.
2. Звести до розумного мінімуму імпорт верстатів, інструментально-технологічного оснащення та інших комплектуючих із Західної Європи, Південно-східної Азії та Америки.
3. Залучити відомих вчених ВНЗ і НАН України до розробки і реалізації перспективного довгострокового плану відродження вітчизняної верстато-інструментальної галузі, а також прогнозування її розвитку для виробництва конкурентоздатної продукції.
4. Відновити інтеграцію науки, освіти і виробництва, закріпивши це на законодавчому рівні з обов’язковим виконанням всіх вимог сучасності з боку науковців, освітян і виробників.
5. В системі освіти здійснити перехід від застарілої репродуктивної форми передачі знань до креативної з використанням системного підходу і сучасних методів пошуку технічних, економічних і організаційних рішень для розв’язання проблем сучасності.
6. Забезпечити цільове виділення державних коштів на модернізацію і оновлення лабораторно-дослідницької бази машинобудівних кафедр провідних ВНЗ України.
7. Реанімувати підготовку робочих і технічних кадрів завдяки професійному навчанню в ПТУ, СПТУ, технікумах і коледжах по машинобудуванню, в т.ч. верстатобудуванню. Відродити у ВНЗ на новому якісному рівні навчально-виробничі дільниці, де кожен майбутній інженер повинен оволодіти робочими професіями слюсаря, формовщика, ливарника, коваля, зварювальника, токаря, свердлувальника, фрезерувальника.
8. Враховуючи членство України в СОТ, доцільно використовувати систему дотацій для проривних розробок нового технологічного обладнання і на перехідний період протягом 3–5 років квотувати імпорт, розробити державну програму з модернізації верстатів.
9. Необхідно виконати переоцінку нематеріальних активів (об’єктів прав інтелектуальної власності) під час приватизації і продажу об’єктів державної власності, які на порядок і більше перевищують матеріальні активи.
10. Створити базу даних «Перспективні винаходи» в галузі

машинобудуванні та інноваційний банк знань.

11. При ІНМ ім. В.М. Бакуля НАН України створити державний мозковий координуючий центр верстатів, інструментів і технологічного оснащення, який би займався питаннями стратегії, наукового прогнозування і координації фундаментальних і прикладних досліджень.
12. Організовувати щорічні республіканські конкурси на кращі розробки вчених ВНЗ України в галузі машинобудуванні з подальшим цільовим бюджетом або грантовим фінансуванням для розробки, виготовлення і експериментального дослідження діючих макетів, дослідних і дослідно-промислових зразків верстатів і їх механізмів.

1.5. Роль науки і українських вчених у відродженні верстатобудування

Останнім часом існує думка про те, що у створенні нових верстатів Україна назавжди відстала від провідних фірм розвинутих країн і тому не слід приділяти цьому уваги. З усіх боків говорять, що краще купувати іноземне, причому дуже дороге, ніж виробляти своє. Тому деякі вчені займаються теоретичними вправами і аналізом того, що вже давно працює за кордоном, але відсутнє і не виготовляється в Україні (рис. 1.6), бо це модно (це стосується і верстатів з паралельною кінематикою).

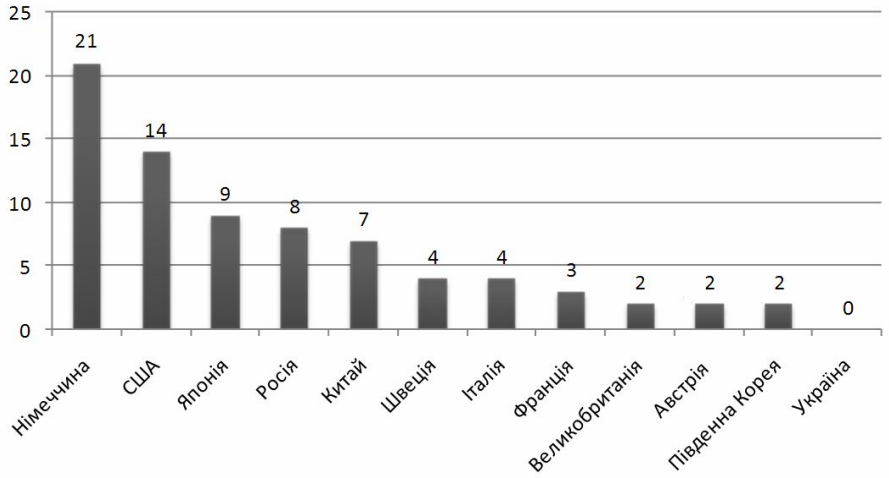


Рис. 1.6. Кількість моделей верстатів з паралельною кінематикою, що виготовляються в різних країнах (станом на 2008 р.)

Зусилля вчених повинні бути зосередженні не на копіюванні і аналізі відомого, а на ідеї створення принципово нових верстатів, які не поступаються, а навпаки перевищують кращі світові зразки. Не треба йти у фарватері провідних фірм і весь час наздоганяти, а необхідно шукати інші нетрадиційні шляхи інноваційного прориву.

Доказом цього і того, що ще не втрачені останні сподівання на відродження вітчизняного верстатобудування, є розробки вчених НТУУ «КПІ» і запропонована концепція створення верстатів з паралельною кінематикою нового покоління на модульному принципі.

В цих верстатах використовуються дві принципові схеми механізмів паралельної структури (МПС) (рис. 1.7) із штангами змінної довжини типу «трипод», «гексапод» (рис. 1.7, *а*) і штангами постійної довжини типу «біглайд», «гексаглайд» (рис. 1.7, *б*) Причому перевага поки що віддана першій схемі (рис. 1.7, *а*) на основі платформи Стюарта з шістьма керованими координатами, але розпочаті роботи з використання штанг постійної довжини.

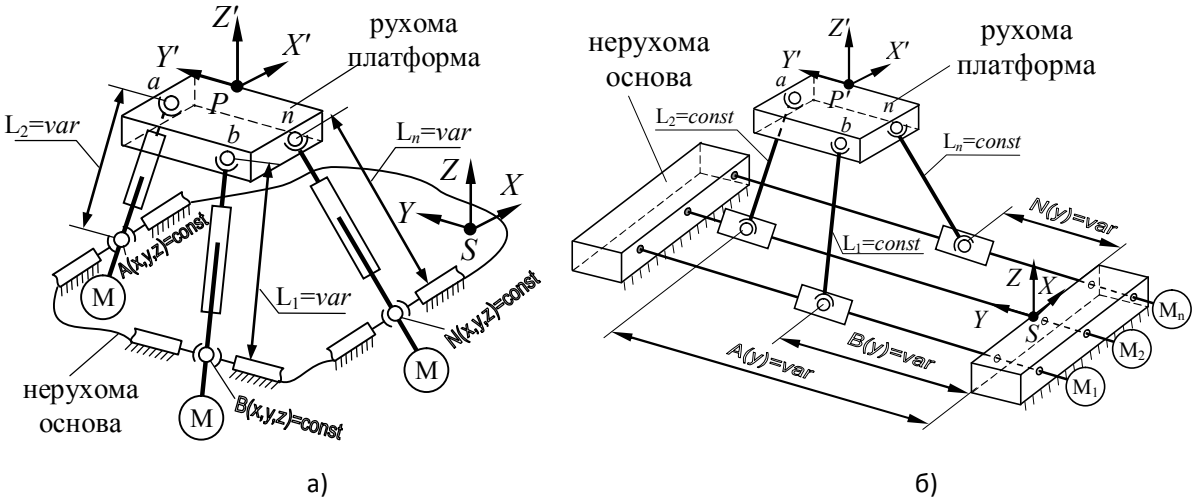


Рис. 1.7. Структура просторових механізмів із штангами керовано-змінної (а) і постійної (б) довжини

На відміну від світової практики створення верстатів з паралельною кінематикою, основні особливості запропонованої концепції такі:

1. Генетико-морфологічний принцип, що містить:
   - генетичний підхід до класифікації, опису, еволюції розвитку, синтезу і прогнозуванню технічних систем;
   - багаторівневий системно-морфологічний підхід до побудови і синтезу технічних систем.
2. Застосування каркасних і оболонкових конструкцій несучих систем.
3. Аграрно-модульний принцип компоновок.
4. Використання перспективних інформаційних технологій і інтелектуальних комп'ютерних систем.

Як при еволюції будь-якої біологічної системи існує п'ять генетичних операторів синтезу, так і в технічних системах, до яких відносяться верстати і їх механізми, притаманні ці оператори, а саме:

- **реплікація** – розмноження вихідної структури із збереженням відповідної сукупності її генетичних ознак (багатопозиційність і багатоінструментальність);
- **схрещування** – утворення структур зі змішаною генетичною інформацією (гібридизація);
- **інверсія** – розташування двох елементів структури в зворотному порядку (дзеркальність і симетричність);

- **кросинговер** або **кросовер** – обмін конкретних дискретних генетичних ділянок, між якими можливий обмін генетичною інформацією (перехрест);
- **мутація** – зміни в структурі геометричних фігур компоновки, які не враховуються генетичними операторами реплікації, схрещування і кросинговера (стрибкоподібне формоутворення).

У сполученні з генетичними операторами для синтезу компоновок верстатів, вибору форми несучої системи і розміщення виконавчих органів можуть застосовуватися геометричні оператори перетворення у вигляді умовних «хромосом» (рис. 1.8), мутацію яких за зміни кількості вершин, ребер і граней зручно імітувати на комп'ютері.

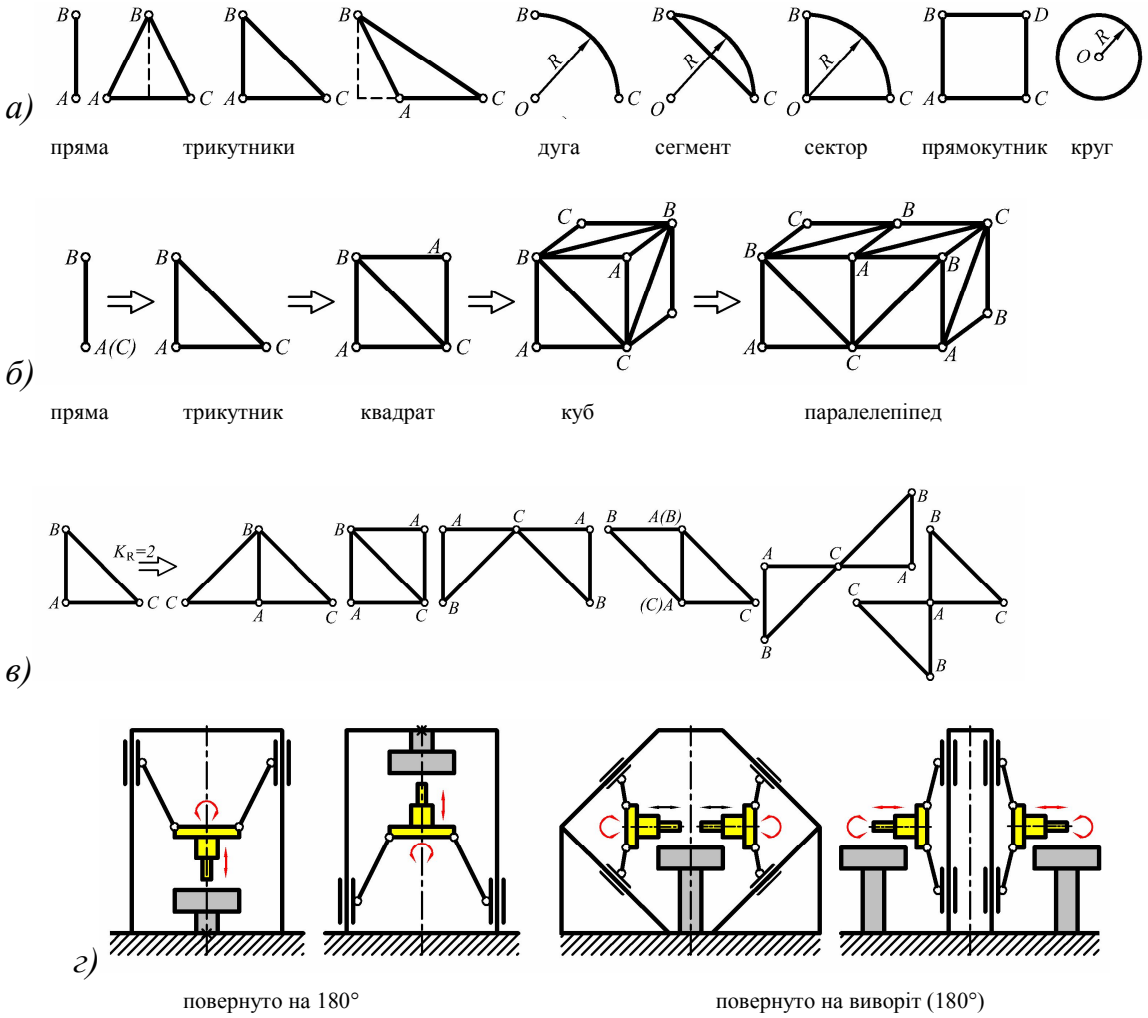
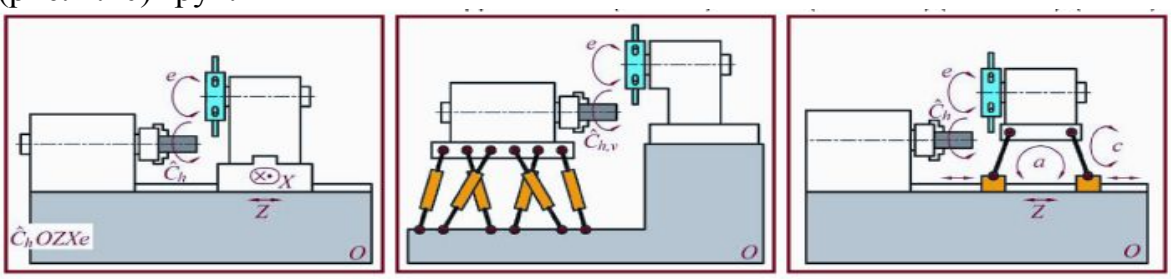


Рис. 1.8. Геометричні оператори перетворення компоновок верстатів: а) батьківські "хромосоми" (первинні геометричні фігури в процесі генетичного синтезу); б) "хромосоми" - нащадки (просторові комбінації двох або більше "хромосом"); в) "хромосоми" - реплікатори (ті, що породжують нові форми у процесі реплікації); г) "хромосомна" інверсія (різновид повернутої хромосомної структури – інструментальних систем на рухомих платформах)

1.6. Приклади реалізації запропонованої концепції створення верстатів нового покоління

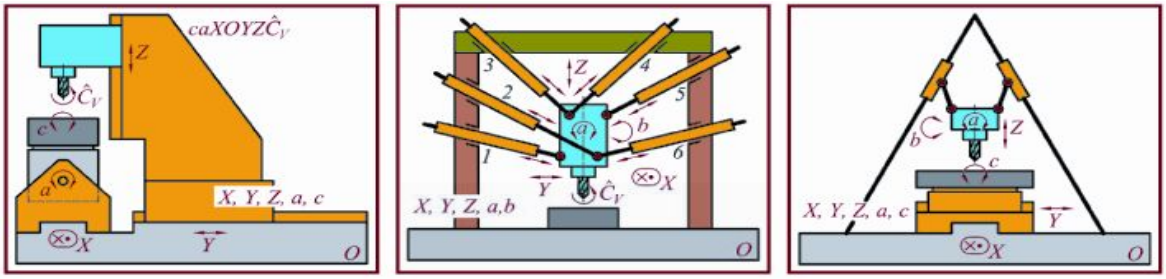
Використання основних принципів запропонованої концепції дає нові нетрадиційні рішення, навіть такі, що набагато випереджають час і дозволяють подолати катастрофічне падіння верстатобудування в Україні за короткий термін.

За допомогою генетичного оператора схрещування як мінімум двох компоновок з різною генетичною інформацією – традиційної (послідовна кінематика) і сучасної (паралельна кінематика) отримані гібридні компоновки верстатів з МПС токарної (рис. 1.9) і свердлильно-фрезерної (рис. 1.10) груп.



а) *б*) *в*)

Рис. 1.9. Порівняння компоновок токарних верстатів з ЧПК: а – традиційної; б – з МПС на штангах змінної довжини; в – гібридної із штангами постійної довжини



а) *б*) *в*)

Рис. 1.10. Порівняння компоновок свердлильно-фрезерних верстатів з ЧПК: а – традиційної; б – з МПС на штангах змінної довжини; в – гібридної із штангами постійної довжини

На рис. 1.11 показаний найпростіший токарний багатоцільовий верстат одного таксона (сімейства) з інструментальною системою типу «павук», створений з модулів і МПС типу гексаглайд. Для розширення технологічних можливостей і техніко-економічних показників запропоновано сімейство багатоцільових токарних верстатів з двома револьверними головками на поворотній платформі і задньою бабкою (або контршпинделем), з двома супортами з однаковою і різною довжиною штанг.

Аналогічно створено сімейство оригінальних свердлильно-фрезерних верстатів каркасної пірамідальної (рис. 1.12) і клиноподібної (рис. 1.13) компоновок з МПС.

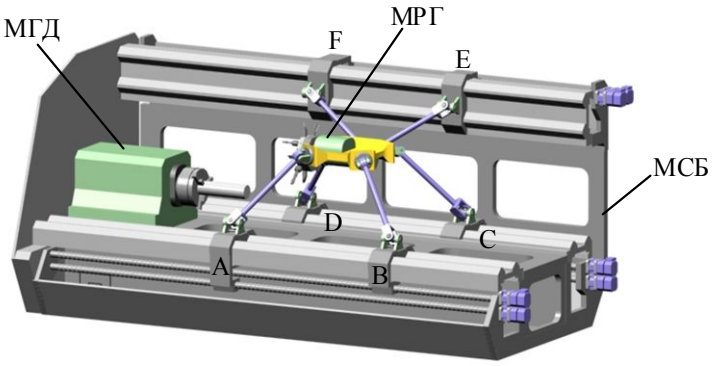


Рис. 1.11. Компоновка багатоцільового токарного верстата (патент України №27808) типу гексаглайд з основними модулями: МСБ – стаціонарним; МГД – головного руху; МРГ – револьверної головки

Рис. 1.12. Загальний вигляд діючого макету свердлильно-фрезерного верстата каркасної пірамідальної компоновки (патент України №86533)

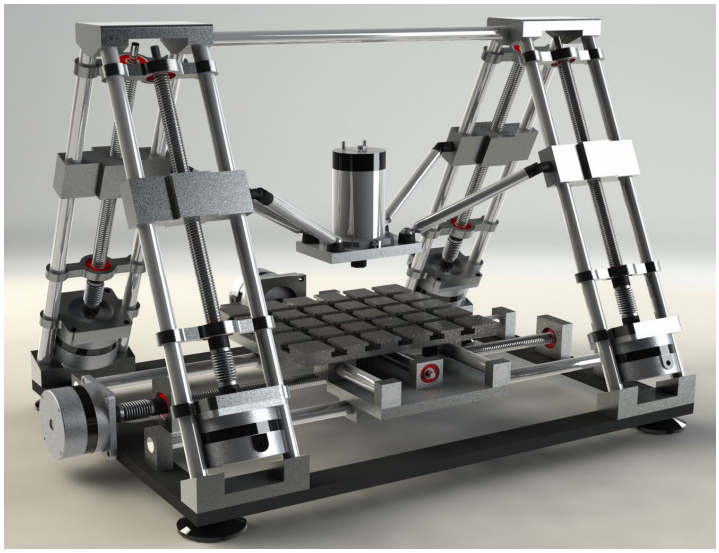


Рис. 1.13. Загальний вигляд настільного свердлильно-фрезерного верстата клиноподібної компоновки (патент України №35576)

Модульний принцип дає унікальну можливість для комп'ютерного проектування, моделювання, і візуалізації рухів виконавчого органу при виконанні паралельного проектування.

Реалізація генетичного оператора схрещування дозволяє суттєво підвищити продуктивність традиційних багатоцільових верстатів під час обробки корпусних деталей за рахунок використання технологічного "робота-слюсаря" (патент України №35573), а також багатошпиндельних токарних автоматів з ЧПК (патент України №40861), які могли б виготовлятися на верстатозаводах міст Києва, Житомира, Львова, Луганська.

Отже, можна зазначити, що лише сміливі нетрадиційні рішення українських "кулібіних" і "едісонів" на рівні піонерських винаходів і відкриттів зможуть ліквідувати катастрофічне відставання машинобудівного комплексу України, для якої стає актуальним девіз не "Наздогнати і перегнати" (це вже було), а лише "Перегнати".

1.7. Проблеми підвищення ефективності обробки на металорізальних верстатах

Вирішення висунутих суспільством задач можливо лише за допомогою створення сучасних машин, впровадження прогресивних технологій їх виробництва, використання нових принципів господарської діяльності, а також застосування нових нетрадиційних підходів до проектування машин, технологій та організації виробництва.

Конструкції машин постійно вдосконалюються та ускладнюються, а технологія їх виробництва стає більш комплексною, що обумовлюється використанням в них різних за фізичною природою методів технологічного впливу. Крім того, різко скорочується період експлуатації машин до заміни їх на інші, більш сучасні, а термін технологічної підготовки виробництва нових машин постійно зростає за рахунок розробки більшої кількості технічної та технологічної документації. Виробництво машин реалізується відповідними етапами (рис. 1.14).

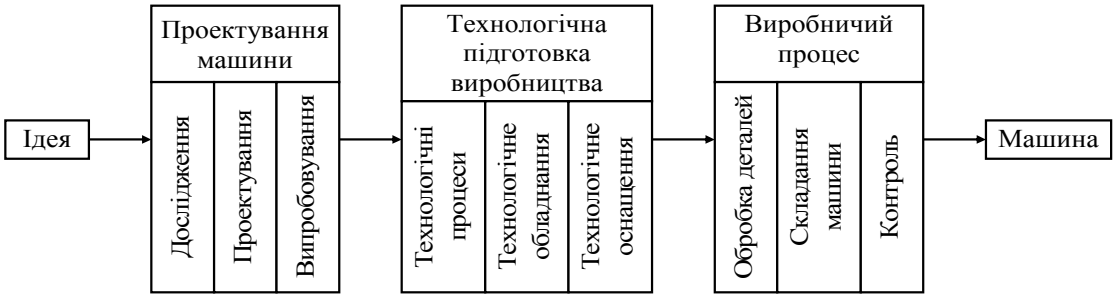


Рис. 1.14. Етапи виробництва машини

У відношенні до об'єкта виробництва різні етапи виробничого процесу впливають на нього по-різному. Одні – змінюють якісний стан об'єкта виробництва (форму, розміри, шорсткість та взаємне розташування поверхонь, структуру та хімічний склад матеріалу тощо), а інші – не впливають, але без них неможливе нормальне функціонування виробничого

процесу (транспортування, зберігання на складах, контроль та інші допоміжні процеси).

Таким чином, структура, зміст та характеристики кожного виробничого процесу залежать від тих конкретних процесів, які в ньому відбуваються:

– технологічні процеси формують деталь та забезпечують отримання необхідних розмірних, якісних та експлуатаційних характеристик деталі визначеними технологічними методами;

– допоміжні процеси забезпечують нормальне функціонування технологічних процесів, які полягають в отриманні, транспортуванні, контролю, упаковки та збуту продукції виробництва;

– системи організації та управління виробництвом забезпечують задане функціонування технологічних та допоміжних процесів і визначають взаємозв‘язок між процесами та засобами, які їх забезпечують.

Отже, виробничий процес є досить складною організаційно-динамічною системою, в якій усі технічні засоби та фізичні явища тісно пов‘язані між собою і характеризуються визначеною системою показників: розмірними, інформаційними, часовими, економічними.

Постійне вдосконалення конструкції машин та технології виробництва обумовлює різке скорочення терміну їх експлуатації, що призводить до інтенсивного розширення номенклатури виробів. Поряд з цим зростають вимоги до якості машин та технології, що, в свою чергу, створює необхідність зміни умов функціонування виробничих процесів.

Так, у реальних умовах конкретного виробництва майже всі показники виробничого процесу постійно змінюються як у просторі, так і у часі.

Перехід виробництва на нову номенклатуру виробів обумовлюється зміною конструктивно-технологічних параметрів деталі (конструкція та геометрична форма поверхонь деталі та їх сполучень), що впливає на зміну виду заготовки, її характеристики, величину припуску та сил різання.

Для забезпечення виробництва багатономенклатурної продукції необхідної якості з заданою продуктивністю та мінімальною собівартістю за різних умов конкретного виробництва, необхідно створити такий виробничий процес, властивості якого дозволять йому бути адекватним поточним умовам виробництва та забезпечити параметри функціонування процесу на заданому рівні.

Створення гнучкого виробничого процесу повинно базуватись на наступних особливостях:

– зміст поняття "гнучкість" конкретно для кожного виробництва і визначених умов його функціонування;

– властивості гнучкості мають ієрархічну структуру;

– комплект властивостей, який характеризує конкретний зміст гнучкості повинен бути мінімально необхідним;

– у кожному складовому елементі виробничої системи завжди є лімітуюча властивість, від якої залежить гнучкість виробничої системи;

– гнучкість для конкретного виробництва повинна встановлюватися на

оптимальному рівні.

Слід відмітити, що кожний виробничий процес повинен мати мінімально обмежений комплекс властивостей, тому що запас властивості, який не використовується повністю, лише погіршує рівень гнучкості виробничого процесу. Враховуючи, що поточні умови функціонування кожного виробничого процесу різні, тому і зміст поняття "гнучкості" буде також різний для кожного конкретного виробництва, технологічного процесу, виробничої дільниці, робочого місця тощо.

Шляхи та методи підвищення рівня гнучкості для кожного виробничого процесу різноманітні (рис. 1.15).

Поєднання в одній технологічній операції методів обробки з різним за фізичною природою технологічним впливом (лезова, абразивна обробка, складання, випробовування та ін.) зменшує кількість технологічних та транспортних операцій, номенклатуру та кількість технологічного оснащення, що підвищує рівень гнучкості виробничого процесу та методів обробки, які допускають їх різну послідовність.

До організаційних методів слід віднести впровадження тризмінної роботи та режиму роботи "склад-верстат-склад" (рис. 1.16).

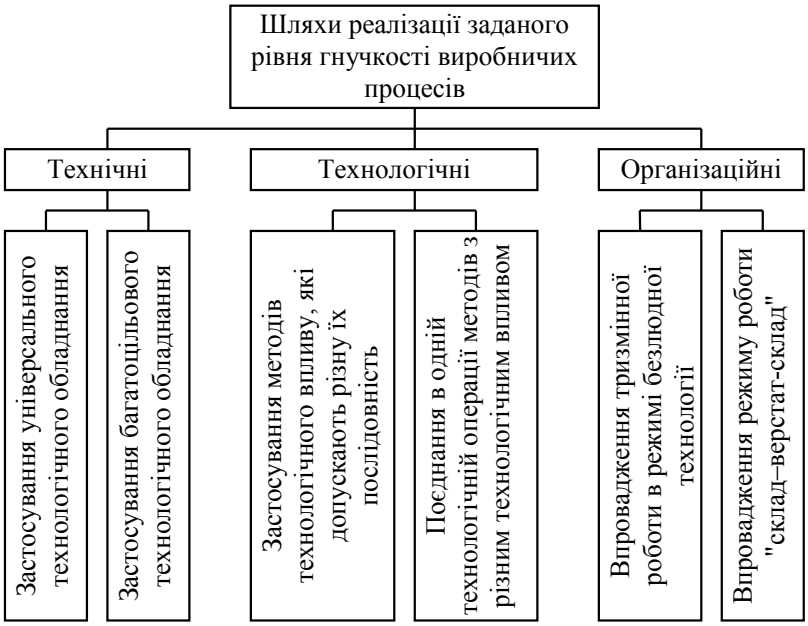


Рис. 1.15. Шляхи реалізації заданого рівня гнучкості виробничих процесів

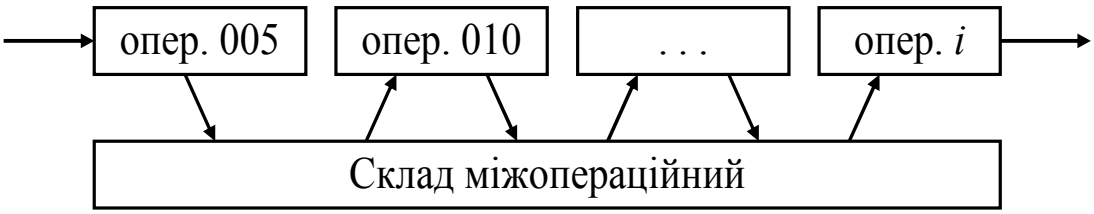


Рис. 1.16. Реалізація організаційної форми "склад–верстат–склад"

Конкурентоспроможність продукції визначається значною кількістю показників (рис. 1.17).

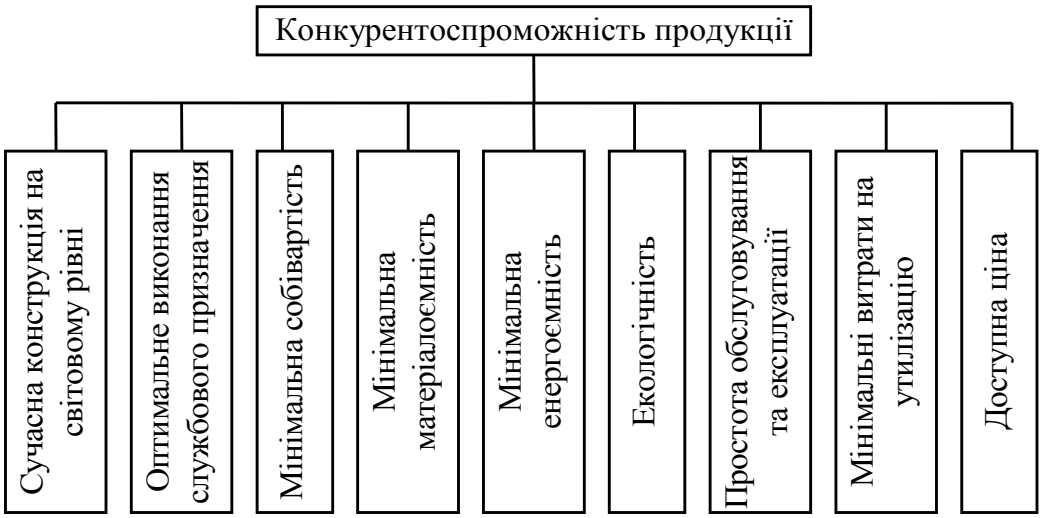


Рис. 1.17. Умови реалізації конкурентоспроможності продукції

Отже, у машинобудівному виробництві повинні формуватися нові приоритетні задачі переходу від проблеми планової економіки "як робити?" до проблеми ринкових відносин "що робити?".

Аналіз діючих виробничих систем, проведений закордонними фірмами показав, що 60–70% підвищення якості, конкурентоспроможності продукції та технології її виробництва забезпечується за рахунок підвищення ефективності та удосконалення структури парку технологічного обладнання.

Таким чином, кожна вибрана ділова стратегія підприємства, яка пов‘язана з впровадженням нової конкурентоспроможної технології, неможлива без сучасного високоефективного технологічного обладнання. Основними напрямками пошуку шляхів удосконалення існуючого та створення принципово нового технологічного обладнання з метою підвищення його гнучкості, продуктивності, точності, надійності та довговічності є:

– визначення і аналіз недоліків існуючого технологічного обладнання та пошук шляхів їх усунення;

– аналіз технологічних задач, спрямованих на інтенсифікацію режимів обробки та інтеграцію відповідних процесів, які виконуються на технологічному обладнанні;

– аналіз основних тенденцій розвитку технології виробництва та верстатобудування.

Головна задача гнучкої автоматизації у єдиному виробничому циклі – ефективне використання інтелектуальної праці за рахунок застосування верстатів з ЧПУ у сполученні з роботизацією і комп’ютеризацією управління. Розвиток перспективних технологій на основі гнучких виробничих систем (ГВС) сформував новий науковий напрямок, що одержав назву мехатроніка (механіка і електроніка), яка послужила основою створення технологічного

обладнання з паралельною кінематикою.

Недалеко той час, коли від ЕОМ будуть управлятися не тільки ділянки і цехи-автомати, але і заводи автомати або гнучкі автоматизовані заводи (ГАЗ) з мінімальним складом виробничого персоналу.

На базі удосконалення технології виробництва інтегральних мікросхем великого ступеня інтеграції системи ЧПУ технологічного обладнання будуються за структурою обчислювальних машин, що дозволяє здійснювати рішення функцій управління обробкою деталей на верстаті засобами математичного забезпечення у вигляді програм функціонування, які вводяться у пам‘ять системи. Скорочується ланцюг робіт від креслення деталі до її виготовлення (безпаперова технологія), коли комп‘ютер безпосередньо пов‘язаний з верстатом з ЧПУ (система PC–NC).

Підвищення ефективності верстатів пов’язано з проблемою високошвидкісної і прецизійної обробки. Ця проблема є актуальною для технологів, інструментальщиків і конструкторів-верстатобудівників.

Високошвидкісне різання особливо широко застосовується під час виготовлення складних деталей. Високопродуктивна обробка з великими подачами перспективна для виготовлення деталей простої форми типу плит. Добрі результати отримані за високошвидкісної і високопродуктивної токарної обробки.

Високошвидкісне різання стало можливим в результаті освоєння прогресивного різального інструмента на основі дрібнозернистого твердого сплаву з покриттями, кераміки, кубічного нітрида бора, алмазного інструмента і виробництва високошвидкісних металорізальних верстатів.

Сьогодні на високих швидкостях обробляється більше 200 марок металів і сплавів, при цьому продуктивність збільшилась в 3–10 разів, підвищилась якість обробленої поверхні і точність, що пов’язано з підвищеним демпфуванням в зоні різання, кращими умовами утворення і відводу стружки, зменшенням сил різання (внаслідок зміни характеру руйнування матеріала і домінування крихкого руйнування).

Для високошвидкісної обробки потрібно створення нових конструкцій різального і допоміжного інструменту. Такі інструменти повинні мати биття ріжучої кромки не більше (0,010–0,003) мм, балансуючі пристрої для мінімізації вібрацій, нові способи затиску (наприклад, термозатискні пристрої), нові високоміцні і вібростійкі матеріали для виконання корпусних частин різальних і допоміжних інструментів.

Перспективними і високоефективними технологічними процесами обробки виробів є високошвидкісна обробка виробів з металу і крихких матеріалів твердосплавними інструментами та інструментами з природних і штучних алмазів, в т.ч. планетарна обробка різьбових ступінчастих отворів комбінованим твердосплавним інструментом, обробка штампів і прес-форм, свердління отворів алмазними свердлами в крихких матеріалах; віброежекторне свердління глибоких отворів; обробка полігональних отворів і зокрема глухих; переривчастих отворів з перехрещувальними вісями,

нахилених отворів без попереднього засвердлення одно,- і двокромочними свердлами, оснащеними твердим сплавом тощо.

У приводі головного руху високошвидкісних верстатів з n_{max}>10000 об/хв практично неможливо використовувати електродвигуни з механічною редукцією. В зв'язку з цим верстати, що призначені для високошвидкісної обробки, оснащуються новими агрегатно-модульними конструкціями шпинделів із спеціальними опорами (підшипниками) і з вбудованими електродвигунами (мотор-шпинделями). В мотор-шпинделі ротор електродвигуна вмонтований безпосередньо на валу шпинделя, тобто, сам ротор і є шпинделем.

Внаслідок підвищеного тепловиділення в електродвигуні і опорах мотор-шпинделя треба мати систему ефективного охолодження. Конструкція як самого мотор-шпинделя, так і системи охолодження повинна створювати асиметричне температурне поле, забезпечуючи таким чином потрібну точність вузла. Сьогодні широко застосовують системи примусового повітряного і рідинного охолодження. Проводяться також роботи з створення систем електронного охолодження, в яких біметалеві блоки, що використовують ефект Холла, за допомогою електронної системи управління переміщують теплові потоки до периферійної (зовнішньої) частини шпиндельного вузла.

У конструкції мотор-шпинделів передбачають різні пристрої, які забезпечують розв'язання технологічних задач: вузол кріплення (затиску) інструменту, систему подачі ЗОТС та інше.

Одним з основних показників техніко-економічної ефективності металообробки є собівартість, яка має таку важливу характеристику, як продуктивність процесу різання. Розглянемо це на прикладі токарної обробки. Залежно від підходу до оцінки процесу різання продуктивність токарної обробки може бути виражена різними величинами і, зокрема, через об'ємну продуктивність:

$$Q_0 = V \cdot S \cdot t, \text{ м}^3/\text{хв}, \tag{1.1}$$

де $V = \dfrac{\pi d n}{1000}$ – швидкість різання; n – частота обертання деталі; S – подача на 1 оберт деталі; t – глибина різання; d – діаметр обробки. З формули (11) видно, що на підвищення продуктивності обробки впливають швидкість V (частота обертання деталі n), подача S і глибина t різання.

Таким чином, підвищення продуктивності на операціях точіння і фрезерування досягається за рахунок високошвидкісної обробки (High Speed Cutting), яка все ширше впроваджується на підприємствах автомобільної, авіакосмічної і верстатобудівної промисловості і пов'язана з багатократним (у 5–10 разів) підвищенням швидкостей різання і подач.

Точність виготовлення деталей, яка забезпечується під час чистових операцій, також є однією з найважливіших характеристик якості (High Precision Cutting) і характеризується стабільністю розмірів, відхиленнями геометричної форми, хвилястістю і шорсткістю поверхні. Якщо, наприклад,

говорити про шорсткість поверхні деталі під час точіння, то істотний вплив здійснюють швидкість різання V (n), подача S і геометрія різця.

Висота нерівностей залежно від подачі S і радіусу r закруглення різця:

$$R_z = \frac{S^2}{8r}. \qquad (1.2)$$

Таким чином, з одного боку для підвищення техніко-економічних показників верстатів на чистових операціях необхідно збільшувати швидкість різання V (частоту обертання деталі n) і зменшувати подачу S, підвищуючи при цьому продуктивність обробки і якість обробленої поверхні. При цьому повинні забезпечуватися нормальні умови обробки з погляду дотримання техніки безпеки.

Підвищення продуктивності і точності обробки багато в чому пов'язане з вузлами шпинделів металорізальних верстатів, до яких пред'являються підвищені вимоги з швидкохідності і точності обертання.

Підвищення швидкохідності вузлів шпинделів металорізальних верстатів токарної групи стримується рядом чинників, серед яких можна виділити наступні (рис. 1.18):

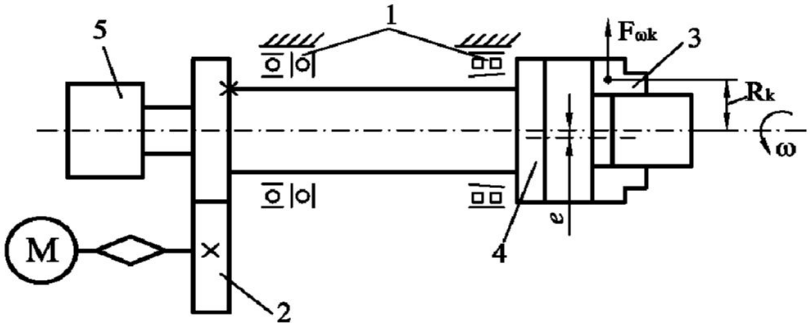


Рис. 1.18. Шпиндельний вузол токарного верстата з позначенням джерел-місць обмеження частоти обертання: 1 – опори; 2 – передача обертів на шпиндель від двигуна; 3 – затискний патрон з радіусом R_k неврівноважених затискних елементів; 4 – система «шпиндель-патрон-деталь» з ексцентриситетом (дисбалансом) e; 5 – привод затиску

1) опори шпинделів, що характеризуються показником швидкохідності $K_{VШ} = nd$ (n – максимальна частота обертання шпинделя, об/хв.; d – середній діаметр шийок шпинделя під підшипники, мм); по цьому показнику всі вузли шпинделів на опорах кочення поділені на низькошвидкісні, середньошвидкісні і високошвидкісні;

2) ступінчасті і безступінчаті передачі моменту, що крутить, від електродвигуна М (приводу обертання) до шпинделя; так, наприклад, для зубчатих передач граничні окружні швидкості обмежені вимогам до шумових (акустичних) характеристик, а для пасових передач проковзуванням і т.п.;

3) затискні патрони (ЗП) для пруткових і штучних заготовок, в яких падіння сили затиску пов'язане з впливом відцентрових сил неврівноважених елементів (в основному, затискних кулачків):

$$F_{\omega k} = m\omega^2 R_k \ , \qquad (1.3)$$

де m – маса кулачка; ω – кутова частота обертання шпинделя, рівна $\frac{\pi n}{30}$;

R_k – відстань від центра ваги кулачка до осі обертання шпинделя.

Навіть при введенні компенсації відцентрових сил гранична частота обертання обмежена міцністю елементів патрона і, зокрема, його корпусу, який може розірватися;

4) дисбаланс шпинделя із затискним патроном, який може призвести до вібрацій і руйнувань деталей патрона і закріплюваного різального інструменту унаслідок виникнення неврівноважених навантажень – сил:

$$P_g = M\omega^2 e \ , \qquad (1.4)$$

де M – маса патрона і e – ексцентриситет зсуву маси патрона, і моментів:

$$M_g = P_g e = M\omega^2 e^2 ; \qquad (1.5)$$

5) привод затиску, що передає затискне зусилля патрону і створює необхідну початкову силу затиску $T_{\Sigma 0}$ при $n = 0$, а при нагоді автоматичного управління, компенсує втрату ΔT_{Σ}, наприклад, за рахунок підвищення тиску при використанні гідроприводу; за наявності неврівноважених елементів в приводі затиску, наприклад, з геометричним замиканням, відцентрові сили, що діють на неврівноважені елементи (важелі, ролики, кульки) можуть зменшувати або збільшувати втрати енергії на затиск–розтиск, порушувати надійну роботу приводу, а отже, всього затискного механізму.

На точність обробки впливають: похибка верстата та його зношення; похибка виготовлення інструментів, оснащення і їх зношення; похибки, що виникають під час встановлення різальних інструментів і їх налагодження на заданий розмір; деформації технологічної системи, що виникають під дією сил різання; температурні деформації технологічної системи; деформації заготовки під дією власної маси, сил затиску і перерозподілу внутрішніх напружень; похибки вимірювання, які обумовлені неточністю засобів вимірювання, їх зношенням та деформаціями тощо. Вплив цих факторів на процес обробки безперервно змінюються, внаслідок чого і виникають похибки обробки.

Під *точністю, що може бути досягнута*, розуміють точність обробки, яка може бути забезпечена робочим високої кваліфікації за наявності відповідних засобів вимірювальної техніки для контролю результатів обробки на верстаті, який знаходиться в нормальному стані за максимально можливих витрат праці і часу на обробку.

Існує ще поняття *економічної точності*, для забезпечення якої витрати за даного способу обробки будуть менше, ніж під час використання іншого способу обробки тієї ж поверхні.

Для досягнення високої точності, що задана допуском Т, потрібні значні витрати С на обробку (рис. 1.19). Наприклад, для забезпечення

точності T_2 при чистовому точінні потрібні витрати C_1, а для більш високої точності T_1, більші витрати C_2. Чистове точіння економічніше при допуску T_3, а при меншому допуску економічніше шліфування. Межа економічної точності шліфування і притирання визначається величинами T_3 і T_4. Середня економічна точність, наприклад, чистового шліфування 5-й … 8-й квалітети, оздоблювання – 5-й.

Однією з світових тенденцій в машинобудуванні є розробка ультрапрецизійних нанотехнологій, що дозволяє забезпечити точність обробки 0,01 мкм і отримати поверхню з шорсткістю Rz = 0,001 мкм (1 нанометр).

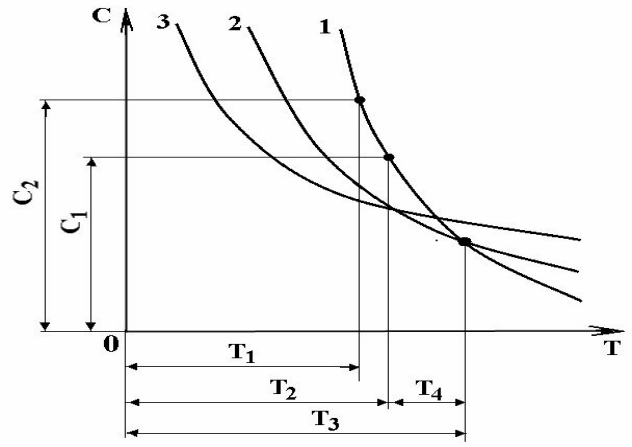


Рис. 1.19. Економічна точність обробки під час точіння (1), шліфування (2) і притирання (3)

Розвиток цієї тенденції актуальний для виробництва прецизійних виробів. Надточна обробка висуває підвищені вимоги до оброблюваності та хімічного складу матеріалу заготовки. Розсіювання значень параметрів, які характеризуються механічними та фізичними властивостями заготовок, не повинні перевищувати 0,1% номіналу. Це забезпечують, як правило, наноматеріали. Нанотехнології призводять до нових технологічних методів, не обробки деталей, а їх вирощування. Ультрапрецизійна технологія і нанотехнологія будуть забезпечуватись спеціальними компоновками верстатів і оснащенням лазерними вимірювальними системами, застосуванням аеро- і гідростатичних напрямних, вбудованими в верстат сенсорними і контрольними засобами в сполученні з управлінням від сучасних пристроїв ЧПК.

На техніко-економічні показники верстатів суттєво впливають затискні механізми і технічне оснащення. Розглянемо це на прикладі затискного механізму (ЗМ) токарних пруткових автоматів. Підвищення технічного рівня токарних автоматів потребує покращення динамічних характеристик їх основних вузлів і механізмів, серед яких важливе значення має шпиндельний вузол з цанговим ЗМ, що представляє собою систему шпиндель–патрон–деталь (Ш–П–Д). Одним з недоліків токарних автоматів, що знижує техніко-економічні показники і обмежує технологічні можливості, є низька і

нестабільна жорсткість системи патрон–деталь (П–Д) з одинарним затиском. Це суттєво впливає на утворення похибок оброблюваних деталей, призводить до необхідності підвищення припусків на наступні операції і обмежує частоту обертання довгого прутка внаслідок можливого підвищення рівня вібрацій. Стабілізація жорсткості системи П–Д по кутовій координаті зменшує відхилення від круглості оброблюваних поверхонь, що особливо необхідно при обробці коротких високоточних деталей типу кілець підшипників. Крім того підвищується вібростійкість верстатів та режими різання.

В роботах з дослідженню динаміки верстатів систему П–Д не окремо виділяли, а розглядали переважно шпиндельний вузол із заготовкою, що не дозволяло встановити шляхи підвищення динамічної якості верстата за рахунок поліпшення показників ЗМ. В переважній більшості рекомендації зводилися до зниження динамічної податливості шпиндельного вузла з опорами при збереженні конструкції ЗМ. В певній мірі це пояснюється тим, що багато досліджень без різання проводили при знятому затискному патроні, а також тим, що багатьма дослідниками робились припущення про високу жорсткість ЗМ і не враховувався взаємозв'язок процесів встановлення і обробки деталей.

Встановлення деталі супроводжується комплексом фізичних явищ, серед яких: пружні відтискання в приводі ЗМ і системі П–Д; пружні та пластичні деформації деталей та стиків і порушення фізичних зв'язків між ними; теплові, гідро- і газодинамічні та електромагнітні явища та ін.

Всі фактори, що впливають на величину відхилення основних характеристик затиску (силу, жорсткість, точність, швидкодію), можна розділити на чотири основні групи:

характеристики заготовки (матеріал і його фізико-механічні властивості; відхилення розмірів, форми і шорсткості поверхні, що стискається; маса, довжина, форма поперечного перетину та ін.);

принцип затиску, структура, схема і конструктивні параметри ЗМ, що визначається видом силового потоку в системі привод–патрон, тип силового контуру ЗМ, приводу, патрону і напрямку затискного зусилля П–Д;

кінематичні і динамічні фактори (закони руху і маси ланцюгів; відцентрові сили неврівноважених частин; сили тертя і зчеплення та їх розкид; частота і амплітуда коливаь; жорсткість і демпфіруючі властивості стиків і самих деталей ЗМ; схема навантаження заготовки) та їх відхилення;

взаємодія по циклу і навантаженню з іншими механізмами верстата.

Основні характеристики ЗМ, механізмів подачі (МПП) і упору (МУП) прутка, які виражені через показники якості встановлення, впливають на процес різання. На структурні схемі (рис. 1.20) показаний взаємозв'язок між вхідними (початковими) параметрами, що задаються конструктором [матеріал і розміри оброблюваних деталей (*Д)*] при розробці нового і модернізації діючого верстата [вимоги до механізмів управління *(МУ)*, робочих ходів *(МРХ)*, які мають головний рух (ГР), робочу подачу (РП)

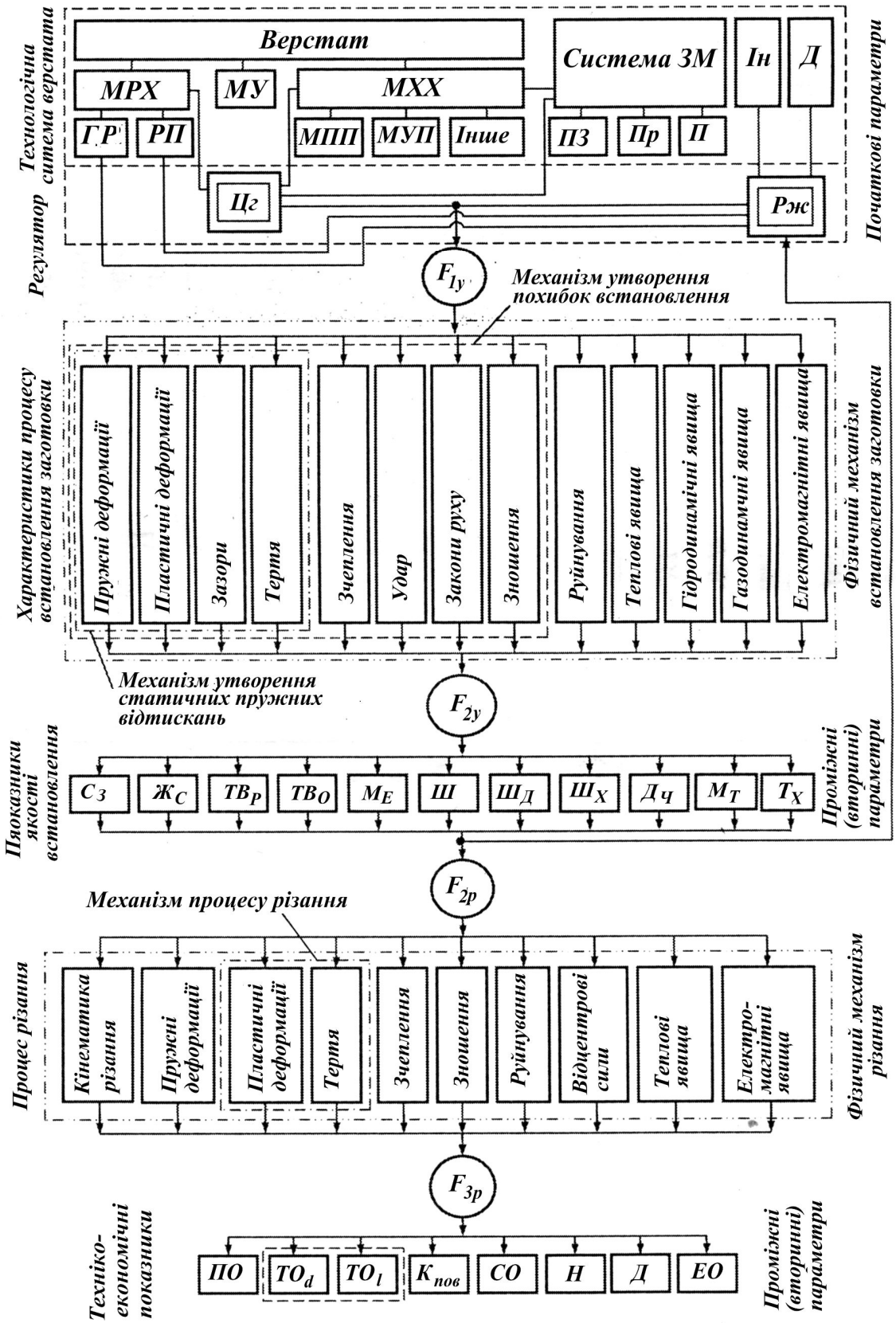


Рис. 1.20. Структурна схема процесів встановлення та різання заготовки на прутковому автоматі

і холості ходи (МХХ), зокрема до системи ЗМ, яка містить перетворювач енергії (ПЕ), привод (Пр) і виконавчий орган – затискний патрон (П); циклограма роботи (Цг)] і технологом [верстат, пристосування – затискний патрон (П), Інструмент (Ін), схема і режим обробки (Рж)], проміжні параметри, що визначають якість встановлення (завантаження, базування і закріплення заготовки), і вихідними параметрами, що визначають ефективність обробки деталі.

До проміжних параметрів за ступенем важливості відносяться: сила затиску $C_З$, статична жорсткість затиску $Ж_С$, точність встановлення радіальна $ТВ_Р$ і осьова $ТВ_О$, міцність елементів $М_Е$, широкодіапазонність $Ш$, швидкодія $Ш_Д$, швидкохідність $Ш_Х$, металоємкість $М_Т$ і технологічність $Т_Х$. Ці показники характеризують ступінь досконалості ЗМ. Стабільності силових, жорсткістних і точністних характеристик встановлення останнім часом стають більш важливими показниками, тому що вони переважно визначають основні показники механічної обробки деталі.

Вихідні параметри характеризуються технологічними показниками як результат впливу процесу різання в даній технологічній системі верстата на деталь [досягнута точність обробки по діаметру ($ТО_d$) і довжині ($ТО_l$), якість поверхні ($К_{ПОВ}$), інструмент, верстат і ЗМ (надійність $Н$ і довговічність $Д$)]. Ці параметри та їх стабільність в значній мірі визначають продуктивність *(ПО)*, сталість *(СО)* і економічність *(ЕО)* обробки.

Якщо механізм процесу різання вивчений достатньо добре, то механізм процесу встановлення заготовки в пруткових автоматах, як і в інших металорізальних верстатах, вивчений недостатньо. Повне уявлення про нього з врахуванням впливу багатьох факторів дозволяють розв’язувати задачі не тільки аналізу, але і синтезу ЗМ з необхідними характеристиками.

Функціональні зв’язки між елементами структурної схеми визначають основні функції, що характеризують в сукупності математичну модель структурної схеми встановлення і обробки деталі з відокремленням впливу встановлення на процес різання при постійних параметрах технологічної системи верстата, які не зв’язані через навантаження з системою ЗМ (рис. 1.20).

Функції F_{1y} зв’язують вхідні параметри з процесом встановлення; F_{2y} – процес встановлення з показниками якості встановлення; F_{3y} – процес різання з вихідними параметрами у вигляді техніко-економічних показників верстата. Основним результатом досліджень ЗМ є теоретичне і експериментальне отримання функцій $F_{12} = f(F_{1y}, F_{2y})$, що зв’язують проміжні параметри (вторинні) з вхідними (первинними), а також експериментальне отримання функцій $F_{3y} = f(F_{2y}, F_{2y}, F_{3p})$, що зв’язують вхідні параметри верстата і механічної обробки з процесом встановлення.

Отримані функції можуть бути представлені у вигляді математичних (аналітичних і емпіричних) залежностей і графічно за результатами експерименту і розв’язання задач на ЕОМ.

Стабілізація і регулювання сили затиску на токарних автоматах і

токарно-револьверних верстатах сприяють максимальному використанню резервів ЗМ з точки зору підвищення продуктивності і точності обробки, економії енергії і скорочення витрат металу в стружку.

Пояснюється це тим, що, якщо при зміні діаметра прутка Δd радіальна сила затиску змінюється від $T_{\Sigma min}$ (для d_{min}) до $T_{\Sigma max}$ (для d_{max}), то, з точки зору надійної обробки, режими різання визначаються за $T_{\Sigma min}$ (для d_{min}). Встановлено, що коефіцієнт перенавантаження $\lambda_т$ при Δd = 0,5 в цангових ЗМ з силовим замиканням складає 1,5…2, а з геометричним – 1,5…4 і більше, що залежить від жорсткості привода затиску.

Можливість роботи ЗМ при стабільній і оптимальній або максимальній радіальній силі ($T_{\Sigma max}$ = *Const*) у випадку відхилення Δd прутка, що обробляється (особливо гарячекатаного), створює резерв для роботи на оптимальних підвищених режимах. Оптимальна сила затиску $T_{\Sigma опт}$, з одного боку, визначається режимами різання, жорсткістю системи П-Д, а з другого – відсутністю зминання, руйнування і скривлення форми деталі, міцністю і довговічністю ЗМ.

На прикладі поперечного точіння деталі видно, що можливість роботи цангового ЗМ при стабільній і оптимальній силі (T_Σ = *Const*) у випадку відхилення Δd забезпечує підвищення продуктивності обробки за рахунок підвищення подачі S на величину ΔS, тобто

$$\Delta S / S = \lambda_T^{1/y_p} - 1 = [1 + (\varepsilon_T \Delta d) / T_\Sigma]^{1/y_p} - 1, \qquad (1.6)$$

де y_p – показник степені у формулі головної складової сили різання Pz;

$\varepsilon_T = \Delta T_\Sigma / \Delta d = (T_{\Sigma\max} - T_{\Sigma\min}) / \Delta d$ – показник нестабільності радіальної сили затиску.

При відсутності перенавантажень в ЗМ з геометричним замиканням для $\lambda_Т$ = 1,5…4 резерв відносного підвищення продуктивності за рахунок стабілізації сили затиску досягає $\Delta S / S = (1{,}5...4)^{1/0{,}75} = 0{,}7...5{,}3$, тобто в середньому 300 %.

РОЗДІЛ 2. МЕТАЛООБРОБНЕ ОБЛАДНАННЯ НОВОГО ПОКОЛІННЯ

2.1. Аналіз традиційних компоновок верстатів на агрегатно-модульному принципі

Аналіз компоновок традиційних верстатів показує, що усі вони відрізняються за зовнішнім виглядом, кінематичною структурою, розміщенням та пропорціями розмірів основних компонентів та розташуванню напрямних.

За зовнішнім виглядом компоновки верстатів можуть бути горизонтальні або вертикальні (за загальною формою, а не за розміщенням вісі шпинделя); прямокутної форми, круглої або у вигляді зірки; відкриті або тунельного типу. Розрізняють також компоновки специфічні, які властиві відповідному різновиду металообробного обладнання (МОО), та міжгрупові, властиві обладнанню різних типів та груп.

Міжгрупові компоновки розрізняються як:

– поздовжні компоновки, що використовуються для поздовжньо-строгального, поздовжньо-фрезерного, координатно-розточувального, шліфувального та багатоопераційного технологічного обладнання;

– карусельні компоновки, що використовуються для токарно-карусельного, карусельно-фрезерного, зубофрезерного та шліфувального технологічного обладнання та ін.

Згідно з класифікацією металообробних верстатів, розробленої проф. О.С. Проніковим, компоновки однопозиційних верстатів класифікують за розміщенням інструменту відносно оброблюваної заготовки, а останньої – відносно робітника. Таким чином, розрізняють чотири типові групи компоновок, де вузол інструмента розміщений:

– попереду або позаду заготовки (токарне, круглошліфувальне обладнання та інше);

– збоку заготовки (зубофрезерне, горизонтально-розточувальне обладнання та інше);

– над заготовкою (горизонтально- та вертикально-фрезерного, плоско-шліфувального, свердлувального та іншого);

– “віялоподібне” у відношенні до заготовки. Для верстатів цієї групи характерна наявність декількох вузлів інструментів, які одночасно оброблюють заготовку з різних боків (карусельні, поздовжньо-строгальні, поздовжньо-фрезерні верстати та деякі типи координатно-розточувальних верстатів, а також агрегатне технологічне обладнання).

Аналіз основних тенденцій побудови компоновок верстатів різних типів показує, що токарні верстати з ЧПК за призначенням розділяють на: патронні – для обробки порівняно коротких деталей при їх консольному закріплені в патроні; центрові, оснащене задньою бабкою – для обробки валів в центрах; патронно-центрові.

Таблиця 2.1. Структурні умови відбору компоновок

	1.Умови відбору компоновок	*2.Формулювання ознак*
Виключення впливу маси заготовки та вузлів обладнання	1.1. Виключення впливу маси заготовки при підніманні і опусканні (вертикально)	2.1. Заготовка не має вертикального переміщення
	1.2. Виключення впливу маси заготовки при горизонтальних переміщеннях вузлів	2.2. Стіл нерухомий або рухомий тільки в одному горизонтальному напрямку
	1.3. Відсутність впливу маси вузлів обладнання при поздовжньому переміщенні	2.3. Поздовжньо-рухомий блок примикає до стаціонарного
	1.4. Відсутність впливу маси вузлів обладнання при горизонтальних переміщеннях	2.4. Горизонтально-рухомі блоки примикають до стаціонарного блоку
Підвищення точності обладнання	1.5. Скорочення розмірного ланцюга, який забезпечує паралельність осі шпинделя з аксіальним переміщенням	2.5. Аксіально-рухомим є шпиндельний блок компоновки
	1.6. Підвищення жорсткості за рахунок рамних та гвинтових підтримок	2.6. Вертикально-рухомий блок примикає до стаціонарного
	1.7. Підвищення симетричності напрямних відносно робочої зони	2.7. Розміщення поздовжньо-рухомого блоку по можливості далі від інструментального блоку
	1.8. Зменшення впливу температурних деформацій шпиндельного блоку	2.8. Шпиндельний (інструментальний) блок є аксіально-рухомим
Підвищення динамічних властивостей компоновки	1.9. Зменшення вертикально-переміщуємих та консольних мас	2.9. Вертикально-рухомий блок є кінцевим блоком
	1.10. Зменшення переважно-рухомих мас	2.10. Переважно-рухомий блок є кінцевим блоком компоновки
	1.11. Рухомі маси розподілені між двома гілками (деталь і інструмент) компоновки	2.11. Рухомі блоки розміщені з обох боків стаціонарного блоку
	1.12. Підвищення стійкості мас за їх розміщенням у компоновці (у зв'язку з величинами координатних переміщень)	2.12. Чим більший хід має блок, тим ближче він повинен бути розміщений до стаціонарного блоку
Поліпшення умов завантаження та зміни заготовок	1.13. Можливість встановлення та обробки довгих деталей	2.13. Поздовжньо-рухомий стіл (на нерухомій основі) або сусідній блок, а стіл нерухомий
	1.14. Можливість поточного завантаження та розвантаження	2.14. Стіл має одне поздовжнє переміщення
	1.15. Зміна заготовок шляхом застосування двох поворотних столів	2.15. Стіл (з вмонтованими поворотними столами) нерухомий або рухомий в одному горизонтально-поздовжньому напрямку
	1.16. Можливість встроювання верстата в автоматичну лінію	2.16. Стіл нерухомий або рухомий в одному горизонтально-поздовжньому напрямку
Уніфікація варіантів виконання компоновки	1.17. Можливість виготовлення обладнання зі збільшеним ходом	2.17. Стіл нерухомий, а сусідній блок рухомий в напрямку змінного ходу, або стіл рухомий тільки в цьому напрямку. Для вертикального ходу – з урахуванням обмеження вертикального переміщення заготовки зручністю завантаження
	1.18. Можливість обладнання зі столами, що нахиляються	2.18. Стіл (основа) нерухомий

Вибір тих або інших умов для відбору компоновок визначають конкретні вимоги виробництва, від чого залежить вид МОО, форми координатного простору компоновки, спосіб використання обладнання.

Габаритні розміри МОО мають пряме відношення до умов, які враховують масу заготовки, вузлів обладнання та динамічний вплив мас. Ці умови мають значення в основному для крупного та середнього за розмірами обладнання та можуть не враховуватися для МОО меншого розміру, в якому рухомі маси незначні.

Кожне МОО може функціонувати окремо, у складі поточної предметної лінії, у складі автоматичної лінії або входити у структуру гнучкої виробничої системи. Тому слід виконати аналіз умов його використання.

Крім того, під час проектування МОО необхідно визначити наступні умови:

– можливість використання обладнання як уніфікованого компоненту;

– можливість використання базової моделі обладнання для майбутніх модифікацій за спеціальними замовленнями споживачів.

На рис. 2.1 наведені найбільш поширені компоновки МОО з інструментами, що обертаються, а результати їх аналізу на основі відповідності умовам відбору (табл. 2.1) наведені в табл. 2.2.

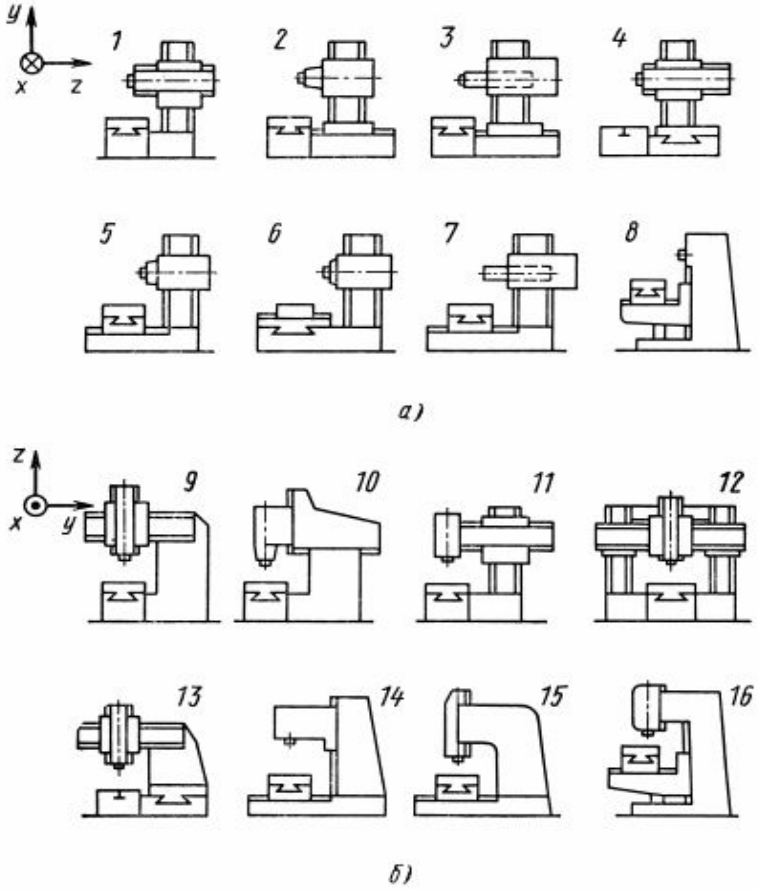


Рис. 2.1. Компоновки верстатів для механообробки корпусних і пласких заготовок: а – горизонтальні; б – вертикальні

Таблиця 2.2. Відповідність компоновок умовам структурного відбору

Умови відбору (табл. 2.1)	Компоновки (рис. 2.1)															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1.1	+	+	+	+	+	+	+	-	+	+	+	+	+	+	+	-
1.2	+	+	+	+	-	+	-	-	+	+	+	+	+	-	-	-
1.3	+	+	+	+	-	+	-	-	+	+	+	+	+	-	-	-
1.4	-	+	≈	-	-	-	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-
1.5	+	-	+	+	-	-	-	-	+	+	-	+	+	+	+	+
1.6	+	-	-	-	+	+	+	+	-	-	+	-	-	+	+	+
1.7	+	+	+	+	+	-	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
1.8	+	-	+	+	-	-	+	-	+	+	-	+	+	+	+	+
1.9	-	+	≈	-	+	+	≈	-	+	+	-	-	+	+	+	-
1.10	+	-	+	+	-	+	+	-	+	+	-	+	+	+	+	+
1.11	+	+	+	-	+	+	+	-	+	+	+	+	-	+	+	+
1.12	+	-	+	+	-	+	≈	-	+	+	-	≈	+	-	-	-
1.13	+	+	+	+	-	-	-	-	+	+	+	+	+	-	-	-
1.14	+	+	+	-	-	-	-	-	+	+	+	+	-	-	-	-
1.15	≈	≈	≈	+	-	-	-	-	≈	≈	≈	≈	+	-	-	-
1.16	≈	≈	≈	+	-	-	-	-	≈	≈	≈	≈	+	-	-	-
1.17	+	+	+	+	-	-	-	-	+	+	+	+	+	-	-	-
1.18	-	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	+	-	-	-

Примітка: “+” – компоновка відповідає умовам відбору; “-“ – компоновка не відповідає умовам відбору; “≈” – компоновка частково відповідає умовам відбору (відповідає умовам з припущеннями).

Аналіз компоновок традиційного технологічного обладнання показує, що вибір їх раціонального варіанта залежить від технологічних та конструктивних факторів (рис. 2.2).

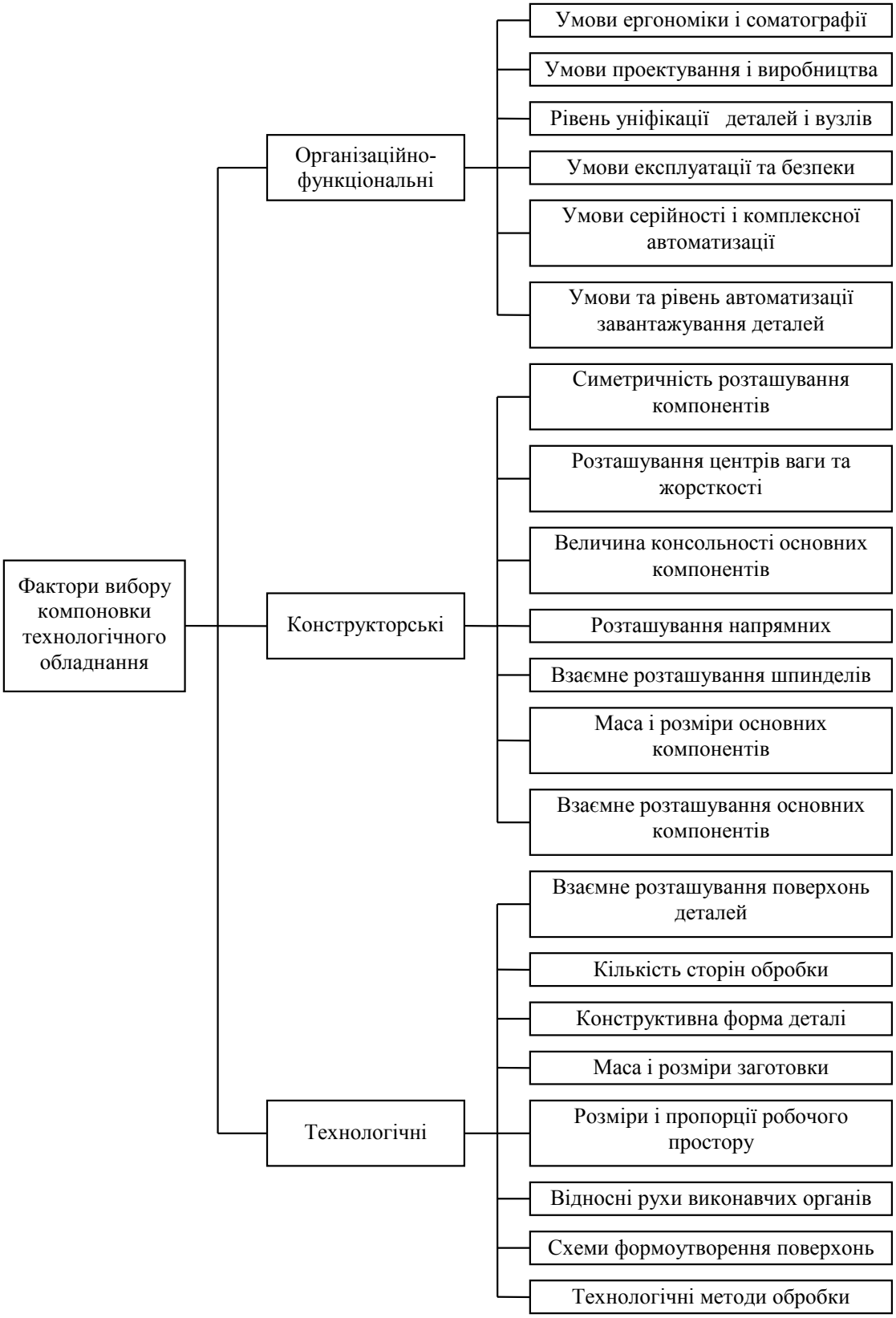


Рис. 2.2. Фактори, які впливають на вибір компоновки

Очевидно, що переважна кількість недоліків компоновок традиційного МОО пов’язана з наступними факторами:

– наявність значних рухомих мас виконавчих органів, що погіршує динамічні характеристики обладнання;

– значна довжина кінематичних ланцюгів та зазорів в їх кінематичних парах, що впливає на характеристики точності та жорсткості;

– значна величина консольності елементів компоновки відносно його робочого простору, що обумовлює нераціональне розміщення центрів ваги;

– несиметричність елементів компоновки обладнання відносно його робочого простору;

– постійна зміна величини консольності елементів компоновки під час переміщення виконавчих органів.

Аналіз наведених недоліків компоновок, а також умов серійності виробництва, рівня його гнучкості та технологічних задач, для вирішення яких призначене МОО, дозволяє сформувати шляхи та методи підвищення якості його компоновок:

– зменшення консольності елементів компоновки відносно робочого простору та мас рухомих елементів відносно центрів ваги;

– побудова максимально симетричної компоновки обладнання, у тому числі симетричне розташування центрів ваги та жорсткості;

– забезпечення рівної точності та жорсткості у різних координатних напрямках;

– вибір раціональних схем спряження напрямних з рухомими виконавчими органами.

Враховуючи надто високі технічні стандарти проектування сучасного МОО, а також шляхи та методи підвищення їх компоновок, слід зазначити, що розвиток сучасного верстатобудування повинен відбуватися не стільки шляхом модернізації та удосконалення існуючих конструкцій, скільки шляхом пошуку та впровадження нових, нетрадиційних рішень побудови обладнання.

Слід відмітити, що створення МОО з МПС, дозволяє реалізувати та забезпечити майже усі фактори, які впливають на компоновку обладнання, а саме:

– геометричну симетрію побудови компоновки;

– зменшити маси рухомих компонентів;

– здійснити обробку деталі з п‘яти сторін за одну установку;

– реалізувати його виконавчому органу до шести ступенів вільності;

– реалізувати майже усі відомі методи обробки (навіть з різним за фізичною природою технологічним впливом), а також складання, випробування та вимірювання;

– виконати агрегатно-модульну його побудову.

Характерною рисою компоновок верстатів є розміщення напрямних

виконавчих органів: горизонтальне, вертикальне або з нахилом, перевагами яких є зручність обслуговування, полегшення сходу та видалення стружки, розміщення ходового гвинта між напрямними, що сприяє підвищенню точності переміщення супорта.

Підвищення продуктивності та розширення можливостей токарних верстатів з ЧПК реалізується шляхом концентрації та інтеграції операцій, збільшення кількості ріжучих інструментів, а також підвищення жорсткості конструкцій за рахунок впровадження нових компоновок.

Основною тенденцією у створенні токарних верстатів з ЧПК є використання агрегатно-модульного принципу побудови, що забезпечує його економічність при широких технологічних можливостях та стислих термінах проектування та виготовлення.

Свердлильні верстати з ЧПК виготовляють за компоновками вертикально-свердлильного та радіально-свердлильного типів.

Розточувальні верстати з ЧПК можуть бути з горизонтальним та вертикальним розміщенням шпинделів. Горизонтально-розточувальні верстати мають робочий стіл з вертикальною віссю повороту. Вертикально-розточувальні верстати у значній мірі повторюють традиційні компоновки координатно-розточувальних та мають три керуючі координати.

Фрезерні верстати з ЧПК мають компоновки, що відповідають вертикально-фрезерним, горизонтально-фрезерним та поздовжньо-фрезерним верстатам.

Фрезерні верстати вертикальної компоновки підрозділяють на консольні, що мають меншу масу та займають меншу площу, але внаслідок низької жорсткості у варіанті з ЧПК вони мало перспективні. У безконсольних фрезерних верстатах переміщення має фрезерна головка, а робочий стіл встановлений на масивній основі з переміщеннями по осям X та Y, що забезпечує високу жорсткість.

Поздовжньо-фрезерні верстати частіше за все оснащується нерухомою траверсою, на якій розміщена одна вертикальна фрезерна головка (координата Z).

Останнім часом з використанням принципу агрегатування відбувається поєднання різних груп технологічного обладнання: свердлильних, фрезерних, розточувальних та інших верстатів та машин.

Розвиток та удосконалення конструкцій верстатів з ЧПК обумовив створення багатоопераційних верстатів, які об’єднали в собі експлуатаційні якості більшості верстатів традиційного виконання.

Компоновки багатоопераційних верстатів різноманітні. Багато з них зберегли зовнішні риси та особливості компоновок універсальних верстатів за значної зміни конструкцій основних вузлів та механізмів. Багатоопераційні верстати компонуються за типом вертикальних координатно-свердлильних, горизонтально-фрезерних, вертикально-фрезерних, горизонтально-розточувальних та іншого обладнання.

Агрегатне МОО за конструктивними ознаками поділяють на

однопозиційне та багатопозиційне. Однопозиційне проектують тоді, коли деталь можна обробити без переміщення її від одних інструментів до інших за один прохід.

Однопозиційне обладнання розділяють на дві групи, на яких:

– деталь обробляється за один прохід;

– деталь обробляється послідовно за декілька проходів інструмента.

Багатопозиційне агрегатне МОО проектують для деталей, поверхні яких необхідно обробити за декілька переходів, причому ці поверхні можуть розміщуватись у різних площинах. За конструктивним виконанням вони розділяються на типи:

– з круговим рухом деталей у горизонтальній площині;

– з круговим рухом деталей у вертикальній площині;

– з прямолінійним рухом деталей від позицій до позиції.

На підприємствах крупносерійного та масового виробництва, у якому конструкції виробів та їх номенклатура не змінюються протягом довгого часу, широке використання отримало багатопозиційне агрегатне МОО.

Аналіз компоновок технологічного обладнання дозволяє визначити умови їх структурного вибору з урахуванням технологічних та конструктивних параметрів (табл. 2.1).

2.2. Мехатронні системи в металообробному обладнанні.

Особливості мехатронних систем

У останні роки під час створення сучасного МОО, призначеного для реалізації складних інформаційних та технологічних процесів, широко почали впроваджуватися мехатронні системи. Вони є комплексом механічних та електронних пристроїв, об‘єднаних у єдину систему. Подібні системи складаються з інформаційних датчиків, джерела енергії, обчислювальної техніки, передавальних механізмів та виконавчих органів. Популярно мехатроніка – це сукупність електромеханіки і електроніки, що виключає інформатику та управління.

Таким чином, мехатронні системи складаються з трьох основних елементів:

– енергетичної системи, яка здійснює механічні переміщення виконавчих органів (електромеханіка);

– інформаційної системи, яка дозволяє отримувати інформацію про поточний стан усіх елементів енергетичної системи та зв‘язує її з електронною (мікропроцесорною) системою управління (інформація);

– системи управління, яка керує усіма процесами, що відбуваються у обладнанні шляхом впливу на силовий електричний перетворювач та корегує процес за сигналами інформаційних датчиків (управління).

Ще більший ефект може дати використання мехатронних систем при побудові багатофункціональних механізмів (фрезерні головки, контрольно-вимірювальні пристрої з багатофункціональними можливостями).

Розглядаючи мехатронну систему як єдине ціле, слід звернути увагу на надійність її компонентів. Підвищення надійності механічних пристроїв грунтується на значному запасі міцності, зносостійкості, жорсткості та вібростійкості усіх елементів. Але достатня надійність механічної частини мехатронної системи може бути забезпечена тільки за відповідній надійної програмних та апаратних засобів інформаційної та управляючої частин. Крім загальновідомих засобів підвищення надійності для технологічного обладнання з мехатронними системами характерне використання діагностування поточного стану обладнання та його відповідальних механізмів та деталей.

Підвищення надійності складних систем (електронних та інформаційних) забезпечується застосуванням принципу резервування, за якого у випадку втрати працездатності одного елементу системи його функції починає виконувати дублюючий елемент.

Наприклад, розглянемо систему, яка складається з трьох паралельно з‘єднаних елементів (рис. 2.3). Відмова системи можлива тільки при одночасній відмові усіх елементів, а імовірність відмови системи P_o значно менше, ніж кожного окремого елементу.

$$P_0 = 1 - P_\Sigma,$$

де P_Σ – імовірність безвідмовної роботи системи.

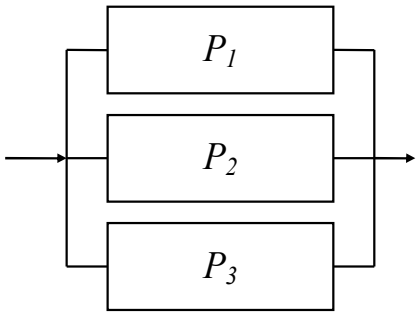


Рис. 2.3. Паралельне з‘єднання елементів (реалізація принципу резервування): P_1, P_2, P_3 – імовірність безвідмовної роботи

У загальному вигляді:

$$P_0 = (1 - P_1)(1 - P_2)(1 - P_3).$$

Якщо $P_1 = P_2 = P_3 = P$, тоді $P_\Sigma = 1 - (1 - P)^3$.

Якщо прийняти, що для кожного елементу P=0.9, то для системи вцілому $P_\Sigma = 1 - (1 - 0{,}9)^3 = 0{,}999$

Тоді імовірність відмови системи $P_0 = 0{,}001$.

Взаємозв‘язок компонентів мехатронної системи (механічних, електрикних та інформаційних) обумовлюється їх прямою взаємодією, що визначає поведінку системи у цілому.

Розглянемо подібний зв‘язок на прикладі приводу подач верстату з ЧПК.

У сучасному верстаті з ЧПК використовуються слідкуючи приводи, які дозволяють точне регулювання кутового положення та кутової швидкості вала двигуна залежно від заданого впливу.

Привод (рис. 2.4) складається з системи регулювання 1, приводної 2 та вимірювальної 3 систем.

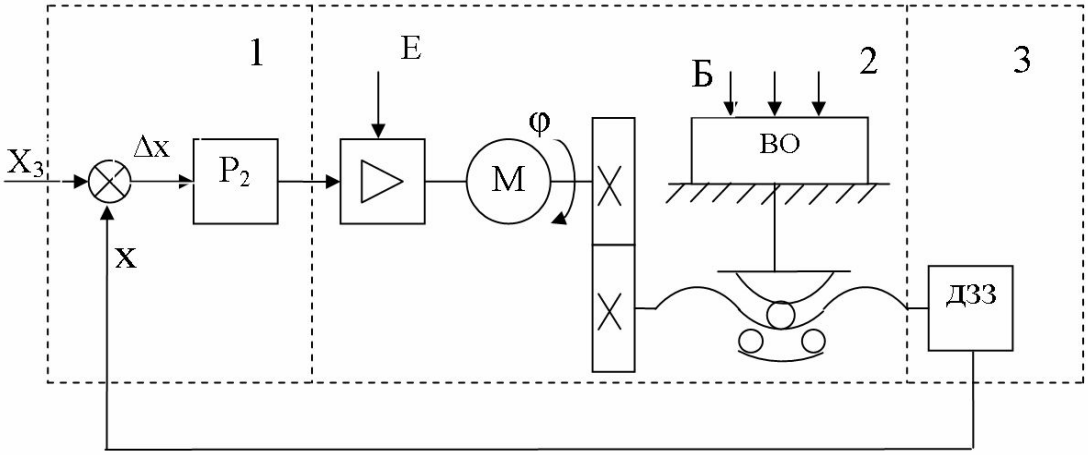


Рис. 2.4. Схема слідкуючого приводу, верстату з ЧПК: Е – енергія; Б – вплив параметрів процесу

Кут φ обертання валу двигуна М перетворюється у координату *x* виконавчого органу ВО, яка виміряється датчиком зворотного зв‘язку ДЗЗ. Відповідний сигнал Х залежить від впливу збуджень З на ВО (сили різання, температура тощо) і поступає у систему регулювання, де формується сигнал розузгодження:

$$\Delta x = x_3 - x,$$

де x_3 – задана координата.

Залежно від сигналу розузгодження з метою оптимізації динамічної поведінки приводу у регуляторі $P_г$ створюється регулюючий вплив, який обумовлює зменшення величини розузгодження. При цьому кутова швидкість вала двигуна пропорційна величині розузгодження, а при Δx=0 виконавчий орган займає задане положення.

Приводна система складається з підсилювача потужності двигуна та елементів механічної системи (муфти, зубчасті колеса, тягові пристрої, кульково-гвинтові передачі та інші).

Вимірювальна система зв‘язує системи регулювання шляхом зворотного зв‘язку по переміщенню.

Точність обробки заготовки залежить від швидкодії приводу, узгодженості параметрів (наприклад, коефіцієнтів підсилювання) приводів по різним осям координат та від інших факторів. Таким чином, точність обробки визначається електричною складовою майже у той же мірі, що і механічною.

Привод подачі слід розглядати як єдину електромеханічну (мехатронну) систему, математичний опис роботи якої містить як параметри двигуна, так і параметри елементів механічної системи.

Основною проблемою у галузі мехатронних систем є управління рухом виконавчого органу технологічного обладнання за допомогою ЕОМ. При цьому необхідно забезпечити отримання сигналу від датчика зворотного зв‘язку, перетворити його у форму, придатну для подальшого використання, а також подачу сигналу на джерело руху та реалізацію переміщень.

Основні властивості механічної складової мехатронної системи

1. Мініатюризація та компактність дозволяє повністю реалізувати принципи мехатроніки. При цьому забезпечується зменшення маси рухомих елементів, що значно підвищує динамічні характеристики динамічної системи, а також більш ефективно використовується робочий простір верстату. З‘являється можливість суміщення функцій механізму.

Механізм є компактним, якщо за однакових з прототипом габаритами, він характеризується більшою жорсткістю та потужністю або за однакових силових параметрів має менші габаритні розміри.

2. Підвищені зносостійкість та довговічність елементів конструкції технологічної системи (застосування високолегованих матеріалів).

3. Суттєве скорочення кінематичних ланцюгів за одночасного підвищення складності механізмів. Ускладнюються конструкції механізмів найбільш відповідальних вузлів та деталей під час зменшення їх кількості (кульково-гвинтові та зубчасто-рейкові передачі замість складних редукторів).

4. Зменшення зазорів у елементах конструкцій.

5. Поліпшення показників, пов‘язаних з динамічною стабільністю конструкції:

- підвищення жорсткості елементів;
- зменшення маси та моментів інерції рухомих вузлів;
- застосування безконтактних механізмів.

6. Використання прецизійної механіки (мотор-шпиндель, шпинделі на електромагнітних опорах).

Основні функції мехатронних систем:

1. Реалізація головного задуму машини. Синтез механіки та електроніки обумовлює створення на нових концептуальних принципах технологічного обладнання з паралельною кінематикою.

2. Забезпечення функціонування основних вузлів. Характерним представником мехатронних систем є високошвидкісні шпиндельні вузли на електромагнітних опорах, швидкість обертання яких досягає 200000 хв$^{-1}$, а принцип їх роботи аналогічний принципу дії активного магнітного підвісу феромагнітного тіла.

3. Підвищення точності технологічного обладнання. Ця функція мехатронних систем має особливе значення для надточного та важкого обладнання, у якого традиційні методи підвищення точності або вичерпані, або пов‘язані з значними техніко економічними витратами.

Більшість методів підвищення точності за допомогою мехатронних систем реалізується шляхом компенсації пружних і теплових деформацій, корекції похибок позиціонування та переміщення вузлів, а також адаптації технологічного обладнання до конкретних умов функціонування процесу за одним з показників точності.

4. Компенсація пружних деформацій. Геометрична точність важкого

технологічного обладнання внаслідок значної маси вузлів забезпечується традиційними механічними засобами тільки за значних витрат або не забезпечується принципово. Нові рішення (під час використання мехатронних систем) базуються на поєднанні управляємої силової механічної компенсації маси вузлів та додаткової корекції, яка виконується системою ЧПУ.

5. Використання адаптивних систем для компенсації деформацій. У подібних випадках необхідний параметр контролюється за допомогою визначеного датчика, сигнал від якого призначений для подальшого управління. У останні роки активно розвиваються адаптивні системи на основі лазерних вимірювальних пристроїв.

Наприклад, прогин борштанги 1 (рис. 2.5) під час розточування отвору заготовки 2 компенсується внаслідок спеціального переміщення різця 3.

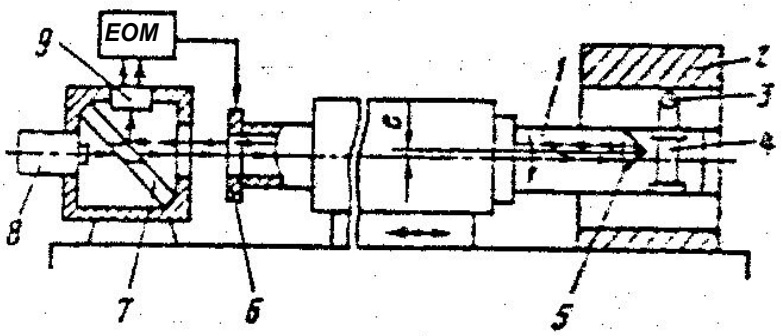


Рис. 2.5. Схема компенсації прогину борштанги

Приводом є вбудований у борштангу п’єзоелектричний датчик 4, який перетворює сигнал від контактного кільця 6 у радіальне переміщення різця. Основою вимірювальної системи є лазер 8, промінь якого проходить крізь отвори у шпинделі і борштанзі та досягає призми 5, яка розташована біля різця, а її вершина зміщена відносно вісі борштанги на величину *е*.

Переміщення призми у двох взаємо перпендикулярних напрямках (а також і переміщення різця) реєструється за допомогою дзеркала 7 та фотодатчика 9, генеруючого напругу, яка є пропорційною радіальному переміщенню проміню, відбитого від призми. При відсутності похибок траєкторією проміню є ідеальне коло. Відхилення розточеної поверхні від циліндричності оцінюють при порівнянні ідеальної та реальної траєкторії проміню. Застосування адаптивної системи дозволяє зменшити визначену похибку більш як у 2 рази.

6. Управління технологічною надійністю та підвищення функціональної стійкості гнучких функціональних систем.

З підвищенням рівня автоматизації виробництва проблема надійності МОО виходить на перший план. Відомі методи підвищення надійності пов‘язані з надвисокими техніко-економічними витратами та технологічними труднощами, але вони не завжди виправдовують себе.

Функціональна стійкість гнучкого технологічного обладнання – це властивість його повертатися у працездатний стан після виходу з нього

внаслідок різного впливу. Основна ідея визначеного методу полягає у автоматичному поточному аналізу фактичного стану гнучкого переналагоджувального технологічного обладнання та корекції умов його експлуатації за результатами аналізу.

Інформаційною базою для прогнозування якості обробки є відносні коливання інструменту та заготовки, які фіксуються п'єзоакселерометрами. Результати аналізу оцінюють з використанням спектрального методу, який ґрунтується на кореляційній фільтрації масиву даних. Базою для відліку є амплітуда дискретного сигналу спектру коливань, отриманих після першого проходу (при обробці першої деталі). За еталонний стан гнучкого технологічного обладнання приймають його стан після налагодження, а образ еталона фіксується у пам'яті ЕОМ. Він змінюється на інший при зміні заготовки. Оцінка стану обладнання здійснюється у режимі адаптації та самонавчання.

Комплексна модель надійності складається з аналізу вихідного впливу, аналізу стану гнучкого технологічного обладнання та його підсистем, розрахунку вихідних параметрів системи управління, оцінки ступеню впливу окремих підсистем на функціонування обладнання. Усі ці задачі вирішуються за допомогою інформаційної системи.

7. Діагностика технологічного обладнання та його вузлів здійснюється на базі інформації про стан цих об'єктів.

8. Діагностика процесу різання здійснюється шляхом контролю силових параметрів обладнання, стану процесу різання та інструменту. Зусилля різання контролюють за допомогою спеціальних тензометричних підшипників, а також тензо- і п'єзодатчиків, установлених на деталях (зубчасті колеса приводів, центра), які приймають участь у функціонуванні процесу.

Найбільш ефективним є застосування віброакустичного діагностування процесу різання, особливо при контролі інструменту малого діаметра, де інші методи не дають практичного результату.

Контроль якості деталі здійснюється наступними методами:

– активний контроль, який передбачає автоматичне підналагодження обладнання при виході параметрів деталі за межі допуску;

– статистичний контроль забезпечує управління рівнем налагодження обладнання за результатами вимірювань деталей партії.

У більшості випадків якість виробів контролюється вимірювальними системами технологічного обладнання під час його роботи у режимі координатно-вимірювальної машини (КВМ).

*Рівні використання мехатронних систем в технологічному обладнанні різного призначення***.**

Практичне використання мехатронної концепції обумовлює рішення конкретних конструкторських проблем. У зв'язку з цим доцільним буде виділити різні рівні застосування мехатронних систем у обладнанні.

На першому рівні мехатроніка використовується для підвищення точності технологічного обладнання (корекція переміщень, компенсація пружних та теплових деформацій). Конструкція обладнання при цьому має лише незначні зміни.

На другому рівні технологічне обладнання зберігає свої основні функціональні можливості (конфігурацію, компоновку, вузли та механізми) і у ньому реалізується комплекс нових властивостей:

– можливість віброакустичного діагностування поточного стану елементів технологічної системи;

– підвищення технологічної стабільності та функціональної стійкості.

Інформаційною базою для прогнозування поточного стану технологічного обладнання та підвищення якості обробки є відносні коливання інструменту та заготовки. На цьому рівні використання мехатронних систем є управління параметрами функціонування процесу у електрофізикохімічному технологічному обладнанні.

На третьому рівні використання мехатронних систем технологічне обладнання значно розширює свої функціональні можливості, з‘являється можливість органічного поєднання методів обробки з різним за фізичною природою технологічним впливом, а також процесів складання, фарбування, зварювання, випробування та вимірювання. Технологічне обладнання змінює свою внутрішню структуру (кінематичну структуру та компоновку).

З‘являються нові підходи, ідеї та концепції побудови технологічного обладнання нетрадиційної компоновки (технологічне обладнання з паралельною кінематикою, технологічне обладнання відносного маніпулювання).

На четвертому рівні використання мехатронних систем у технологічному обладнанні реалізуються елементи штучного інтелекту, а саме: практична реалізація процесу виробництва – від розпізнавання образів деталей (виконання функції зору) до управління технологічним обладнанням за допомогою речових вхідних сигналів. У такому випадку використовуються самоорганізуючі адаптивні системи, інтелектуальні алгоритми, які генерують рекомендації для систем управління.

Залежно від способу реагування мехатронних систем на зовнішній вплив, вони підрозділяються на пасивні та активні.

Закономірність поведінки (реакції) пасивної мехатронної системи на зовнішній вплив визначають на етапі конструювання за допомогою ефективних розрахункових процедур, наприклад, при використанні методу кінцевих елементів.

Таким чином, з‘являється можливість компенсації пружних деформацій, обумовлених масою вузлів та похибок позиціонування вузлів обладнання (величина корекції визначається при експериментальному дослідженні та реалізується за допомогою системи ЧПУ).

Поведінка активної мехатронної системи залежить від характеру

впливу, який визначається умовами експлуатації та вимірюється відповідними датчиками. Наприклад, мехатронна система, яка використовується у технологічному обладнанні для надточної обробки. Поведінка цієї системи залежить від точності відносного положення інструменту та заготовки, визначеної за допомогою лазерного вимірювального пристрою.

2.3. Необхідність створення і функціональні можливості металообробного обладнання з механізмами паралельної структури (МПС)

Глобалізація економіки та постійне зростання конкурентної боротьби за ринки збуту продукції обумовило розвиток та випуск в Україні машинобудівної багатономенклатурної продукції на рівні світових аналогів, що вимагає від виробників створення швидкопереналагоджуваного виробництва, гнучких технологічних систем, які мають властивість оперативно адаптуватися до нових умов виробництва. Гнучкі виробничі системи створюються на основі розробки та широкого впровадження нових високоефективних технологій (технологія синтезу 3-мірних об‘єктів, нанотехнологія, біотехнологія, лазерна та оптична обробка) для реалізації яких необхідно побудувати високоефективне технологічне обладнання. Інтеграція у виробництво нових технологій обумовлює виготовлення продукції, спрямованої на зниження матеріало- та енергоємкості виробів, покращення екології, а також соціально-економічної ситуації у суспільстві.

Автоматизація багатономенклатурного серійного виробництва є складним та багаторівневим процесом за якого повинен реалізуватися новий напрямок – створення гнучкого технологічного обладнання з широкими технологічними можливостями.

У автоматизованому виробництві комплекс існуючих технологічних задач постійно змінюється, а також виникають нові:

– реалізація корекції похибок встановлення заготовок;
– забезпечення необхідної точності позиціонування виконавчого органу з інструментом;
– визначення та адаптивне управління режимами функціонування процесу;
– виявлення моменту спрацювання відповідного інструменту та необхідності його заміни;
– оцінка точності виконання процесу обробки;
– діагностика робочого стану елементів технологічної системи.

Кожна з висунутих задач вимагає відповідного інформаційного забезпечення.

Існуюче технологічне обладнання, побудоване на основі традиційних структур приводів та компоновок, не задовольняє вимогам сучасної технології обробки, складання та контролю машин внаслідок визначених конструкторсько-технологічних та організаційно-функціональних недоліків (рис. 2.6).

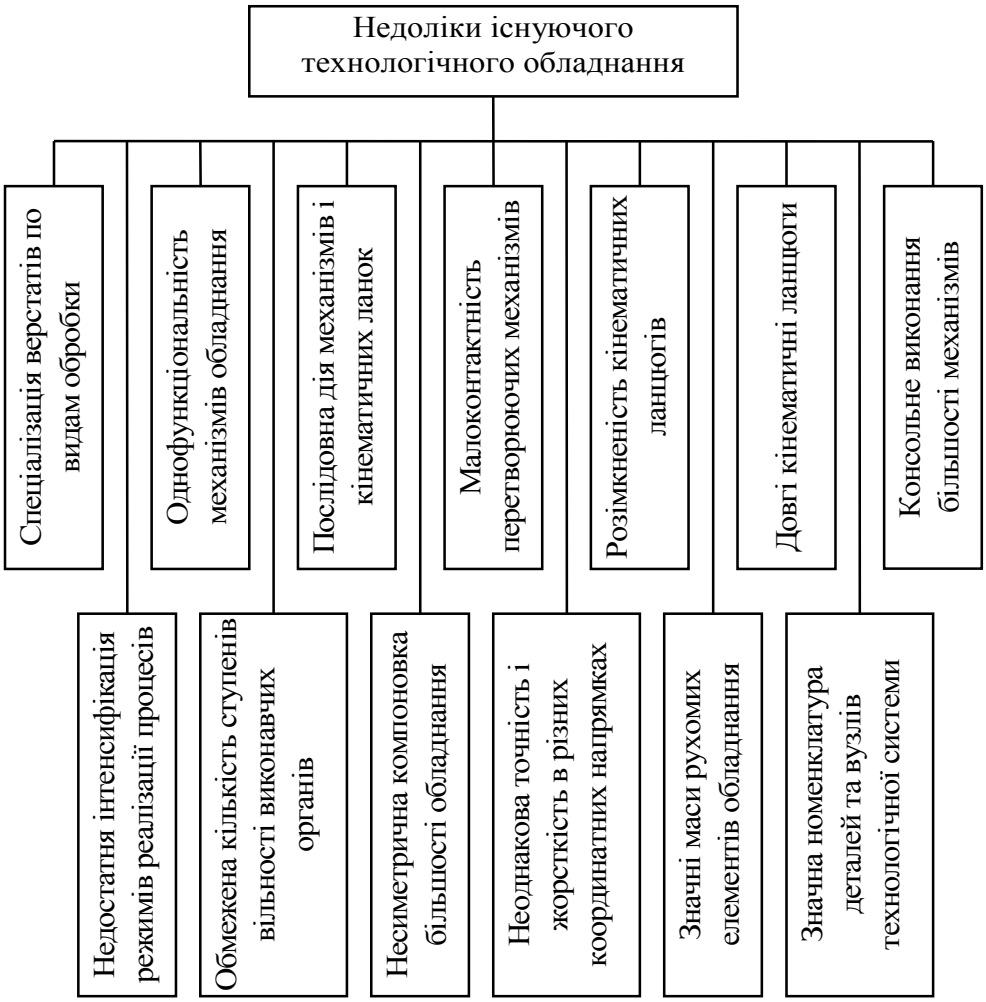


Рис. 2.6. Сукупність недоліків існуючого технологічного обладнання

Сучасне МОО класифікується за видами обробки (токарні, фрезерні та інші), що має історичні традиції, але не відповідає вимогам сучасної технології виробництва внаслідок багаторазового перебазування деталей та значної кількості транспортних міжопераційних процесів. Впровадження нових технологій вимагає застосовування обладнання з високим рівнем інтеграції операцій, що дозволяє виконувати комплекс різних технологічних методів (різноманітні види обробки, зварювання, фарбування, складання, випробовування, вимірювання тощо) на одному робочому місці за одну установку деталі.

Практично майже усі механізми та системи технологічного обладнання мають, в основному, тільки одне функціональне призначення (коробка швидкостей, коробка подач, механізм перетворення рухів та інші), тому для здійснення різних технологічних можливостей обладнання має досить насичену та складну побудову. Ускладнення функціональної структури зменшує надійність обладнання та збільшує його матеріало- та енергоємність, а також габаритні розміри.

Використання механізмів послідовної дії (переміщення виконавчого

органу послідовно відносно осей координат) значно збільшує допоміжний час на виконання операції. Підвищує енергоємність обладнання однопоточність передачі рухів та навантажень (кожна кінематична ланка має тільки один тяговий елемент) внаслідок підвищення його жорсткості за рахунок підвищення матеріалоємності.

Аналогічні наслідки має використання малоконтактних передавальних механізмів (зубчасті, черв‘ячні та рейкові передачі, які характеризуються незначним коефіцієнтом перекриття). Точність обробки залежить від кінематичної точності відповідних ланцюгів та зазорів у них, тому технологічне обладнання з досить довгими кінематичними ланцюгами, має недостатню для сучасного машинобудування точність.

Важливим напрямком підвищення продуктивності обробки є значне скорочення основного та допоміжного часу за рахунок інтенсифікації режимів реалізації процесів, що пов‘язано з значним підвищенням величини прискорень (обробка складних фасонних поверхонь фрезеруванням) та частою зміною напрямку руху виконавчого органу, і реалізується з аналогічною кількістю гальмувань та прискорень, що вимагає значного підвищення динамічних характеристик технологічного обладнання. Такі режими значно підвищують навантаження на рухомі елементи, тому їх маси необхідно зменшувати до мінімально можливої величини. Але прагнення підвищення динамічних характеристик за рахунок виготовлення рухомих елементів з надлегких матеріалів цю проблему не вирішило.

Необхідна кількість однофункціональних механізмів та систем МОО обумовлює значну номенклатуру вузлів та деталей, які необхідно виготовити з високою точністю і витратити значний час на технологічну підготовку та виробництво продукції.

Традиційне технологічне обладнання, в основному, створювалось для конкретного методу обробки або процесу (токарні, свердлувальні, фрезерні тощо), тому технологічні процеси також проектувалися з великою кількістю операцій, для виконання яких застосовувалися відповідні існуючі верстати. Такі технологічні процеси мають значний рівень диференціації обробки, що в більшості випадків не дозволяє підвищити продуктивність праці та забезпечити швидке переналагоджування технологічного обладнання на випуск деталей іншої номенклатури.

Основним напрямком автоматизації процесів гнучкого багатономенклатурного серійного виробництва, який задовольняє вимоги сучасної технології виробництва є створення агрегатно-модульного програмно-управляємого швидкопереналагоджуваного МОО, побудованого на основі МПС. Подібне обладнання слід розглядати не як удосконалення існуючих верстатних систем традиційної компоновки, а як матеріальне втілення нетрадиційного підходу до побудови технологічних процесів обробки, складання, випробування та вимірювання продукції, а також нових принципів конструювання сучасних верстатних систем.

Технологічні можливості верстатних систем визначаються

кінематичною структурою, компоновкою, конструктивним виконанням, рівнем автоматизації та технічною характеристикою.

Технологічне обладнання з паралельною кінематикою має більш широкий спектр технологічних можливостей, ніж традиційні верстати внаслідок забезпечення виконавчому органу до шести ступенів вільності, що дозволяє здійснювати йому переміщення у просторі відносно усіх осей координатної системи та реалізувати майже усі схеми формоутворення поверхонь деталей, а також інші процеси виготовлення продукції за одну установку деталі з усіх сторін, крім базових (рис. 2.7).

Практична реалізація усіх схем формоутворення поверхонь деталей обумовлює основну властивість подібного обладнання – суміщення методів обробки та процесів з різним за фізичною природою технологічним впливом: лезову, абразивну, електрофізикохімічну обробки, пластичне деформування та зварювання, а також процеси складання машин, фарбування, випробування та вимірювання, що визначає значно більший рівень інтеграції операції у порівнянні з іншим технологічним обладнанням.

Таким чином, технологічне обладнання з МПС дозволяє органічно поєднати необхідну гнучкість з заданою продуктивністю виробництва, що задовольняє основним вимогам сучасного гнучкого автоматизованого багатономенклатурного виробництва.

Концепція проектування технологічного обладнання з МПС передбачає конструктивне виконання кінематичних ланцюгів у вигляді просторових стрижневих ферм, які мають незначну масу рухомих елементів, що обумовлює отримання надвисоких швидкостей та прискореннь виконавчого органу: частота обертання шпинделя досягає 120 000 об/хв, а в окремих випадках майже 180 000 об/хв (при процесах шліфування) швидкість лінійних переміщень має величину до 100 м/хв , а прискорень – 50 м/с^2.

Подібні режими переміщень виконавчих органів значно зменшують основний час виконання операцій та збільшують продуктивність обладнання.

На технологічному обладнанні з МПС передбачається автоматичне управління переходу з прискореного переміщення на уповільнене при наближенні відповідного інструменту до заданої координатної опорної точки та можливість чергування установчих та допоміжних переміщень та робочих подач виконавчого органу, що реалізується стандартними циклами виконання операцій.

Можливості технологічного обладнання з МПС надто широкі, вони можуть виконувати практично усі види робіт, пов’язаних з обробкою, складанням, випробуванням та контролем виробів. Виконуються різноманітні фрезерні операції, у тому числі послідовне фрезерування поверхонь, розташованих у різних площинах, під кутом або перпендикулярно, а також реалізуються майже усі операції по обробці отворів (свердління, зенкерування, розгортання, колове фрезерування попередньо оброблених отворів, розташованих під різними кутами) у різних площинах та сторонах деталі.

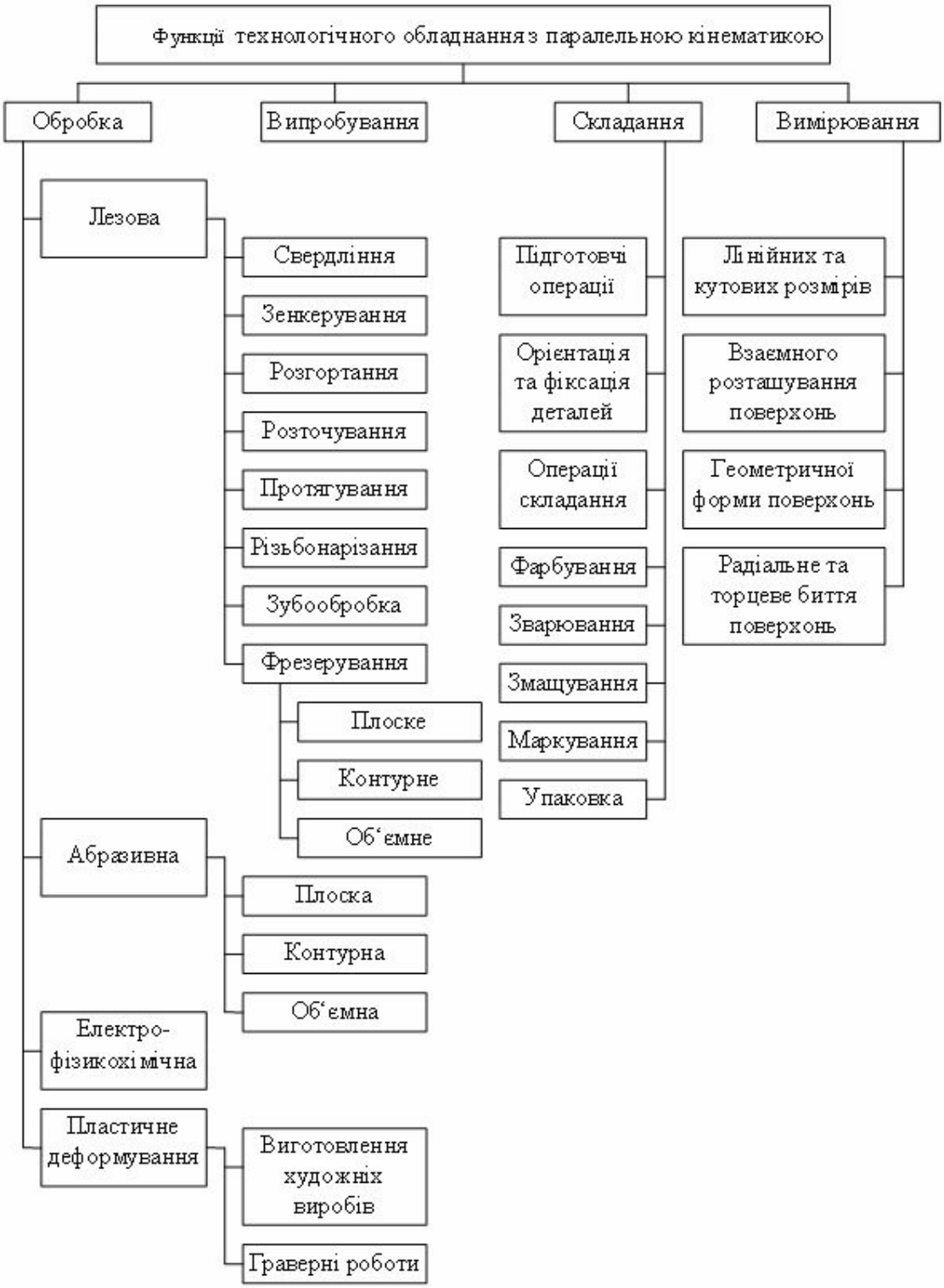


Рис. 2.7. Можливості технологічного обладнання з МПС

Технологічні можливості подібного обладнання дозволяють розточувати отвори ступінчасті, конічні, фасонні, з канавками, а також підрізання торців в отворах розташованих під кутом за одну установку деталі.

На технологічному обладнанні виконується обробка різноманітних отворів за різними циклам (свердління, зенкування, цекування, нарізання різьби). Слід відмітити, що мала міжцентрова відстань не обмежує процесу обробки, а отвори можуть бути розташовані на поверхнях заготовки у різних площинах, з різних сторін та під кутом.

Специфічною особливістю технологічного обладнання з МПС, що відрізняє його від традиційного обладнання є реальна можливість виконання складальних операцій, випробування та вимірювання виробів, які виготовляються на конкретному обладнанні. При цьому відсутні транспортні операції.

Автоматизовані операції складання вузлів, особливо, якщо вони виконуються на одному місті з обробкою деталей, значно підвищують продуктивність процесу виготовлення машин та покращують їх якість внаслідок відсутності транспортних операцій, а також підвищують загальну культуру виробництва. Таким чином, використання технологічного обладнання з паралельною кінематикою, яке має необхідний рівень мобільності зміни технологічних функцій, починаючи з зміни відповідного інструменту у процесі складання до адаптивного управління цим процесом є принципово новим вирішенням проблеми підвищення якості виготовлення машин у специфічних умовах гнучкого багато-номенклатурного серійного виробництва.

Подібне технологічне обладнання має практичну можливість виконання майже усіх складальних операцій, а саме: підготовчі (підготовка деталей, складальних одиниць та комплектуючих виробів до наступних операцій складання), допоміжні (змащування, маркування та інше), та складальні операції (технологічні операції по з’єднанню деталей у складальні одиниці, вузли та машини), а також обкатка, випробування та вимірювання складальних одиниць.

Під час виконання складальних операцій на перший план висуваються проблеми компенсації похибок взаємної орієнтації деталей та забезпечення надійного сполучення деталей, які вирішуються реалізацією точного позиціонування та орієнтації виконавчого органу з визначеною деталлю.

Отже, технологічне обладнання з МПС має значно ширші технологічні можливості у порівнянні з традиційними верстатними системами, внаслідок їх побудови на принципово нових концепціях:

– використання багатофункціональних та багатопоточних стрижневих МПС, що дозволяє за допомогою одного механізму виконувати транспортні, установчі та технологічні операції;

– застосування вбудованих високомоментних приводів та швидкодіючої обчислювальної техніки обумовлює управління технологічними переміщеннями виконавчого органу механізму та, крім того, компенсацію пружних переміщень під дією сил різання, чим забезпечує стійку роботу технологічної машини при нестійкому положенню механізмів;

– використання вбудованих систем контролю обумовлює

створення технологічних систем з елементами штучного інтелекту, що дозволяє автоматизувати такі технологічні операції, які виконуються тільки людиною та вручну (обробка та виготовлення художніх виробів, фінішна обробка турбінних лопастей, граверні роботи та інші).

Крім того, нова концепція розвитку МОО передбачає реалізацію більш сучасних технологічних процесів обробки крупногабаритних деталей. Наприклад, нарізання зубчастого вінця діаметром майже 20 м, який традиційно виготовляють з окремих секторів, обробляючи окремо кожний зуб з наступним з‘єднанням секторів за допомогою болтів. МОО з паралельною кінематикою має можливість позиційно переміщуватися вздовж заготовки, оброблюючи при цьому зубці та формуючи опорні поверхні колеса в цілому.

2.4. Порівняльний аналіз побудови традиційних механізмів і МПС

У технологічному обладнанні використовуються різноманітні механізми, які відрізняються службовим призначенням, технологічними і функціональними можливостями, кінематичними структурами, принципом дії та конструктивним виконанням. Вибір та сукупність відповідних механізмів реалізує загальну функцію технологічного обладнання – виробництво продукції необхідної якості з заданою продуктивністю.

Незважаючи на різноманітність функціонального призначення, кінематичної структури та конструктивного виконання механізмів, усі вони мають багато спільного за принципами побудови та проектування.

Слід відмітити, що більшість механізмів, застосованих у технологічному обладнанні побудовані на традиційних підходах та принципах їх проектування, мають визначені недоліки конструкторського, технологічного та функціонального характеру, які закладаються на етапах їх проектування.

Розглянемо механізм реалізації лінійного переміщення виконавчого органу (ВО) технологічного обладнання (рис. 2.8).

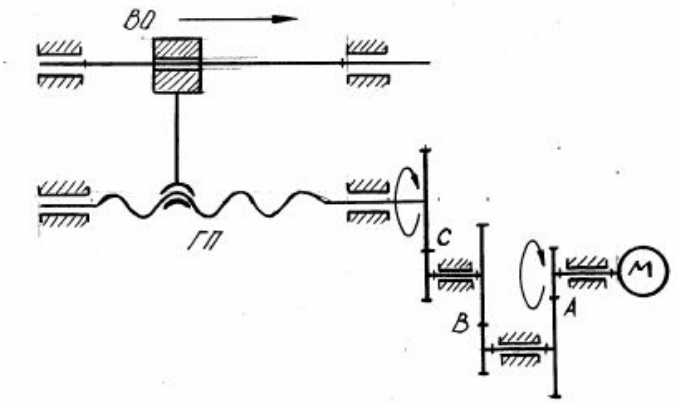


Рис. 2.8. Механізм лінійного переміщення

Механізм лінійного переміщення перетворює обертальний рух двигуна у поступальний рух ВО та складається з кінематичних ланок: трьох зубчастих передач А, В, С, гвинтової пари (ГП) та ВО.

Усі кінематичні ланки механізму з'єднані послідовно, при цьому вихідна ланка двигуна М з'єднана з вхідною ланкою зубчастої передачі А, вихідна ланка якої зв'язана з вхідною ланкою зубчастої передачі В, а вихідна ланка останньої з'єднана з вхідною ланкою передачі С, а та, у свою чергу, – з вхідною ланкою гвинтової передачі ГП, а її вихідна ланка – з ВО. Структурна схема послідовного з'єднання кінематичних ланок наведена на рис. 2.9.

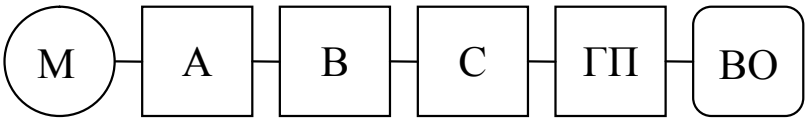


Рис. 2.9. Структурна схема послідовного з'єднання кінематичних ланок

Механізми або кінематичні ланцюги з послідовним з'єднанням мають особливості: положення, швидкість та прискорення вихідної ланки попереднього механізму співпадають з відповідними величинами вхідної ланки наступного механізму, але сили в них однакові за величиною та протилежні за напрямком. Передаточне відношення сукупності послідовно з'єднаних механізмів дорівнює добутку передаточних відношень усіх механізмів системи. Аналогічно вирішується визначення коефіцієнта корисної дії механізмів.

Слід відмітити, що такі механізми мають, як правило, тільки одне функціональне призначення: передача потоку рухів та сил одним кінематичним ланцюгом, тому необхідна кількість функцій технологічного обладнання, а також потоків рухів та сил реалізується аналогічною кількістю кінематичних ланцюгів або механізмів. Сукупність механізмів для реалізації 3-координатного переміщення виконавчого органу наведена на рис. 2.10.

Виконавчий орган ВО та кожний із складових механізмів характеризується масою (GY, GX, GZ) та G, а також похибкою позиціонування (ΔY, ΔX та ΔZ). При переміщенні виконавчого органу ВО у задану точку А з координатами Y_a, X_a та Z_a визначені механізми під час функціонування переміщують відповідні маси: механізм MY переміщує маси механізмів MX, MZ та ВО, механізм MX переміщує масу механізмів MZ та ВО, а механізм MZ – масу ВО, що обумовлює появу великих рухомих мас та впливає на динамічні характеристики технологічного обладнання.

Точність позиціонування виконавчого органу залежить від сумарної похибки системи послідовно з'єднаних механізмів (чим більше кінематичних ланок має механізм переміщень, тим більша похибка позиціонування).

Крім того, при переміщенні механізмів та виконавчого органу у кінцеві положення виникають додаткові сили внаслідок зміщення їх центрів мас, що обумовлює появу напружень згину у відповідних елементах кінематичних ланок, а також перекосу рухомих елементів на напрямних.

Таким чином, послідовне з’єднання механізмів негативно впливає на основні характеристики технологічного обладнання: точність, жорсткість та динамічні характеристики.

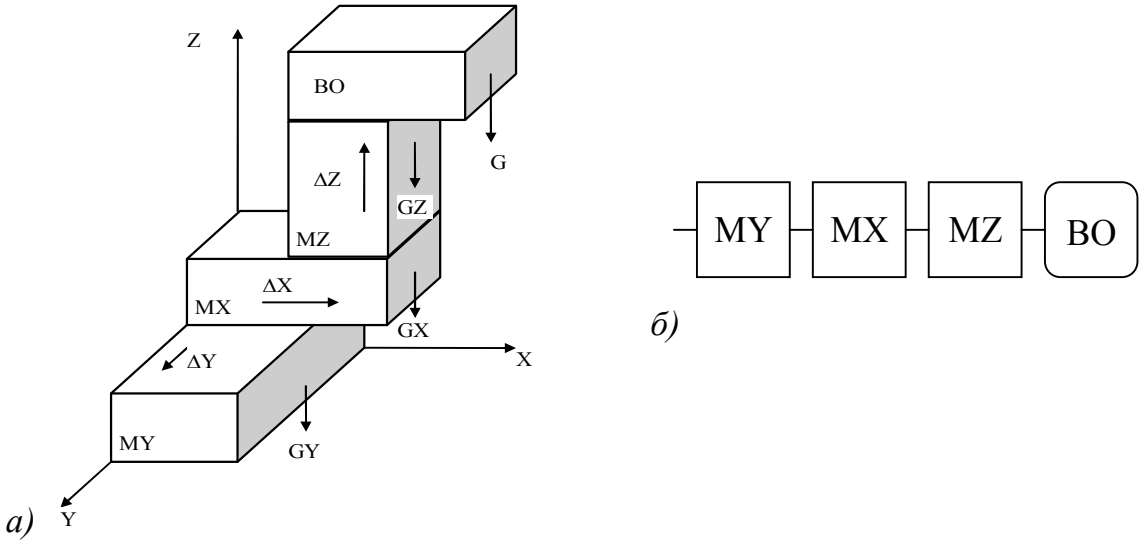


Рис. 2.10. Механізм 3-координатного переміщення (а) і його структурна схема (в): ВО – виконавчий орган; MY, MX, MZ – механізми переміщень по відповідним осям координат

Досвід експлуатації механізмів технологічного обладнання показує, що майже усі вони мають визначені недоліки конструктивного, технологічного та функціонального характеру (рис. 2.11).

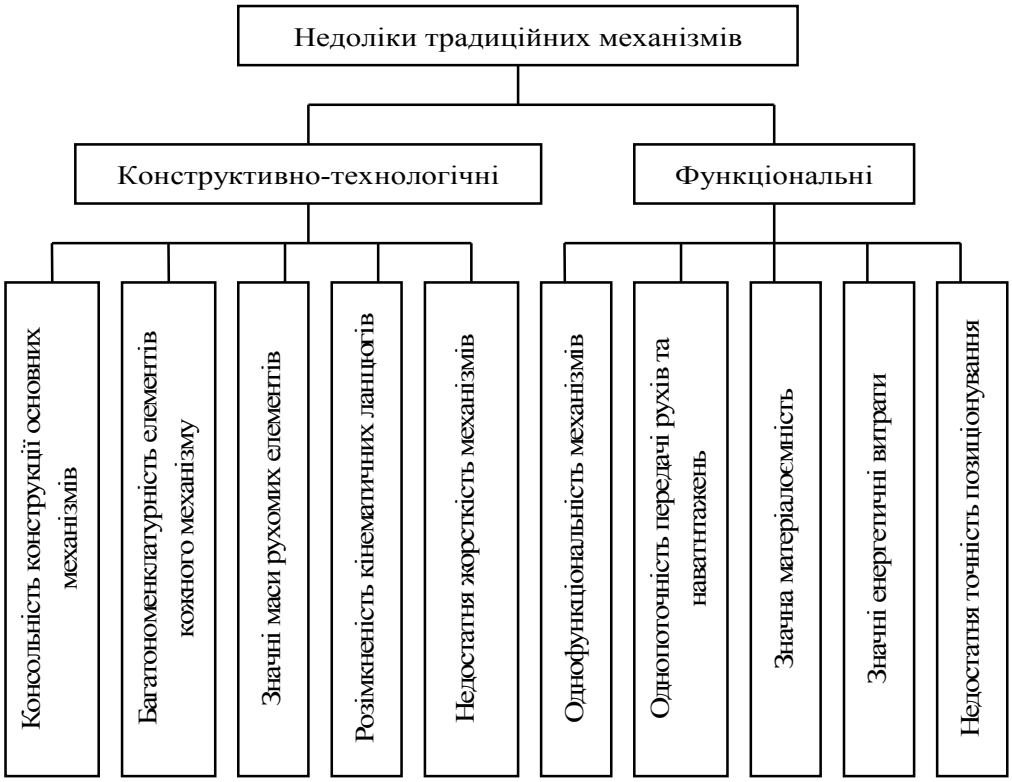


Рис. 2.11. Недоліки традиційних механізмів технологічного обладнання

Слід відмітити, що внаслідок традиційних підходів до проектування технологічного обладнання, більша частина цих недоліків закладається у його конструкцію на перших етапах його проектування, а саме:

– практично усі існуючі механізми технологічного обладнання мають розімкнені кінематичні ланцюги, що не забезпечує необхідний рівень їх жорсткості. У таких випадках необхідна жорсткість кінематичних ланок забезпечується шляхом збільшення розмірів поперечних перерізів тягових елементів механізмів, що збільшує матеріалоємність та підвищені енергетичні витрати на їх переміщення;

– незамкненість кінематичних ланцюгів створює консольні конструкції механізмів та нераціональне розміщення їх центрів ваги, що обумовлює перекоси рухомих елементів на напрямних та створює додаткові навантаження;

– однофункціональність механізмів обумовлює збільшення номенклатури їх складових елементів, що також впливає на матеріалоємність технологічного обладнання та збільшує витрати на його виробництво;

– однопоточність передачі рухів та навантажень потребує збільшення жорсткості елементів механізму за рахунок підвищення матеріалоємності та попереднього натягу елементів.

Підвищення ефективності технологічного обладнання здійснюється як шляхом удосконалення конструкцій існуючих механізмів, так і пошуком нових нетрадиційних рішень їх побудови.

Одним з перспективних напрямків удосконалення механізмів технологічного обладнання є їх побудова на основі:

– передачі потоку рухів і сил декількома кінематичними ланцюгами шляхом раціонального перерозподілу рухів та навантажень між ними;

– реалізації паралельної передачі енергії декількома кінематичними ланцюгами та механізмами;

– створення замкнених кінематичних ланцюгів, які відтворюють замкнений контур підвищеної жорсткості;

– побудови безконсольних конструкцій механізмів.

Отже, удосконалення, створення та проектування високоефективних механізмів може формуватись на положеннях, наведених на рис. 2.12.

Аналіз наведених структурних схем механізмів показує, що їх розташування (послідовне або паралельне) у загальному енергетичному потоку від ведучої до веденої кінематичної ланки впливає майже на усі параметри функціонування технологічного обладнання: точність позиціонування, жорсткість, динамічні характеристики, коефіцієнт корисної дії та інші. Розглянемо вплив відповідного з’єднання механізмів на коефіцієнт корисної дії механічної системи технологічного обладнання. Для послідовного з‘єднання n механізмів М1...М6 (рис. 2.13, а) з коефіцієнтом корисної дії η1...η6.

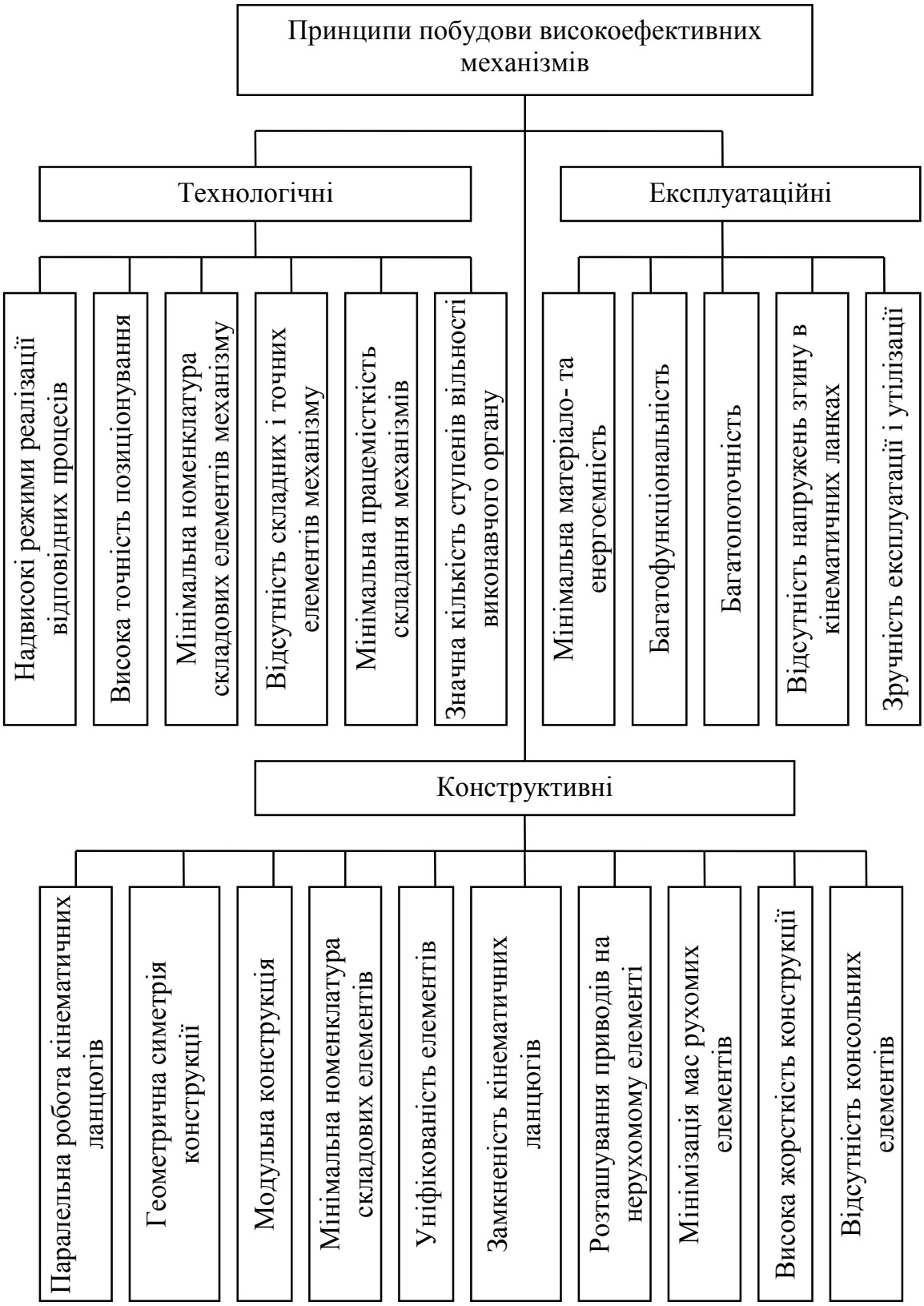


Рис. 2.12. Вимоги та принципи побудови високоефективних механізмів

Перший механізм M_1 витрачає роботу рухомих сил A_1 та виконує корисну роботу: $A_2 = A_1\eta_1$.

Другий механізм M_2 витрачає роботу рухомих сил A_3 та виконує корисну роботу $A_3 = A_2\eta_2$ або $A_3 = A_1\eta_1\eta_2$.

Продовжуючи подібні міркування отримуємо рівняння для визначення корисної роботи A_n системи механізмів:

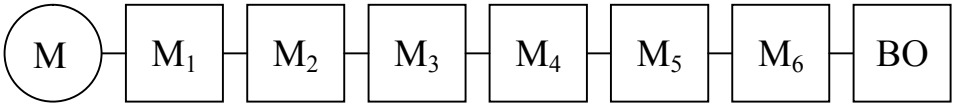
$$A_n = A_1\prod_{i=0}^{n}\eta_i. \tag{2.1}$$

Загальний ККД системи механізмів з послідовним з‘єднанням відносно енергетичного потоку визначається за формулою

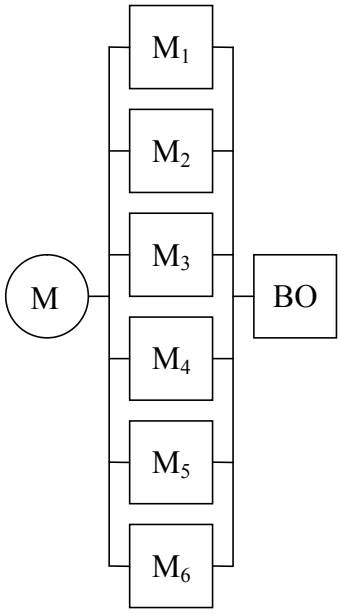
$$\eta = \frac{A_n}{A_1} = \prod_{i=1}^{n}\eta_i\ . \tag{2.2}$$

При паралельному з’єднанні m механізмів $M_1...M_6$ (рис. 2.13, *б*) кожний k-й механізм системи витрачає роботу рухомих сил A_k та виконує корисну роботу: $A_{nk} = A_k\eta_k$.

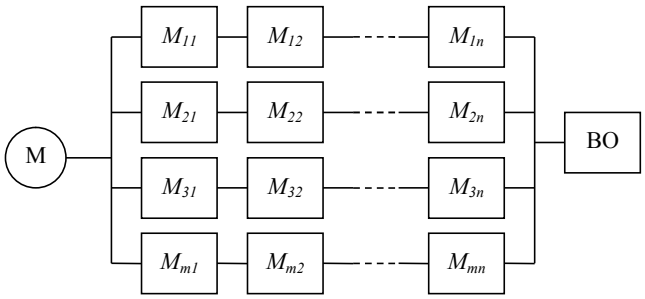
Загальна робота рухомих сил, яка витрачається усіма механізмами, визначається як: $A = \sum_{k=1}^{m} A_k$.



а



б



в

Рис. 2.13. З‘єднання механізмів: а) послідовне; б) паралельне; в) паралельно-послідовне

Корисна робота, яку виконують усі механізми:

$$A_n = \sum_{k=1}^{m} A_k \eta_k \ . \qquad (2.3)$$

Загальний коефіцієнт корисної дії системи механізмів з паралельним з'єднанням визначається як:

$$\eta = \frac{A_n}{A} = \frac{\sum_{k=1}^{m} A_k \eta_k}{\sum_{k=1}^{m} A_k} . \qquad (2.4)$$

При паралельно-послідовному з‘єднанні механізмів (рис. 2.14, в) розглядають окремі ділянки ланцюгів, які мають паралельне або послідовне з‘єднання, ККД яких слід розраховувати за відповідними формулами. Після чого, залежно від структури з‘єднань механізмів визначається загальний ККД.

Загальний ККД системи механізмів, з‘єднаних паралельно-послідовно визначається за формулою:

$$\eta = \frac{\sum_{k=1}^{m} A_{n\,k}}{\sum_{k=1}^{m} A_k} = \frac{\sum_{k=1}^{m} A_k \prod_{i=1}^{n} \eta_{ki}}{\sum_{k=1}^{m} A_k} , \qquad (2.5)$$

де n – кількість механізмів, з‘єднаних послідовно у паралельних ланцюгах;

m – кількість паралельних ланцюгів.

Отже, коефіцієнт корисної дії системи механізмів паралельного з‘єднання буде більшим за величиною, ніж системи механізмів, з‘єднаних послідовно та паралельно-послідовно.

Подібні міркування можна провести для інших параметрів функціонування технологічного обладнання, у результаті яких теж отримуємо аналогічні висновки.

Порівняльний аналіз переваг та недоліків механізмів з їх послідовним та паралельним з‘єднанням показує, що найбільш ефективно функціонують останні, які дозволяють зменшити енергетичні витрати на переміщення рухомих мас виконавчих органів, забезпечити мінімальну матеріалоємність та збільшити коефіцієнт корисної дії. Тому при побудові технологічного обладнання слід віддавати перевагу МПС.

Таким чином, використання у технологічному обладнанні системи механізмів паралельного з‘єднання або створення механізмів з паралельним з‘єднанням його кінематичних ланок має значні переваги у порівнянні з системою механізмів послідовного з‘єднання.

Наведеним вимогам повністю відповідає створення МПС, основною властивістю яких є передача енергетичних потоків та рухів декількома паралельними шляхами. Подібні механізми мають визначені переваги у порівнянні з традиційними механізмами, основними з яких є:

– використання кінематичних ланок у вигляді стрижнів, які працюють як на розтягування, так і на стискання при відсутності напруг згину;

– можливість розташування виконавчих органів на нерухомих або на елементах, які рухаються повільно;

– застосування рухомих елементів мінімальної маси, які витрачають незначні енергетичні потоки для переміщення виконавчого органу;

– використання замкнених стрижневих систем при паралельній передачі навантаження створює жорстку просторову ферму;

– аціоналізації розподілу напрямків та величин навантажень дозволяють зменшити енергетичні витрати та забезпечити мінімальне навантаження на кінематичні ланки та приводи;

– мінімізація кількості з‘єднань елементів та кінематичних ланок механізму, що обумовлює зменшення пружних деформацій, підвищення жорсткості системи, а також реалізує високу точність позиціонування виконавчого органу та поліпшує динамічні характеристики технологічного обладнання.

МПС – це новий клас просторових механізмів, фізична сутність яких полягає у тому, що рухомий виконавчий орган технологічного обладнання шарнірно пов‘язаний з його нерухомим елементом (стаціонарним блоком) кінематичними ланцюгами, кожний з яких має індивідуальний привод або накладає визначену кількість зв’язків на переміщення виконавчого органу.

Багатопоточність та паралельність передачі навантажень у МПС дозволяє їм здійснити оптимальний перерозподіл сил та рухів на декілька кінематичних ланок, які побудовані у вигляді стрижнів з відповідними шарнірами на кінцях та мають незначну масу, що обумовлює відсутність напружень згину. Вони працюють лише на розтягування або стискання. Замкненість кінематичних ланок обумовлює створення геометрично симетричної конструкції механізму. Усі кінематичні ланки механізму працюють одночасно (паралельно), що дозволяє виконавчому органу рухатись у просторі, забезпечуючи необхідний закон переміщення.

Крім того, можливість розташування індивідуальних приводів кінематичних ланок на нерухомому стаціонарному блоку (несучій системі) також зменшує масу рухомих елементів, що дозволяє надавати надвисокі швидкості та прискорення виконавчому органу.

Поряд з визначеними властивостями та перевагами механізмів паралельної структури вони мають і відповідні недоліки, пов’язані з використанням складних та високовартісних інформаційних систем, які за допомогою датчиків дозволяють отримати інформацію про стан всіх елементів енергетичної системи, пристроїв програмного управління, тому що для завдання управляючих імпульсів окремим приводам по координатним осям опорні точки траєкторії у робочому просторі повинні бути перераховані у відповідності зі зміною довжини штанг або координат опорних шарнірів відносно напрямних. Перетворення координат повинно виконуватись у такті інтерполяції пристрою управління відповідної технологічної машини, що

вимагає потужного програмного забезпечення.

Крім того, кінематична структура механізму незалежно від фактичного положення виконавчого органу принципово допускає можливість зіткнення окремих кінематичних ланок, тому поряд з перетворенням координат необхідно контролювати такт інтерполяції зони вірогідного зіткнення.

Розглянемо послідовну побудову та принцип дії механізмів паралельної структури. На рис. 2.14 наведена схема однокоординатного механізму – гідромеханічного приводу поступальної дії.

При функціонуванні гідроциліндру шток поршня переміщується від точки 1 до точки 2, реалізуючи заданий закон переміщення виконавчого органу. У точці 2 на шток гідроциліндру діє сила *F*, яка провокує виникнення крутного моменту *M*, що обумовлює згин штоку та перекіс штоку в циліндрі. Для усунення цього недоліку необхідно підвищити жорсткість механізму за рахунок збільшення розмірів поперечного перерізу штоку, що збільшує матеріалоємність механізму та зайві енергетичні витрати на переміщення виконавчого органу.

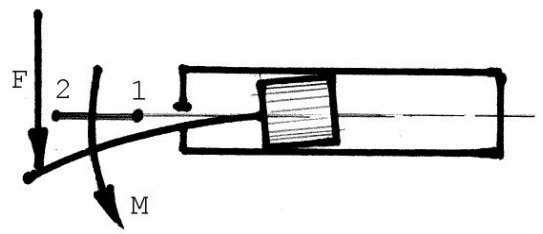


Рис. 2.14. Однокоординатний механізм

Але підвищити жорсткість подібного механізму можна іншим, нетрадиційним підходом – шляхом шарнірного з‘єднання двох аналогічних за конструктивним виконанням однокоординатних механізмів (рис. 2.15).

Специфічною властивістю подібного механізму є повна відсутність напружень згину в штоках внаслідок перерозподілу діючої сили *F* на дві складові F_1 та F_2, що діють вздовж осі кожного штоку.

Механізм складається з виконавчого органу 3 та нерухомої несучої системи 5, шарнірно з‘єднаних двома кінематичними ланками змінної довжини 1 та 2. Кожна кінематична ланка складається з гідроприводу поступальної дії та шарніру 4, який змонтований на несучій системі.

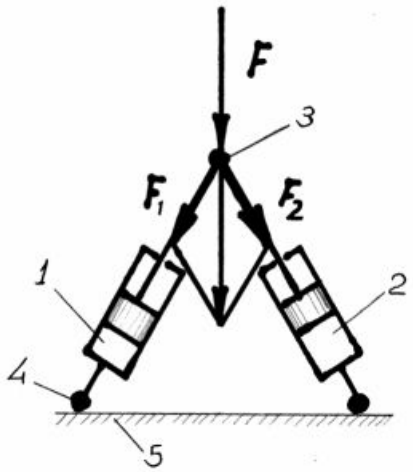


Рисунок 2.15. Двокоординатний механізм паралельної структури

При одночасній (паралельній) узгодженій зміні довжин обох кінематичних ланок виконавчий орган переміщується у площині XOZ у заданому напрямку (рис. 2.16). Наприклад, при зміні довжин кінематичних ланок на однакову величину виконавчий орган рухається у вертикальному напрямку (рис. 2.16, в, г).

Таким чином, подібна конструкція двокоординатного механізму дозволяє

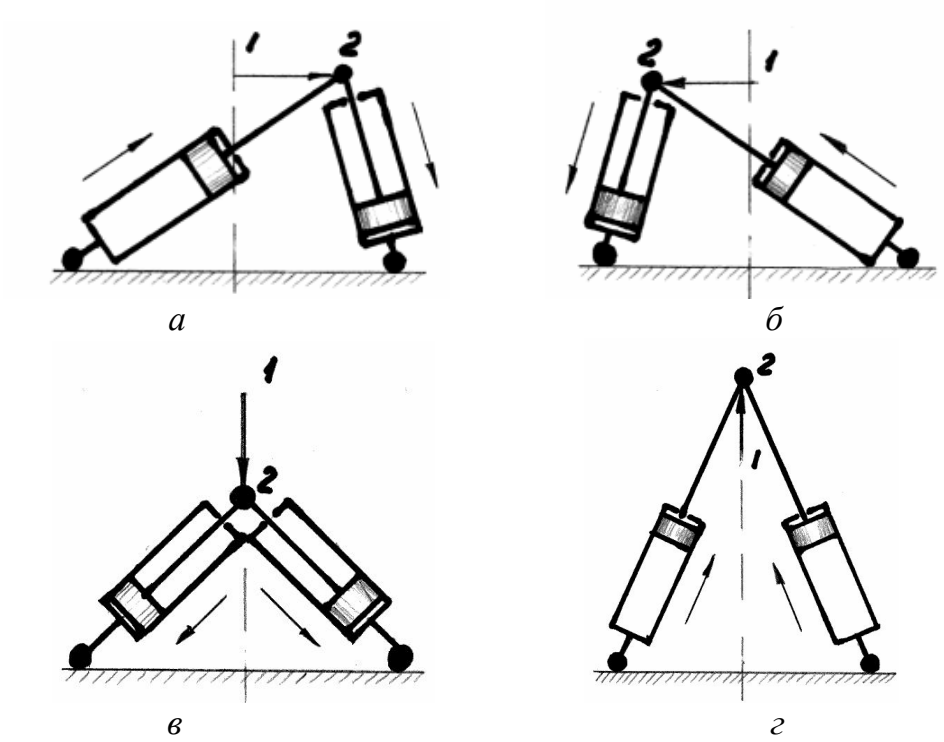


Рис. 2.16. Переміщення виконавчого органу двокоординатного механізму у площині XOZ: а – вліво; б – вправо; в – вниз; г – вгору

збільшити його жорсткість за одночасного зменшення матеріалоємності кожного однокоординатного механізму, усунути згин штоків та перекіс поршнів у гідроциліндрах за рахунок створення замкненої системи діючих навантажень та їх перерозподілу між штоками.

При приєднанні до розглянутого механізму додаткових кінематичних ланок, можна отримати МПС з заданою кількістю координатних переміщень.

Розглянемо одну з класичних схем МПС – шестикоординатний механізм паралельної структури ("гексапод") (рис. 2.17).

Механізм складається з рухомого виконавчого органу ABC, який шарнірно зв‘язаний з нерухомим елементом механізму KNM за допомогою шести однорухомих кінематичних ланок KA, MA, MC, NC, NB і KB, кожна з яких має індивідуальний привід $D_1 \ldots D_6$, який призначений для зміни довжини кінематичної ланки.

Кінематична ланка складається з відповідного механізму лінійних переміщень (пневмо-, гідро- або лінійний електропривід) та двох шарнірів (сферичного або універсального). Механізм є системою двох елементів: рухомого виконавчого органу та нерухомого стаціонарного блоку, з‘єднаних між собою кінематичними ланками змінної довжини.

Фіксовані довжини кінематичних ланок однозначно визначають відносне положення усіх складових елементів механізму, які створюють досить жорстку просторову конструкцію. Змінюючи довжини *l* кінематичних ланок, можна змінювати відносне положення виконавчого органу у просторі,

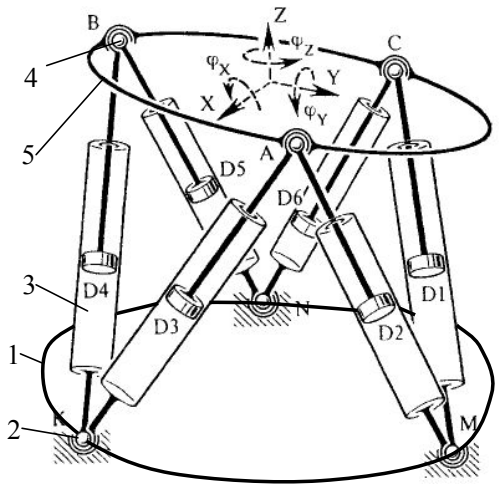


Рис. 2.17. Шестикоординатний механізм паралельної структури (платформа Стюарта)

а також реалізувати будь-який заданий закон його переміщень. Таким чином, задане положення виконавчого органу в просторі реалізується шляхом координатного управління кожним конкретним приводом відповідної кінематичної ланки.

Наведений механізм створений на основі "платформи Стюарта", також має назву "*l*-координатний механізм" (по А.Ш. Коліскору).

2.5. Типові структури, кінематичні схеми і класифікаційні ознаки верстатного обладнання на основі МПС

Для отримання уяви про конструкцію МОО на основі МПС наведемо його узагальнену схему (рис. 2.18).

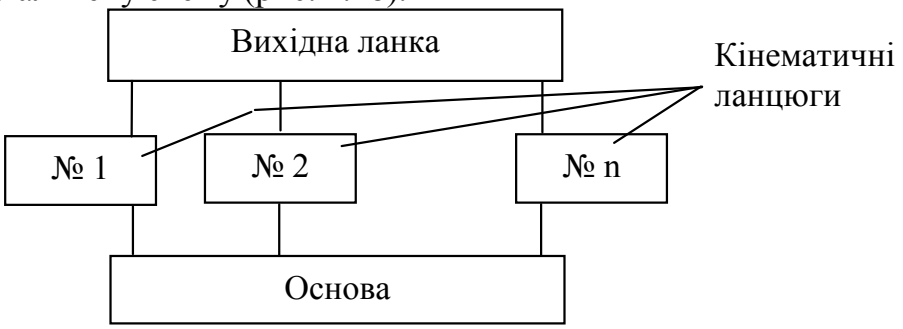


Рис. 2.18. Узагальнена структурно-кінематична схема МПС

У самому загальному вигляді в МПС можна виділити вихідну ланку і основу, котрі з’єднані деякою кількістю n кінематичних ланцюгів паралельно в розумінні передачі руху і зусиль. В кожному кінематичному ланцюгу встановлюється один або кілька приводів. На вихідній ланці встановлюється інструментальна або вимірювальна головка. МПС дозволяє забезпечити до шести ступенів вільності вихідної ланки, що розширює технологічні можливості верстата.

На рис. 2.17 наведена кінематична схема одного з перших, що отримали розповсюдження, МПС, який названий ім’ям його творця.

Вихідна ланка 5 зв’язана з основою 1 шістьма кінематичними ланцюгами у вигляді штанг 3 змінної довжини. Кожна штанга зв’язана з вихідною ланкою сферичними шарнірами 4, а з основою – карданними шарнірами 2. Змінюючи довжину штанг 3, можна орієнтувати вихідну ланку 5 в просторі по шести координатам (трьом поступовим X, Y, Z і обертовим

φ_x, φ_y, φ_z). Якщо встановити на вихідній ланці 5 інструментальну головку, то можна отримати верстат, котрий дозволить обробляти складні фасонні поверхні.

Для забезпечення працездатності МПС необхідно перевірити ступень рухливості і нерухливості механізму.

Кількість ступенів рухливості вихідної ланки відносно основи (нерухомої) $W_{сп}$, котру може забезпечити механізм, визначається за формулою Малишева:

$$W_{сп} = 6(n_{зв}-1)-5P_5-4P_4-3P_3-2P_2-P_1, \qquad (2.6)$$

де $n_{зв}$ – кількість ланок механізму;

$(n_{зв} -1)$ – кількість рухомих ланок механізму;

P_1, P_2, ..., P_5 – кількість кінематичних пар 1-го, 2-го, ..., 5-го класів.

Ступінь нерухомості механізму $W_{сн}$, що визначається як ступінь рухомості механізму при зафіксованих парах з керуємими приводами, повинна дорівнюватися нулю:

$$W_{сн} = 6(n_{зв}-n_в-1)-5(P_5-P_{5В})-4(P_4-P_{4В})-3(P_3-P_{3В})-2(P_2-P_{2В})-(P_1-P_{1В}), \qquad (2.7)$$

де $n_в$ – кількість керуючих ланок з розташованими на них керованими приводами в кінематичних ланцюгах;

$P_{1В}$, $P_{2В}$, ..., $P_{5В}$ – кількість керуючих кінематичних пар 1-го, 2-го, ..., 5-го класів.

Якщо для МПС $W_{сн} \neq 0$, то такий механізм непрацездатний і вихідна ланка буде мати некеровані рухи. Тому для забезпечення працездатності МПС необхідно забезпечити умови:

$$W_{сп} > 0, \qquad W_{сн} = 0. \qquad (2.8)$$

Концепція створення нового покоління МОО реалізується шляхом впровадження в ньому МПС, внаслідок чого обладнання отримає нову якість та перехід до реалізації більш сучасних технологічних процесів. МПС відрізняються різноманітністю кінематичних схем, методами перетворення рухів, ступенями вільності, компоновками та конструктивним виконанням основних елементів. Інтенсивне впровадження інформаційних пошукових систем та систем автоматизованого проектування обладнання та механізмів обумовлює визначення їх місця серед інших машин, чіткого кодування кожного конкретного технологічного обладнання та механізму паралельної структури, а також створення їх класифікації.

Класифікація обладнання та механізмів, як система підпорядкованих понять, установлює зв‘язки між визначеними параметрами технологічного обладнання та їх характеристиками, яка використовується для зберігання та пошуку необхідної інформації щодо технологічного обладнання, їх типів та складових компонентів.

Існує значна кількість різноманітних класифікацій технологічного обладнання та їх компоновок на основі:

– типізації технологічних процесів;
– аналізу структур часу обробки;
– рівня автоматизації технологічного обладнання;

– рівня агрегатування технологічного обладнання;

– розташування інструменту відносно заготовки. Використовується для однопозиційного технологічного обладнання.

Слід відмітити, що внаслідок специфічних властивостей технологічного обладнання паралельної структури існуючі класифікації не можуть бути застосовані до нього.

Таким чином, класифікація технологічного обладнання і, зокрема, верстатного з паралельною кінематикою на цей час взагалі відсутня.

Перша спроба класифікації технологічного обладнання з паралельною кінематикою здійснена на кафедрі металорізальних верстатів та систем Кіровоградського національного технічного університету. В її основу покладені узагальнені принципи аналізу відповідних параметрів, а саме: функціональних, кінематичних, конструктивних та експлуатаційних властивостей технологічного обладнання (рис. 2.19).

Наведені класифікаційні ознаки технологічного обладнання з паралельною кінематикою у конкретних умовах виробництва використовуються для різних сполучень, а їх розподіл на групи є взагалі умовним.

Під час проектування технологічного обладнання з паралельною кінематикою слід враховувати конкретні умови їх експлуатації, які обумовлюють більш детальну градацію основних характеристик:

– компоновочно-геометричні;

– точностні;

– динамічні та швидкісні;

– силові, експлуатаційні, жорсткостні та інші.

Більшість параметрів технологічного обладнання визначаються сукупністю та складом технологічних задач, для яких воно створюється.

Враховуючи, що механізми паралельної структури складають основу технологічного обладнання та виконують усі основні, допоміжні та установчі рухи його виконавчих органів, необхідно спочатку розробити класифікацію механізмів, а потім на її основі створити класифікацію технологічного обладнання з паралельною кінематикою.

Усі механізми паралельної структури, які використовуються для компоновок технологічного обладнання, незважаючи на різноманітність їх кінематичних структур та конструктивного виконання підрозділяються на дві групи:

– повнопаралельні – механізми, в яких кількість ступенів вільності виконавчого органу дорівнює кількості кінематичних ланцюгів з індивідуальними приводами, за допомогою яких створюються переміщення виконавчого органу відносно осей координат;

– неповнопаралельні – механізми, в яких кількість ступенів вільності виконавчого органу більше, ніж кількість кінематичних ланцюгів, кожний з яких має два та більше індивідуальних приводів.

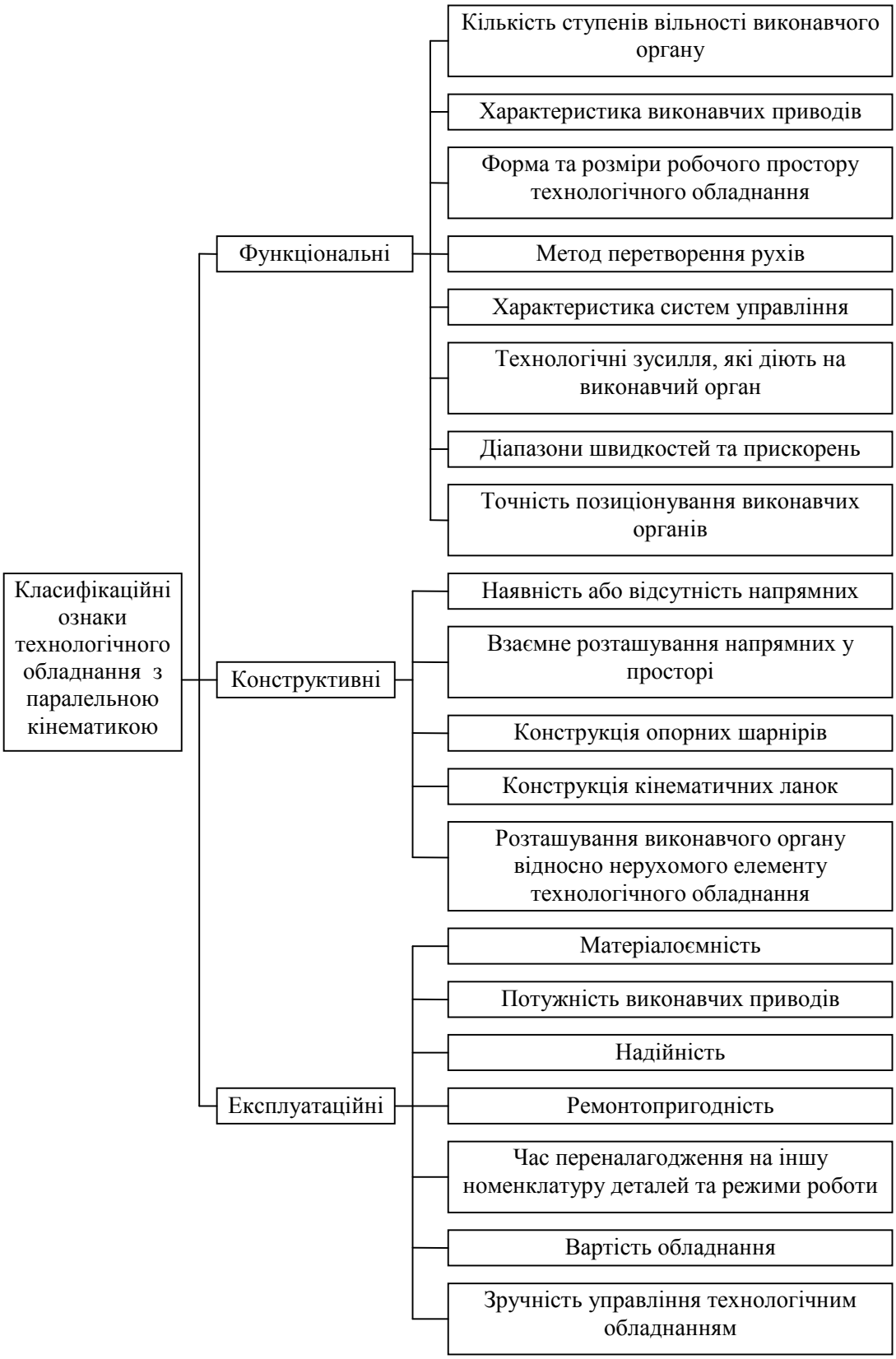


Рис. 2.19. Структура класифікаційних ознак технологічного обладнання з паралельною кінематикою

Таким чином, є логічний зв‘язок між кількістю кінематичних ланок відповідного механізму паралельної структури та ступенями вільності виконавчого органу технологічного обладнання. Кожний механізм паралельної структури перетворює рух його вхідних ланок у заданий рух виконавчого органу.

За методом перетворення рухів МПС підрозділяються на механізми, у яких рух виконавчого органу створюється наступними шляхами (рис. 2.20):

– шляхом зміни координат опорних шарнірів. Такі механізми мають кінематичні ланки 2 постійної довжини *l=const* (рис. 2.21).

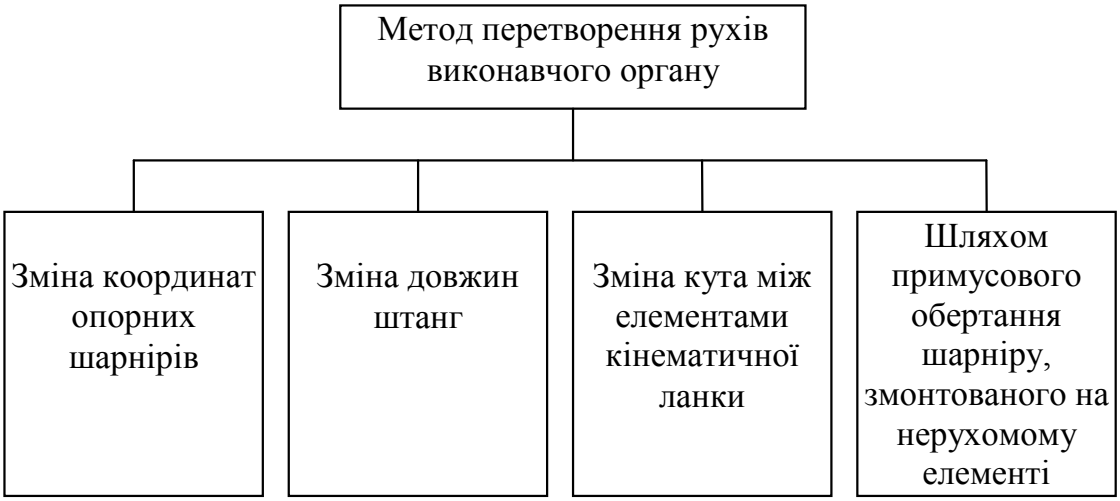


Рис. 2.20. Класифікація механізмів паралельної структури за методом перетворення рухів виконавчого органу

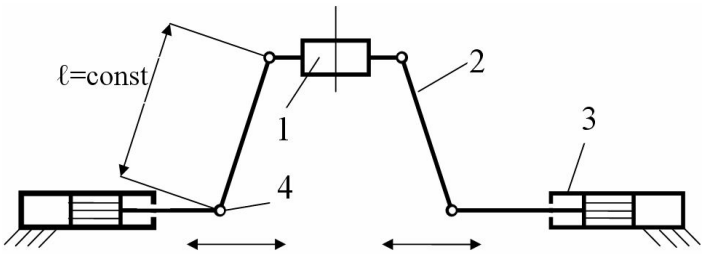


Рис. 2.21. Механізм з кінематичними ланками постійної довжини (біглайд)

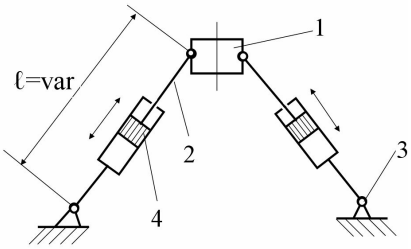


Рис. 2.22. Механізм з кінематичними ланками змінної довжини (біпод)

Виконавчий орган 1 (рис. 2.21) змінює своє положення у просторі залежно від координат опорних шарнірів 4 відносно осі штоку гідроциліндра 3. Якщо лівий шарнір 4 загальмувати, а правий переміщувати вправо, то виконавчий орган буде розташований під кутом до горизонтальної осі. У випадку, коли два шарніра (лівий та правий) переміщуються одночасно та на однакову величину виконавчий орган переміщується відносно вертикальної осі;

– шляхом зміни довжин кінематичних ланок (зміни відстані між центрами шарнірів рухомого та нерухомого елементів механізму). Кожна

кінематична ланка механізму виконана у вигляді штанги 2 змінної довжини з приводом поступальної дії (гідроциліндр або лінійний електропривід) (рис. 2.22).

Положення у просторі виконавчого органу 1 залежить від довжини кожної кінематичної ланки 2 (рис. 2.22), зміна якої реалізується за допомогою приводу поступальної дії 4. При одночасній зміні довжин всіх кінематичних ланок на однакову величину виконавчий орган переміщується у вертикальному напрямку, а при зміні їх на різну величину – виконавчий орган обертається відносно відповідної осі координат;

– шляхом примусового обертального руху шарнірів, змонтованих на нерухомому елементі механізму (рис. 2.23, а). Механізм складається з трьох кінематичних ланок постійної довжини, виконаних у вигляді попарно-паралельно з‘єднаних штанг, виконаних аналогічно паралелограмному механізму.

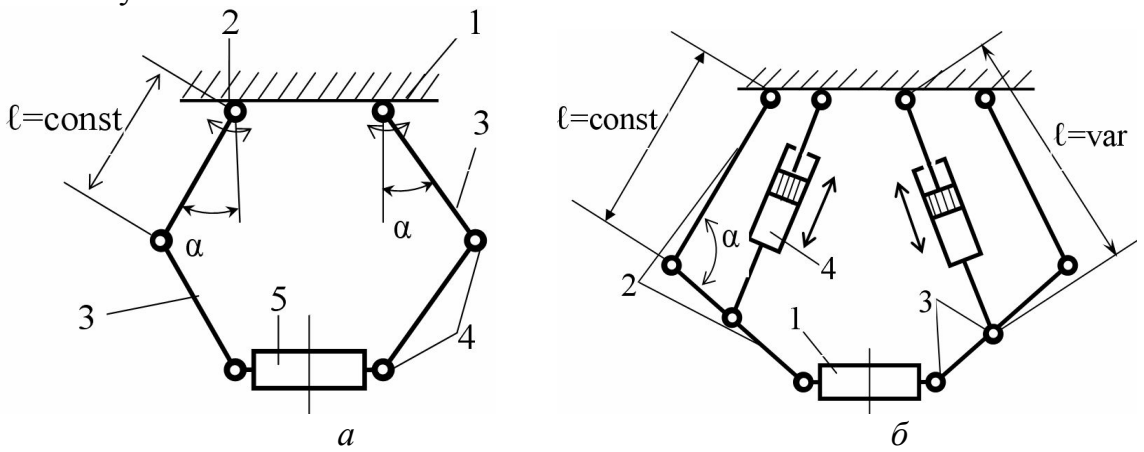


Рис. 2.23. Механізми з кінематичними ланками постійної довжини: а – паралелограм ними (дельта); б – з додатковою ланкою змінної довжини (ножиці)

Положення виконавчого органу 1 (рис. 2.24, а) у просторі залежить від кута обертання шарніру 2. При одночасному повороті всіх шарнірів 2 на однаковий кут, виконавчий орган 1 переміщується відносно вертикальної осі координат, а при їх обертанні на різні кути, виконавчий орган обертається відносно відповідної осі координат.

– шляхом зміни кута α між кінематичними ланками постійної довжини. Механізм (рис. 2.23, б) складається з двох кінематичних ланок, виконаних у вигляді двох шарнірно зв‘язаних прямокутних пластин (V-подібний механізм), одна з яких з‘єднана з нерухомим стаціонарним блоком додатковою кінематичною ланкою змінної довжини з індивідуальним приводом.

Положення виконавчого органу 1 (рис. 2.23, б) у просторі залежить від величини кута між пластинами основних кінематичних ланок 2. Зміна кута реалізується за допомогою додаткових кінематичних ланок 4 з індивідуальним приводом. При одночасній зміні кутів на однакову величину,

виконавчий орган переміщується відносно вертикальної осі координат, а при зміні кутів на різну величину – виконавчий орган переміщується у горизонтальному напрямку.

Технологічне обладнання, побудоване на основі відповідних МПС, також може бути класифіковане аналогічно.

Враховуючи, що кількість ступенів вільності виконавчого органу технологічного обладнання з паралельною кінематикою залежить від кількості кінематичних ланок механізму, на основі якого воно побудоване, можна запропонувати наступну його класифікацію (рис. 2.24).

Кожний різновид технологічного обладнання з паралельною кінематикою згідно з літературними джерелами має свою назву, яка, в основному, характеризує його специфічні властивості.

МПС, які використовуються у технологічному обладнанні мають різні за конструктивним виконанням кінематичні ланки, а саме:

– шарнірно-важільні, складаються з визначеної кількості штанг постійної довжини, кожна з яких на кінцях має відповідні шарніри (універсальні або сферичні);

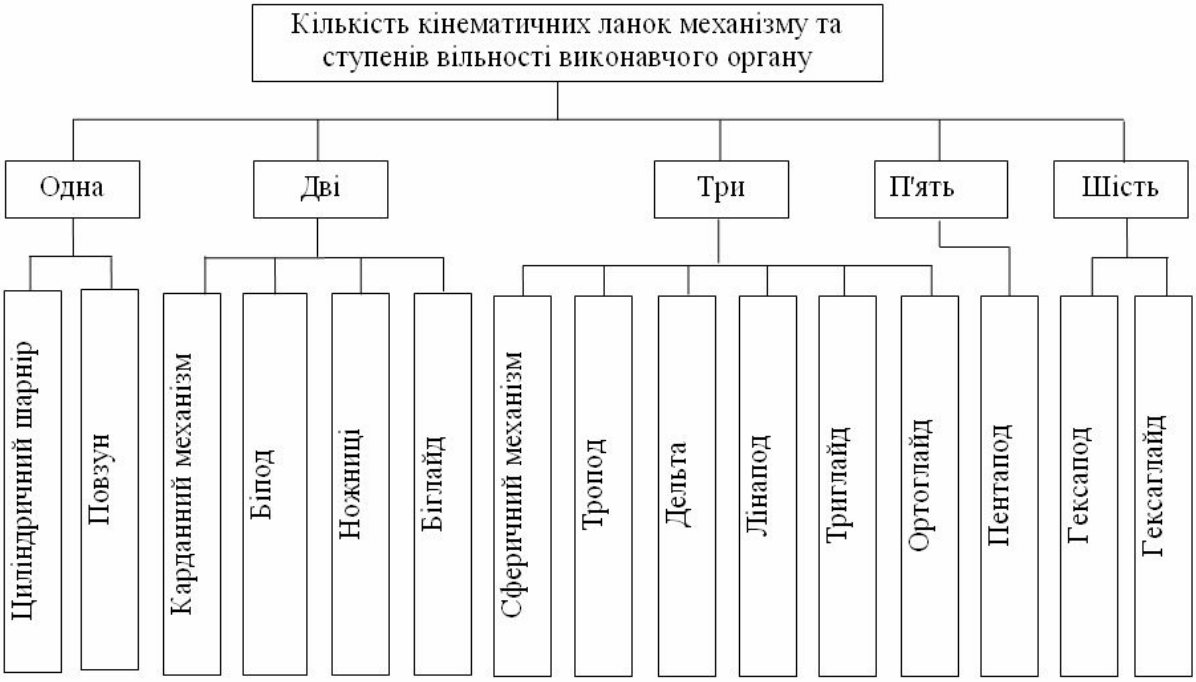


Рис. 2.24. Класифікація технологічного обладнання з паралельною кінематикою за кількістю кінематичних ланок та ступенів вільності

– штанги змінної довжини, складаються з телескопічних або іншого конструктивного виконання штанг, на кінцях яких змонтовані шарніри. Штанги мають можливість змінювати довжину у залежності від заданого закону руху виконавчого органу;

– паралелограмний механізм, складається з двох штанг постійної довжини, розміщених попарно-паралельно, на кожному кінці яких змонтовані відповідні шарніри;

– сферичний механізм, кожна кінематична ланка виконана з двох послідовно з‘єднаних напівкілець. Інформація щодо використання їх у технологічному обладнанні відсутня;

– V-подібний механізм, складається з двох шарнірно з‘єднаних прямокутних плоских елементів, на кінцях яких змонтовані шарніри.

Можлива комбінація (гібридизація) різної кількості і різного виконання кінематичних ланок з врахуванням конструктивних міркувань з метою збільшення ступенів вільності або розширення технологічних можливостей.

В обладнанні з паралельною кінематикою викорис-товують різні виконавчі приводи поступальної та обертальної дії (рис. 2.25).

Приводи обертальної дії використовуються у обладнанні з паралельною кінематикою, у механізмах якого застосовується метод перетворення рухів:

– шляхом зміни кута між елементами V-подібного механізму;

– примусового обертального руху шарнірів, змонтованих на нерухомому стаціонарному блоку.

При застосуванні методу створення рухів:

– шляхом зміни довжини кінематичних ланок;

– шляхом зміни координат опорних шарнірів використовуються в основному лінійні приводи (пневмо-, гідроциліндри та лінійні електроприводи).

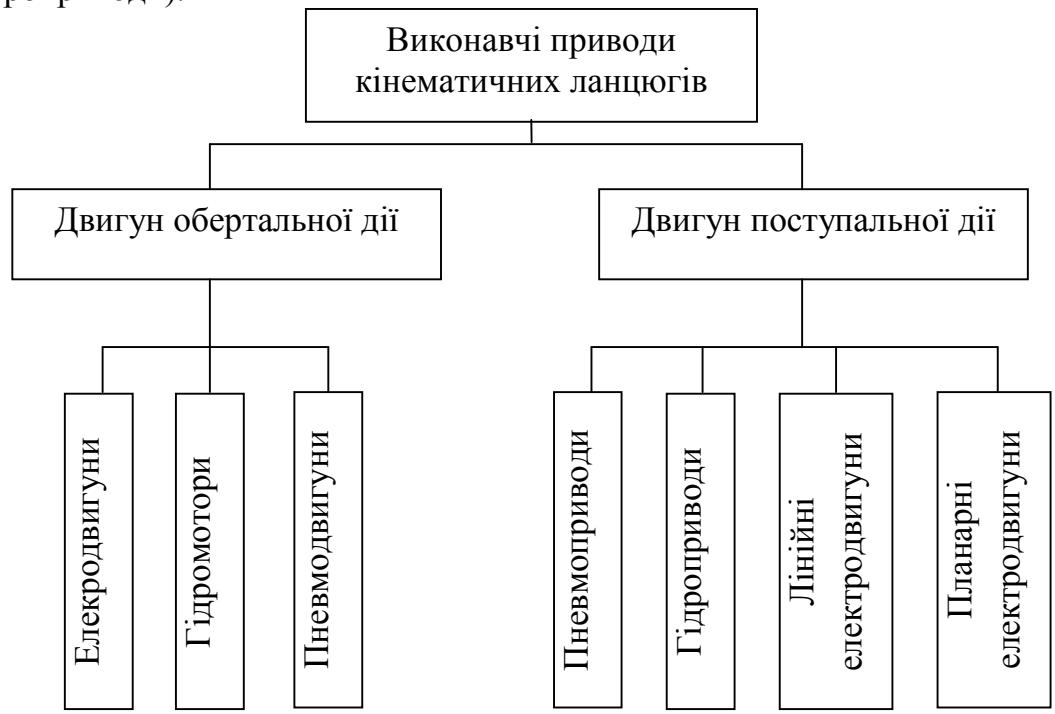


Рис. 2.25. Класифікація приводів виконавчих органів технологічного обладнання з паралельною кінематикою

У верстатному обладнанні з МПС розташування приводу головного руху виконавчого органу може бути:

– на рухомому виконавчому органі;
– на нерухомому елементі механізму.

Приводи додаткових та прискорених рухів виконавчих органів, а також приводи зміни довжини штанг можуть бути розташовані на нерухомому стаціонарному блоку обладнання або на його рухомих кінематичних ланках.

Для перетворення рухів у МПС використовуються різні традиційні механізми перетворення рухів (рис. 2.26).

Крім того, виконавчий орган технологічного обладнання з паралельною кінематикою може мати різне розташування у просторі по відношенню до об‘єкту позиціонування (рис. 2.27).

Рис. 2.26. Класифікація механізмів перетворення рухів

Верстати з паралельною кінематикою, які мають чотири або п‘ять кінематичних ланок (та аналогічну кількість ступенів вільності) принципово побудоване на основі трикоординатного МПС. Додаткові (одна або дві) кінематичні ланки обумовлюють лише розширення технологічних можливостей подібного обладнання аналогічно застосуванню багато-інструментальних головок або поворотних робочих столів у традиційному технологічному обладнанні.

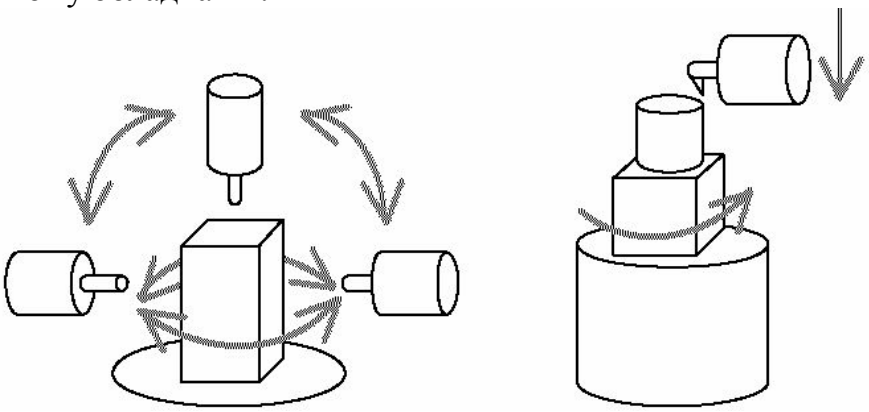


Рис. 2.27. Розташування виконавчого органу у відношенні до об‘єкта позиціонування

2.6. Структурний аналіз і побудова МПС

В МПС переміщення вихідної ланки, на якій може встановлюватися або заготовка, або інструмент, здійснюється кількома кінематичними ланцюгами. Кожний кінематичний ланцюг – це ланки, з'єднані одна з одною зв'язками, які дозволяють вільне переміщення ланок відносно одна одної і з'єднання, в якому встановлюються керовані приводи. Паралельність роботи кінематичних ланцюгів полягає в тому, що кожний кінематичний ланцюг повинен забезпечити переміщення вихідної ланки за координатами і обмежити її переміщення за некеруючими.

У роботі розглянутий структурний синтез МПС з використанням гвинтового обчислювання. Можна описувати кінематику МПС за допомогою матричного апарата, заснованого на матрицях [4x4], які широко застосовуються в робототехніці при розгляді розімкнених кінематичних схем. Цей апарат доцільно використовувати при дослідженні кінематики і динаміки МПС.

Існуючі методики синтезу кінематичних схем МПС не дозволяють однозначно обрати його кінематичну схему, тому що одні і ті ж переміщення вихідної ланки можуть бути виконані з використанням різних кінематичних схем.

Оскільки в МПС кінематичні ланцюги, що з'єднують основу з вихідною ланкою, працюють паралельно, то в залежності від розташування їх початкових ланок на основі припустимі переміщення в кожному кінематичному ланцюгу. Крім того, можуть бути різними і типи з'єднань.

Кожний кінематичний ланцюг, що з'єднує вихідну ланку з основою, незалежно від інших ланцюгів може уявляти механізм, що має задану кількість ступенів вільності. При цьому кількість ступенів вільності для кожного кінематичного ланцюга спільно з приєднаною до нього вихідною ланкою повинна бути не менше кількості ступенів вільності вихідної ланки. Дана умова є необхідною, але недостатньою для працездатності МПС.

Для умовного запису кінематичних схем технологічного обладнання з паралельною кінематикою вводяться наступні позначення: "К" – карданний шарнір; "С" – сферичний шарнир; "В" – обертова пара; "П" – поступальна пара; "ВЗ" – вихідна ланка; "РС" – робочий стіл або стіл для заготовки; "Б" – основа або база. Пара з приводом підкреслюється. Елементи конструкції між шарнірними з'єднаннями позначаються рисою. Використовуючи такий підхід форму структури штанги змінної довжини для МПС з шістьма ступенями вільності (гексапод або платформа Стюарта) можна записати так (рис. 2.28):

$$Б – К – \underline{П} – С – ВЛ,$$

тобто: база – карданний шарнір – поступова пара з приводом – сферичний шарнір – вихідна ланка.

Цей же запис можна виконати, використовуючи тільки позначення одноступеневих пар і відокремленням дужками пар, що утворюють групи, а саме:

$$Б – (ВВ) – \underline{П} – (ВВВ) – ВЛ,$$

де (ВВ) позначають карданний шарнір К; (ВВВ) – сферичний шарнір С.

Якщо запис Б – (В – В) – П – (ВВВ) – ВЛ, то це свідчить про те, що дві відокремлені дужками обертові пари не утворюють карданний шарнір.

Користуючись наведеними міркуваннями форму, структури штанги постійної довжини для МПС, наприклад, гексаглайда, можна записати так (рис. 2.29):

Б –П – К – С – ВЛ,

тобто: база – поступальна пара з приводом – карданний шарнір – сферичний шарнір – вихідна ланка.

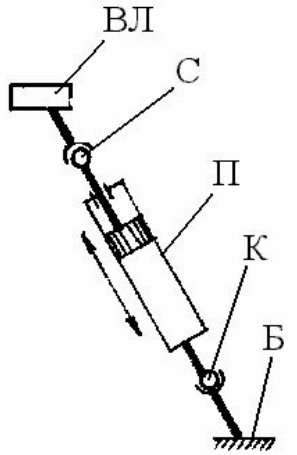


Рис. 2.28. Фрагмент штанги змінної довжини в гексаподі

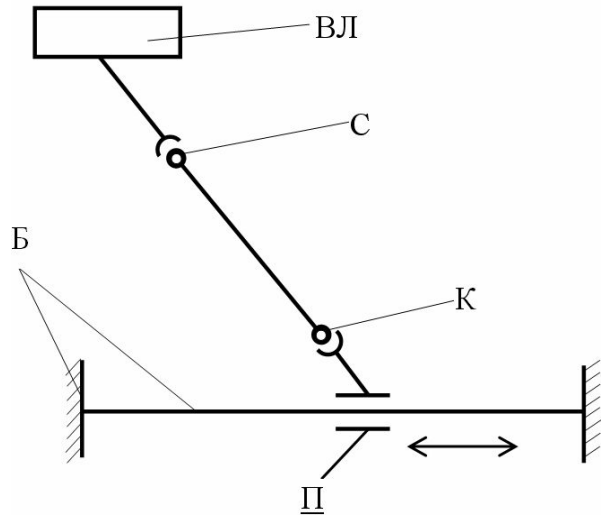


Рис. 2.29. Фрагмент штанги постійної довжини в гексаглайді

Можна використовувати матриці або вектори для запису структур механізмів. Наприклад, можна у вигляді вектора записати структуру шестиступеневого механізму. Тоді кожний елемент вектора буде містити форму структури кожного кінематичного ланцюга. Це доцільно використовувати, коли структури ланцюгів різняться.

Якщо вони однакові, то вказується кількість ланцюгів, наприклад:

$(Б – К – \underline{П} – С - ВЛ)_6$.

Структурна формула верстата моделі SKM400 фірми Heckert (Німеччина) (рис. 2.30, а) записується таким чином:

$$\begin{pmatrix} (Б - К - \underline{П} - С - ВЛ)_3 \\ Б - В - В - П - ВЛ \end{pmatrix}$$

Якщо додати поворотний робочий стіл РС з приводом повороту (рис. 2.30, б), кінематична формула буде

$$\begin{pmatrix} (Б - К - \underline{П} - С - ВЛ)_3 \\ Б - В - В - П - ВЛ \\ Б - \underline{В} - РС \end{pmatrix}.$$

На рис. 2.31 наведений деякий набір кінематичних ланцюгів, які застосовуються в МПС.

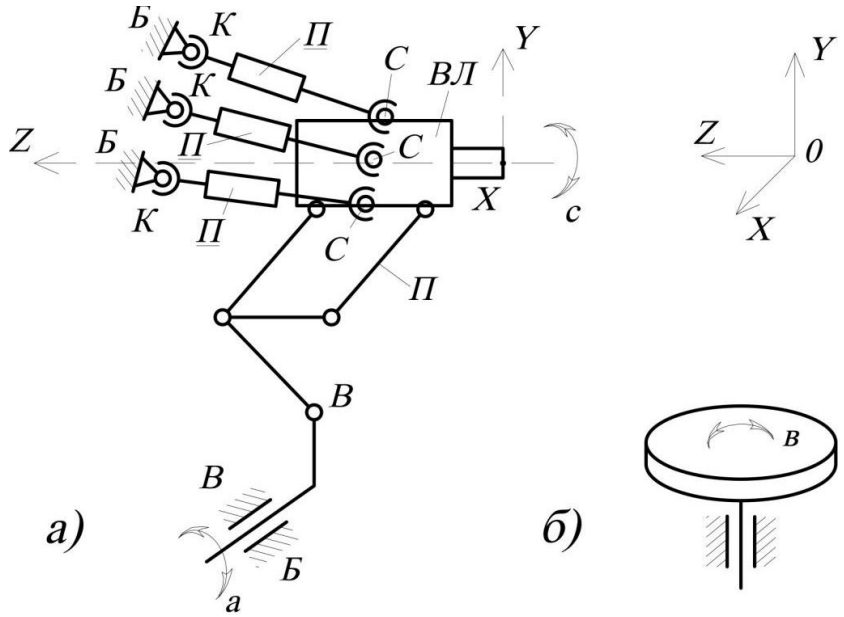


Рис. 2.30. Кінематична схема верстата моделі SKM400

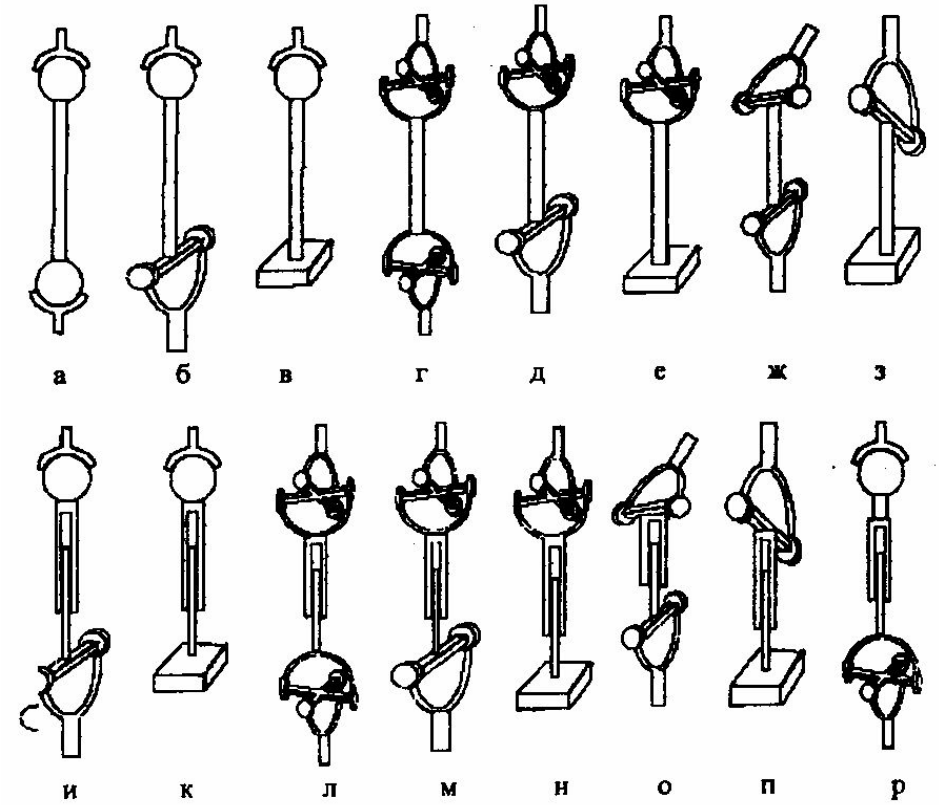


Рис. 2.31. Приклади структур кінематичних ланцюгів в МПС

Структури ланцюгів а, б, к, н, п, як правило, використовуються в якості пасивних кінематичних ланцюгів, тобто, без приводів. Наприклад, використовуючи кінематичний ланцюг “н”, можна реалізувати трьох ступеневий механізм з чотирма кінематичними ланцюгами, три з яких будуть містити привід (схема “р”), а четвертий буде мати структуру згідно схеми “н”

і дозволить обмежити можливі переміщення вихідної ланки. Отриманий механізм буде мати структуру

$$\begin{pmatrix} (Б - К - \underline{П} - С - ВЛ)_3 \\ Б - П - К - ВЛ \end{pmatrix}$$

Комбінуючи різні структури кінематичних ланцюгів, які задовольняють умовам $W_{сп}>0$ і $W_{сн}=0$, можна отримати широкий набір можливих варіантів кінематичних схем МПС.

Аналіз існуючих МПС показує, що всі вони, незалежно від методу перетворення рухів виконавчого органу, кінематичної структури, конструктивного виконання основних компонентів та їх компоновки складаються з незначної кількості уніфікованих модулів конкретного функціонального призначення.

У МОО з паралельною кінематикою застосовуються МПС. Кожний з яких (рис. 2.32–2.35) має відповідну кількість конструктивно закінчених та функціонально самостійних компонентів визначеного призначення – модулів.

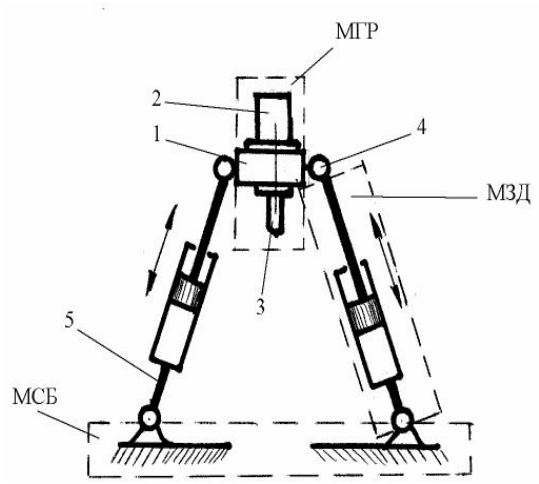


Рис. 2.32. Механізм зі змінною довжиною штанг: 1 – виконавчий орган; 2 – привід головного руху; 3 – інструмент; 4 – шарнір; 5 – кінематична ланка (штанга)

Механізм з змінною довжиною штанг складається з трьох уніфікованих модулів:

– МГР – модуль головного руху;

– МЗД – модуль зміни довжини штанг;

– МСБ – модуль нерухомого елементу (стаціонарного блоку), який має призначення несучої системи технологічного обладнання.

Ці модулі використовуються у технологічному обладнанні з паралельною кінематикою типу біпод, трипод, гексапод, пентапод. Механізм зі зміною координат опорних шарнірів складається з наступних модулів:

– МГР – модуль головного руху;

– МПД – модуль постійної довжини штанги;

– МЗК – модуль зміни координат опорних шарнірів;

– МСБ – модуль нерухомого елементу (стаціонарного блоку);

– МН – модуль напрямних.

Ці модулі використовуються у технологічному обладнанні з паралельною кінематикою типу біглайд, триглайд, гексаглайд.

Механізм з примусовим обертальним рухом опорного шарніру складається з наступних модулів:

– МГР – модуль приводу головного руху;

– МПР – модуль примусового обертального руху опорних шарнірів;

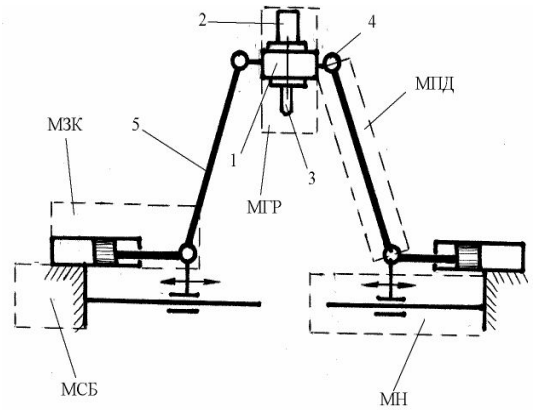


Рис. 2.33. Механізм зі зміною координат опорних шарнірів: 1 – виконавчий орган; 2 – привід головного руху; 3 – інструмент; 4 – шарнір; 5 – кінематична ланка постійної довжини

– МПШ – модуль паралелограмних штанг;

– МСБ – модуль стаціонарного блоку.

Ці модулі використовуються у технологічному обладнанні з паралельною кінематикою типу дельта.

Механізм з V-подібним механізмом складається з модулів:

– МГР – модуль головного руху;

– МВМ – модуль V-подібного механізму;

– МСБ – модуль стаціонарного блоку;

– МЗД – модуль зміни довжини штанги.

Ці модулі використовуються у технологічному обладнанні з паралельною кінематикою типу ножиці.

Кожний МПС складається з модулів, які відповідають основним вимогам агрегатно-модульного принципу побудови технологічного обладнання:

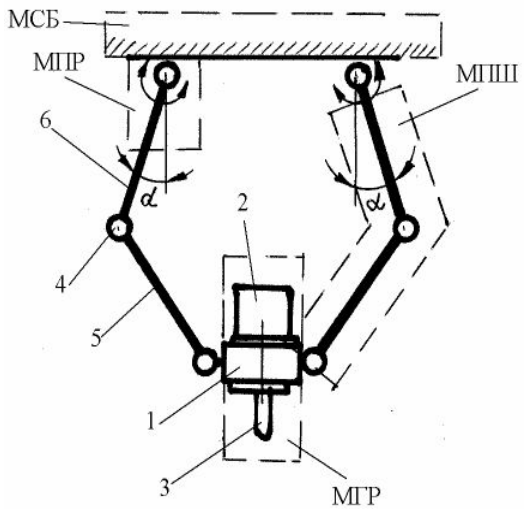


Рис. 2.34. Механізм з примусовим обертальним рухом опорного шарніру:1 – виконавчий орган; 2 – привід головного руху; 3 – інструмент; 4 – шарнір; 5, 6 – штанги

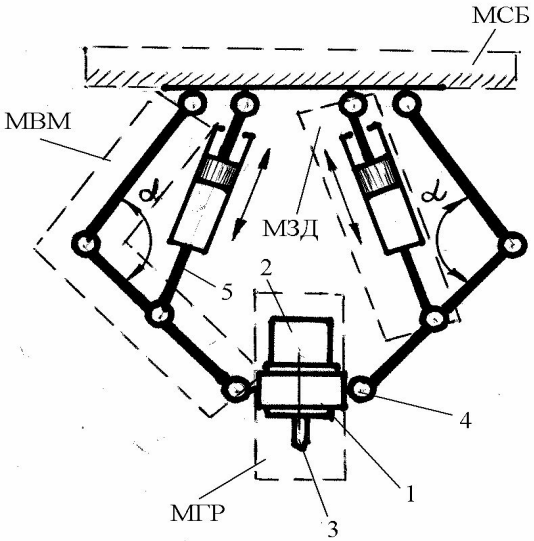


Рис. 2.35. Механізм з V-подібним механізмом: 1 – виконавчий орган; 2 – привід головного руху; 3 – інструмент; 4 – шарнір; 5 – штанга змінної додовжини

– закінченість та конструктивна самостійність компонента;

– забезпечення міцності та жорсткості компонента у межах одного типорозміру у відповідності з проектними нормативами;

– забезпечення оптимальної компоновки модулів у різних їх сполученнях та положеннях;
– простий та надійний монтаж та демонтаж модулів;
– уніфікація стиковочних елементів модулів аналогічного призначення.

Аналіз наведених кінематичних схем МПС дозволяє зробити наступні висновки:
– усі механізми складаються з обмеженої кількості модулів;
– визначені модулі використовуються майже в усіх МПС.

2.7. Багаторівневий системно-морфологічний підхід до побудови і синтезу верстатів нового покоління

Процес оптимального проектування верстата як складної ТС є багаторівневим, багатоциклічним, багатокритеріальним, багатоекстримальним починаючи від ідеї (принципу дії) і закінчуючи технічним рішенням у вигляді матеріалізованої конструкції з оптимальними параметрами (рис. 2.36).

Образно кажучи, необхідно в неосяжному океані ідей знайти архіпелаг (структуру), а в ньому острів (схему) з гірською місцевістю (конструкцією) де знаходиться найбільш висока гора (оптимальні параметри конструкції) (табл. 2.3).

Таблиця 2.3. Аналогії багаторівневого проектування верстата

Рівень проектування			*Аналогії*	
№	*Назва*	*Зміст*	*Земна*	*Космічна*
1	Ідея (І)	Принцип дії, метод, спосіб	Неосяжний океан	Всесвіт
2	Структура (Ст.)	Морфологія, склад блоків, комплектів, модулів	Архіпелаг	Галактика
3	Схема (Сх.)	Структура+зв’язки (функціональний)	Острів	Сузір’я
4	Концепція (К)	Конкретна реалізація схеми	Гірська місцевість	Зірка
5	Параметри конструкції	Складальні одиниці, механізми, деталі	Найвища гора	Планета
6	Параметри деталі (Пд)	Розмір, форма, маса, об’єм і т.д.	Висота до вершини	Супутник

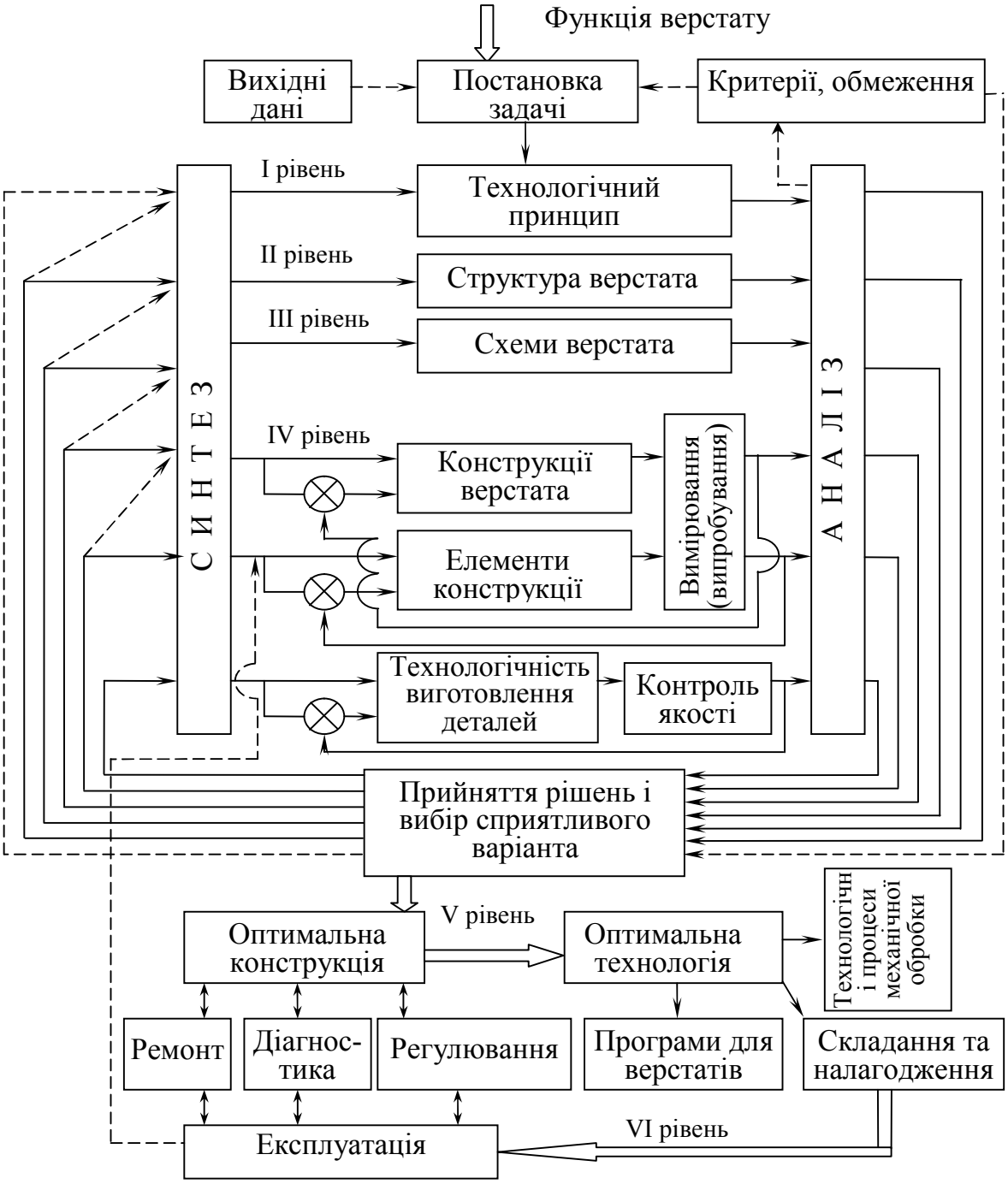


Рис. 2.36. Структура оптимального проектування верстата як складної технічної системи

Відомий підхід врахування при морфологічному синтезі різного внеску функціональних підсистем у ефективність цілісної системи. При цьому підході морфологічна таблиця перетворюється у трирівневу ієрархію, що відображає множину функціональних реалізацій. Фокусом ієрархії є найменування досліджуваної множини систем. Другий рівень утворюють узагальнені функціональні підсистеми, тобто найменування рядків морфологічної матриці. Кожна узагальнена функціональна підсистема

конкретизується своєю підмножиною альтернативних функціональних реалізацій, що утворюють третій рівень ієрархії.

На підставі аналізу результатів патентно-інформаційних досліджень і попередніх наробок кафедри “Конструювання верстатів та машин” з використанням багаторівневого методу морфологічного аналізу виконано науково-інженерне прогнозування компоновок верстатів з МПС, що представлено нижче наведеними морфологічними матрицями.

Ці матриці (2.9...2.12) дають можливість знайти нові нетрадиційні шляхи подолання спаду верстатобудування в Україні (з метою конфіденційності зміст матриць, розроблених проф. Кузнєцовим Ю. М., не розкривається, а лише наводиться деякі морфологічні формули-сполучення альтернатив).

Згорнута

$$M_{СПК}=M_З \wedge M_{ШБ} \wedge M_{ШТ} \wedge M_{БЛ}. \qquad (2.9)$$

Розгорнута повна

$$M_{СПК}=\begin{vmatrix} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \\ 1.4 \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 2.1 & 3.1 & 4.1 & 5.1 \\ 2.2 & 3.2 & 4.2 & 5.2 \\ 2.3 & 3.3 & 4.3 & 5.3 \\ 2.4 & 3.4 & & 5.4 \\ 2.5 & 3.5 & & \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 6.1 & 7.1 & 8.1 & 9.1 \\ 6.2 & 7.2 & 8.2 & 9.2 \\ 6.3 & 7.3 & 8.3 & 9.3 \\ 6.4 & 7.4 & 8.4 & 9.4 \\ 6.5 & 7.5 & 8.5 & \\ 6.6 & 7.6 & 8.6 & \\ & & 8.7 & \\ & & 8.8 & \\ & & 8.9 & \\ & & 8.10 & \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 10.1 & 11.1 \\ 10.2 & 11.2 \\ 10.3 & 11.3 \\ 10.4 & 11.4 \\ 10.5 & 11.5 \\ 10.6 & 11.6 \\ 10.7 & \end{vmatrix} \qquad (2.10)$$

Кількість варіантів N= 4·5·5·3·4·6·6·10·7·6 = 18144000. Розгорнута усічена для тіл обертання (альтернатива 1.1).

$$M'_{СПК}=\begin{vmatrix} 2.1 & 3.1 & 4.1 & 5.1 \\ 2.2 & 3.2 & 4.2 & 5.2 \\ 2.3 & 3.3 & 4.3 & 5.3 \\ 2.4 & 3.4 & & 5.4 \\ 2.5 & 3.5 & & \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 6.1 & 7.1 & 8.1 & 9.1 \\ & 7.2 & 8.2 & 9.2 \\ & 7.3 & 8.3 & 9.3 \\ & 7.4 & & \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 10.1 & 11.1 \\ 10.2 & 11.2 \\ 10.3 & 11.3 \\ 10.4 & \\ 10.5 & \\ 10.6 & \\ 10.7 & \end{vmatrix} \qquad (2.11)$$

Кількість варіантів N'= 5·5·3·4·1·4·3·3·7·3 = 226800.

Нова концепція гібридних компоновок верстатів з МПС, яка наочно представлена в порівняльних і структурних схемах для верстатів токарної і свердлильно-фрезерної груп. Цей підхід може бути використаний при створенні іншого технологічного обладнання з МПС (багатоцільові верстати,

гнучкі виробничі модулі, верстати для лазерної обробки тощо).
Розгорнута усічена для корпусних й пласких деталей.

$$M''_{СПК} = \begin{array}{c} \\ \\ \\ \\ \\ \\ 1.2 \\ 1.3 \\ 1.4 \end{array} \wedge \left| \begin{array}{ccccc} \\ \\ \\ \\ \\ \\ 2.2 & 3.2 & 4.1 & 5.2 \\ 2.3 & 3.4 & 4.2 & 5.3 \\ 2.4 & & 4.3 & \end{array} \right| \wedge \left| \begin{array}{cccc} 6.1 & 7.1 & 8.1 & 9.1 \\ 6.2 & 7.2 & 8.2 & 9.2 \\ 6.3 & 7.3 & 8.3 & 9.3 \\ 6.4 & 7.4 & 8.4 & \\ 6.5 & & 8.5 & \\ 6.6 & & 8.6 & \\ & & 8.7 & \\ & & 8.8 & \\ & & 8.9 & \end{array} \right| \wedge \left| \begin{array}{cc} \\ \\ 10.1 & 11.1 \\ 10.2 & 11.2 \\ 10.3 & 11.3 \\ 10.4 & 11.4 \\ 10.5 & 11.5 \\ 10.6 & 11.6 \\ 10.7 & \end{array} \right| \quad (2.12)$$

Кількість варіантів N''= 3·3·2·3·2·6·4·9·3·7·6 =2939328.

Розглянемо детально на прикладі верстатів токарної групи з МПС. Узагальнена схема МПС може бути представлена в вигляді просторової системи (рис. 2.37). Вихідна ланка g уявляє платформу (каркас або корпус), на якій встановлено ВО. Точками *A, B, C* ..... *N* умовно позначені кінематичні пари будь-якого виду. Між основою О і вихідною ланкою g розташовано m незамкнених кінематичних ланцюгів, які можуть бути розгалуженими або ні. Наприклад, розгалужений кінематичний ланцюг 1 складається з двох кінематичних ланцюгів, 1,1 - 1,2 -...- 1,(g - 1) та 1,1' - 1,2' -...- 1,(g- 1), що мають одну спільну ланку 1,(g- 1), яким він зв'язаний в кінематичній парі D з вихідною ланкою g. Нерозгалужений незамкнений кінематичний ланцюг m,1 - m,2 -...- m,(g- 1) з'єднаний в кінематичних парах S, M з основою і вихідною ланкою g. Нерозгалужений кінематичний ланцюг може мати тільки одну ланку, наприклад стрижень або штангу (*m* - 1),1. Ці кінематичні ланцюги разом з основою і вихідною ланкою створюють *e* незалежних замкнених контурів.

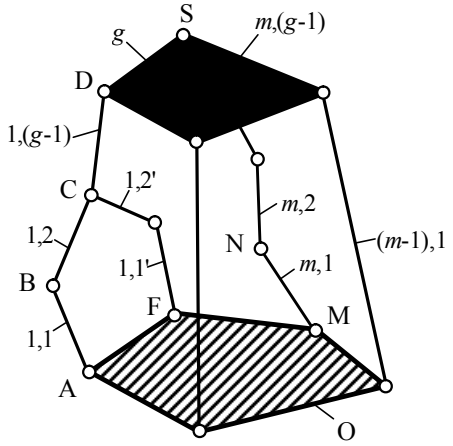


Рис. 2.37. Узагальнена схема МПС

Між ланками *n* просторового МПС, кількістю кінематичних пар *p* і числом незалежних замкнених контурів *e*, що створені кінематичними ланцюгами, які з'єднують основу механізму і ВО , існує залежність:

$$n + e - p = 1, \quad (2.13)$$

де $n = \sum_{i=1}^{m} n_i - 2(m-1) - n_0$; n_0 – загальна кількість ланок розгалужених кінематичних ланцюгів.

Аналіз конструкцій і компонувальних схем верстатів, що виготовляються з паралельною кінематикою показав, що перевагу фірми віддали першій групі верстатів – зі змінно-керованою довжиною штанг, відмовившись від достоїнств традиційних компоновок. В той же час кращі рішення, мабуть, перебувають між традиційними компоновками і верстатами першої групи, де ВО у вигляді інструментальних систем розміщені на платформах, шарнірно пов'язаних з основою через штанги постійної довжини, як це реалізується у верстатах другої групи.

Такий підхід закладений у пропоновану нову концепцію гібридних компоновок, які за кількістю керованих координат не поступаються верстатам першої групи. Для реалізації нової концепції гібридних компоновок на прикладі токарних багатоцільових верстатів і забезпечення вище перерахованих вимог запропонований комплекс методів, що дозволяють перейти від традиційної схеми метало- й деревообробного устаткування (рис. 2.38, а) до нових компоновок багатофункціональних і багатоцільових токарних верстатів з паралельною кінематикою (рис. 2.38, б).

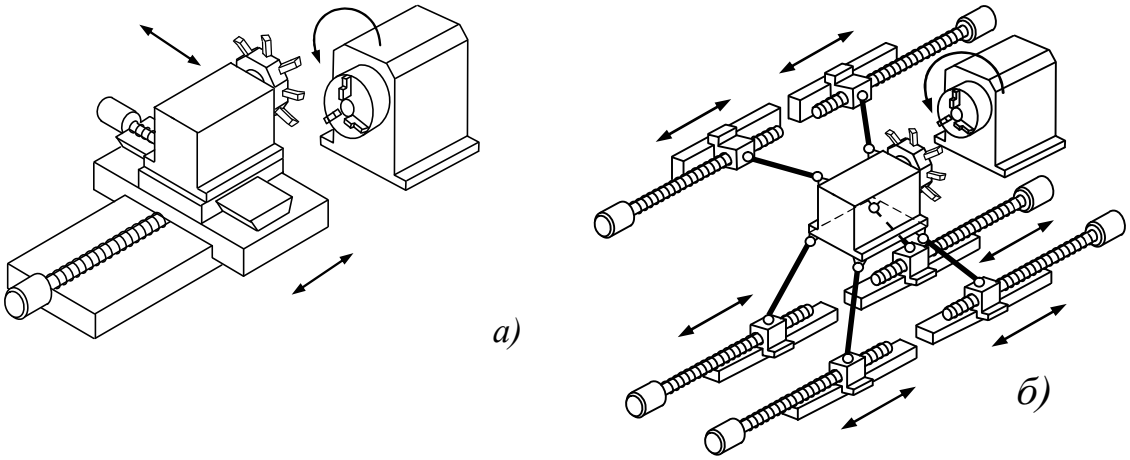


Рис. 2.38 Формоутворюючі рухи при токарній обробці на верстаті: а – традиційної компоновки; б – на основі шарнірнострижневих систем з постійною довжиною штанг

Основні рекомендації:

1. При обробці масивних деталей доцільно зберегти тверду нерухливу шпиндельну бабку, а шарнірно-стрижневі МПС використовувати для формоутворюючих рухів супорта з інструментом (або інструментальною системою).
2. Сполучити результуючу траєкторії руху вершини інструмента, що задано геометрією деталі, з кінематичними властивостями механізму й об'єднати обсяг рухів зі структурою верстата нової компоновки.
3. Розділити обсяг рухів між традиційною й паралельною структурами.
4. Використовувати короткі штанги постійної довжини при виборі оптимального варіанта нових компоновок.
5. Забезпечити інструментальній системі можливість виконувати фрезерування поверхонь, шліфування, свердління, зубонарізування, а

шарнірно-стрижневому МПС ряд допоміжних операцій, таких як вимірювання, завантаження й вивантаження об'єкта обробки, його перевстановлення й т.п.

У результаті з використанням системно-морфологічного підходу отримані нові компоновки токарних багатоцільових верстатів (рис. 2.39), де за рахунок твердих кінематичних зв'язків у вигляді штанг постійної довжини через шарнірні з'єднання окремого механізму поздовжньої подачі з відповідною точкою на корпусі рухливої платформи, відбувається самоорієнтація осі револьверної головки з інструментом.

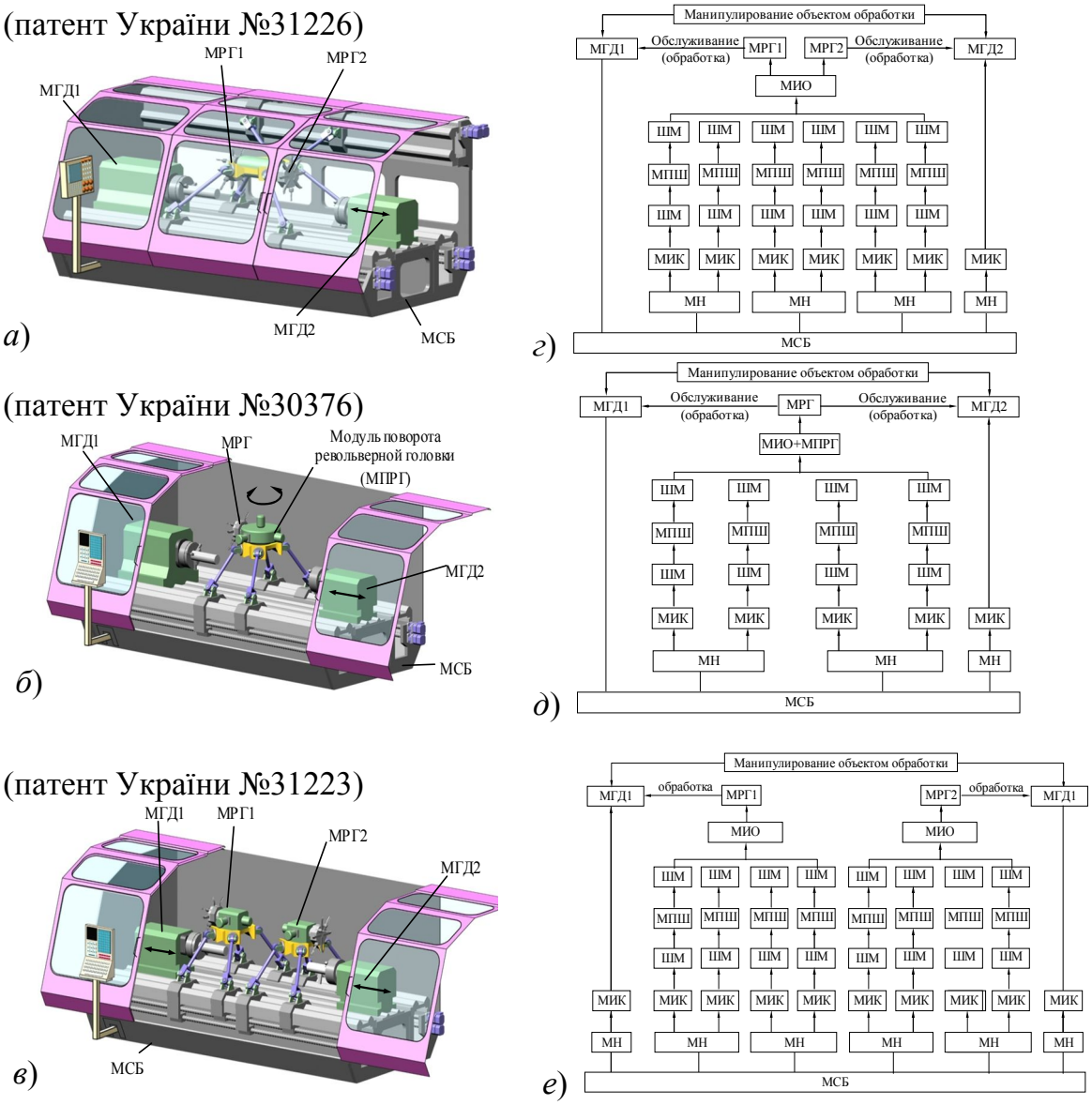


Рис. 2.39. Нові компоновки токарних багатоцільових верстатів: а) б) в) і відповідні їм структурні схеми, що реалізують нову концепцію побудови верстатів з паралельною кінематикою

Запропонована концепція проектування багатоцільових верстатів гібридних компоновок на основі МПС включає основні положення й етапи:

1. Визначення заданого ступеня волі ВО.
2. Забезпечення багатоваріантності прийнятої схеми МПС.
3. Збереження жорсткості на нерухомій основі шпиндельної бабки (або мотор-шпинделя) із затискним патроном.
4. Поділ технологічних рухів МПС між традиційною й паралельною структурами.
5. Визначення робочого простору МПС.
6. Створення компоновки верстата, узгодженої з технологічними завданнями й обумовленою геометрією деталі.
7. Оптимізація геометричних параметрів МПС для прийнятої компоновки.
8. Доповнення основної компоновки верстата допоміжними засобами, що розширюють технологічні можливості, наприклад, рухливим контршпинделем, поворотним пристроєм інструментальної системи, робота двох і більше МПС в одній компоновці з перетинанням робочих зон й т.п.

2.8. Модульна побудова технологічного обладнання з паралельною кінематикою

Побудова МПС здійснюється шляхом вибору необхідних модулів з наведеного нижче комплекту залежно від їх функціонального призначення та конструктивного виконання:

– модуль головного руху МГР;
– модуль зміни довжини штанг МЗД;
– модуль примусового обертального руху шарнірів МПР;
– модуль зміни координат опорних шарнірів МЗК;
– модуль напрямних МН;
– модуль паралелограмних штанг МПШ;
– модуль штанг постійної довжини МПД;
– модуль V-подібного механізму МВМ;
– модуль нерухомого стаціонарного блоку МСБ.

Важливою умовою агрегатно-модульного принципу є побудова конкретних модулів та інших компонентів технологічного обладнання з паралельною кінематикою за функціональним призначенням та за вимогами споживачів залежно від конкретних умов виробництва.

Основним критерієм ефективності проектування модулів є мінімізація їх маси та розмірів з метою зменшення матеріалоємності, характеристик міцності та динаміки.

Конкретні модифікації технологічного обладнання з паралельною кінематикою, які побудовані за агрегатно-модульним принципом, повинні задовольняти наступні вимоги:

– потужність, швидкість та прискорення рухів виконавчого органу, а також точність позиціонування, жорсткість кінематичних ланцюгів, розміри

робочого простору повинні відповідати комплексу технологічних задач, які реалізуються на обладнанні;

– кінематична структура та компоновка технологічного обладнання з паралельною кінематикою повинні забезпечити мінімальну кількість маніпуляційних рухів виконавчого органу та необхідну кількість ступенів вільності для реалізації усіх технологічних операцій, які повинні на ньому реалізуватися;

– комплекс технологічних операцій, рівень їх інтеграції та темп виконання, а також енергетичні та фінансові витрати на впровадження нового технологічного обладнання повинні забезпечити техніко-економічну ефективність його експлуатації.

Кожний модуль технологічного обладнання з паралельною кінематикою має конкретне функціональне призначення.

Модуль головного руху (МГР) є основним компонентом технологічного обладнання, який забезпечує необхідну швидкість функціонування відповідного процесу. Модуль складається з приводу головного руху (мотор-шпиндель з безступінчастим регулюванням частоти обертання шпинделя) та інструментотримачем. Усі складові елементи модуля змонтовані на рухомому виконавчому органі. Для прецизійного технологічного обладнання типу "дельта" модуль може бути змонтований на нерухомому стаціонарному блоці, а передача руху від двигуна до шпинделя у такому випадку реалізується за допомогою гнучкого валу. Модуль МГР використовується в усіх різновидах технологічного обладнання з паралельною кінематикою.

У склад МГР повинен входити затискний механізм (ЗМ), який має затискний патрон (ЗП) і привід затиску (ПЗ). ЗМ може бути представлений окремим модулем, як і в технологічному обладнанні традиційної компоновки.

Слід відмітити, що модулі зміни довжини штанг (МЗД), координат опорних шарнірів (МЗК), примусового обертального руху опорних шарнірів (МПР) використовуються для реалізації рухів подач, установчих та прискорених рухів виконавчих органів технологічного обладнання. Вони при аналогічному функціональному призначенні мають різну кінематичну структуру та конструктивне виконання.

Модуль зміни довжини штанг (МЗД) застосовується у технологічному обладнанні з паралельною кінематикою типу гексапод, біпод, трипод, у яких відповідний рух виконавчого органу реалізується шляхом зміни довжини штанг. Модуль складається з відповідного приводу лінійних переміщень (пневмо-, гідро- або лінійний електропривід) та штанг змінної довжини (наприклад, телескопічних), на кінцях яких змонтовані опорні шарніри.

Модуль примусового обертального руху опорних шарнірів (МПР) використовується у технологічному обладнанні типу "дельта" різноманітного конструктивного виконання. Модуль складається з двигуна обертальної дії з

безступінчастим регулюванням частоти обертання та шарніру спеціальної конструкції. Зміна кута між двома шарнірно з‘єднаними штангами забезпечує задане переміщення виконавчого органу у межах робочого простору. Модуль завжди розташований на нерухомому стаціонарному блоку, тому його маса не впливає на динамічні характеристики технологічного обладнання.

Модуль зміни координат опорних шарнірів (МЗК) використовується у технологічному обладнанні типу біглайд, тріаглайд, гексаглайд, у якому заданий рух виконавчого органу реалізується шляхом переміщення опорних шарнірів кінематичних ланок вздовж напрямних. Модуль складається з відповідного приводу та механізму перетворення рухів або лінійних приводів (пневмо-, гідро- або лінійного електроприводу) та розташований на нерухомому елементі механізму (стаціонарному блоку).

Модуль напрямних (МН). Залежно від визначених технологічних задач, які реалізуються на технологічному обладнанні, напрямні мають різне конструктивне виконання та взаємне розташування у просторі. Використовується у технологічному обладнанні з паралельною кінематикою типу біглайд, триаглайд, гексаглайд. У технологічному обладнанні типу біпод, трипод, гексапод модуль напрямних відсутній.

Модуль паралелограмних штанг (МПШ) використовується у технологічному обладнанні типу "дельта" та його модифікаціях. Модуль складається з двох пар кінематичних ланок, з‘єднаних попарно-паралельно та побудованих у вигляді паралелограмного механізму.

Модуль штанг постійної довжини (МПД) має просту конструкцію і складається з стрижня, на кінцях якого змонтовані відповідні шарніри (сферичний або універсальний). Використовується у технологічному обладнанні з паралельною кінематикою типу біглайд, триаглайд, гексаглайд.

Модуль V-подібного механізму (МВМ) використовується тільки у технологічному обладнанні типу "ножиці" і складається з двох прямокутних пластин, з‘єднаних шарнірно, на вільних кінцях яких змонтовані спеціальні шарніри.

Модуль нерухомого стаціонарного блоку (МСБ) є основним і обов‘язковим компонентом кожної модифікації технологічного обладнання з паралельною кінематикою, який виконує функції несучої системи та призначений для монтажу усіх його складових компонентів.

Структурні схеми найпоширеніших типів технологічного обладнання з паралельною кінематикою наведені у табл. 2.4.

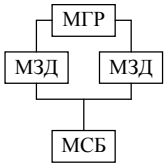
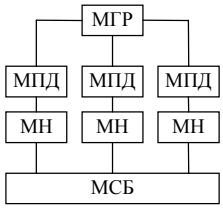
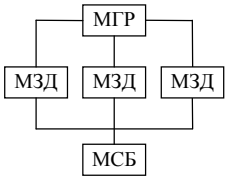
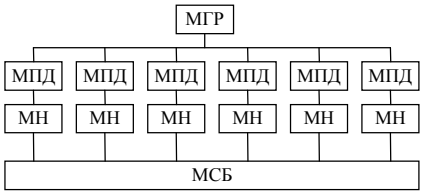
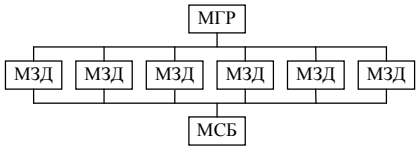
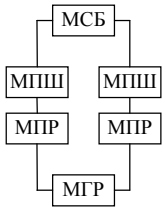
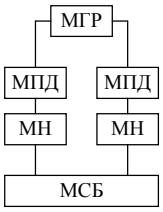
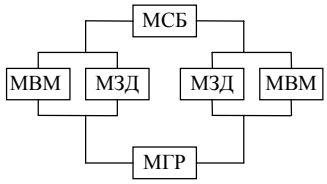
Аналіз структурних схем технологічного обладнання з паралельною кінематикою показує, що усе воно складається з визначеної кількості відповідних модулів.

Найбільш простим за конструктивним виконанням є технологічне обладнання з паралельною кінематикою типу біпод, а найбільш складним – гексапод.

Вибір конкретної модифікації технологічного обладнання залежить від комплексу технологічних задач, маси та габаритних розмірів деталі, її

конструктивної форми, кількості сторін, які обробляються, а також конкретних вимог споживача.

Таблиця 2.4. Структурні схеми технологічного обладнання з паралельною кінематикою з набором модулів

№	Тип облад-нання	Структурна схема	№	Тип облад-нання	Структурна схема
1	Біпод		5	Три-глайд	
2	Три-под		6	Гекса-глайд	
3	Гекса-под		7	Дельта	
4	Біг-лайд		8	Ножи-ці	

Слід відмітити, що достатній та обов‘язковий комплект модулів необхідно доповнити відповідними системами, що забезпечують сервісні умови функціонування технологічного обладнання, а саме системами: управління, контролю та діагностики, змащування, видалення стружки, автоматичної зміни інструменту та іншими.

Таким чином, враховуючи конкретні вимоги споживача та умови виробництва, можна сформувати будь-яке за функціональним призначенням технологічне обладнання з наперед заданими функціональними та технологічними можливостями шляхом раціонального вибору комплекту складових модулів, що дозволить значно скоротити термін технічної підготовки та оперативно задовольнити вимоги сучасного ринку збуту верстатобудівної продукції.

2.9. Математичне і комп'ютерне моделювання формоутворюючих рухів верстатів нових компоновок

Проектування нових верстатів з механізмами паралельної структури потребує формалізації зв'язків між компонентами системи для математичного описання з подальшим візуальним моделюванням і оцінкою очікуваних технічних характеристик, що запропоновано докторантом Дмітрієвим Д.О., та визначенням оптимальних значень показників і конструкцій запропонованих верстатів.

Геометричні перетворення формотворної системи механізмів паралельної структури мають вигляд:

$$A_{\Pi} = A_1(x)\cdot A_2(y)\cdot A_3(z)\cdot A_4(\varphi)\cdot A_5(\psi)\cdot A_6(\theta), \qquad (2.14)$$

де A_1, A_2, A_3 - матриці перетворення переміщенням ВО уздовж координатних осей X, Y, Z;

A_4, A_5, A_6 - матриці перетворення обертанням ВО навколо тих же осей;

Аргументами матриць є величини переміщень x, y, z і кути Ейлера φ, ψ, θ поворотів навколо осей x, y, z відповідно.

У верстатах з керованою довжиною штанг (гексаподах) дистанції між шарнірними опорами рухливої платформи й стаціонарним блоком a- A, b- B, ...n- N визначається при відомих віртуальних координатах кожної штанги окремо, якими є аргументи x, y, z ,φ, ψ, θ.

Використовуючи рівняння (2.14), можна визначити значення координат шарнірів a, b, ...n у системі стаціонарного блоку $SXYZ$ при їхніх відомих координатах у системі рухливої платформи $PX'Y''$:

$$\begin{aligned}
&x_{i\{SXYZ\}} = \cos(\psi)\cos(\theta)\cdot x_{i\{PX'Y'Z'\}} - \cos(\psi)\sin(\theta)\cdot y_{i\{PX'Y'Z'\}} + \sin(\psi)\cdot Z_{i\{PX'Y'Z'\}} + X_P \\
&y_{i\{SXYZ\}} = (\sin(\varphi)\sin(\psi)\cos(\theta) + \cos(\varphi)\sin(\theta))\cdot x_{i\{PXYZ\}} + (\sin(\varphi)\sin(\psi)\sin(\theta) + \\
&+ \cos(\varphi)\cos(\theta))\cdot y_{i\{PXYZ\}} - \sin(\varphi)\cos(\psi)\cdot z_{i\{PXYZ\}} + Y_P; \\
&z_{i\{SXYZ\}} = (-\cos(\varphi)\sin(\psi)\cos(\theta) + \sin(\varphi)\cos(\theta))\cdot x_{i\{PXYZ\}} + \\
&+ (\cos(\varphi)\sin(\psi)\sin(\theta) + \sin(\varphi)\cos(\theta))\cdot y_{i\{PXYZ\}} - \cos(\varphi)\cos(\psi)\cdot z_{i\{PXYZ\}} + Z_P.
\end{aligned} \qquad (2.15)$$

де $x_{i\{PX'Y'Z'\}}$ $y_{i\{PX'Y'Z'\}}$ $z_{i\{PX'Y'Z'\}}$- координати шарнірних місць з'єднання рухливої платформи в системі координат $PX'Y''$.

X_P, Y_P, Z_P - положення системи відліку рухливої платформи в системі координат $PX'Y''$.

Довжина кожної штанги механізму паралельної структури відповідно складе:

$$d_i = \sqrt{\left(x_{i\{SXYZ\}} - x_{i\{PX'Y'Z'\}}\right)^2 + \left(y_{i\{SXYZ\}} - y_{i\{PX'Y'Z'\}}\right)^2 + \left(z_{i\{SXYZ\}} - z_{i\{PX'Y'Z'\}}\right)^2}, \ (i = a, b, ...n). \qquad (2.16)$$

При комп'ютерному моделюванні формоутворюючих рухів і проектуванні верстатів зі штангами постійної довжини варто визначити положення нижніх кінців штанг на напрямних верстата (рис. 2.40). У цьому випадку сполучимо центр сфери $\vec{r_S}$ радіусом R_S (рис. 2.40), що приймемо

рівним довжині відповідної штанги $l_1, l_2 \ldots l_i$ із центром кожного шарніра *a, b, ... n* рухливої платформи.

Тоді точка перетинання поверхні сфери $C=\{\vec{r_S}, R_S\}$ з лінією, що представлена напрямної P_A, P_B .... P_i. на станині буде положення відповідної каретки по керованій осі *Z* у системі координат верстата. Розрахунок точок перетинання двох геометричних об'єктів C_1 і C_2 складається в розв'язанні рівняння $D(C_1, C_2) = 0$. Конкретний вигляд його лівої частини залежить від компоновки верстата, розмірів і розташування напрямних у просторі. У векторній формі точка перетинання прямої P_i і поверхні сфери $C=\{\vec{r_S}, R_S\}$ визначається з рівняння

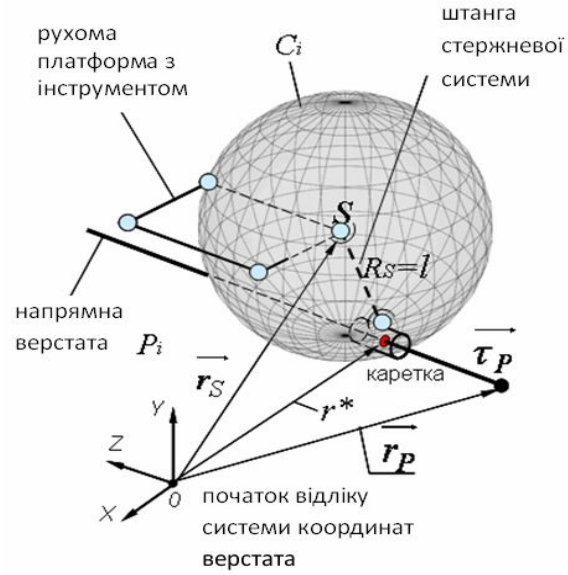


Рис. 2.40. Розрахункова схема для визначення положень штанг на напрямних верстата

$$\vec{r^*} = \vec{r_S} + \left(\vec{\tau_P} \times \vec{\Delta r} \times \vec{\tau_P}\right) \pm \sqrt{R_S^2 - \left(\vec{\Delta r} \times \vec{\tau_P}\right)^2 \vec{\tau_P}}, \qquad (2.17)$$

де $\vec{r_S}$, R_S – радіус-вектор положення центра й радіус сфери відповідно; $\vec{\tau_P}$, $\vec{r_P}$ - точка і вектор напрямку прямої; $\vec{\Delta r} = \vec{r_P} - \vec{r_S}$.

Скалярно дана задача описується спільним розв'язком параметричних рівнянь – ліній, що визначають напрямні верстата, і сфери із центром, сполученим з віссю обертальної пари рухливої платформи з ВО:

$$\begin{cases} F(t) = 0 \\ (x - x_0)^2 + (y - y_0)^2 + (z - z_0)^2 = R^2. \end{cases} \qquad (2.18)$$

Для механізму паралельної структури із прямолінійними напрямними вираз (2.18) у системі координат верстата прийме вигляд:

$$\begin{cases} y_i = k \cdot z + b \quad (i = 1 \sim n) \\ x_i = t \cdot z + d \quad (i = 1 \sim n) \\ (x - x_{0i})^2 + (y - y_{0i})^2 + (z - z_{0i})^2 = l_i^2 \quad (i = 1 \sim n). \end{cases} \qquad (2.19)$$

Підставивши праву частину рівнянь прямої у рівняння поверхні сфери й розкривши дужки, одержимо:

$$A \cdot z^2 - 2B \cdot z + C = 0, \qquad (2.20)$$

де $A=(1+k^2+t^2)$; $B=(z_0+(b+y_0)\cdot k+(x_0+d)\cdot t)$; $C=(z_0^2+(b+y_0)^2+(x_0+d)^2- l_i^2)$.

Остаточно, корні рівняння (2.17) визначають положення нижніх кінців штанг МПС на напрямних верстата:

$$d_{z_{i(1,2)}} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}. \qquad (2.21)$$

Якщо потрібно, то для переходу у світову систему координат необхідно зробити заміну аргументів z на x, і z_0 на x_0.

Побудова зв'язаної тривимірної моделі виконується помодульно (табл. 2.5).

Модуль зміни координат (МЗК) опорних шарнірів – згруповані об'єкти каретка й корпус шарніра, отримані модифікатором Extrude.

Шарнірний модуль (ШМ) – згруповані два циліндри з перенесеної в центр групи опорною точкою (Pivot point) і зв'язані контролером прямої кінематики <Select and Link> з МЗК.

Модуль штанг постійної довжини (МПШ) – згруповані циліндр і вилка, отримана модифікатором Extrude. Pivot point перенесений у центр ШМ. МПШ зв’язано з ШМ контролером <Select and Link>.

Модуль напрямних (МН) – отримані модифікатором Extrude.

Модуль рухливого блоку виконавчого органа (МВО) – отримані модифікатором Extrude. З МВО зв'язані чотири дочірніх об'єкти (групи ШМ) у місцях шарнірних з'єднань зі штангами постійної довжини.

Щоб забезпечити напрямок МПШ до МВО в процесі руху просторового механізму застосований контролер LookAt, що дозволяє орієнтувати вісь об'єкта в напрямку мети (Tagert), у якості яких виступають місця з'єднання верхніх ШМ із МВО.

При остаточному складанні виходить чотирикоординатний механізм, установлений на напрямні. Після додавання в модель станини – модуля стаціонарного блоку (МСБ) шпинделя із затискним патроном – модуля головного руху (МГР) і револьверної головки з інструментом (МРГ) отримано компоновку нового багатоцільового токарного верстата з паралельною кінематикою (рис. 2.41 *а*, *б*) по патенту України №27808. Додавання двох штанг на напрямних, розташованих у площині ZY, збільшує число керованих координат до шести.

Для задання руху по керованих координатах в інтерактивному режимі використовується група лічильників "Control tool position" в інтерфейсі розробленого плагін (рис. 2.41, *в*).

Основним розрахунковим ядром програми є система виразів згідно табл. 2.5 і рис. 2.41 для визначення положень шести опорних шарнірів A, B, C, D,E, F або чотирьох МЗК на напрямних верстата.

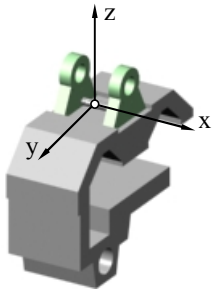
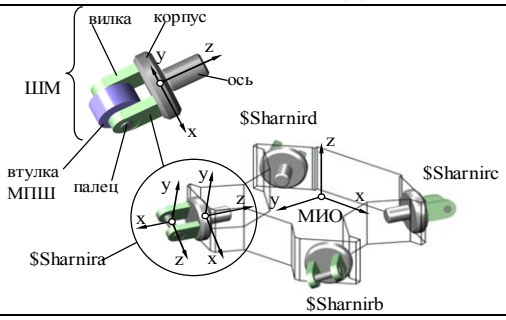
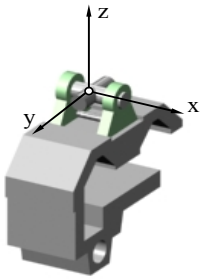
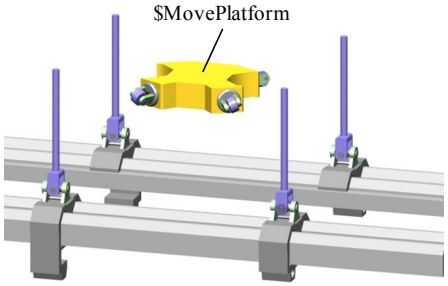
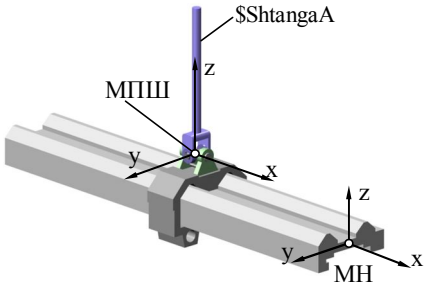
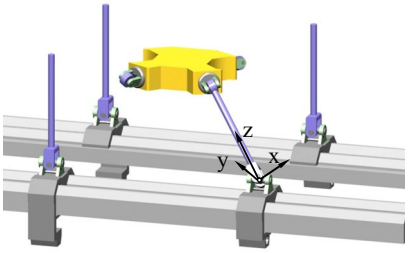
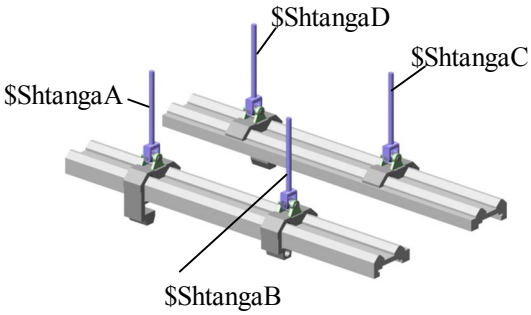
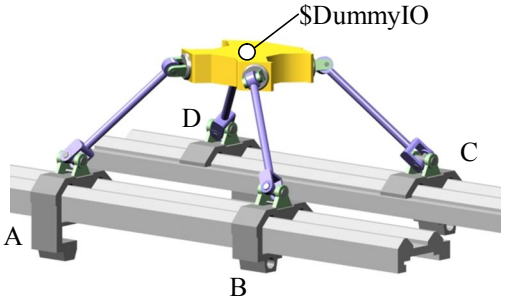
Програмний модуль має власний інтерфейс, що вбудовується в середовище 3d StudioMax і дозволяє користувачеві:

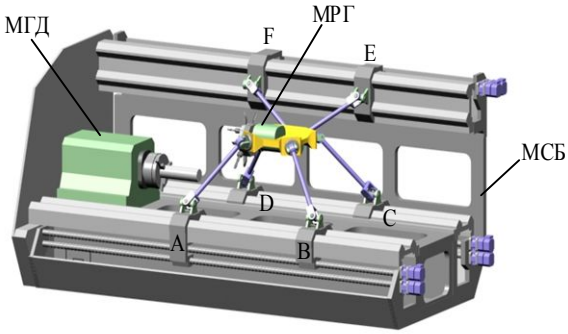
– управляти переміщенням рухливої платформи в різних системах координат;

– задавати траєкторію руху ВО вибором потрібного сплайну довільної форми безпосередньо в тривимірному просторі моделювання;

– виконувати аналіз форми й розмірів робочої зони верстата;

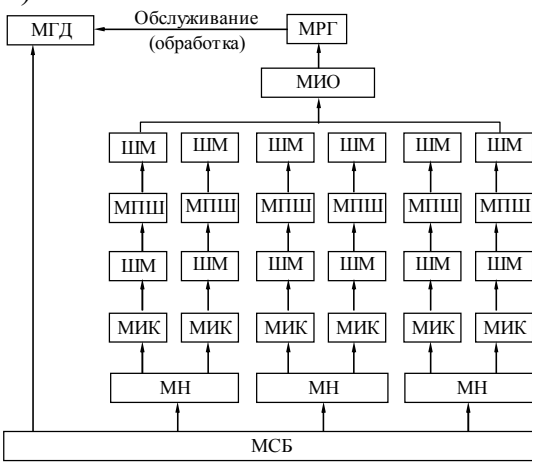
Таблиця 2.5. Послідовність побудови й ієрархія модулів у тривимірної моделі багатокоординатного верстата з паралельною кінематикою

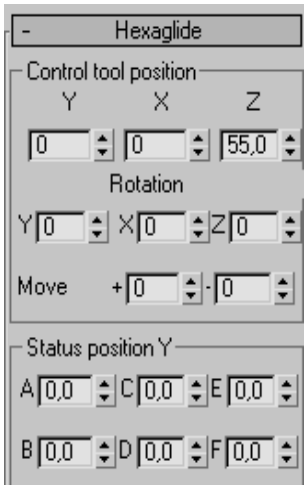
№ з/п	Загальний вигляд / опорна крапка / ім'я об'єкта в моделі	№ з/п	Загальний вигляд / опорна крапка / ім'я об'єкта в моделі
1	 4 Екземпляри з іменами $OporaA $OporaB $OporaC $OporaD Модуль зміни координат опорних шарнірів (МЗК)	5	 Модуль рухливого блоку виконавчого органа (МВО)
2	 4 Екземпляри з іменами $SharnirA $SharnirB $SharnirC $SharnirD Шарнірний модуль – ШМ (шарнір Кардана)	6	 Складання модулів 2МН>4МЗК>4ШМ>4МПШ без зв'язку з МВО
3	 Модуль штанг постійної довжини (МПШ) і модуль напрямних (МН)	7	 Почерговий зв'язок модулів $МПШ_{1,2,3,4}$ з МВО за допомогою контролера LookAt
4	 Паралельна структура модулів 2МН→4МЗК→4ШМ→4МПШ	8	 Остаточне складання 2МН>4МЗК>4ШМ>4МПШ>МВО



а)

б)





в)

Рис. 2.41. Компоновка (а), структурна схема (б) шестико-ординатного багатоцільового токарного верстата з набором модулів і фрагмент інтерфейсу для керування рухами ВО (в)

– робити запис анімації створених технологічних рухів верстата;

– одержувати числові дані про довжину штанг, положення опор і шарнірів у системі координат верстата, найкоротші відстані між ними, кути Ейлера кожної штанги, плоскі кути між ланками механізму;

– одержувати траєкторію будь-якої характерної точки на поверхні ланок або пов'язаної з ними, наприклад, габарити рухливої платформи механізму, переміщення центрів мас вузлів і модулів, сліди штанг при русі ВО по заданій траєкторії. У результаті візуального моделювання реалізована нова концепція гібридних компоновок і створені нові компоновки токарних верстатів з паралельною кінематикою, що дозволяють задати потрібний ступінь вільності ВО для виконання багатофункціональних завдань шляхом розподілу технологічних рухів між традиційною й паралельною структурами модулів.

На рис. 2.42 наведений приклад забезпечення різних формоутворюючих рухів за рахунок зміни положення рухомих опор штанг постійної довжини, а на рис. 2. 43 їх комп’ютерна візуалізація.

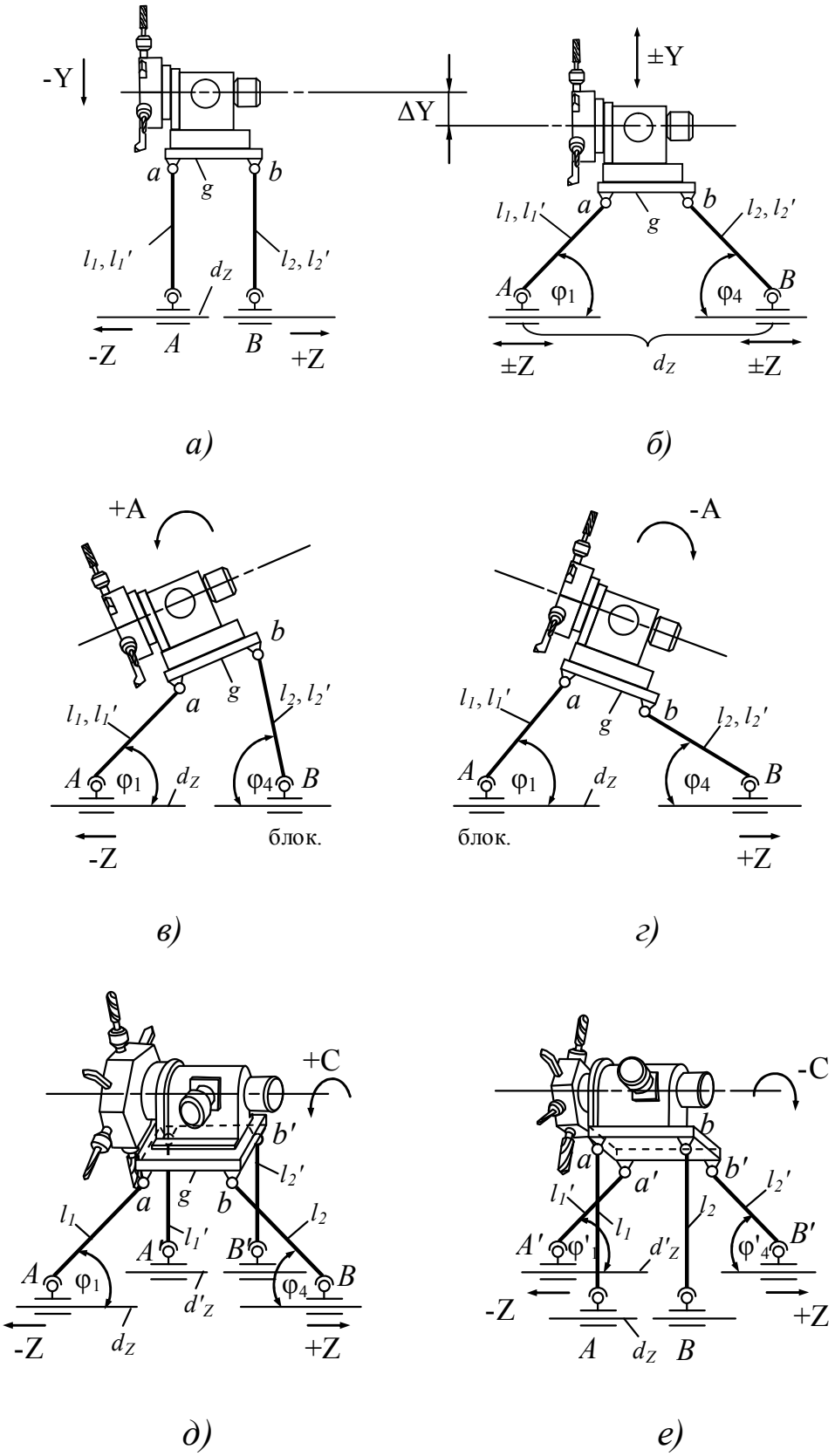
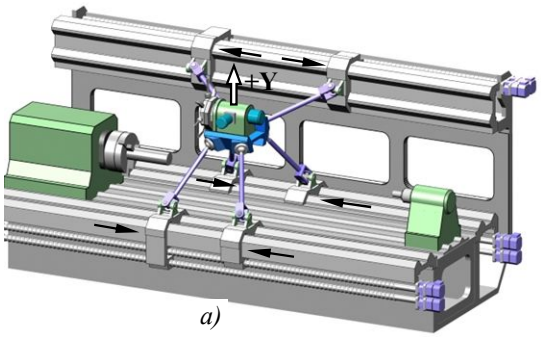
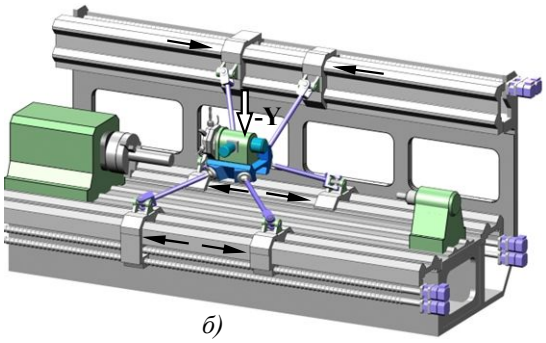


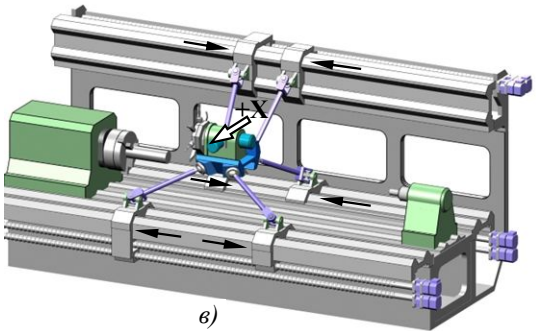
Рис. 2.42. Різні положення рухомої платформи з інструментальною системою



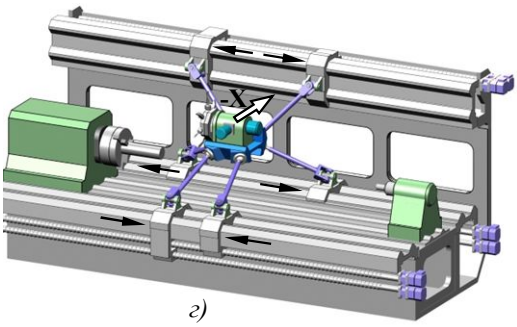
а)



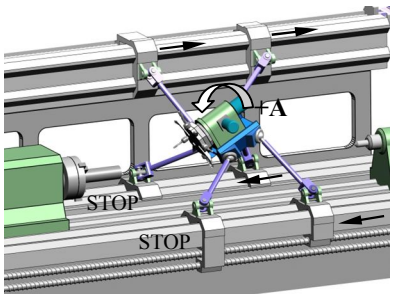
б)



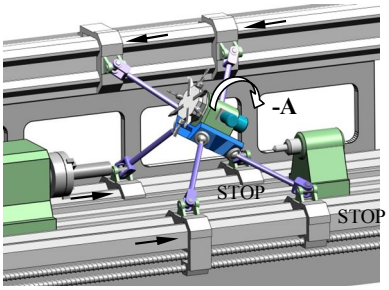
в)



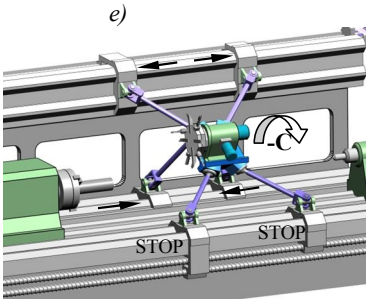
г)



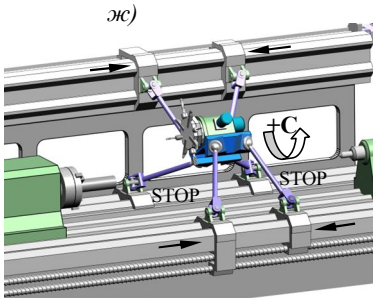
д)



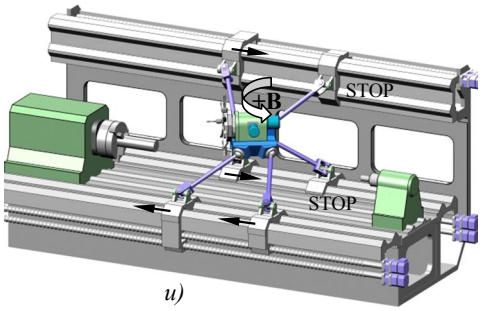
е)



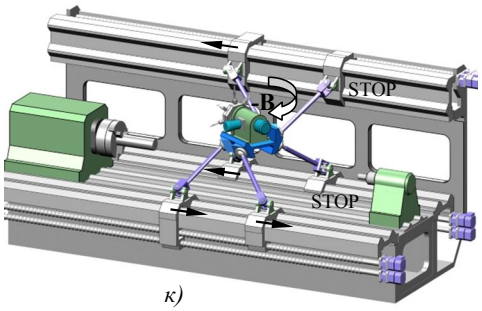
ж)



з)



и)



к)

Рис. 2.43. Схема руху нижніх кінців штанг за керуючими координанатами: а), б) -±Y; в), г) -±X; д), е) -±A; ж), з) -±B; и), к) -±C

2.10. Свердлильно-фрезерні верстати нового покоління

Найбільше розповсюдження отримали фрезерні і свердлильно-фрезерні верстати з МПС, в яких використовуються штанги із керовано-змінною довжиною типу трипод і гексапод. Одним з перших був фрезерний верстат з ЧПК типу гексапод, створений у 80-і роки вченими Новосибірського електротехнічного інституту. Але відпрацювання і дослідження МПС із штангами змінної довжини почалося з роботів маніпуляторів.

Сучасні моделі маніпуляторів побудовані на основі *l*-координатних МПС, вихідний орган яких переміщується приводами, що регулюють відстань між заданими точками рухомої та нерухомої платформ. У таких роботах і роботехнічних системах шість ступенів свободи забезпечуються шляхом лінійних переміщень виконавчих кінематичних ланцюгів, що реалізують відповідний закон руху (рис. 2.44).

Робот складається з основи (нерухомої платформи) 1, виконавчого органу 2, з'єднаних попарно шістьма штангами 3. Довжина кожної штаги регулюється індивідуальним лінійним приводом 4. Конструкція робота значно спрощується шляхом використання усіх шести штанг з приводами аналогічного виконання. На виконавчому органі робота можна закріпити необхідний пристрій у залежності від виду робіт, що виконуються.

Для вирішення практичних завдань доцільним є закріплення шарнірів штанг безпосередньо до об'єкта маніпулювання (рис. 2.45). Конструкція такого механізму дає можливість формувати робочий простір та його робочу зону згідно з особливостями технологічного процесу та конструктивною формою об'єкта маніпулювання.

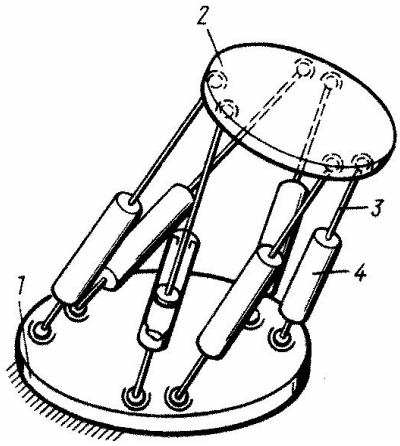


Рис. 2.44. Кінематична схема l-координатного робота

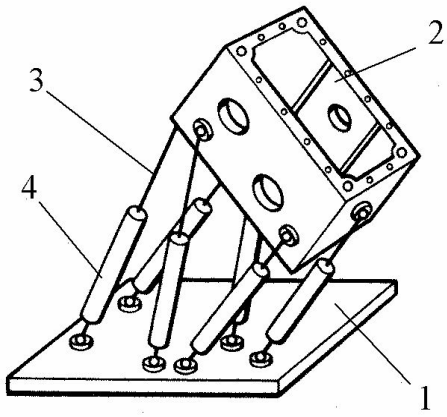


Рис. 2.45. Об'єкт маніпулювання, що використовується як вихідна ланка:
1 – нерухомий елемент; 2 – виконавчий орган-об'єкт маніпулювання; 3 – кінематичний ланцюг; 4 – лінійний привод

Створений *l*-координатний робот з 24-ма ступенями свободи (рис. 2.46), який складається з чотирьох однотипних модулів і внаслідок високої маневреності може виконувати різноманітні технологічні операції.

Робот має послідовне осьове компонування модулів. Такий робот із дискретними приводами має 2^{24} положень у просторі. Якщо послідовно включати приводи з інтервалом через одну секунду, необхідно більше 30 років на здійснення усіх можливих положень виконавчого органа у просторі.

До складу робота входять чотири послідовно з‘єднані шестикоординатні модулі A, B, C, D паралельної структури. Кожний модуль має рухомий та нерухомий елементи, що шарнірно зв‘язані кінематичними ланцюгами, зміна довжини яких реалізується лінійними приводами.

Широкі можливості синтезу різноманітних робототехнічних систем на основі сукупності однотипних модулів відкривають нові перспективи вирішення проблеми “несумісності” універсальних роботів із різними видами технологічного обладнання.

Схема робота із системою керування в абсолютних координатах зображена на рис. 2.47. Робот містить кінематичні ланки 1, з‘єднані між собою обертальними кінематичними парами 2. У кожній парі є привод, який здійснює відносний рух (поворот) зв‘язаних ланок. Поточне положення у просторі вихідної ланки 9 характеризується координатами $l_1=aA$; $l_2=aB$; $l_3=aD$; $l_4=dB$; $l_5=dD$; $l_6=bD$. Точки A, B, D належать базі 4, а точки a, b, d – вихідній ланці.

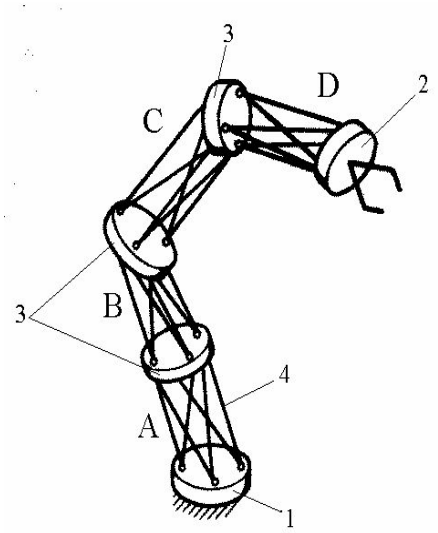


Рис. 2.46. l-координатний робот із 24-ма ступенями свободи

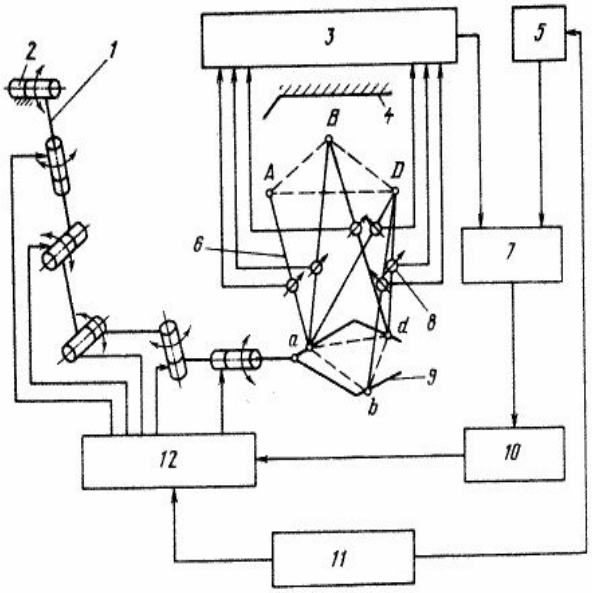


Рис. 2.47. Схема робота із системою керування в абсолютних координатах

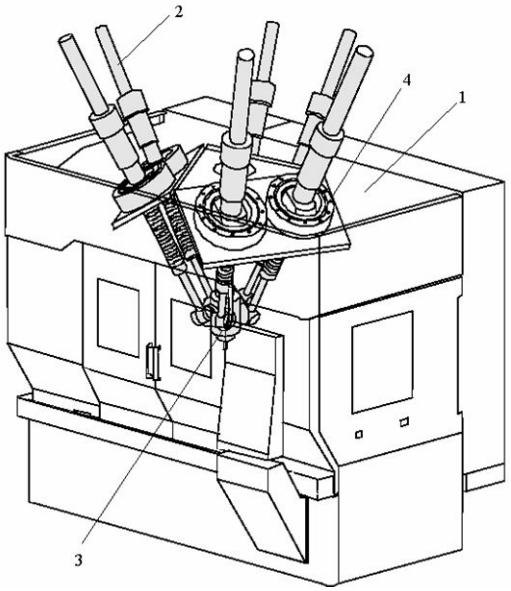
Система зворотного зв‘язку є сукупністю шести пристроїв для вимірювання лінійних переміщень, які отримують інформацію щодо координат l_1, l_2,…, l_6. Кожний такий пристрій містить струну 6 та датчик 8 (типу автоматичної рулетки) для вимірювання поточної довжини струни або апаратуру для безконтактних вимірювань (наприклад, лазерну або ультразвукову). У процесі переміщення вихідної ланки інформація про поточні координати l_1, l_2, …, l_6 надходить у блок 3. Одночасно з блока 11

програми, яка задає рух вихідної ланки, у блок 5 надходить інформація про відносні положення ланок, на підставі якої розраховуються задані значення поточних координат l_1^*, l_2^*, …, l_6^*. У блоці 7 з урахуванням координат l_1, l_2, …, l_6 и l_1^*, l_2^*, …, l_6^* визначається неузгодженість між поточними заданими та фактичними положеннями вихідної ланки. Після цього у блоці 10 визначаються ланки, переміщенням яких може бути ліквідована ця неузгодженість. Дані з блоків 10 та 11 надходять у блок 12, у якому формується програма керування приводами ланок.

Розвиток машинобудування висуває нові вимоги до автоматизації технологічних процесів, що обумовлює значне зростання швидкодії обладнання та забезпечення їх високих маніпуляційних властивостей. Роботи з паралельною кінематикою можуть здійснювати маніпуляції як із контрольно-вимірювальною оснасткою, так і з підконтрольними виробами. Прикладами такого обладнання є верстат-пентапод мод. P-800 німецької фірми Metrom, верстати-гексаподи мод. PM-600 японської фірми Okuma і TM-1000 АО "Лапик" (Росія), верстатні столи-гексаподи мод. Hexabot американської фірми Hexel Corporation, а також верстати-триподи ряду зарубіжних фірм.

Основним компонентом ***верстата-гексапода мод. COSMO CENTER PM-600*** є шестикоординатний механізм паралельної структури (рис. 2.48), штанги 2 якого виконані у вигляді кульково-гвинтових пар та інтегровані у порожнистий привод, корпус якого з'єднаний із базовою конструкцією верстата 1 через опорні шарніри 4.

а)



б)

Рис. 2.48. Загальний вигляд (а) і структура (б) верстата-гексапода моделі COSMO CENTER PM-600 фірми OKUMA (Японія)

Така конструкція кінематичних ланок не обмежує максимальну довжину штанг, що дозволяє значно збільшити розміри робочого простору та

забезпечити швидкість переміщення штанг до 120 м/хв із прискоренням до 15 м/с^2. Частота обертання шпинделя з потужністю привода 7 кВт досягає 30000 об/хв. Виконавчий орган може повертатися у межах робочого простору на кут до 25° від вертикальної осі. Верстат можна використовувати і як КВМ.

Технологічний модуль АО "Лапик" (Росія) забезпечує виконання в єдиному комплексі функцій багатоцільового МОО та контрольно-вимірювальних машин (КВМ). На ньому можна виконувати операції фрезерування, розточування, свердління, розмітку та вимірювання деталей. Модуль можна за 10 хвилин без спеціального переналагодження перетворити у КВМ.

Обробний центр моделі ТМ-1000 (рис. 2.49) АО "Лапик" має шість трубчастих опорних штанг, які розташовані на робочому столі та попарно зв‘язані верхньою частиною і створюють три кронштейни, що з‘єднані між собою іншими трубчастими елементами та утворюють таким чином опорну раму. На рамі встановлені шість телескопічних штанг, приводні електродвигуни постійного струму та фрикційні приводи.

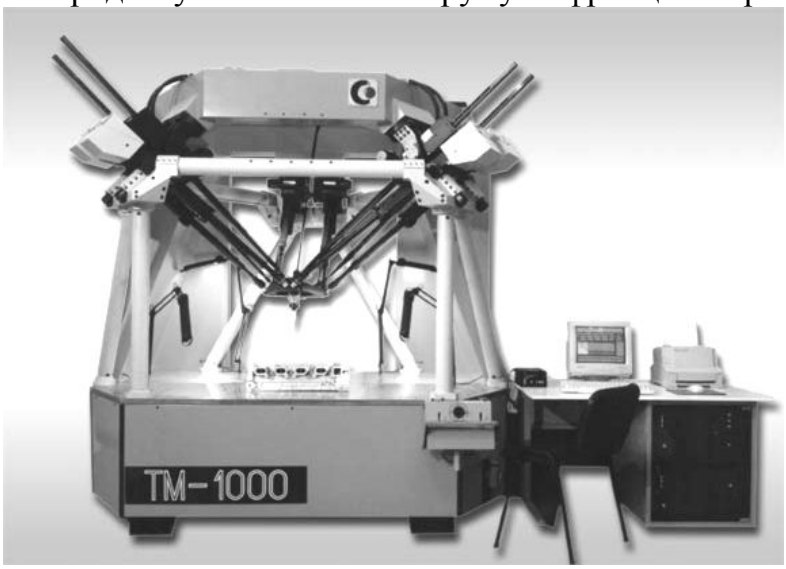


Рис. 2.49.
Загальний вигляд обробного центра мод. ТМ-1000
АО “Лапик”

Для кожної штанги передбачена система зворотного зв‘язку на основі лазерного інтерферометра, який зв‘язаний з верхньою платформою та шпинделем або вимірювальним щупом. У останньому випадку використовуються гелій-неонові лазери та оптоволоконні світловоди, завдяки чому точність позиціювання виконавчих органів відносно координатних осей досягає 0,8 мкм. Рама верстата та його штанги з‘єднується за допомогою універсальних шарнірів, які забезпечують їх одночасне вертикальне та бокове переміщення. Штанги змонтовані на опорній рамі верстата і з‘єднані з платформою.

Для збільшення зносостійкості замість зубчастих передач використовують шарніри та фрикційні приводи. Команди на переміщення можуть бути задані у кодах ISO або на спеціальній мові.

Платформа може виконувати наступні базові рухи: переміщення до заданої точки або на задану відстань при одночасному повороті у задане положення; поворот у задане положення або на заданий кут без переміщення;

переміщення точки, розташованої на платформі, відносно заданої гвинтової лінії з одночасним обертанням відносно цієї лінії.

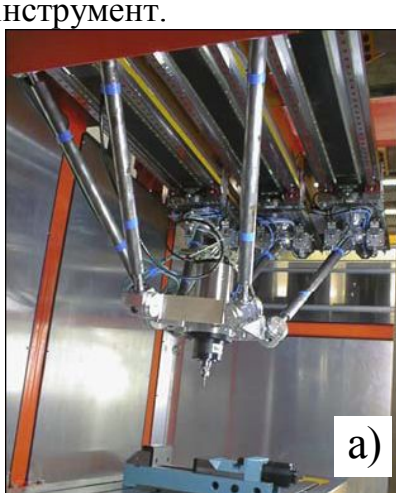
Вантажопідйомність кожної штанги досягає 750 Н.

Система керування верстатом має функцію саморегулювання, яка забезпечує його стабільну точність завдяки усуненню похибок, викликаних природними деформаціями конструкції. Після введення вихідних даних у систему керування компенсуються похибки з урахуванням температури, вологості та атмосферного тиску.

Експлуатація подібних верстатів показала їх високу ефективність при обробці складнофасонних поверхонь елементів крил літаків, прес-форм, штампів. Маса цих верстатів 2,5...3,5 т, розміри робочого простору до 1000×700×500 мм. Кут повороту відносно осей координат не перевищує 45°; точність позиціювання вузлів становить 0,8...1,4 мм. КВМ за конструкцією аналогічні технологічному обладнанню. Довжина деталей, які на них вимірюються, не перевищує 1000 мм.

В даний час МПС з ланками постійної довжини знайшли широке застосування в свердлильно-фрезерних верстатах. При збільшенні ступеня вільності ВО постає необхідність збільшувати кількість передавальних ланок, внаслідок чого зростають габарити і металоємність верстату. Крім того, ускладнюється розрахунок кінематичних параметрів на етапі проектування компоновки верстату.

Не складно помітити прагнення різних розробників розташувати поступальні приводи кінців штанг співвісно один одному або на одній напрямній, що і визначає робочій простір верстату і форму станини. Так, верстат Hexaglide (рис. 2.50) містить шість штанг і три напрямних (по дві штанги на кожній напрямній), а верстат Trijoint 900H (рис. 2.51) має декілька модифікацій, але з аналогічною умовою (чотири штанги, дві напрямні). Це дозволяє виділити примітивний замкнений контур, що лежить в основі механізму біглайд і містить три зв’язані ланки, а саме, розташовані на повзунах дві штанги шарнірно зв’язані з вихідною ланкою, яка несе інструмент.



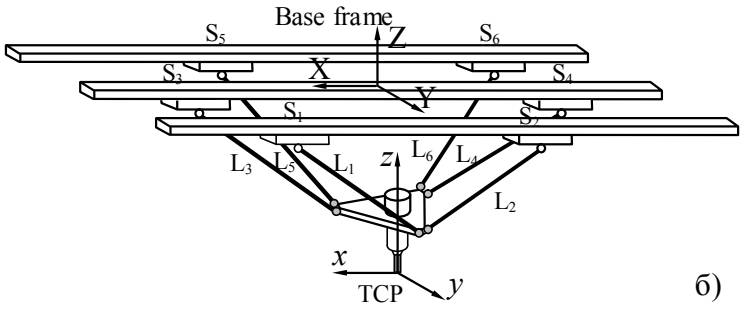


Рис. 2.50. Фрезерний верстат Hexaglide розробники IWF і ETH (Швеція): а – загальний вигляд; б – конструктивна схема

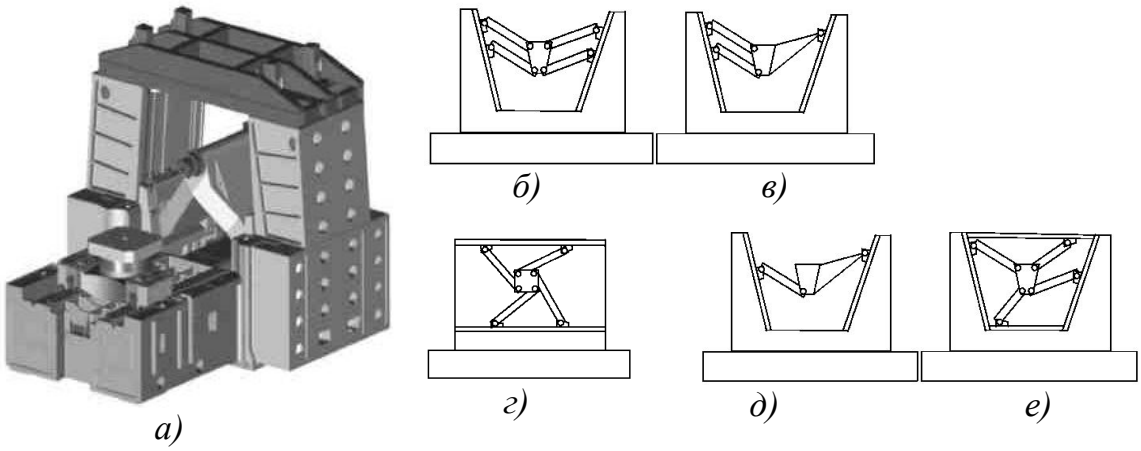


Рис. 2.51. Свердлильно-фрезерний верстат Trijoint 900H (а) та його модифікації (б, в, г, д, е)

Розглянемо контур ABCD (рис. 2.52, *а*). Система біглайду містить п'ять змінних:

q_1 і q_2, – відстань опорного кінця штанги від крокового двигуна на напрямних верстату (активні змінні);

q_3, q_4, q_5 – відповідно, кути нахилу ланок *L1*, *L2* і L_P до напрямних (q_5 на рис. 2.52 не показано).

Зв'язок активних і пасивних змінних такого замкненого контуру буде:

$$\begin{cases} \sin(q_3)L_1 - \sin(q_4)L_2 \pm \cos(q_5)L_p = 0 \\ \cos(q_3)L_1 - \cos(q_4)L_2 + \cos(q_5)L_p - L_0 - q_1 - q_2 = 0 \end{cases}. \tag{2.22}$$

Система (2.22) не має однозначного розв'язку, тому виключімо з неї змінну q_5 і запишемо рівняння для поступального руху ВО уздовж координатних осей:

$$\begin{cases} \sin(q_3)L_1 - \sin(q_4)L_2 = 0 \\ \cos(q_3)L_1 - \cos(q_4)L_2 + L_p - L_0 - q_1 - q_2 = 0 \end{cases}. \tag{2.23}$$

Продиференціювавши рівняння (2.23) отримаємо значення швидкостей ланок

$$q_p = J_a(q)q_a, \tag{2.24}$$

де $q_p = \begin{bmatrix} q_3 \\ q_4 \end{bmatrix}$ – пасивні змінні, $q_a = \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix}$ – активні змінні;

функціональний визначник – $J_a(q) = \begin{bmatrix} -\frac{1}{2}\frac{1}{\sin(q_3)L1} & -\frac{1}{2}\frac{1}{\sin(q_4)L2} \\ \frac{1}{2}\frac{1}{\cos(q_3)L1} & -\frac{1}{2}\frac{1}{\cos(q_4)L2} \end{bmatrix}$.

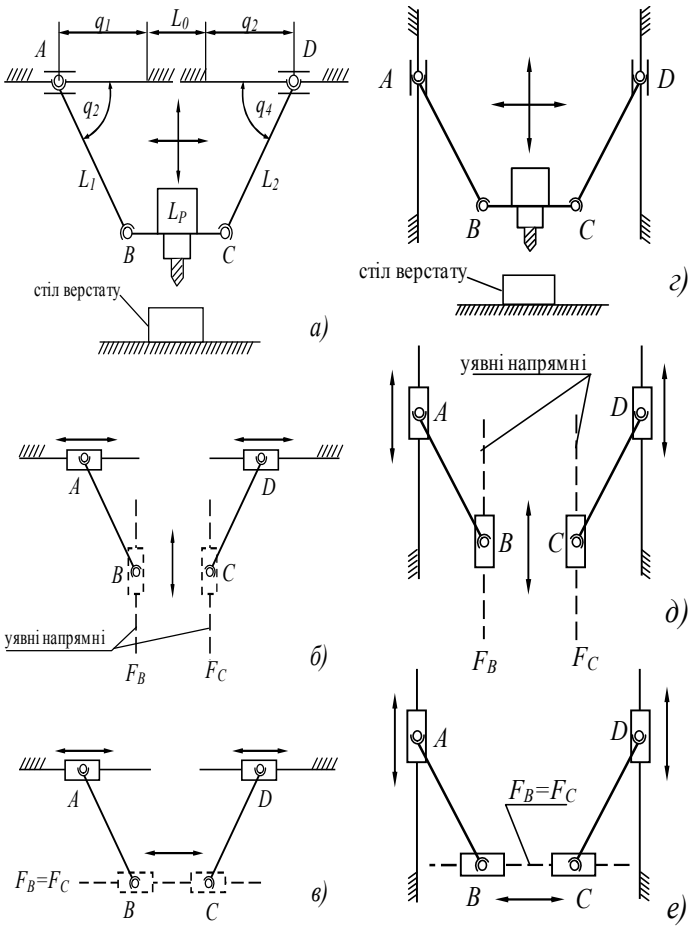


Рис. 2.52. Декомпозиція механізму типу біглайд: а, б, в – горизонтальне розташування напрямних верстату; г, д, е – вертикальне розташування напрямних верстату

Виключимо умовно ланку *BC* з замкненого контуру, але залишимо відстань між шарнірами *B* і *C* постійною і введемо уявні напрямні F_C і F_B , по яких відбувається їх рух (рис. 2.52). В результаті отримаємо окремо пласкі механізми з повзунами, зв'язаними між собою шатуном, які рухаються синхронно.

Даний механізм добре відомий як еліпсограф Леонардо да Вінчі, що реалізує еліптичний рух шатунної площини *AB*(*CD*).

Очевидно, що при виключеній ланці *BC* кількість і розташування напрямних не змінюють сутність механізму.

Змінимо кут напрямних верстату і зведемо їх в одну точку для збільшення жорсткості верстату та зниження довжини штанг (рис. 2.53).

Для обчислення положень повзунів *A* і *D* при плоскопаралельному русі ВО складемо систему рівнянь:

$$\begin{cases} z = -\dfrac{1}{tg\alpha}x \\ (x_B - a)^2 + (z - t)^2 = L_1{}^2 \\ (x_C + a)^2 + (z - t)^2 = L_2{}^2 \end{cases} \qquad (2.25)$$

.

Перше рівняння визначає розташування напрямної, інші кругову траєкторію, яку описують шатуни L_1 і L_2 навколо шарнірів при русі повзунів *A* і *D* по напрямним (рис. 2.53, *а*).

Розв'язок системи (2.25) буде:

$$z_{1,2} = \frac{a + k \cdot t \pm \sqrt{(a + k \cdot t)^2 - \left(a^2 - L_{1,2}^2 + t^2\right)\left(a + k^2\right)}}{1 + k^2}, \qquad (2.26)$$

$$x_{1,2} = -k \cdot z_{1,2}, \qquad (2.27)$$

де $k = -\dfrac{1}{tq\alpha}$.

Обертальний рух вихідної ланки *BC* обчислимо виключивши одну активну штангу, наприклад, ланку L_1 і перенесемо центр обертання в точку *B* (рис. 2.52, б). Положення повзуна *D* на напрямній в канонічній системі координат XOZ буде

$$\begin{cases} X_D = L_P \cdot \cos q_5 - \sqrt{L_2{}^2 - \left(h \cdot \sin\alpha - L_P \cdot \sin q_5\right)^2} \\ Z_D = h \cdot \sin\alpha \end{cases} \quad (2.28)$$

Задамо систему XOZ в точці *B* так, щоб вісь X була паралельна напрямній F_D. Рівняння (2.28) в системі *xBz* прийме вигляд:

$$\begin{cases} x_D = L_P \cdot \cos q_5 \cdot \sin\alpha + h \sin\alpha \cos\alpha - \sin\alpha \cdot \sqrt{L_2{}^2 - \left(h \cdot \sin\alpha - L_P \cdot \sin q_5\right)^2} \\ z_D = -L_2 \cdot \cos q_5 \cos\alpha + h \cdot \sin^2\alpha + \sin\alpha \cdot \sqrt{L_2{}^2 - \left(h \cdot \sin\alpha - L_P \cdot \sin q_5\right)^2} \end{cases} \quad (2.29)$$

Розрахунок переміщень повзуна *A* по напрямній F_A виконується аналогічно при виключенні ланки L_1 і перенесенні центра обертання в точку *C*.

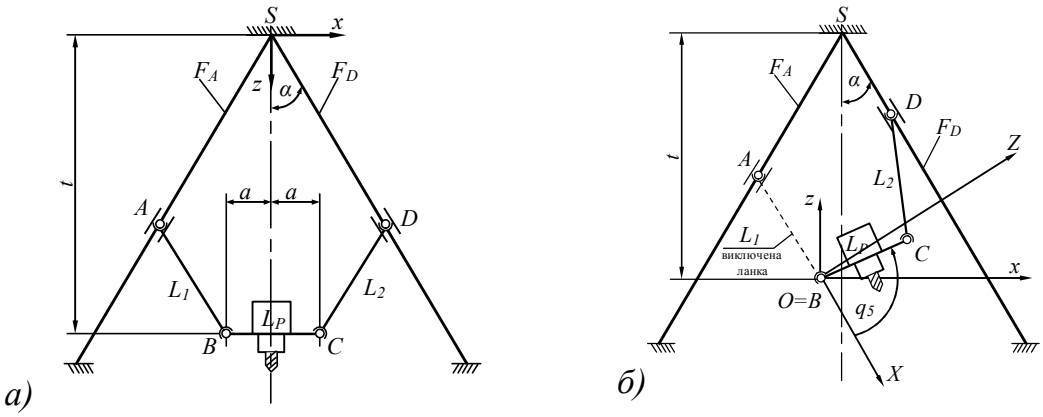


Рис. 2.53. Розрахункові схеми при плоско паралельному (а) і обертальному (б) русі ланки BC з інструментом для компоновки з кутовим розташування напрямних

На основі трикутної форми розташування напрямних запропоновано принципово нову пірамідальну компоновку і досліджено формоутворюючі рухи нового багатокоординатного свердлильно-фрезерного верстату підвищеної жорсткості за патентом України №86533 (рис. 2.54). Осі механізмів поступального руху мають одну точку перетинання, розташовану над платформою з інструментальним ВО, і утворюють правильну трикутну піраміду. Верстат має скорочену довжину штанг, три циліндричні напрямні і паралельно ним три кулькові гвинтові передачі з опорами на нижній основі. Напрямні упираються в підп'ятник закріплений на Г-подібній траверсі. Жорсткість пружної просторової рамної системи забезпечена

конструктивним (форма виконання рамної системи), а не металоємним підвищенням опору поперечних перерізів кінематичних ланок і станини. В порівнянні об’ємів піраміди і призми однакової висоти і площею основи рамної системи виконання в пірамідальній компоновці втричі легше.

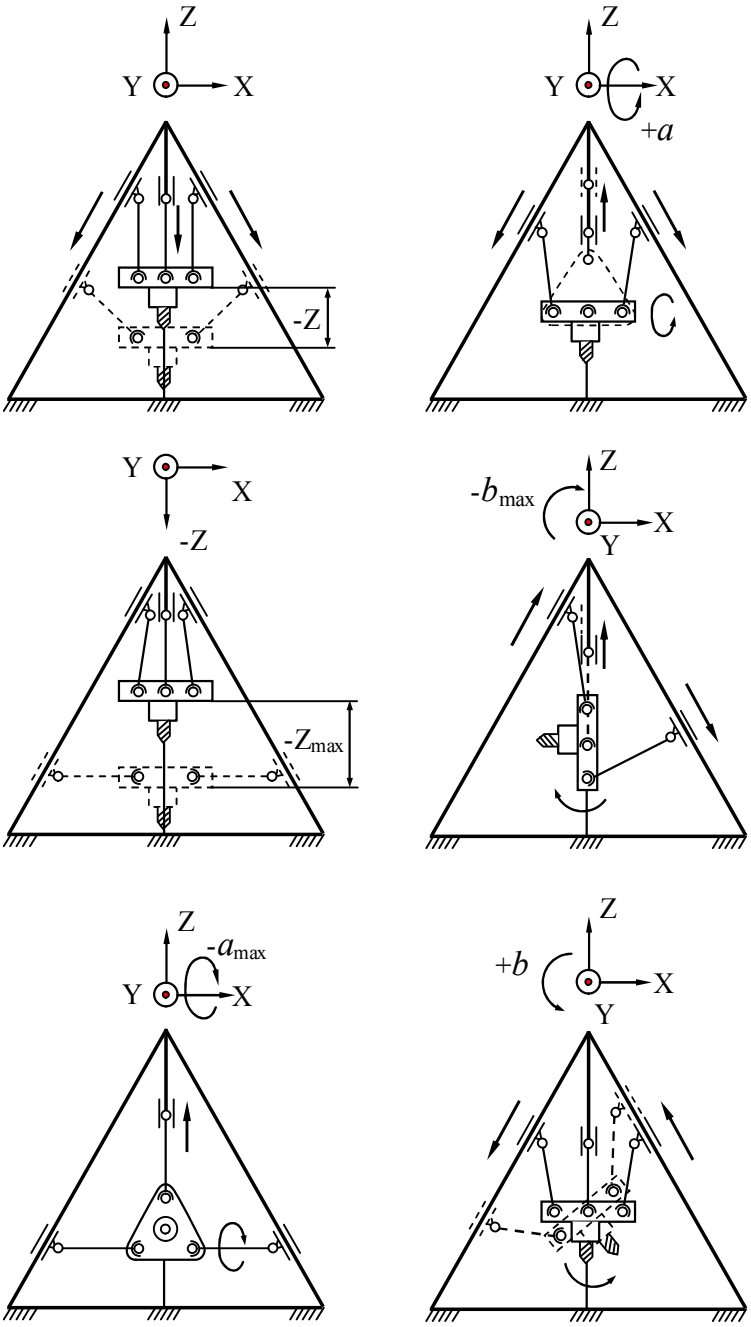


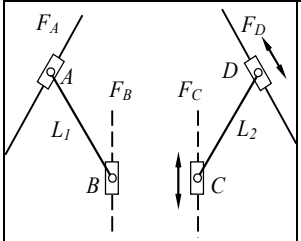
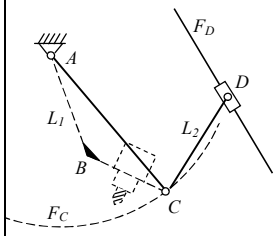
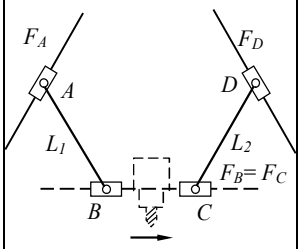
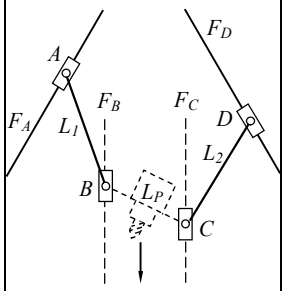
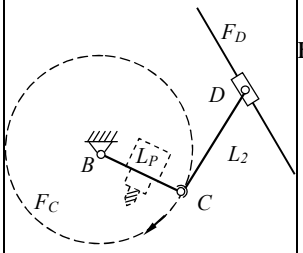
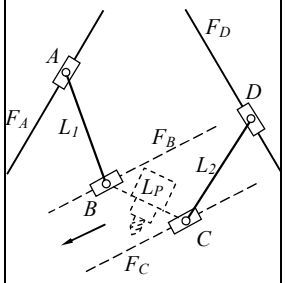
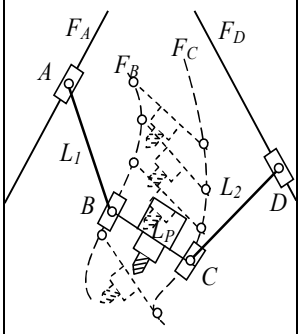
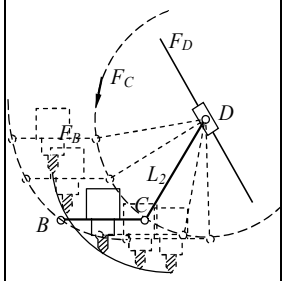
Рис. 2.54. Основні технологічні рухи керованими координатами багатокоординатного свердлильно-фрезерного верстата підвищеної жорсткості

В процесі комп'ютерного моделювання переміщень багато ланкового механізму необхідно визначити положення повзунів на напрямних верстату і орієнтацію штанг в світовій системі координат, коли ВО займає потрібне положення у просторі.

Тобто, треба вирішити обернену задачу кінематики. Рівняння замкненого векторного контуру (2.22) в багатоланковому механізмі з двома і більше активними змінними має складний розв’язок. Тому використаємо метод декомпозиції механізму і введемо уявні напрямні F_B, F_C, якими буде рухатись (ковзати) ланка L_P, спираючись власними кінцями на уявні напрямні. Результати розкладання механізму на примітивні вузли за схемами керування (рис. 2.53 і 2.54) наведено в табл. 2.6.

Отримані алгоритми реалізовано в тривимірному графічному середовищі 3DStudioMAX. Вибір програмного середовища обумовлено наявністю гнучкої об’єктно-орієнтованої мови програмування MaxScript суміщеної з графічним простором моделювання.

Таблиця 2.6. Декомпозиція складових формоутворюючих рухів механізму паралельної структури з кутовим розташуванням напрямних

Схема руху виконавчого органу	Взаємозв'язок змінних	Схема руху виконавчого органу	Взаємозв'язок змінних
	керовані змінні: $Z_B = Z_C = t$; визначаються: Z_A, Z_D, X_A, X_D за формулами (2.42), (2.43)		керовані змінні: q_2; сталі величини: Z_A, X_A; $L_P=AC$ визначаються: Z_D, X_D за формулами (2.29).
	керовані змінні: $X_C - X_B = BC$; сталі величини: $BC=L_P$ визначаються: Z_A, Z_D, X_A, X_D за формулами (2.42), (2.43)		керовані змінні: $Z_B = t$; сталі величини: q_5=const $Z_C = \sin q_5 \cdot L_P$; визначаються: Z_A, Z_D, X_A, X_D за формулами (2.26), (2.27)
	керовані змінні: q_5; сталі величини: Z_A, X_A, Z_B, X_B; визначаються: Z_D, X_D за формулами (2.45).		керовані змінні: $Z_B = t$, $X_B = a$; сталі величини: q_5, $Z_C = Z_B + \sin q_5 \cdot L_P$, $X_C = X_B + \cos q_5 \cdot L_P$; визначаються: Z_A, Z_D, X_A, X_D за формулами (2.26), (2.27)
	керовані змінні: Z_B, X_B, q_5 пасивні змінні: $Z_C = Z_B + \sin q_5 \cdot L_P$, $X_C = X_B + \cos q_5 \cdot L_P$; визначаються: Z_A, Z_D, X_A, X_D за формулами (2.42), (2.43)		керовані змінні: q_4; сталі величини: Z_D, X_D, $Z_C = Z_B$, $q_5 = 0$; визначаються: Z_A, Z_D, X_A, X_D за формулами (2.42), (2.43) з підстановкою $a = X_B = \cos q_4 \cdot L_2 + L_P$ $t = Z_B = \sin q_4 \cdot L_2$

РОЗДІЛ 3. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ЦІЛЬОВІ МЕХАНІЗМИ ВЕРСТАТІВ-АВТОМАТІВ ТА ВЕРСТАТІВ З ЧПК

3.1. Типи цільових механізмів і виконувані ними функції

У будь-якому автоматизованому верстаті, що представляє самокеровану робочу машину, крім рухових і передаточних механізмів є виконавчі механізми, що виконують робочі і допоміжні рухи, передбачені циклом роботи верстата, а також функції керування узгодженням цих рухів і виконання їх за заданими законами. Ці механізми, типові для різного технологічного устаткування і призначені для виконання окремих елементів технологічного процесу і окремих рухів робочого циклу, прийнято називати ***цільовими***.

Розбиваючи всі різноманітні виконавчі механізми за їхнім цільовим призначенням, можна знайти загальні принципи їхнього конструювання і тим самим полегшити їх вибір при проектуванні автоматів і машин різного призначення.

Однак при розбитті виконавчих механізмів на окремі цільові механізми не слід їх цілком ізольовувати один від одного, тому що нерідко складність конструктивного рішення цільових механізмів залежить не стільки від самого механізму, що забезпечує виконання даної операції, скільки від необхідності зв'язувати дію цього механізму з діями інших цільових механізмів у часі і просторі. Наприклад, подача і затиск заготовки, поворот і фіксація робочого органа, зміна і закріплення інструмента, що ріже, і т.п.

Цільові механізми за функціями, що виконують, можуть бути розділені на механізми, що здійснюють:

а) тільки допоміжні рухи;

б) як допоміжні, так і робочі рухи.

Виходячи з цього, цільові механізми можна розбити на дві групи:

1) цільові механізми робочих ходів;

2) цільові механізми холостих ходів.

До цільових механізмів робочих ходів відносяться: супорти, силові головки, різьбонарізні пінолі, додаткові пристрої, що розширюють технологічні можливості верстатів, силові столи, шпиндельні барабани та ін. *До цільових механізмів холостих ходів* відносяться: механізми живлення (завантаження), автоматичного затиску заготовок, ріжучих інструментів, робочих органів, транспортні, поворотно-фіксуючі, автоматичного маніпулювання об'єктами й ін. механізми.

У загальному циклі роботи будь-якого автомата чи верстата з ЧПК важливе значення мають допоміжні рухи, що впливають на продуктивність верстата, а в загальному балансі точності і жорсткості – похибки і пружні переміщення поверхонь і стиків, що впливають на точність і стійкість обробки.

Механізми і пристрої, що виконують допоміжні рухи і беруть участь у процесі різання, входять у замкнуту динамічну систему верстата, наприклад, затискні механізми, і впливають на його динамічну жорсткість і стійкість.

Механізми і пристрої, що виконують лише допоміжні рухи і не беруть участь у процесі різання, не входять у замкнуту динамічну систему верстата і не здійснюють впливу на динамічну жорсткість і стійкість. До них з погляду підвищення продуктивності і точності обробки пред'являються дві суперечливі вимоги: швидкодія і точність.

Для одержання необхідної точності і продуктивності формоутворення в технологічній системі верстата повинен забезпечуватися координатний зв'язок його елементів і зберігатися їх задане положення при різних збурюваннях. Для збереження заданого положення елементів у системі координат верстата XYZ (рис. 3.1) служать затискні механізми, пристрої і пристосування, що при визначеному законі формоутворення фіксують заданий зв'язок у вигляді вектора ρ між заготовкою-деталю (із системою координат ХдYдZд) і інструментом (з системою координат XiYiZi), що розташовані на рухомих (чи один з них на нерухомих) робочих органах зі змінюваними (чи змінюваною) системами координат, відповідно $X_1Y_1Z_1$ і $X_2Y_2Z_2$.

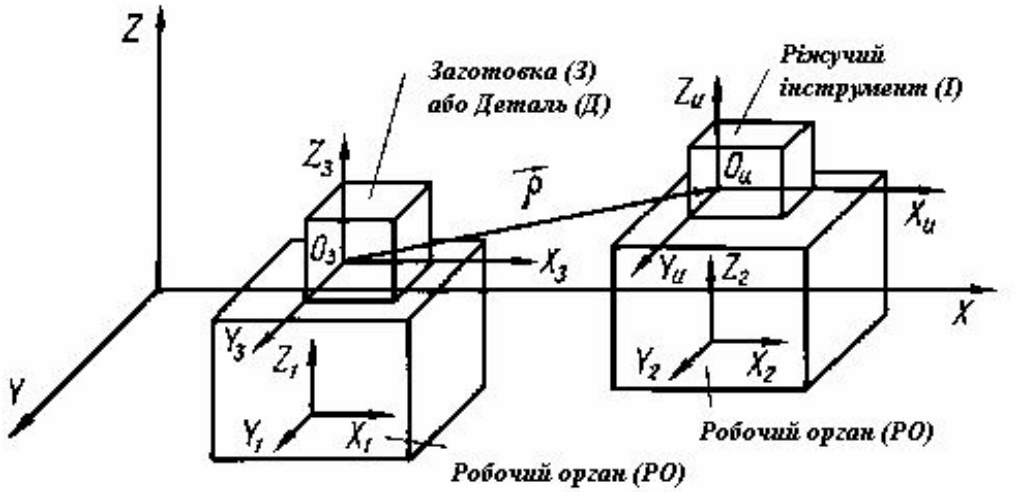


Рис. 3.1. Координатний зв'язок основних елементів в технологічній системі металорізального верстата

В усіх випадках допоміжні рухи, виконувані різними цільовими механізмами, зв'язаними з переміщенням (поворотом) якогось об'єкта (заготовки, робочого органа, інструмента) з одного положення в інше, установкою чи базуванням його на упорі або без упора; закріпленням (фіксацією) положення таким чином, щоб при дії зовнішніх збурювань його стан не змінювався.

Таким чином, допоміжні рухи автоматичного маніпулювання об'єктом виконуються за типовим циклом: зняття натягу (розтиск, росфіксація) – переміщення об'єкта з одного положення в інше (пересування, поворот, подача) – установка (базування) – створення натягу (затиск, фіксація) – участь у робочому процесі (різанні).

Об'єкти закріплення в автоматах і верстатах із ЧПК піддаються

зовнішнім збурюванням $f_i(t)$ і відповідно впливам $f_1(t)...f_4(t)$ за циклом від різних цільових механізмів (рис. 3.2): переміщення $f_1(t)$, установки $f_2(t)$, натягу $f_3(t)$ і робочого процесу $f_4(t)$, що в кінцевому підсумку визначає ефективність виконаної корисної роботи, наприклад, підвищення точності і продуктивності формоутворення.

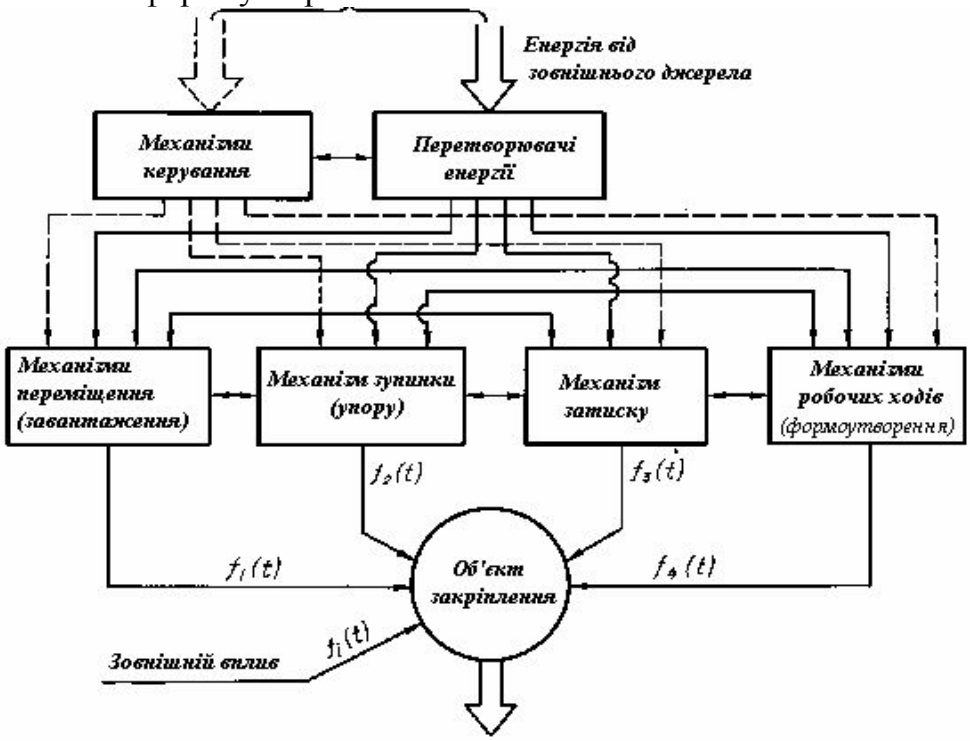


Рис. 3.2. Узагальнена структура взаємодії цільових механізмів автоматизованого верстата з об'єктом маніпулювання

Розглянемо 2 приклади взаємодії різних цільових механізмів за типовим циклом, де при виконанні різних функцій подібними є такти циклу (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 Порівняння циклів роботи різних цільових механізмів токарно-револьверного автомата

№ такту	Приклад 1	Приклад 2	Збурення за рис. 3.2
	Механізми подачі, упора і затиску прутка (П)	Револьверна головка (РГ) з поворотно-фіксуючими механізмами	
1	Розтиск П	Розфіксація РГ	$f_3(t)$
2	Подача П	Поворот РГ	$f_1(t)$
3	Упор П	Зупинка РГ	$f_2(t)$
4	Затиск П	Фіксація РГ	$f_3(t)$
5	Обробка П (різання)	Подача РГ (різання)	$f_4(t)$

Якщо у верстатах-автоматах функції жорсткого керування циклом виконують кулачкові механізми, які можна віднести до цільових, то у верстатах з ЧПК і верстатних комплексах ці функції передані системі ЧПК, що крім забезпечення заданих величин і швидкостей переміщень забезпечує погодженість роботи різних цільових механізмів за заданою програмою (рис. 3.3).

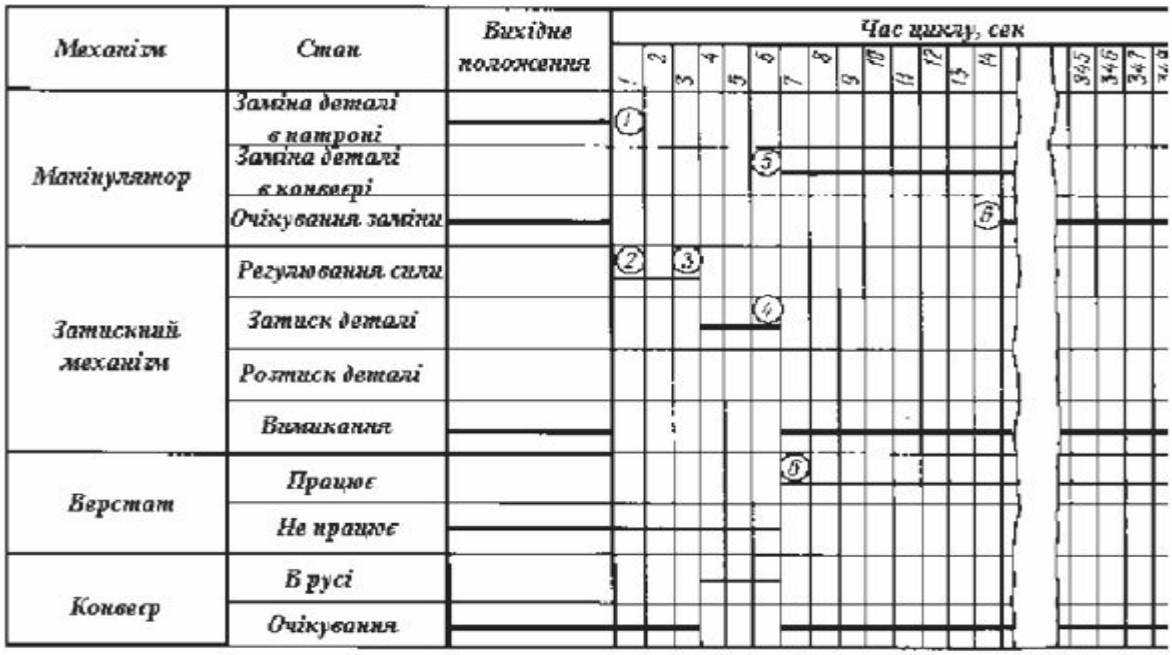


Рис. 3.3. Циклограма робочого процесу верстатного модуля технологічної лінії, де в колах цифрами позначені наступні сигнали: 1 – наявності оброблюваної деталі; 2 – вмикання затискного механізма; 3 – досягнення попередньо заданої сили; 4 – вимкнення затискного механізма; 5 – відходу маніпулятора і вмикання верстата; 6 – перемикання на заміну деталі в конвеєрі; 7 – зупинки верстата і вмикання маніпуляторя; 8 – вмикання затискного механізма; 9 – розтиску (вивільнення) деталі; 10 – вимкнення затискного механізма; 11 – заміни деталі

3.2. Загальні умови передачі сил і моментів у механізмах

Любий механізм (рис 3.4,а,б) у процесі роботи має вхід у вигляді кінематичної ($V_{ВХ}$, $V_{ВИХ}$) і силовий (P, $M_{дв}$) характеристик і вихід ($V_{ВИХ}$, $\omega_{ВИХ}$, Q, Mc), причому на вході у ведучі ланки швидкості ($V_{ВХ}$, $\omega_{вх}$) і навантаження (P, $M_{дв}$) у напрямку швидкості переміщень збігаються, а на виході у веденої ланки швидкості і навантаження протилежні за напрямком.

При відносному русі ланок між ними виникають сили тертя. У будь-якому спряженні ланок К (рис. 3.4, в) нормальна складова R_K сили реакції визначається геометричною сумою сил реакції, викликаних всіма силами на напрямок загальної рівнодіючої. В залежності від схеми навантаження проекції цих сил можуть збігатися за напрямком, або мати різні напрямки.

Сили інерції, ваги і пружності ланок можуть умовно розглядатися як додаткові сили опору T, приведені до вихода протилежно Vвих.

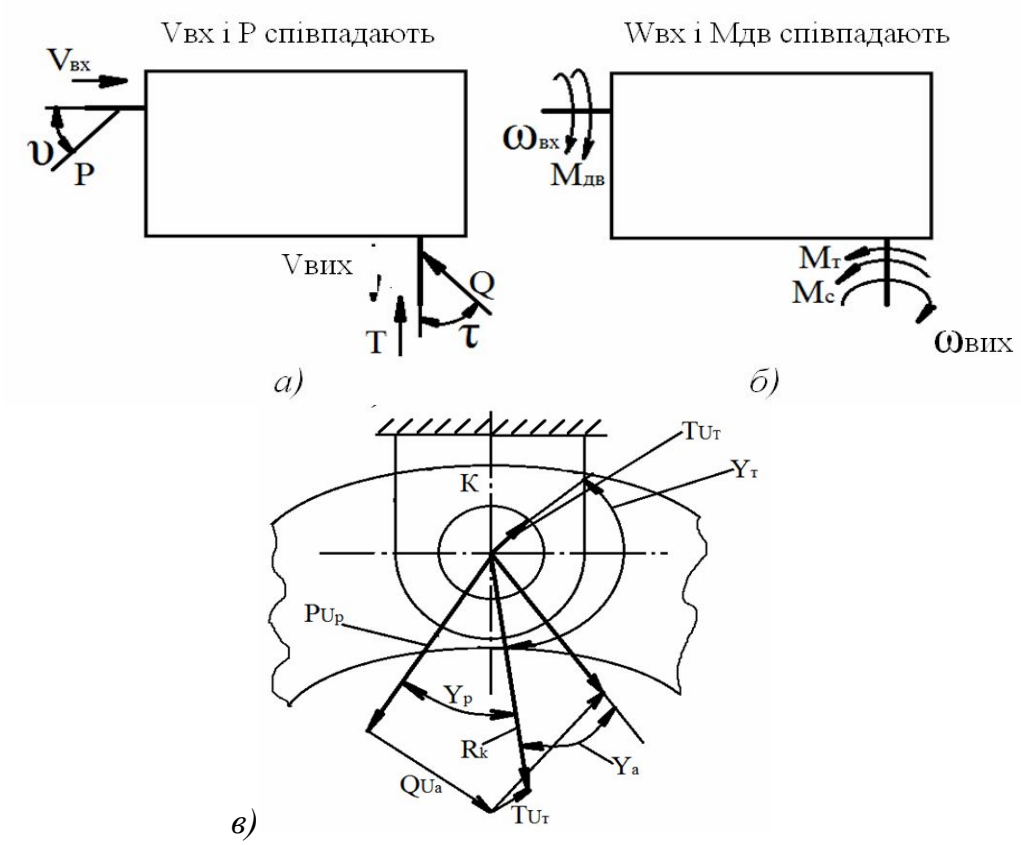


Рис. 3.4. Схеми навантаження механізмів: $v_{âõ}$ і $v_{âèõ}$ – швидкості точок на вході і виході механізму; $\omega_{вх}$ і $\omega_{вих}$ – кутові швидкості ланок на вході і виході механізму; ϑ – кут між напрямками сили P і швидкості $v_{âõ}$ точки її прикладення; τ – гострий кут між напрямками сили Q і швидкості $v_{вих}$ точки її прикладення

У рухомих сполученнях ланок можуть виникати додаткові сили реакції $F_к$, що залежать від якості зборки і жорсткості ланок.

Тоді

$$R_k = \pm\alpha_k P \pm \beta_k Q \pm \gamma_k T + F_k, \tag{3.1}$$

де α_k, β_k, γ_k – коефіцієнти, що можуть бути отримані методами кінетостатики.

Рівняння потужності механізму в розглянутий момент часу:

$$N_{дв} = N_c + N_{тр.н} + N_{тр.хх} \pm N_{вес} \pm N_{ін} \pm N_{упр}, \tag{3.2}$$

де $N_{дв} = P\cos\vartheta V_{вх}$ – потужність, що витрачається рушійною силою; $N_c = Q\cos\tau V_{вих}$ (або $M_c\omega_{вих}$) – потужність на подолання сили опору Q (чи моменту опору Mc); $N_{тр.н} = \sum(\pm\alpha_k P \pm \beta_k Q)\mu_k V_k$ – потужність на подолання сил тертя при навантаженні силами P и Q і швидкості V_K відносного руху в спряженні К при коефіцієнті тертя $\mu_к$; $N_{тр.хх} = \sum(\pm\gamma_k T + F_k)\mu_k V_k$ – потужність холостого ходу при подоланні сил тертя; $\alpha_к$, $\beta_к$, $\gamma_к$ – коефіцієнти при силах P, Q і T, обумовлені проекціями сил; $N_{вес}$, $N_{ІН}$, $N_{упр}$ – потужності на подолання

сил ваги, інерції і пружності ланок.

Відповідно до визначення Т: $TV_{вих} = \pm N_{вес} \pm N_{ін} \pm N_{упр}$.

Після підстановки в рівняння (3.2) всіх складових і перетворення одержимо загальний вираз для рушійної сили:

$$P = \frac{T + \sum\left(\pm\gamma_k T + F_k\right)\frac{\mu_k}{U_k}}{\frac{\cos\vartheta}{U}\quad\sum\frac{\alpha_k\mu_k}{U_k}} + Q\frac{\cos\tau \pm \sum\frac{\beta_k\mu_k}{U_k}}{\frac{\cos\vartheta}{U}\quad\sum\frac{\alpha_k\mu_k}{U_k}}, \tag{3.3}$$

де $U = \frac{V_{вих}}{V_{вх}}$ – передаточне відношення механізму; $U_k = \frac{V_{вих}}{V_k}$ – відношення швидкостей у спряженні К.

При холостому ході механізму сила опору Q=0.

Працездатність механізму можна визначати за основною силовою характеристикою – **коефіцієнту передачі сил** (чи моментів), що є відношенням вхідного навантаження до вихідного:

$$\varepsilon = \frac{P}{Q} \tag{3.4}$$

або

$$\varepsilon = \frac{M_{дв}}{M_c}. \tag{3.5}$$

У ряді випадків доцільно використовувати поняття коефіцієнт підсилення, що рівний зворотній величині коефіцієнта передачі:

$$K_y = \frac{1}{\varepsilon} = \frac{Q}{P} \quad (\text{ або } \frac{M_c}{M_{дв}}\ ) \tag{3.6}$$

Для механізму, що поступально переміщується миттєвий К. К. Д. дорівнює

$$= \frac{N_c}{N_{дв}} = \frac{Q\cos\tau V_{вих}}{P\cos\vartheta V_{вх}} = \frac{U}{\varepsilon}\cdot\frac{\cos\tau}{\cos\vartheta} = K_y U\frac{\cos\tau}{\cos\vartheta}, \tag{3.7}$$

а для механізму поворотної дії:

$$= \frac{M_c\omega_{вих}}{M_{дв}\omega_{вх}} = \frac{U}{\varepsilon} = K_y U, \tag{3.8}$$

Отже, найважливішими характеристиками механічних перетворювачів є: кінематичне передаточне відношення U – відношення швидкостей веденої ланки до ведучої; коефіцієнт передачі сил ε – відношення рушійної сили, прикладеної до ведучої ланки, до сили опору віденої ланки; коефіцієнт підсилення $K_y=1/\varepsilon$; ККД; умови самогальмування; жорсткість, компактність і технологічність конструкції.

Коефіцієнт підсилення K_O, що відповідає випадку відсутності тертя в механізмі, дорівнює зворотній величині кінематичного передаточнго відношення U; ККД передачі $\eta=K_y/K_O$. При послідовному з'єднанні простих передаточних механізмів загальні коефіцієнти підсилення і ККД дорівнюють добуткам відповідних коефіцієнтів простих механізмів.

3.3. Передача сил у механізмах поступальної дії

Коли не враховуються сили інерції, ваги і пружності ланок, додаткові сили тертя, що залежать від якості зборки механізму, а також коли рух ведучої і веденої ланок є поступальним, коефіцієнт передачі сил при T=0, F_K=0 буде

$$\varepsilon = \frac{P}{Q} = \frac{\cos\tau \pm \sum \frac{\beta_k \mu_k}{U_k}}{\frac{\cos\vartheta}{U} \quad \sum \frac{\alpha_k \mu_k}{U_k}}, \tag{3.9}$$

де P – рушійна сила, прикладена до ведучої ланки; Q – сила опору, прикладена до веденої ланки; ϑ – кут між напрямком сили P и швидкістю V_{BX} точки її додатка; τ – кут між напрямками сили Q і швидкості $V_{ВИХ}$ точки її прикладення; $И = \frac{V_{вих}}{V_{вх}}$ – кінематичне передаточное відношення механізму; $И_к = \frac{V_{вих}}{V_к}$ – відношення швидкості $V_{ВИХ}$ до швидкості V_K відносного руху ланок в k-тому спряженні; α_k, β_k –коефіцієнти відповідно при силах P и Q, що визначають проекції сил реакції на напрямок рівнодіючої в рухомому k-тому спряженні; μ_k– коефіцієнт тертя в k–тому спряженні.

Коефіцієнт тертя залежить від багатьох факторів; найбільше точно враховують реальні умови роботи коефіцієнти тертя, отримані на основі результатів дослідів визначеного типу механізму. Якщо сила P навантажує рухомі спряження ланок, то в знаменнику рівняння (3.9) приймають знак «мінус», а якщо розвантажує – знак «плюс». У чисельнику приймають знак «плюс», якщо сила Q навантажує, і знак «мінус», якщо вона розвантажує рухомі спряження ланок. При наявності знака «мінус» у знаменнику і при визначених значеннях параметрів механізму знаменник може виявитися рівним нулю, а величина P – рівна нескінченності. У цьому випадку відбудеться заклинювання.

Небезпечними у відношенні заклинювання є ті механізми, у яких сили тертя викликаються силою P. Це пояснюється тим, що сила P, будучи рушійною, залежить від сили тертя, а з іншого боку, навантажуючи рухомі спряження, сама викликає тертя. Тому при визначених критичних параметрах механізму, внаслідок зростання сил тертя, зростає сила P, що викликає ріст сил тертя і т.д., виникає «лавинний» процес зростання діючих навантажень, і відбувається заклинювання. Для зменшення сил тертя рекомендується так вибирати схему навантаження механізму, щоб рухомі спряження були розвантажені від дії рушійної сили, а навантажувалися тільки силою опору, що долається, а інколи і додатковою силою розвантаження. У цих випадках у знаменнику рівняння (3.9) буде знак «плюс». Якщо в конструкції механізму забезпечити умови, що виключають можливість зхоплювання поверхонь, що труться, механізму то такі механізми не будуть заклинювати. Зменшення сил тертя а отже, збільшення ККД механізму може бути досягнуте також

зменшенням швидкостей V_K відносного руху ланок у спряженнях.

Для підтвердження вищевикладених розумінь на прикладі повзуна розглянемо 2 випадки:

I – опори навантажуються рушійною силою P (рис. 3.5, а);

II – опори навантажуються силою опору Q (рис. 3.5, б).

Розглянемо рівновагу повзуна для випадку I, склавши 3 рівняння рівноваги (рис. 3.5, а):

$$P-(R_1+R_2)\mu-Q=0$$

$$R_1 l+R_1\mu d+Q\frac{d}{2}-P\left(a+\frac{d}{2}\right)=0$$

$$R_2 l+P\left(\frac{d}{2}-a\right)-Q\frac{d}{2}-R_2\mu d=0$$

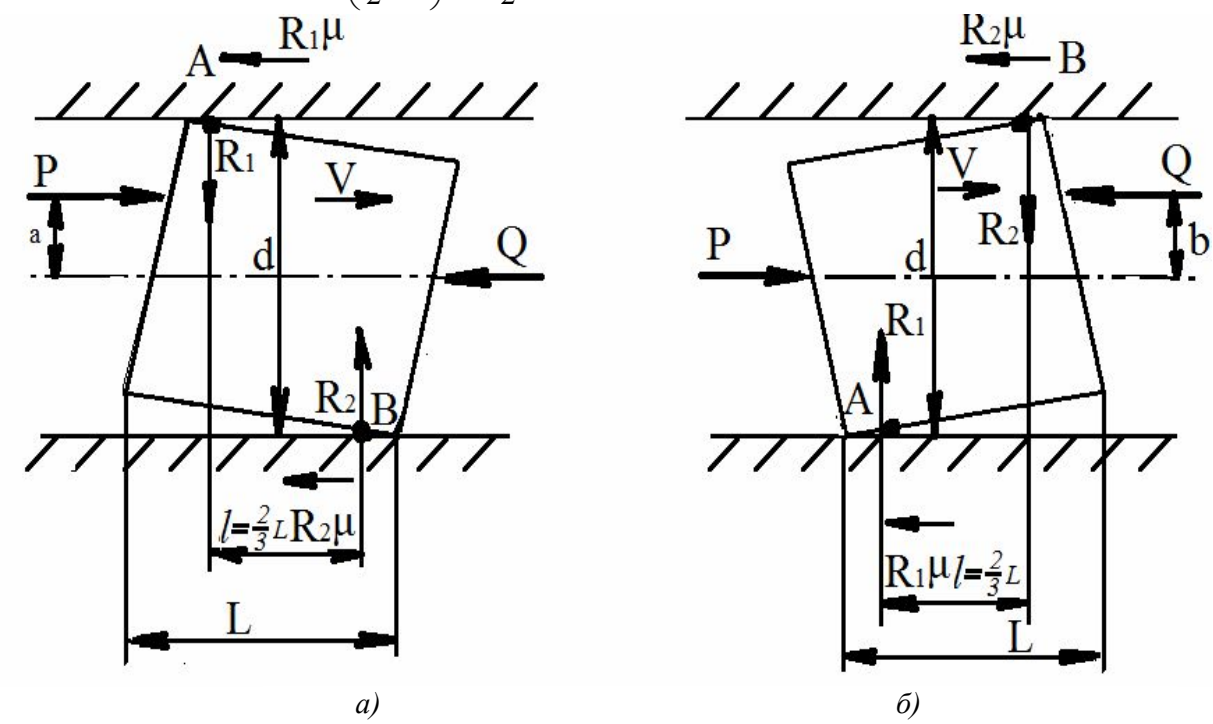


Рис. 3.5. Розрахункові схеми для визначення коефіцієнта передачі сил у повзуні з різним прикладенням сил P і Q

З другого рівняння знаходимо R_1:

$$R_1(l+\mu d)=P\left(a+\frac{d}{2}\right)-Q\frac{d}{2};\quad R1=\frac{Pa+P\frac{d}{2}-Q\frac{d}{2}}{l+\mu d}=\frac{2Pa-Pd-Qd}{2(l+\mu d)}.$$

З третього рівняння знаходимо R_2:

$$R_2(l-\mu d)=Q\frac{d}{2}-P\left(\frac{d}{2}-a\right);\qquad R2=\frac{Q\frac{d}{2}-P\frac{d}{2}+Pa}{l-\mu d}=\frac{Qd-Pd+2Pa}{2(l-\mu d)}.$$

Підставляємо значення R_1 і R_2 у перше рівняння:

$$P-\left[\frac{2Pa-Pd-Qd}{2(l+\mu d)}+\frac{Qd-Pd+2Pa}{2(l-\mu d)}\right]\mu-Q=0$$

Після перетворення одержимо:

$$\varepsilon=\frac{P}{Q}=\frac{1}{1-2\mu\dfrac{a}{l}}. \qquad (3.10)$$

Аналіз формули (3.10) показує, що ε=∞ (повзун у I випадку заклинює) при $1+2\mu\frac{a}{l}=0$, у той час, як у II випадку повзун не заклинює (ε за формулою (3.11) не прагне до ∞) (рис. 3.6).

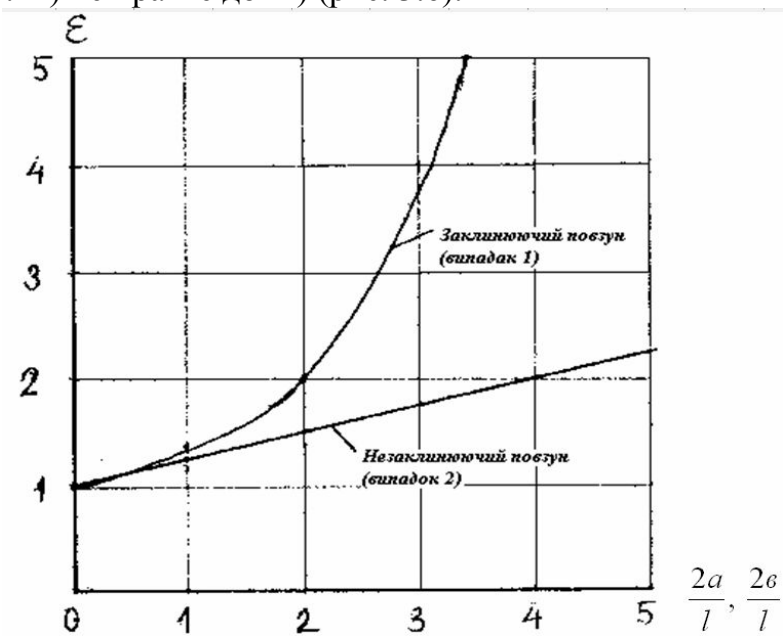


Рис. 3.6. Залежності коефіцієнта передачі сил від співвідношень розміру повзуна для двох випадків (рис. 3.5) при μ =0,25

Аналогічно розглянемо рівновагу повзуна для випадку II, склавши 3 рівняння рівноваги (рис. 3.5, б):

$$\begin{cases}\sum P=0\\ \sum M_B=0\\ \sum M_A=0\end{cases} \qquad \begin{aligned}&P-(R_1+R_2)\mu-Q=0\\ &P\frac{d}{2}-Q\left(\frac{d}{2}-b\right)-R_1l-R_1\mu d=0\\ &-P\frac{d}{2}+Q\left(b+\frac{d}{2}\right)+R_2\mu d-R_2l=0\end{aligned}$$

Після рішення одержимо:

$$\varepsilon=\frac{P}{Q}=1+2\mu\frac{b}{l}. \qquad (3.11)$$

Отже, у випадку I опори навантажуються рушійною силою P, а у випадку II – силою опору Q. У випадку I ε=∞, тобто, система заклинює при $2\mu\frac{a}{l}\geq 1$.

3.4. Передача сил і моментів у механізмах поворотної дії

Розглянемо на прикладі важільних механізмів (рис. 3.7). Для загальної схеми навантаження (рис. 3.7, а), проектуючи сили на лінію, спрямовану вздовж рівнодіючих сил P и Q, одержимо $R = P\cos\gamma + Q\cos\delta$.

У даному випадку α=cosγ, β=cosδ; $U = \frac{Vвви}{Vвв} = \frac{b}{a}$; $Uк = \frac{Vвви}{Vк} = \frac{b}{r}$;

де r – радіус шарніра важеля.

Так, як опору навантажують обидві сили P и Q, то відповідно до рівняння (3.9) після підстановки відомих величин:

$$\varepsilon = \frac{\cos\tau + \mu\cos\delta\frac{r}{b}}{\cos\vartheta\frac{a}{b} - \mu\frac{r}{b}\cos\gamma}. \qquad (3.12)$$

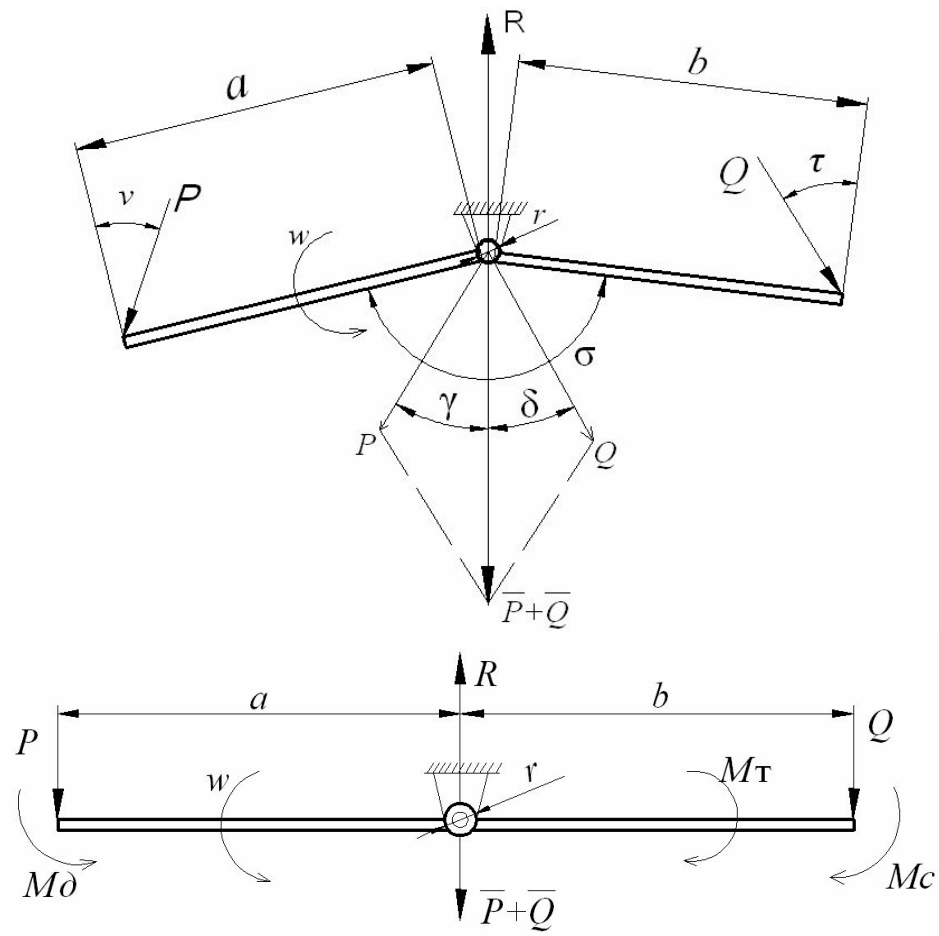


Рис. 3.7. Схеми навантаження важільних передач

Для спрощеної схеми навантаження (рис. 3.7, б), тобто для часткового випадку (ξ=180, V=τ=0), розглянемо рівновагу важіля, склавши рівняння моментів ΣM(0)=0:

$$Mд–Mc–Mm=0,$$

де $M_д=Pa$; $Mc=Q·b$; $Mm=R\mu r$; $R=P+Q$.

Після підстановки одержимо:

$$Pa-Qb-(P+Q)\mu r=0,$$

$$P(a-\mu r)-Q(b+\mu r)=0.$$

Звідси: $$\varepsilon=\frac{P}{Q}=\frac{b+\mu r}{a-\mu r}=\frac{\frac{b}{a}+\mu\frac{r}{a}}{1-\mu\frac{r}{a}}. \qquad (3.13)$$

Механізм може заклинити при $\varepsilon\to\infty$, тобто при $1-\mu\frac{r}{a}\le 0$ або $\mu\frac{r}{a}\ge 1$ (прискорююча передача).

3.5. Сили тертя в напрямних

Величина сил тертя при русі деталей механізму в напрямних залежить від значень коефіцієнтів тертя $\mu_н$, схем навантаження – розташування діючих сил, а також від конструкції і розмірів напрямних.

Коефіцієнт тертя $\mu_н$ залежить від багатьох факторів: фізичних властивостей матеріалів, шорсткості поверхонь, що труться, якості змащування, величин питомих тисків, швидкості відносного руху, ступені забруднення середовища, температури та ін.

Режим роботи напрямних характеризується рівнянням:

$$\lambda=\frac{\mu_b V}{p}, \qquad (3.14)$$

де μ_b – коефіцієнт динамічної в'язкості мастила; V – швидкість ковзання; p – питомий тиск.

Сила тертя в напрямних:

$$F=\mu_H\left(\sum N+p_0 S\right), \qquad (3.15)$$

де S – площа направляючих, см^2; p_0 – питомий нормальний тиск від прилипання; для чавунних направляючих po=0.22–0.25 кг/см^2 або 22–25 кН/м^2.

Порівняно мале тертя дають направляючі кочення, що дозволяє забезпечити рівномірність (без стрибків) повільних переміщень і чутливість точних переміщень робочих органів.

Для обліку схем навантаження користаються так званими ***приведеними коефіцієнтами тертя*** $\mu_{пр}=tg\varphi_{пр}$, тобто відношенням сумарної сили тертя до суми проекцій активних сил на нормаль до напрямних, розглядаючи при цьому рівняння рівноваги системи. Кут $\varphi_{пр}$, називають ***приведеним кутом тертя.***

Розглянемо узагальнену схему (рис. 3.8, а) для визначення $\mu_{пр}$ у напрямних повзуна, де плечі *p* і *c* для сил *Q* і P взяті з знаком "плюс", а кут τ – з знаком "мінус".

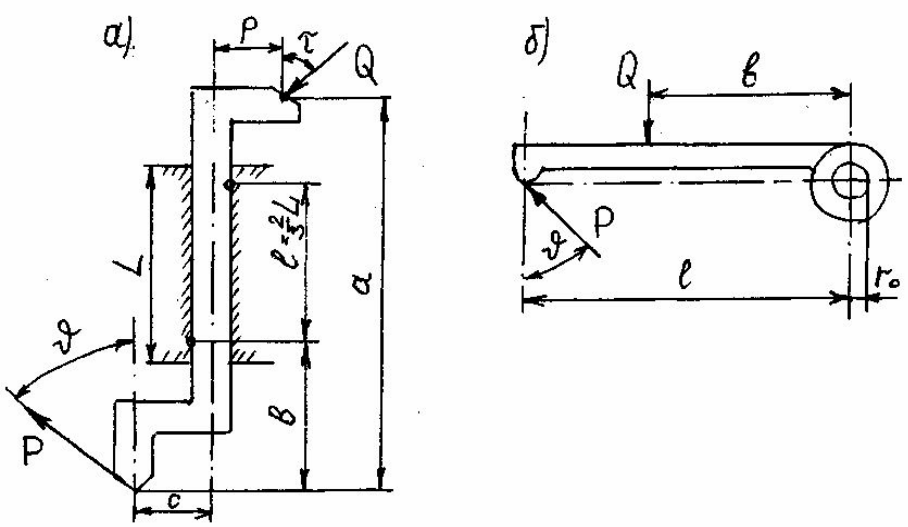


Рис. 3.8. Схеми для розрахунку приведеного коефіцієнта тертя в напрямних повзуна (а) і на осі важіля (б)

Тоді:

$$\mu_{пр} = \frac{\dfrac{l - d\mu н}{2} + b + \dfrac{p + c - atg\tau}{tg\vartheta + tg\tau}}{\dfrac{l}{2\mu н} - c + \dfrac{p + c - atg\tau}{1 + \dfrac{tg\tau}{tg\vartheta}}}. \qquad (3.16)$$

Точки прикладення реакцій (по довжині) визначаються величиною зазорів і характером розподілу тиску між повзуном і напрямними. Звичайно при розрахунках приймають, що жорсткість повзуна і тіла направляючих більше жорсткості їхніх поверхневих шарів, а тиски в напрямних розподіляються за законом трикутника. Якщо знехтувати впливом зазорів, то відстані між реакціями – центрами ваги трикутників $1 = \frac{2}{3}L$, де L – загальна довжина напрямних. При великих зазорах інколи вважають, що сили реакції опор зосереджені по краях напрямних.

Для окремих випадків $\mu_{пр}$ може бути отримане з рівняння (3.16) при відсутності плеч сил або кутів їхнього прикладення. Наприклад, для випадку τ=0 (Q паралельна осі повзуна), розташування повзуна по одну сторону від точки прикладення рушійної сили P і p=c=0 приведений коефіцієнт тертя буде:

$$\mu_{пр} = \mu_н \left(1 + \frac{2b}{l} - \frac{\mu_н d}{l}\right). \qquad (3.17)$$

У випадку складного просторового навантаження напрямних для знаходження сил реакцій складають рівняння моментів і сил щодо трьох взаємно перпендикулярних осей координат, а статичну невизначеність усувають додатковими рівняннями контактної жорсткості. Для схеми

(рис. 3.8,б) приведений коефіцієнт тертя на осі важіля дорівнює:

$$\mu_{пр} = \mu_H \frac{r_0}{l}\sqrt{1+\left(\frac{l}{b}-1\right)^2 ctg^2\vartheta}. \tag{3.18}$$

В окремому випадку при b=1:

$$\mu_{пр} = \mu_H \frac{r_0}{l}. \tag{3.19}$$

Зменшення втрат на тертя досягається раціональною побудовою схем механізмів:

- виконанням мінімальної кількості ланок;
- зменшенням навантажень, що діють у кінематичних парах (вибір відповідного напрямку силового потоку, розвантаження зв'язків – зрівноважування, заміна тертя ковзання на тертя кочення; підбір матеріалів поверхонь, що труться; гарне змащення; застосування самоустановлювальних елементів, що здійснюють кромковий тиск; усунення пасивних зв'язків (рис. 3.9);
- зменшення швидкості відносного руху пар, що труться.

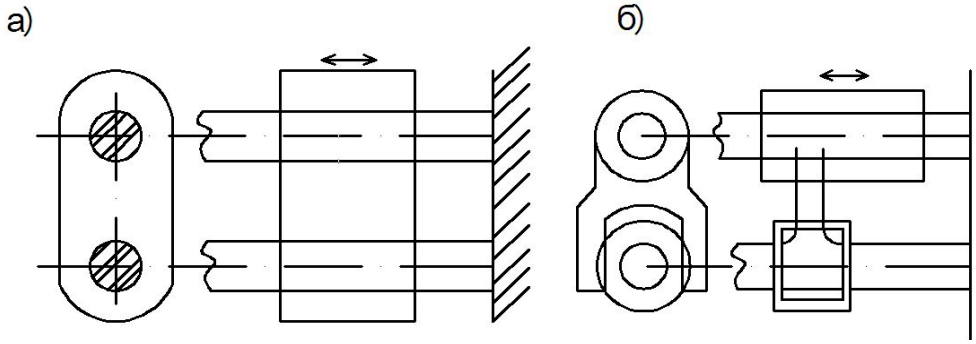


Рис. 3.9. Повзун з пасивними зв'язками (а) і без них (б)

Для зменшення кромкових тисків у шарнірах передач раціонально застосовувати кулькові шарнірні підшипники.

Зменшення сил тертя і зносу напрямних може бути досягнуте за рахунок розвантажувальних пристроїв (рис. 3.10) з елементами кочення, на які навантаження передається через пружини (рис. 3.10, а), або передачею направляючої складової рушійної сили через ролик, шарнірно зв'язаний з повзуном (рис. 3.10, б).

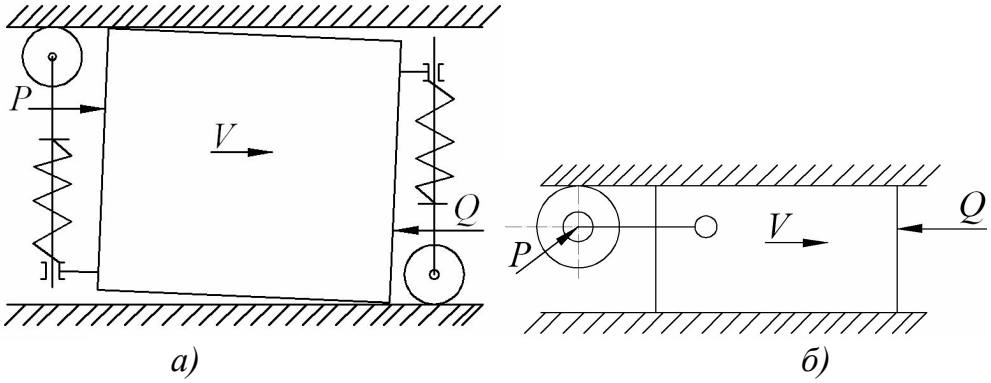


Рис. 3.10. Схеми розвантажувальних пристроїв

3.6. Закони рухів механізмів і їхні характеристики

Під *законами рухів* механізмів розуміють характер зміни переміщень, швидкостей і прискорень у часі t, тобто відповідно залежності:

- для поступальних рухів: S–t, V–t, a –t;
- для обертових рухів: β–t, ω–t, ε–t.

Закони рухів ланок механізмів визначаються схемою, геометричними, кінематичними і динамічними характеристиками, похибками його виготовлення, характеристиками двигуна і діючими навантаженнями.

Для порівняння різних законів руху зручно користатися *безрозмірними коефіцієнтами подібності.* Надалі будемо розглядати в основному прямолінійний поступальний рух.

Так, коефіцієнт відносного часу

$$K = \frac{t}{T},$$

де t – поточне значення часу; T – час, що відповідає загальному переміщенню S_0 веденої ланки при поступальному русі.

У будь-який момент часу переміщення, швидкість і прискорення знаходяться за формулами:

$$S = K_S S_0; \qquad V = K_V \frac{S_0}{T}; \qquad a = K_a \frac{S_0}{T^2},$$

де K_s, K_v, K_a – безрозмірні коефіцієнти відповідно переміщення, швидкості і прискорення.

Потужність, необхідна для зміни швидкості руху ланки, обернено пропорційна третьому ступеню часу переміщення:

$$N = maV = K_N m \frac{S_0^2}{T^3},$$

де $Ka = K_N K_V$ – безрозмірний коефіцієнт потужності; m – приведена маса ланки.

Для будь-якого закону руху найбільший коефіцієнт швидкості:

$$K_{V\max} = \frac{V_{\max}}{\frac{S_0}{T}} = \frac{T}{T_Ц}, \tag{3.20}$$

де $T_ц$ – час, що відповідає відстані між центрами ваги площ графіків прискорень *a(t)* (рис. 3.11).

З рівняння (3.20) випливає, що для всіх законів руху, що складаються тільки з фаз розгону і гальмування, у яких площі графіків прискорення симетричні, $K_{V\max} = 2$. Мінімально можлива величина $K_{V\max} = 1$ відповідає переміщенню з постійною швидкістю по всій довжині ходу ($T_Ц$=T). Однак цей закон руху майже не застосовується, тому що при такому законі виникають двійчі жорсткі удари: у момент початку і закінчення руху.

Порівняємо величини і характер зміни коефіцієнтів K_v, K_a, K_N, для часто застосовуваних законів руху із симетричними графіками швидкостей, що складаються з двох фаз (розгону і гальмування) (рис. 3.12):

1 – постійного прискорення a =const;

2 – косинусоїдної зміни прискорення $a = \cos\left(\frac{\pi t}{T}\right)$;

3 – синусоїдальні зміни прискорення $a = \sin\left(\frac{\pi t}{T}\right)$.

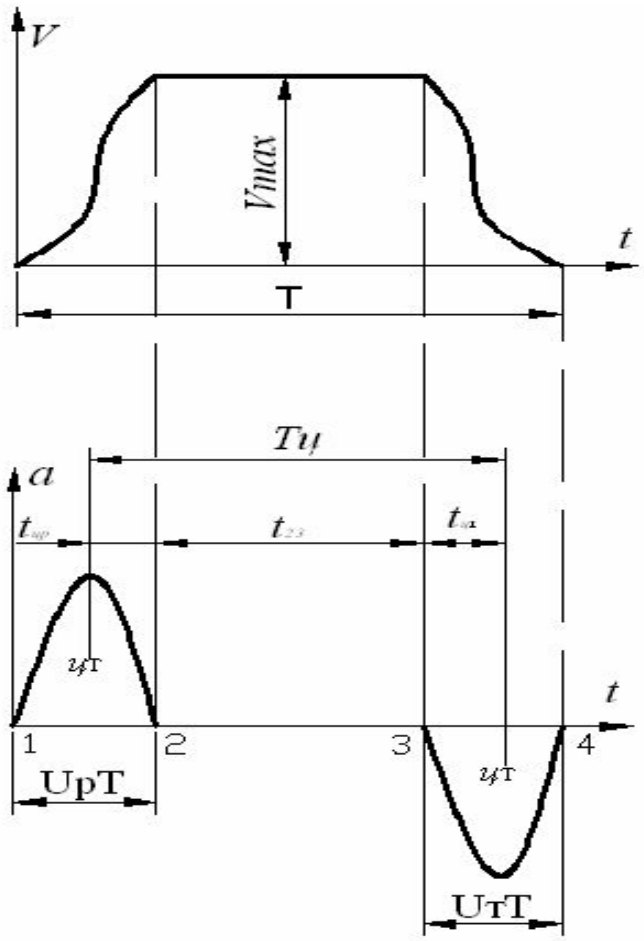


Рис. 3.11. Графіки для визначення K_{vmax} : u_p і u_T – відношення тривалості часу розгону і гальмування до T

Для законів постійного прискорення і синусоїдальної зміни прискорення $K_{V\max} = 2$, для косинусоїдного закону $K_{V\max} = 157$. Для закону a=const коефіцієнт $K_{V\max} = 4$, тобто в чотири рази більше умовної величини прискорення, необхідної для одержання швидкості So/T за час T, оскільки в даному випадку за час 0.5 T потрібно отримати 2So/T.

Для косинусоїдного закону зміни прискорення $K_{V\max} = 4.93$. Для синусоїдального закону зміни прискорення $K_{V\max} = 6.28$. Таким чином, максимальні значення $K_{a\max}$ згаданих вище значень (1–3) рухи відносяться між собою як 1:1,23:1,57. Максимальні значення $K_{N\ \max}$ для вищезгаданих законів відповідно будуть 8; 3,88; 8,15. У такий спосіб при косинусоїдному законі зміни прискорення найбільша величина динамічної потужності для розгону веденої ланки, відповідає 48% синусоїдального закону.

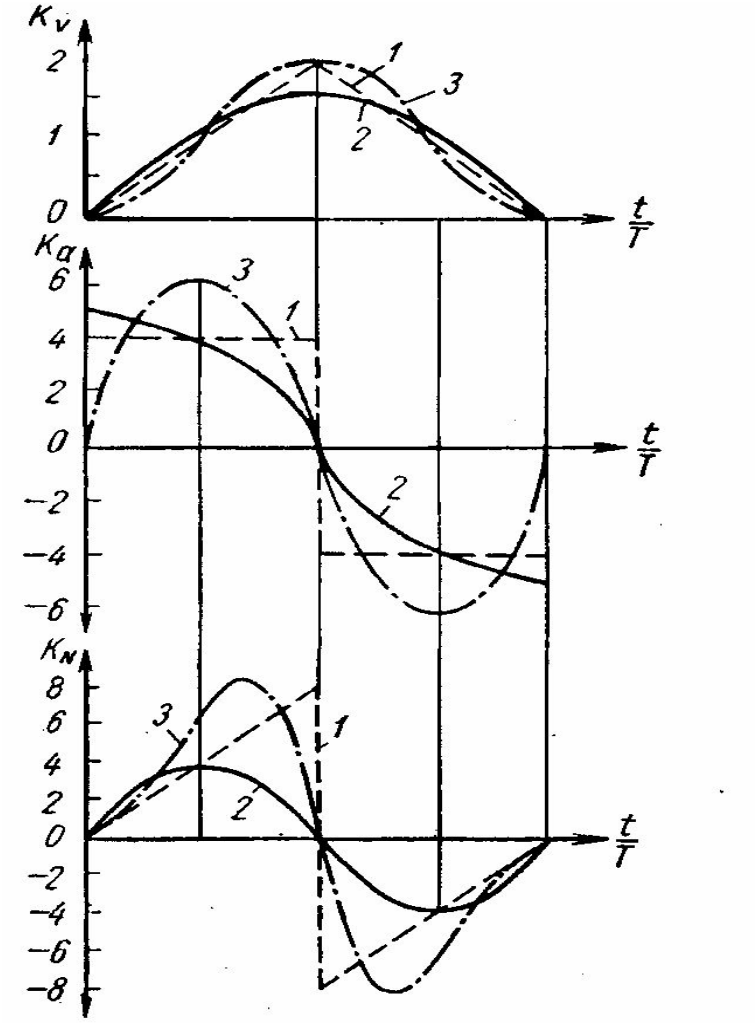


Рис. 3.12. Схеми для порівняння K_v, K_a і K_N законів руху: 1 – постійного прискорення; 2 – косинусоїдного закону зміни прискорення; 3 – синусоїдальні закони зміни прискорення

3.7. Характеристики швидкодії механізмів

Час виконання допоміжних рухів циклу автоматичної роботи верстата залежить від принципу дії, циклу роботи, динамічних характеристик і конструктивних особливостей двигуна і механізмів, а також побудови системи керування. Частотні характеристики механізмів у великій мірі визначають їхню швидкодію.

Швидкодія механізмів (табл. 3.2) залежить від характеристик хвильових процесів, що викликаються джерелом збурення, зокрема від швидкості $V_{ЗВ}$ поширення звуку у відповідному середовищі.

У пневматичних пристроях час поширення повітряної хвилі від розподільника до виконавчого механізму:

$$t_в = \frac{l}{V_{зв.в}}, \tag{3.21}$$

де *l* – довжина трубопроводу; $V_{зв.в} \approx 20\sqrt{T}$ – швидкість звуку в повітрі, м/с;

Т – абсолютна температура.
При Т=273К – $V_{ЗВ.В}$=331 м/с, при Т=290К – $V_{ЗВ.В}$=341 м/с.

Таблиця 3.2. Час спрацьовування типової апаратури керування

Апаратура	Основні параметри	Час спрацьовування, с
Реле: • електронні	Потужність ланцюга 0,001–100 Вт	10^{-6}-10^{-5}
• електромагнітні поляризовані РП і РПБ	Струм – 0,2 А; напруга - 24 В	(3-13)10^{-3}
• проміжне електромагнітне постійного струму ЕП-1	Струм – 5 А; напруга - 110В	0,04
• тиску гідравлічне Г62-2	Контрольований тиск -0,5-6,4Мпа	0,2
Золотники гідравлічні реверсивні з керуванням: -електричним Г73-1	Витрати мастила 8-18 л/хв; Тиск - 12,5 Мпа	0,05
-гідравлічним БГ72-14	Витрати мастила - 20 л/хв; Тиск - 5 Мпа	0,3
-электрогідравлічним Г73-4	Витрати мастила - 70-280 л/хв; Тиск - 12,5 Мпа	1,5
Розподільники повітряні з керуванням: -пневматичним ВУ63-1	Витрати повітря - 80 л/хв;	0,09-0,12
-електропневматичним У64-1	Тиск - 0,2-0,6 Мпа	0,1

У гідравлічних пристроях швидкість звуку в пружній рідині дорівнює швидкості передачі імпульсу тиску і визначається рівнянням:

$$V_{зв.в} = \frac{1}{\sqrt{\rho\left(\frac{1}{E_ж} + \frac{d}{\delta E_T}\right)}}, \qquad (3.22)$$

де Еж – об'ємний модуль пружності рідини (для мінерального масла Еж=1,6·10^3Мпа; ρ – щільність рідини; $E_т$ – модуль пружності матеріалу труби; d і δ – внутрішній діаметр і товщина стінки труби.

Швидкість передачі імпульсу тиску в мінеральному маслі $V_{зв.в}$=1300м/с.

Швидкість поширення пружної деформації (звукових хвиль) вздовж металевого стержня:

$$V_{зв.м} = \sqrt{\frac{E}{P}}, \qquad (3.23)$$

де E – модуль пружності матеріалу; р – щільність матеріалу. Для сталі ($E \approx 2{,}1 \cdot 10$ МПа; $p=8–10^3$ кг/м^3) $V_{3В.В} \approx 5100$ м/с.

З врахуванням безлічі люфтів і контактних стиків кінематичного ланцюга, що передає зусилля, швидкість поширення пружної деформації істотно знижується.

Можливість підвищення швидкодії часто обмежується через виникнення ударів при зміні знака інерційних сил і інших динамічних навантажень, а також через запізнювання при початку руху з місця і часу спрацьовування типової апаратури керування (табл. 3.2).

3.8. Час спрацьовування механізмів з жорсткою механічною характеристикою й електроприводом

Для складання циклограми роботи механізмів необхідно визначати час спрацьовування з відповідних рівнянь руху.

У найбільш простому випадку при поступальному русі робочого органа на величину So з постійним прискоренням (a=const) час руху визначається рівнянням:

$$t = \sqrt{\frac{2So}{a}}. \tag{3.24}$$

Тривалість розгону маси, що обертається (за допомогою фрикційної муфти) до необхідної швидкості обертання при постійному кутовому прискоренні (ε=const) визначається з рівняння:

$$t_p = \frac{\Delta\omega}{\varepsilon}, \tag{3.25}$$

де $\Delta\omega = \frac{\pi \cdot \Delta n}{30}$ – різниця між кінцевою і початковою кутовими швидкостями, рад/с; Δn – різниця частот обертання, об/хв ; $\varepsilon = \frac{Mд - Mc}{I}$ – кутове прискорення, рад/с^2; $M_д$ – рушійний момент, кГм (або Нм); Mc – момент опору, кГм (або Нм); I – момент інерції обертових мас щодо осі обертання, кГм·с^2 (або кг·м^2).

Часто замість моменту інерції в кГм·с^2 наводяться дані про маховий момент обертових мас GD^2 у кГм^2 ($I = \frac{GD^2}{4g}$).

Після підстановки і перетворення рівняння (3.25) отримаємо:

$$T_p = \frac{GD^2}{375} \cdot \frac{\Delta n}{M_g - M_c}. \tag{3.26}$$

Якщо розгін здійснюється вмиканням електродвигуна, то з врахуванням його механічної характеристики (у припущенні прямолінійності перехідного процесу), час розгону дорівнює:

$$t_p = 2.3 \frac{GD^2 \cdot n_{e/дв}}{375\left(M_{\max} - M_{пуск}\right)} \lg \frac{M_{\max} - M_{пуск}}{M_{пуск} - M_c}. \tag{3.27}$$

Розрахунок часу гальмування може бути з врахуванням гальма (гальмовий момент $M_т$) і при вільному вибігу (без $M_т$) за експонентним законом:

$V = V_0 \cdot e^{-\frac{t}{Tn}}$ (де e – основа натуральних логарифмів, t – поточний час;

$Tn = \frac{V_0}{a_0}$ – постійна часу, що відповідає часу, який необхідний для досягнення швидкості V_0 за умови $a = a_0$ на протязі всього періода розгону (гальмування).

Якщо Мт≠0, то

$$t_T = \frac{GD^2}{375} \cdot \frac{\Delta n}{M_T + M_C}. \quad (3.28)$$

При M_T=0

$$Tcc = \frac{GD^2}{375} \cdot \frac{\Delta n}{M_C}. \quad (3.29)$$

При розрахунку часу спрацьовування механізмів періодичної дії з електроприводом можливі 2 випадки роботи електродвигуна:

1. Електродвигун працює беззупинно, а приведення в дію механізму відбувається підключенням його до якої-небудь ланки кінематичного ланцюга беззупинно працюючого верстата і відповідним відключенням цього механізму від ланцюга для його зупинки.
2. Електродвигун періодично підключається на час, який необхідно для пересування механізму.

Зазначені характерні випадки спільної роботи електродвигуна і виконавчого механізму приведені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3. Розрахунок часу спрацьовування механізмів, що приводяться в рух від електропривода

Робота		Зв'язок між ЕД і ВМ	Розрахунок	
Електродвигуна (ЕД)	Виконавчого механізму (ВМ)			
Безперервна	Безперервна	Постійна	---------	
Безперервна	Періодична	Перервна	Часу розгону при вмиканні муфти	Часу вільного вибігу (формула 3.29)
			(формула 1.26)	або часу гальмування (формула 3.28)
Періодична	Періодична	Постійна	Часу розгону при вмиканні електродвигуна (формула 1.28)	Часу вільного вибігу (формула 3.29) або часу гальмування (формула 3.28)

3.9. Час спрацьовування механізмів під дією пружини

Для прямолінійного руху повзуна під дією пружини характерна лінійна залежність прискорення *a* від шляху S.

Розглянемо 2 випадки розрахунку тривалості руху повзуна під дією пружини (рис. 3.13.):

а) без тертя;

б) за наявності сухого тертя.

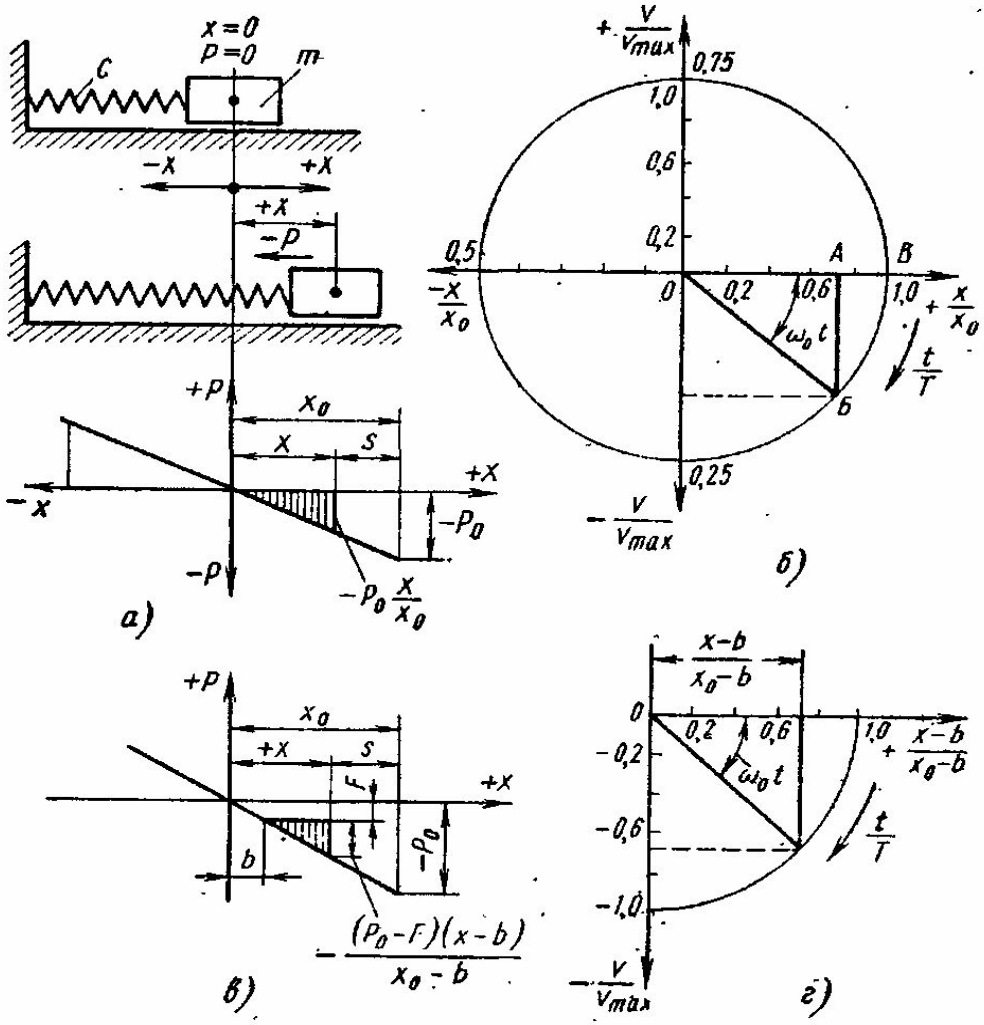


Рис. 3.13. Схема руху повзуна під дією пружини: X_0 – найбільша неузгодженість повзуна від рівноважного положення – найбільша деформація пружини, що відповідає початку руху; X – поточне значення деформації пружини; $s = X_0 – X$ – шлях повзуна від моменту початку руху; c – коефіцієнт жорсткості пружини; m – маса повзуна; P_0 – сила пружності пружини, що відповідає її деформації X_0 ; P – поточне значення сили пружності пружини

За початок координат взяте рівноважне положення повзуна. Сила пружності пружини завжди спрямована вбік відновлення рівноваги повзуна і дорівнює:

$$P = -cx$$

Рівняння руху повзуна без наявності сухого тертя (рис. 3.13, а):

$$-cx = mx$$

$$\text{або } x + \omega_0^2 x = 0, \tag{3.30}$$

де $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$ – кругова частота.

Рішенням рівняння (3.30) буде:

$$x = x_0 \cdot \cos\omega_0 t\,. \tag{3.31}$$

Це значить, що повзун після звільнення натягнутої пружини буде вільно коливатися з частотою ω_0 за гармонічним законом при періоді одного повного коливання $T = \frac{2\pi}{\omega_0} = 2\pi\sqrt{\frac{m}{c}}$.

Тривалість переміщення повзуна на величину S (без врахування тертя) отримуємо з рівняння (3.31):

$$t = \frac{1}{\omega_0}\arccos\frac{x}{x_0} = \sqrt{\frac{m}{c}}\arccos\frac{x_0 - S}{x_0}. \tag{3.32}$$

Найбільша швидкість повзуна $V = V_{max}\sin\omega_0 t$. При русі повзуна в момент t, що відповідає координаті x, натяг пружини буде – $P_0 = \frac{x}{x_0}$, а швидкість повзуна V, що може бути знайдена з рівності кінетичної і потенційної енергій:

$$V = V_{\max}\sqrt{\left(1 - \left(\frac{x}{x_0}\right)^2\right)}. \tag{3.33}$$

При наявності сухого тертя F (постійного по величині, але завжди спрямованого протилежно швидкості) рівняння руху буде (рис. 3.13, б):

$$-cx \pm F = mx\,. \tag{3.34}$$

Позначимо $\frac{F}{c} = b$, тоді для першого інтервалу руху від моменту t=0 (x=xO, V=0) отримаємо

$$x + \omega_0^2(x - b) = 0. \tag{3.35}$$

Рішення рівняння (3.35) при зазначених початкових умовах буде

$$x=(x-b)\cos\omega_0 t+b, \tag{3.36}$$

а тривалість переміщення повзуна на величину x у межах першого півперіоду:

$$t = \frac{1}{\omega_0}\arccos\frac{x - b}{x_0 - b} = \sqrt{\frac{m}{c}}\arccos\left(1 - \frac{SC}{P_0 - F}\right). \tag{3.37}$$

Поточна швидкість повзуна:

$$V = V_{\max}\sin\omega_0 t = V_{\max}\sqrt{1 - \left(\frac{x - b}{x_0 - b}\right)^2}. \tag{3.38}$$

3.10. Час спрацьовування механізмів з пневмогідроприводом

Час спрацьовування механізмів від пневмопривода визначається за номограмами (графіками) і залежить від наступних факторів:

1) геометричних (конструктивних) – діаметри циліндра і штока, площа поршня, довжина ходу, діаметри повітрянопровідних отворів;

2) пневматичних – тиск повітря в магістралі;

3) характеристик повітрянорозподільної системи – її заповнення.

Докладніше зупинимося на розрахунку часу спрацьовування механізмів з гідроприводом, розглянувши тривіальний випадок, коли сила корисного опору постійна.

Повний час спрацьовування гідроциліндра складається з трьох доданків:

$$t=t_p+t_y+t_T, \tag{3.39}$$

де t_p – час розгону; t_y – час руху з сталою швидкістю; t_T – час гальмування.

Відповідно до цього, відстань L, на яку переміщується поршень гідроциліндра, складається з трьох ділянок (рис. 3.14):

$$L=l_p+l_y+l_T, \tag{3.40}$$

де l_p – ділянка розгону поршня; l_y – ділянка руху з сталою швидкістю; l_T – ділянка гальмування.

У наближених попередніх розрахунках час розгону і гальмування часто не враховують і приймають умову, що на всьому шляху поршень рухається з постійною швидкістю, обумовленою продуктивністю насоса й об'ємом відповідних порожнин гідроциліндра.

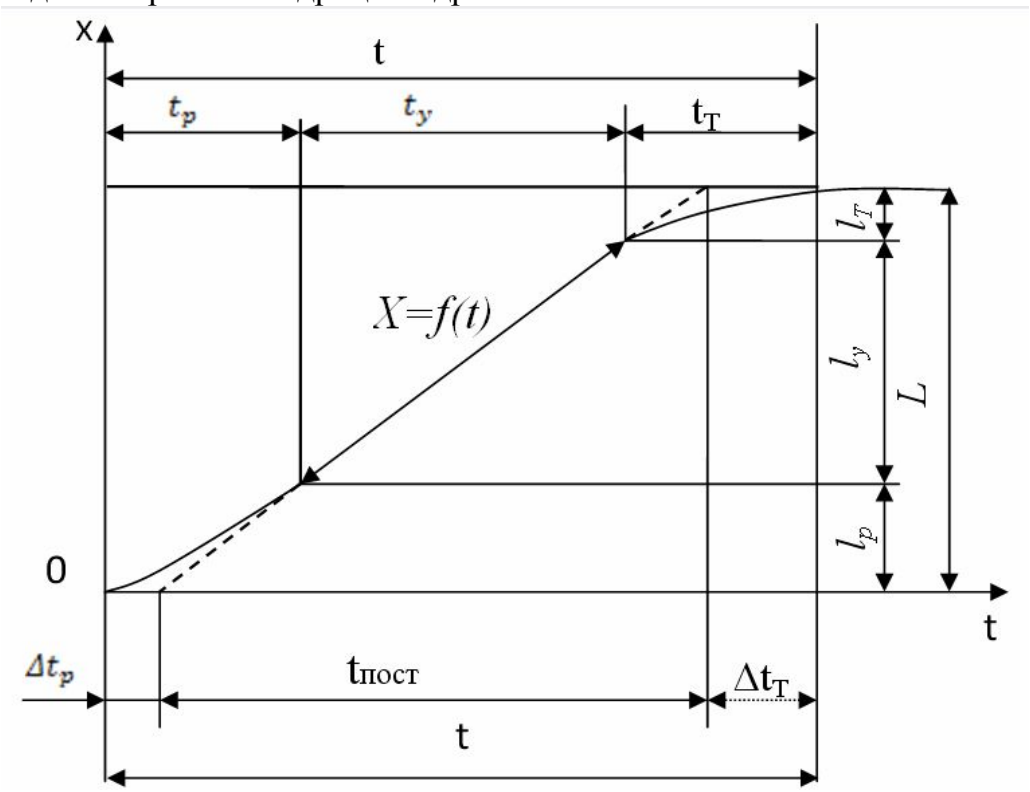


Рис. 3.14. Закон руху поршня гідроциліндра

У цьому випадку час спрацьовування:

$$t = t_{пост} = \frac{L}{V}. \qquad (3.41)$$

Однак, з врахуванням додаткового часу при розгоні і гальмуванні (рис. 3.14) $t > t_{пост}$ на величини:

$$\Delta t_p = t_p - \frac{l_p}{V}; \Delta t_T = t_T - \frac{l_T}{V}.$$

Тому повний час спрацьовування буде:

$$t = \Delta t_p + t_{пост} + \Delta t_T. \qquad (3.42)$$

Приймаючи прискорення розгону, що допускаються, [a]р і гальмування [a]т постійними, отримаємо: $\Delta t_p = \frac{V}{2[a]_p}; \Delta t_T = \frac{V}{2[a]_T}$.

Тоді повний час спрацьовування буде:

$$t = \frac{V}{2[a]_p} + \frac{L}{V} + \frac{V}{2[a]_T}. \qquad (3.43)$$

При $[a]$р = $[a]$т = a отримаємо:

$$t = \frac{V}{a} + \frac{L}{V}. \qquad (3.44)$$

3.11. Динамічні навантаження в механізмах

Для визначення дійсних навантажень окремих ланок механізму його розглядають як систему мас, з'єднаних між собою пружнодемпфуючими зв'язками. Розрахункова схема повинна мати такі ж енергетичні показники, як і задана реальна система.

Приведення мас і моментів інерції основано на рівності кінетичної енергії заданої і приведеної мас, приведення жорсткостей – на рівності потенційних енергій, приведення сил і моментів – на рівності потужностей.

Розглянемо приведення обертових мас до вала електродвигуна на прикладі системи поворотного механізму (рис. 3.15).

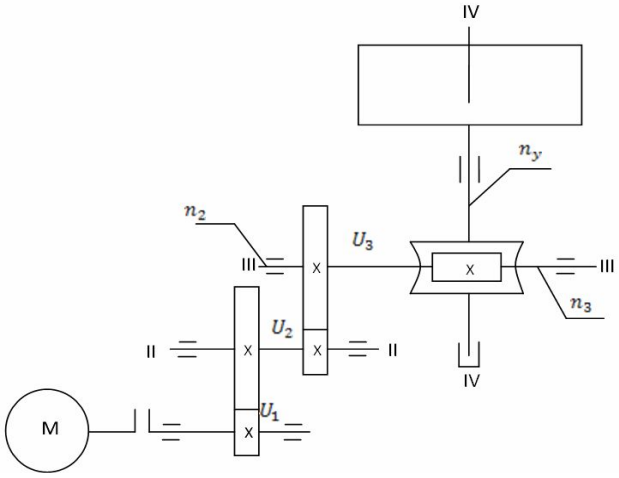


Рис. 3.15. Кінематична схема механізму повороту столу агрегатного верстата

Якщо система складається лише з обертових ланок, то кінетична енергія обертової еквівалентної системи виражається через кінетичну енергію обертового руху окремих елементів, що складають систему:

$$\frac{I_{пр.в.}\omega_{e/дв}^2}{2} = \frac{I_I\omega_{e/дв}^2}{2} + \frac{I_{II}\omega_2^2}{2} + \frac{I_{III}\omega_3^2}{2} + ... + \frac{I_K\omega_K^2}{2}, \qquad (3.45)$$

де I_I, I_{II},...I_K – моменти інерції елементів системи щодо власних осей обертання I, II,..., K; $\omega_{e/дв}$ – кутова швидкість ланки приведення (у даному випадку – вала електродвигуна); ω_1, ω_2, ... ,ω_K – кутові швидкості елементів системи.

Так,як $\omega = \frac{\pi n}{30}$, то з формули (3.45) отримуємо

$$I_{пр.в} = I_I + I_{II}\left(\frac{n_2}{n_{e/дв}}\right)^2 + ... + I_K\left(\frac{n_K}{n_{e/дв}}\right)^2. \qquad (3.46)$$

Ввівши передаточні відношення $U_1 = \frac{n_2}{n_{e/дв}}; U_2 = \frac{n_3}{n_2}; ...; U_{K-1} = \frac{n_K}{n_{K-1}}$;

отримаємо

$$I_{пр.в} = I_I + I_{II}U_1^2 + I_{III}(U_1U_2)^2 + ... + I_K(U_1U_2 \cdot ... \cdot U_{K-1})^2. \qquad (3.47)$$

Часто замість моменту інерції I користаються поняттям маховий момент GD^2=4gI≈401.

Тоді приведений маховий момент визначається формулою:

$$GD_{пр.в}^2 = Gd_{e/дв}^2 + GD_I^2 + 40\sum_{K=1}^{K} I_K\left(\frac{n_K}{n_{e/дв}}\right)^2, \qquad (3.48)$$

де GD^2 е/дв – маховий момент ротора електродвигуна, що приводиться звичайно в каталогах і довідниках; GD_I^2 – маховий момент деталей на валу електродвигуна.

Якщо поворотний стіл масивний, то моменти інерції деталей на проміжних валах звичайно невеликі в порівнянні з *Ie/дв* і I_{CT}, то формулу (3.48) можна спростити:

$$GD_{пр.в}^2 = \delta\left[Gd_{e/дв}^2 + 40\left(I_I + I_{CT}\frac{U_{CT}^2}{n_{e/дв}^2} \cdot \frac{1}{\eta}\right)\right], \qquad (3.49)$$

де δ – коефіцієнт, що враховує вплив мас передаточного механізму і рівний 1,1–1,25; I_{CT} – момент інерції поворотного столу; $n_{ст}$ – частота обертання поворотного столу, об/хв; η – загальний ККД механізму.

Якщо в обертову систему входять маси, що поступально рухаються, то їх приведений момент

$$I_{пр.п} = \sum \frac{G_l V_l^2}{g\omega_{e/дв}^2} \cdot \frac{1}{\eta}, \qquad (3.50)$$

де G_l, V_l — вага (в кг) і лінійна швидкість (в м/с) маси l, що

поступально рухається, механізму;

а маховий момент:

$$GD_{пр.п}{}^2 = 365\sum \frac{G_l V_l^2}{n_{e/дв}^2} \cdot \frac{1}{\eta}. \qquad (3.51)$$

Сумарний приведений маховий момент системи, що має обертові і ланки, що поступально рухаються:

$$GD_{пр}{}^2 = GD_{пр.в}{}^2 + GD_{пр.п}{}^2. \qquad (3.52)$$

Ріст і зміну динамічних навантажень можна визначати за динамічним коефіцієнтом *Кдин* – відношення найбільшої величини деформації *δдин* при динамічному навантаженні до найбільшої деформації δ_{CT} при статичному навантаженні:

$$K_{дин} = \frac{\delta_{дин}}{\delta_{ст}}. \qquad (3.53)$$

Для найпростішої одномасової системи в момент часу t_0 (при x_0=0, V_0=0):

$$K_{дин} = 1 - \cos\omega_0 t_0. \qquad (3.54)$$

При гармонійному законі зміни навантаження ($P=P_0 sin\omega t$) без врахування згасаючої частини коливань:

$$K_{дин} = \frac{1}{\left|1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right|}, \qquad (3.55)$$

де $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$ – частота власних коливань пружної системи (с – жорсткість, m – маса), ω – кругова частота.

У практичних розрахунках інколи приблизно вважають:

Кдин ≈ 1 – навантаження змінюється плавно (to/T > 8–10), де T – період власних коливань; to – час наростання навантаження;

Кдин ≈ 2 – навантаження прикладається миттєво;

Кдин ≈ 3 – миттєво змінюється знак навантаження.

Зменшення динамічних навантажень, переданих механізмом, може бути досягнуто раціональною побудовою схеми механізму, вибором оптимальних законів руху, зменшенням мас частин, що рухаються, підбором пружності ланок і співвідношення періоду власних коливань системи і періоду навантаження, демпфуванням, зрівноважуванням, зменшенням зазорів.

3.12. Загальні методи проектування цільових механізмів

При проектуванні цільових механізмів вирішують задачі зниження витрат часу на виконання допоміжних рухів, підвищення їхньої точності, зменшення часу згасання коливань після виконання допоміжних рухів при допустимих значеннях результуючих навантажень, оптимальних шумових і

інших характеристик за допомогою надійних, довговічних в експлуатації, простих конструкцій механізмів.

Всі ці часткові показники якості проектованого механізму в кінцевому випадку визначають техніко-економічні показники верстата або верстатної системи в цілому і розширюють їхні технологічні можливості.

Так, наприклад, скорочення часу допоміжних рухів на величину Δt у загальному циклі $t_ц$ роботи автомата призводить до підвищення продуктивності, що можна оцінити коефіцієнтом: $K_п = \dfrac{t_ц}{t_ц - \Delta t_в}$.

Аналіз графіка залежності $K_п$ від $t_ц$ (рис. 3.16) показує, що в міру збільшення тривалості основного часу обробки і загального часу циклу $t_ц$ зменшується виграш від скорочення часу допоміжних рухів Δt.

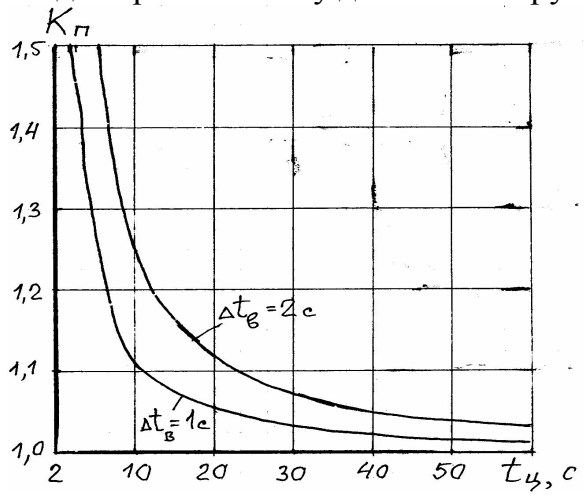


Рис. 3.16. Графік залежності коефіцієнта підвищення продуктивності автомата $K_п$ від тривалості циклу $t_ц$ за різних $\Delta t_В$

Процес проектування цільового механізму, як технічної системи є різноманітним (багаторівневим, багатоциклічним, багатокритерійним, багатоекстримальним у багатозв'язный області). В інженерно-конструкторській діяльності вирішуються три типи задач:

I – вибір і пошук найбільш ефективного фізичного принципу дії;

II – вибір і пошук найбільш раціонального технічного рішення при заданому фізичному принципі дії;

III – визначення оптимальних значень параметрів заданого технічного рішення.

Задачі I і II типів не мають точних математичних рішень і вимагають застосування евристичних методів, що представляють послідовність розпоряджень, процедур і прийомів переробки великого обсягу інформації, і не завжди дають найкраще рішення. Тільки для рішення задач III типу використовують різні методи оптимізації, що дають точне рішення, у тому числі з застосуванням ЕОМ. Конструктор повинен бути не лише фахівцем, що перебирає відомі варіанти, але також дослідником і винахідником нових

рішень, творцем і впроваджувачем нових ідей.

Пошук ідей – найбільш високий рівень творчої діяльності людини, і поки що важкоформульований (або неформульований), пов'язаний в основному з інтуїцією людини. Однак, потрібно шукати нові ідеї, фантазувати, тому що ймовірність сміливих, фантастичних ідей вище, ніж обережних.

В даний час в інженерній практиці розроблено багато методів активізації творчості, що дозволяють вирішити технічні протиріччя і можуть бути розбиті на чотири групи:

1) системні (комбінаторні або гібридні), спрямовані на послідовний перебір всіх можливих варіантів рішення і основані на аналізі будови й особливостей технічної системи (морфологічний аналіз і синтез, матриці відкриття, десяткові матриці пошуку та ін.);
2) асоціативні (психологічної активізації творчості), що передбачають активізацію генерування ідей за рахунок психологічного подолання вектора інерції міркування і що являють собою безсистемний пошук рішень задачі (метод фокальних об'єктів, мозковий штурм і ін.);
3) програмні (алгоритмічні), що забезпечують більш-менш цілеспрямований рух до рішення задачі виявленням технічних і фізичних протиріч у відомих технічних системах і їхньому наступному подоланні (бібліотека еврістичних прийомів, вепольний аналіз, алгоритм вирішення винахідницьких задач – АВВЗ, узагальнений еврістичний метод – УЕМ і ін.);
4) комбіновані і спеціалізовані.

3.13. Цільові механізми робочих ходів

Супорти автоматів і верстатів з ЧПК

До групи супортів варто віднести механізми, призначені для закріплення ріжучого інструмента, установки його щодо заготовки і переміщення згідно з технологічним процесом для забезпечення формоутворюючих рухів.

Основні вимоги до супортів:

- надійність;
- стабільність роботи;
- точність позиціювання;
- жорсткість;
- швидкість налагодження і підналагодження.

У залежності від напрямку переміщення супорти можуть бути поперечні і повздовжні. Найбільш прості рухи мають поперечні супорти (рис. 3.17); працюючі за циклом: вистій – швидке підведення – робоча подача – швидкий відвід – вистій. За допомогою поперечних супортів здійснюється фасонне обточування, підрізка, відрізка.

Супорти для осьового інструмента мають цикли, подібні з поперечними супортами (револьверні головки, силові головки, супорти

розточувальних і внутрішньошліфувальних напівавтоматів). Варто нагадати, що в автоматах повздовжнього точіння застосовують верхні поперечні супорти (кількість 2–4) з регулюванням вершини різця за діаметром, довжином і кутом. У них застосовується коливний супорт – балансир з двома різцетримачами, причому завжди лівий, розташований з боку розподільчого вала, служить для відрізки й упора прутка, тому що навантаженя від результуючої сили різання $Pp = \sqrt{P_y^2 + P_z^2}$ при лівому обертанні шпинделя сприймається не пружиною, а системою «штовхач – кулачок».

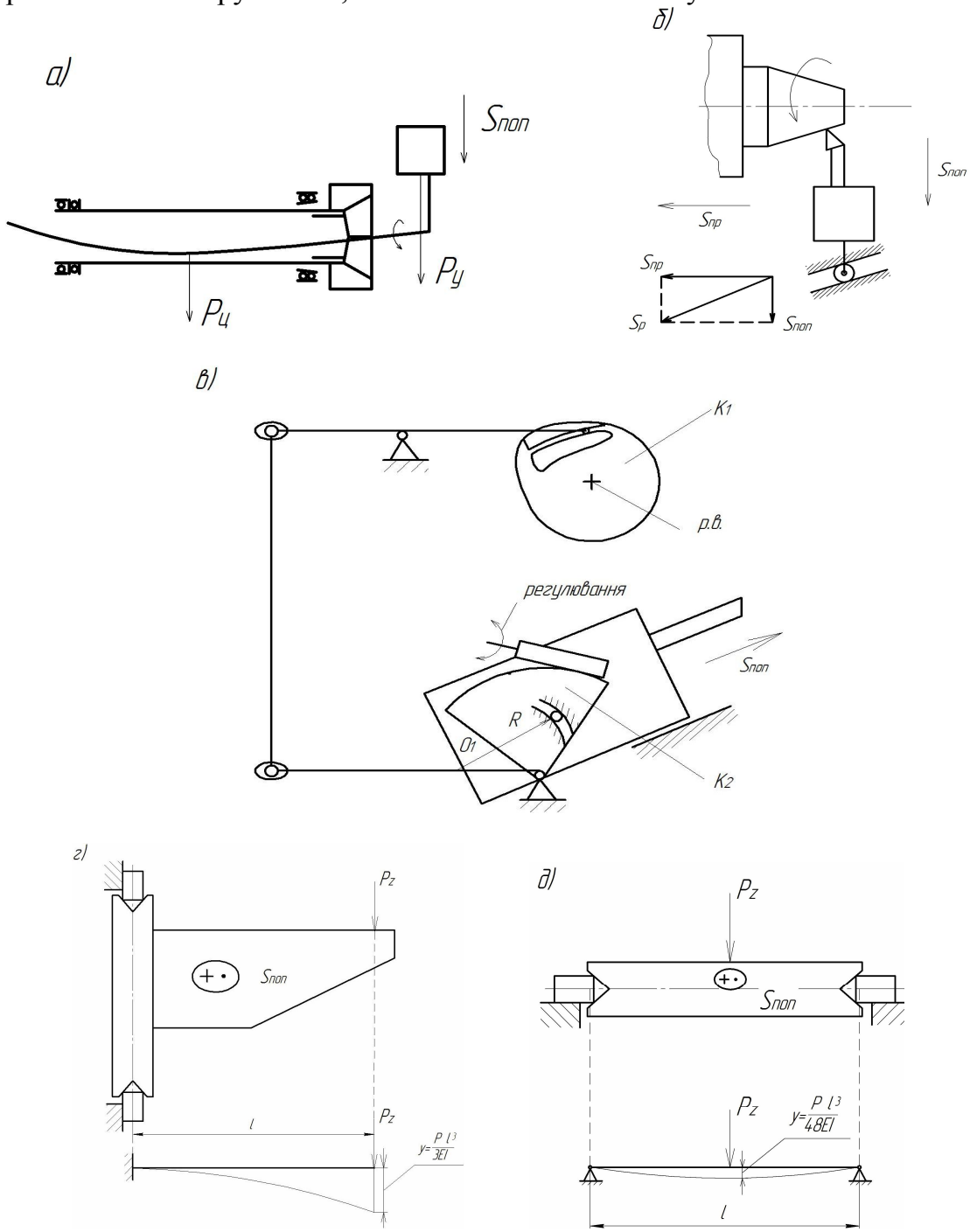


Рис. 3.17. Схеми поперечних супортів

В одношпиндельних токарно-револьверних автоматах застосовується від 3 до 4 поперечних супортів (передній, задній, 1–2 верхніх). Для відрізки використовуються верхні супорти (рис. 3.17, *а*), що дозволяє компенсувати дії відцентрових сил обертового прутка *Ру* і зменшити його відтиски в місці відрізки – дії складової сили різання *Ру*, тим самим підвищуючи стійкість процесу відрізки при підвищених режимах.

У цих автоматах передній супорт може мати додатково повздовжню подачу для обробки конічних і фасонних поверхонь за рахунок копірної лінійки (рис. 3.17, *б*).

У багатошпиндельних токарних автоматах поперечні супорти мають регульований кулачковый привід, причому один кулачок K_1 – постійний і розміщений на розподільчому валу, а інший K_2 – регульований (рис. 3.17, *в*), у якому регулювання довжини ходу здійснюється зміною центра O_1 (радіус R) відносно т. О зубчасто-секторною передачею. Якщо т. O_1 збігається з т. О, хід дорівнює нулю. Величина швидкого (холостого) ходу і повільного (робіочого) ходу визначається профілями кулачків K_1 і K_2.

У багатошпиндельних токарних автоматах звичайне число поперечних супортів рівне або кратне кількості шпинделів. Середні і нижні супорти в ранніх моделях верстатів були консольного виконання (рис.3.17,*г*), що через низьку жорсткість обмежувало підвищення режимів різання і точності обробки. Тому при налагодженні на ці супорти планувалися чорнові операції.

Верхні супорти, що розміщені на траверсі верстата, виконуються столового типу (рис.3.17, *д*), що забезпечує їхню жорсткість (приблизно на порядок вище жорсткості консольних супортів) і дозволяє використовувати на чистових операціях.

В останніх моделях багатошпиндельних токарних автоматів різних фірм – виконання поперечних супортів, в основному столового типу, крім відрізного, що має малий виліт щодо опорної площини напрямних. Повздовжній супорт у багатошпиндельних токарних автоматах переміщується вздовж осі шпиндельного барабана і оснащений напрямними для встановлення пристроїв незалежної подачі, у яких деякі отримують додаткове обертання для операцій різенарізання і швидкого свердління.

Керування супортами в автоматах здійснюється від дискових і циліндричних кулачків, що передають рухи від розподільчого вала або безпосередньо через важільні, зубчасто-секторні, кулісні й інші передаючі механізми. Останнім часом для передачі руху від кулачків до цільових механізмів автомата знаходять застосування кулькові передавальні механізми (КПМ)(рис. 3.18).

КПМ (рис. 3.18, *а*) складається з двох штовхачів 2 і 6, що замикають ланцюжок кульок 4 і сферичних втулок 3, розташованих у каліброваній трубці (трубопроводі) 5. Рух, що надається одному штовхачу 2 кулачком 1, передається через ланцюжок кульок і втулок іншому штовхач 6, а ним – виконавчому механізму 7. Пружина 8 служить для повернення виконавчого механізму у вихідне положення.

Застосування КПМ дозволяє значно спростити кінематику і конструкцію автомата за рахунок усунення плоских і просторових багатоланкових передавальних механізмів, замінених трубопроводами.

Для КПМ застосовуються кульки ∅ 6,8 і 10 мм (ГОСТ 3722–80) з максимальним прикладеним зусиллям 800, 1800, і 2500 н.

Трубопровід (рис. 3.18, *б*) виконують з труб 1 розмірами 8х1, 10х1 і 12х1 з латуні Л62. Сферичні втулки зазвичай виготовляють з латуні ЛС 59–1.

Робочий хід штовхач 6 попередньо вибирають підбором кількості кульок 2, втулок 3 і остаточно підганяють регулювальними шайбами 5. З'єднання входу і виходу здійснюють накидними гайками 7. Простір між кульками і втулками заповнюється консистентним змащенням ЦИАТИМ – 201 або ЦИАТИМ – 203.

Мінімальний допустимий радіус згину трубопровода (рис.3.2, в) Rmin≥6d (d – діаметр кульки), а мінімально допустима довжина прямої ділянкиі на кінці трубопроводу $l_{\min} \geq l_1$+25 (мн), де l_1 – граничний робочий хід механізму.

Методика розрахунку КПМ включає визначення рушійної сили Р, що повинна бути прикладена до штовхача кулачка, величину похибки переміщення виконавчого механізму ΔS, викликану податливістю КПМ за цикл роботи, і перевірку обраних розмірів трубопроводу.

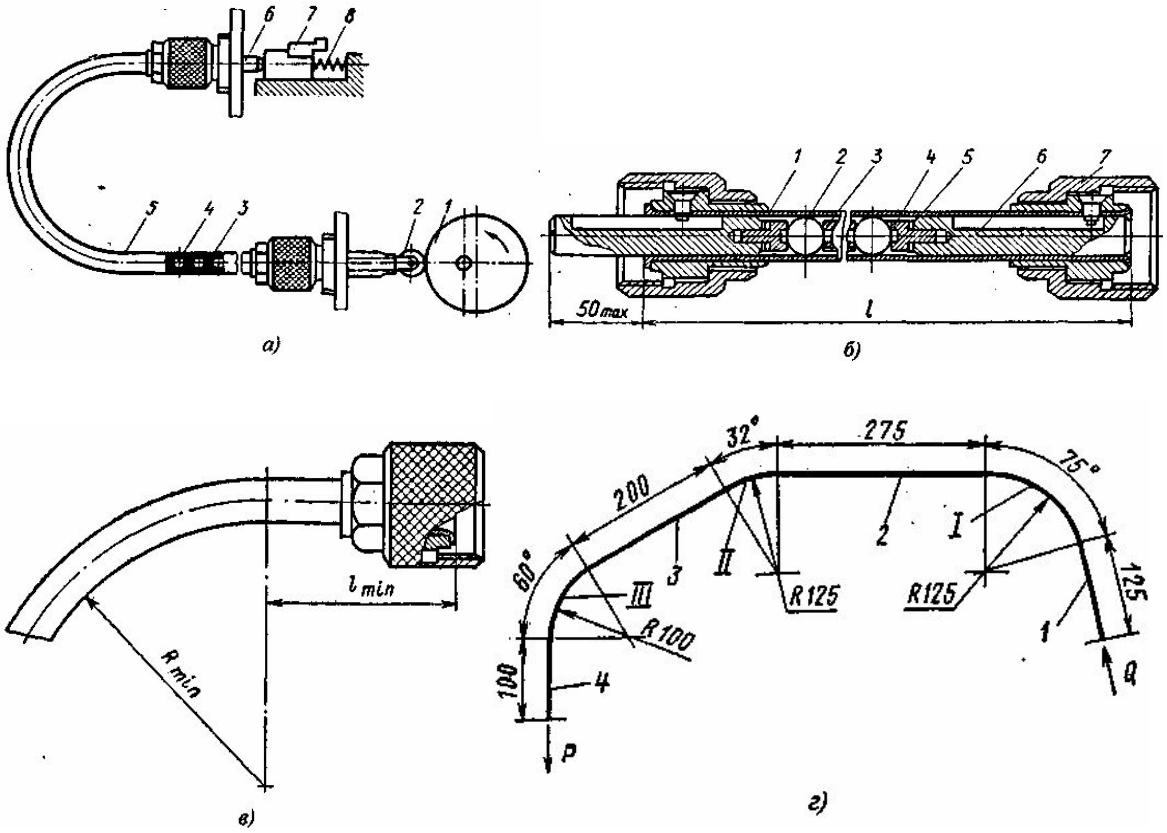


Рис. 3.18. Схема кулькового передавального механізму (а), конструкція кулькового трубопроводу (б) і його розрахункові схеми (в, г)

Приклад. Розрахувати КПМ. Зусилля, необхідне для переміщення виконавчого механізму, Q = 700 Н. Величина допустимої похибки переміщення виконавчого механізму ΔS = 1мм. Діаметр кульок привода d= 10 мм.

Схема трубопровода КПМ приведена на рис. 3.18, *г*.

1. За графіками (рис.3.19, *а, б*)для кожної ділянки трубопроводу знаходимо значення коефіцієнтів зростання осьових сил: *Кп* – для прямих ділянок і *Ки* – для колін:

прямої ділянки 1 $Кп_1$ = 1,023;
коліна I $Ки_1$ = 1,17;
прямої ділянки 2 $Кп_2$ = 1,052;
коліна II $Ки_2$ =1,13;
прямогоої ділянки 3 $Кп_3$ = 1,04;
коліна III $Ки_3$ = 1,15;
прямої ділянки 4 $Кп_4$ =1,02.

2. За формулами для прямої ділянки:

$$P_П = K_П Q_П \qquad (3.56)$$

і для коліна

$$Pи = Ки\ Q_И \qquad (3.57)$$

визначаємо значення рушійних сил (в Н) для:

прямої ділянки 1 $P_{П1} = K_{П1}Q$ = 1,023x700 = 716 Н;
коліна I $P_{И2} = K_{И1}P_{П1}$ = 1,17x716 = 838 Н;
прямої ділянки 2 $P_{П2} = K_{П2}P_{И1}$ = 1,052x838 = 882 Н;
коліна II $Pи_2 = Ки_2\ Pп_2$ = 1,13x882 = 997 Н;
прямої ділянки 3 $Pп_3 = Кп_3\ Pи_2$ = 1,04x997 = 1037 Н;
коліна III $Pи_3 = Кп_3\ Pп_3$ =1,15x1037 = 1192 Н;
прямої ділянки 4 $Pп_4 = Кп_4\ Pи_3$ = 1,02x1192 = 1216 Н.

Шукане зусилля $P = Pп_4$= 1216 Н – допускається при використанні трубопровода з діаметром кульки d = 10мм.

3. За формулою $Кр = F/Pи$ (F – допустиме значення радіальної сили, діючої на трубопровід, рівне для латунної трубки 200 Н) для кожного коліна визначаємо значення *Кр* зростання радіальних сил:

коліна I $Кр_1 = \dfrac{F}{Pи_1} = \dfrac{200}{838} = 0{,}238;$

коліна II $Кр_2 = \dfrac{F}{Pи_2} = \dfrac{200}{997} = 0{,}2;$

коліна III $Кр_3 = \dfrac{F}{Pи_3} = \dfrac{200}{1192} = 0{,}167;$

За графіком (рис. 3.19, в) знаходимо значення допустимих радіусів зигину трубопроводу в залежності від *Кр* для:

коліна I Rд1 = 50 мм;
коліна II Rд2 = 63 мм;
коліна III Rд = 87 мм.

Знайдені значення *Rд* менше прийнятих радіусів колін (рис. 3.18, *г*). Отже, значення R прийняті вірно.

4. Визначаємо величину похибки переміщення за формулою:

$$\Delta S = CLP_3\frac{K^2-1}{2K} + CL(Q-P_3)\frac{K+1}{2}, \tag{3.58}$$

де *C* – питома податливість КПМ, що залежить від діаметра кульки d і рівна (в Н) для кульок

∅5–С=1,5х10^{-6}

∅8–С = 1,3х10^{-6}

∅10–С = 0,85х10^{-6};

L – загальна довжина трубопроводу, мм; Рз – зусилля замикаючої (поворотної) пружини, рівна 1040 Н для даного випадку; К – загальний коефіцієнт зростання осьових сил, дорівнює добутку коефіцієнтів для окремих ділянок трубопроводу (рис. 3.19), тобто:

$$K = Kп_1 \times Kи_1 \times Kп_2 \times Kи_2 \times Kп_3 \times Kи_3 \times Kп_4 \tag{3.59}$$

$$K = 1{,}023 \times 1{,}17 \times 1{,}052 \times 1{,}13 \times 1{,}04 \times 1{,}15 \times 1{,}02 = 1{,}74$$

Загальна довжина трубопроводу

$$L = l_1 + l_I + l_2 + l_{II} + l_3 + l_{III} + l_4 = 125+165+275+70+200+105+100=1040\ мм.$$

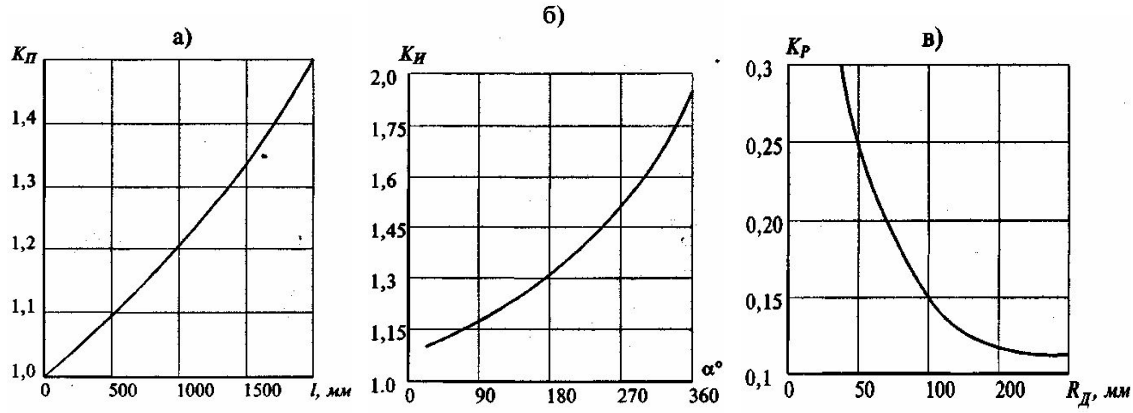


Рис.3.19. Графіки залежностей коефіцієнтів $K_П$ від довжини l прямої ділянки (а) $K_И$ від кута α вигину коліна (б) і $K_р$ від допустимого радіуса $R_Д$ вигину трубопроводу (в)

Підставляємо *K* і *L* в формулу (3.3):

$$\Delta S = 0.85\cdot 10^{-6}\cdot 1040\cdot 50\frac{1.74^2-1}{2\cdot 1.74} + 0.85\cdot 10^{-6}\cdot 1040(700-50)\frac{1.74+1}{2} = 0.81 мм.$$

Так, як розрахункова величина ΔS = 0,81 мм не перевищує задану допустиму величину ΔS д= 1 мм, то КПМ, що перевіряється, забезпечить необхідну точність переміщення виконавчого механізму.

Для збільшення точності обробки деталей за діаметром і довжиною широке застосування в автоматах отримали жорсткі упори для обмеження переміщення повздовжніх і поперечних супортів.

У верстатах із ЧПК в залежності від керованих координат застосовують супорти (столи):

- однокоординатні;
- двокоординатні (хрестові);
- трикоординатні;
- чотирикоординатні (одна поворотна).

На них можуть встановлюватися поворотні різцетримачі або револьверні головки (рис. 3.20)

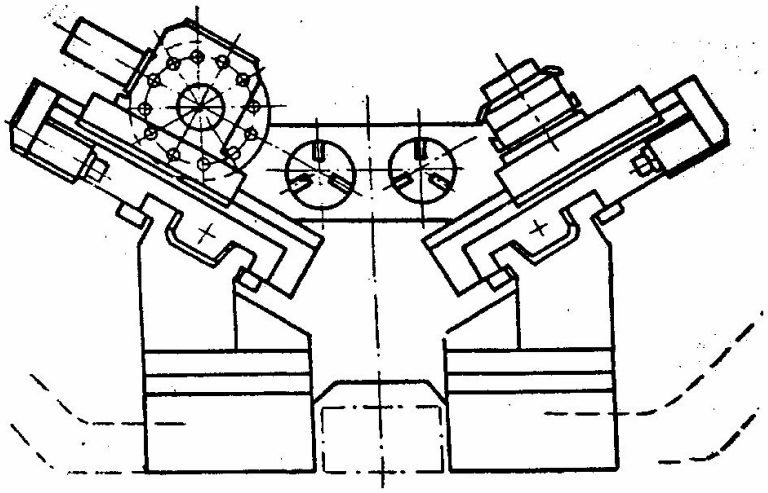


Рис. 3.20. Хрестові супорти токарного верстата з ЧПК, один з яких оснащено поворотним різцетримачем (праворуч), а інший – револьверною головкою (ліворуч)

Способи точної зупинки поступально рухомих робочих органів

Зупинка поступально рухомого робочого органа (супорта, столу і т.п.) точно в необхідному положенні може бути здійснена обмеженням шляху руху робочого органа жорстким упором; попереднім вимкненням привода і наступним вільним вибігом або гальмуванням робочого органа; рухом, що слідкує.

Схеми механізмів з жорсткими упорами приведені на рис. 3.21. Робочий орган 2 (рис. 3.25, а) наприкінці свого ходу притискається гідроприводом до жорсткого упора і з постійною силою – постійним тиском масла в системі, забезпечуваним напірним золотником або реле тиску. Можливий притиск до упора з постійною силою механічним приводом з муфтою граничного моменту або приводом з моментним двигуном, що має м'яку механічну характеристику.

Якщо робочий орган переміщується кулачком (або кривошипно-шатунним і іншим механізмом), то жорсткий упор служить для уточнення кінцевих положень робочого органа за рахунок додаткової деформації ланок.

У схемах, зображених на рис. 3.21, *б, в* робочий орган 2 отримує рух від привідного валика 5 через черв'ячну передачу 6, муфту 4 і шестерно-рейкову передачу; наприкінці свого ходу робочий орган 2 зупиняється упором 1, зупиняється також зв'язане з ним черв'ячне колесо, і тоді черв'як,

продовжуючи обертатися, «вгвинчується» в зуби черв'ячного колеса, стискаючи пружину 7. Внаслідок переміщення черв'яка вздовж осі відключається електромагнітна муфта 4 за допомогою вмикача 8. Рейкове колесо (рис. 3.21, *б*) зв'язане безпосередньо з муфтою 4, і тому після відключення муфти відбувається відскок робочого органа від упора за рахунок енергії, накопиченої при деформації ланок механізму. У схемі (рис. 3.21, *в*) рейкове колесо зв'язане з самогальмівною черв'ячною передачею, і тому після відключення муфти робочий орган залишається притиснутим до упора.

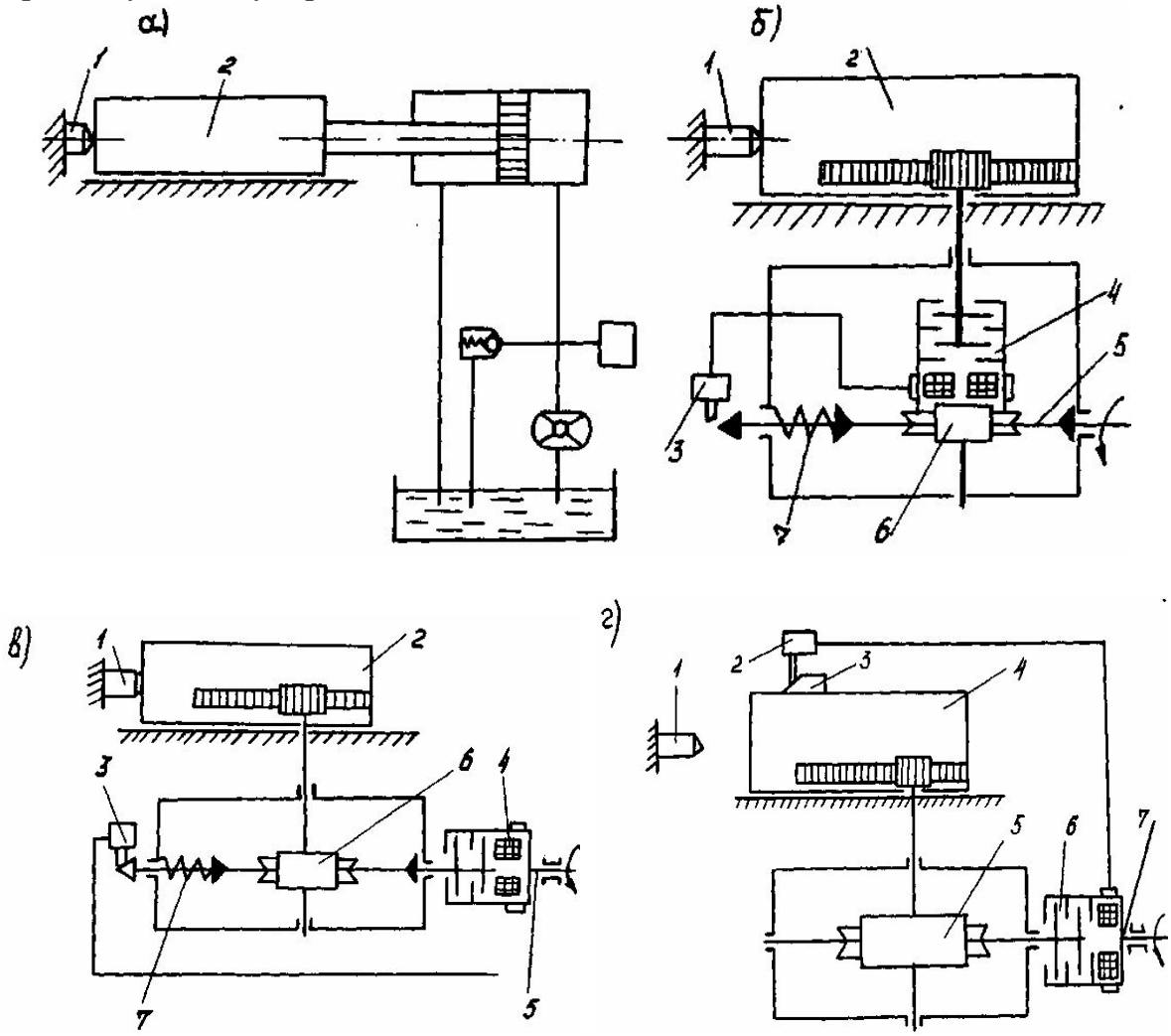


Рис.3.21. Варіанти точної зупинки супортів

Муфта 4 (рис. 3.21, *г*) виключається кулачком 9 і шляховим вимикачем 8 при підході робочого органа 2 до кінцевого положення; жорсткий упор 1 служить для обмеження вибігу. Точність кінцевих положень поступально переміщуваного робочого органа визначається схемою і конструкцією механізму зупинки, розташуванням упора і діючих сил, величинами діючих сил (різання, тертя, привода) і їхніми коливаннями, жорсткістю упора і привода, масою робочого органа, що зупиняється, швидкістю руху в момент зіткнення з упором, температурними деформаціями.

Як показали експериментальні дослідження, механізми зупинки супортів токарно-револьверних верстатів мод. 1341 і 1А341 з жорстким упором і з вимкненням подачі внаслідок зростання навантажень (рис. 3.21, *б*) забезпечують точність кінцевих положень у межах 0,025 мм при холостому ході і 0,08 мм під навантаженням. Внаслідок великого відносного переміщення ланок привода, необхідного для вимикання подачі, супорт знаходиться на упорі значний час. При малих величинах подач цей час у верстаті мод. 1341 досягає 2 сек.

При зупинці супорта на жорсткому упорі відбувається деформація упора й інших елементів; у випадку відсутності самогальмівної передачі (черв'ячної або гвинтової) у частині привода, що невідключається, після вимкнення муфти відбувається відскок супорта від упора внаслідок накопиченої потенційної енергії деформації системи; у верстаті мод. 1341 відскок супорта досягає 2 мм.

Розкид кінцевих положень супортів токарно-револьверних верстатів з вимиканням і обмеженням вибігу супорта жорстким упором (рис. 3.21, *г*) знаходиться в межах 0,05 – 0,5 мм. Розкид кінцевих положень гідравлічних силових головок агрегатних верстатів при роботі з жорстким упором знаходиться в межах 0,1 – 0,14 мм, а для деяких конструкцій – у межах 0,02 мм. Нагрівання масла викликає деформацію деталей і зсув на 0,04 –0,08 мм положення зупинки головки на жорсткому упорі. Розкид кінцевих положень електромеханічних силових головок МЗАЛ з гвинтовим механізмом подач при роботі з жорстким упором знаходиться в межах 0,2 – 0,4 мм.

Компонування і схема навантаження робочого органа в більшій мірі впливають на величини сил тертя в напрямних і їхнього коливання, а внаслідок цього на досяжну рівномірність рухів і точність кінцевих положень. Можливі коливання коефіцієнта тертя $\Delta\mu$ викликають набагато більші коливання коефіцієнта передачі сил $\Delta\varepsilon$ при консольному компонуванні у випадку наявності великих плеч прикладення діючих сил відносно напрямних, а також у випадках, коли сили реакцій у напрямних створюються рушійними силами, а не силами опору. Тому робочий орган, у якого великі плечі прикладення діючих сил, особливо рушійної сили, набагато чутливіший до коливань сил тертя і розсіювання його кінцевих положень більше, ніж при невеликих величинах плеч.

Револьверні головки і шпиндельні барабани

Револьверні головки можуть бути з горизонтальною і вертикальною віссю повороту, мати число позицій 4, 6, 8 і більше.

Інструмент, встановлюваний у револьверних головках, кріпиться в спеціальних державках (необертових) і може мати індивідуальний привід обертання (при кріпленні в спеціальних патронах).

Револьверні головки набули застосування в токарних автоматах, токарних, свердлильних і фрезерних верстатах з ЧПК, багатоцільових верстатах і навіть шліфувальних верстатах з ЧПК (рис. 3.22, *а*).

На токарних багатоцільових верстатах револьверні головки встановлюються попереду і позаду робочої зони. Є револьверні головки, у яких інструмент працює з трьох сторін (рис. 3.23). При використанні револьверних головок і шпиндельних барабанів послідовність обробки деталей здійснюється за рахунок періодичного повороту револьверної голівки з інструментами або шпиндельного барабана з заготовками. Частіше періодичний поворот здійснюється за допомогою мальтійських механізмів, а фіксація, за допомогою одинарних, подвійних і зубцевих фіксаторів.

При послідовній багатопозиційній обробці функції револьверної головки, що повертається послідовно, з інструментами в одношпиндельному токарному автоматі (рис. 3.28, а) переходять до функцій шпиндельного барабана, що повертається періодично, з обертовими заготовками (рис. 3.28, б), при цьому револьверна головка перетвориться в повздовжній супорт.

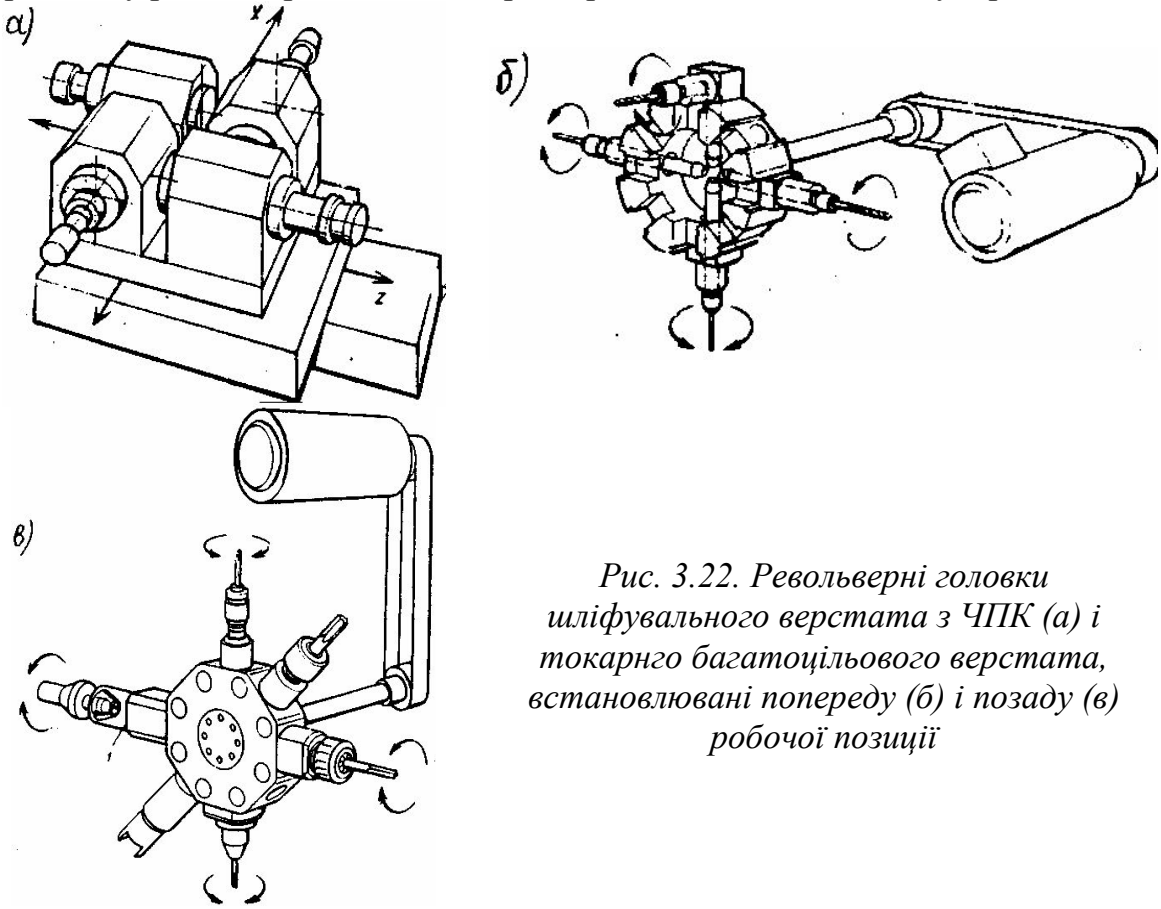


Рис. 3.22. Револьверні головки шліфувального верстата з ЧПК (а) і токарнго багатоцільового верстата, встановлювані попереду (б) і позаду (в) робочої позиції

Обертання шпинделів у шпиндельних барабанах здійснюється від центральної привідної шестерні, тому частота обертання у всіх позиціях однакова, що обмежує можливості обробки прутків і штучних заготовок на оптимальних швидкостях різання. Існують багатошпиндельні токарні автомати, у яких застосовується одночасно 2 швидкості обертання шпинделів, що переключаються за допомогою електромагнітних муфт. У багатошпиндельних токарних напівавтоматах з ЧПК, що обробляють штучні заготовки, кожен шпиндель може мати самостійний привід.

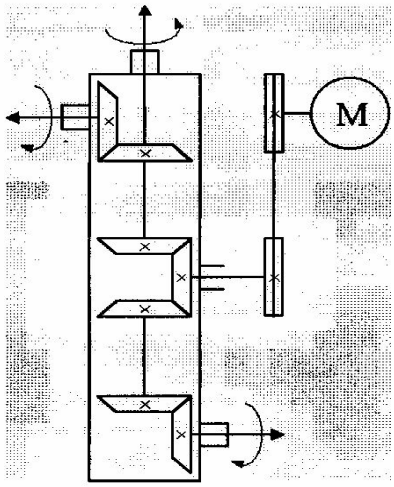
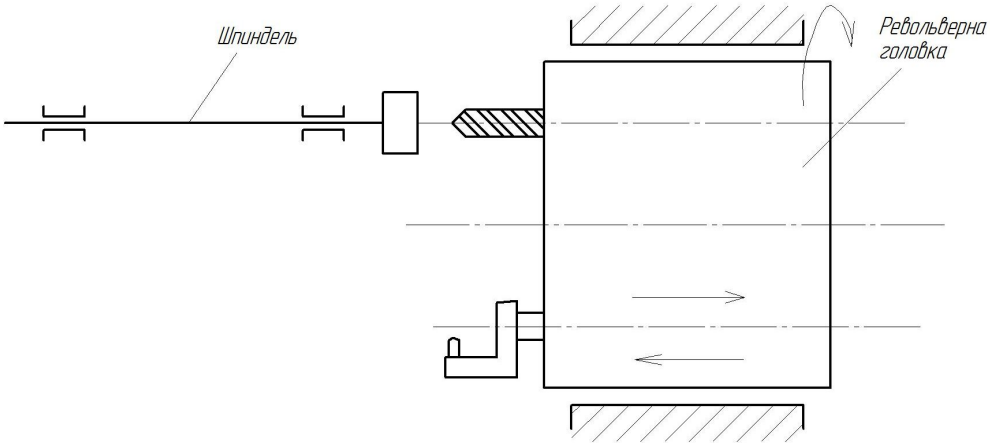


Рис. 3.23. Кінематична схема револьверної головки з тристороннім розташуванням обертових інструментів

а)



б)

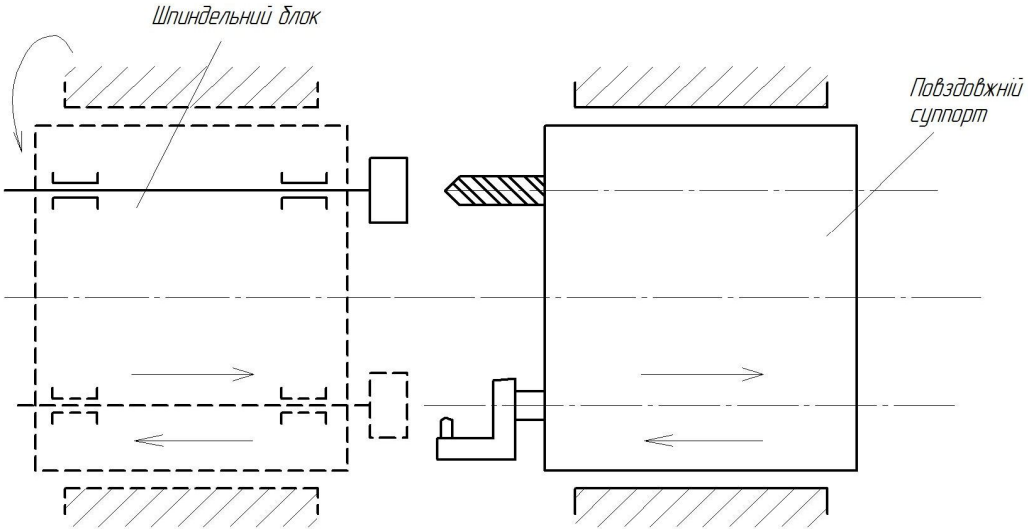


Рис. 3.24. Схеми послідовної обробки на одношпиндельному (а) і багатошпиндельному (б) токарних автоматах

Силові головки і столи

Силові голівки і столи відносяться до силових агрегатів, що визначають рівень ефективності агрегатних верстатів і автоматичних ліній.

Ці агрегати є уніфікованими і є основою для компонування агрегатного металорізального устаткування. Різноманіття силових агрегатів і необхідність беззупинного їхнього вдосконалення вимагають розробки строгої класифікації.

Становить інтерес запропонований харківськими вченими і фахівцями під керівництвом проф. Тімофєєва Ю.В. класифікатор силових агрегатів (рис. 3.25).

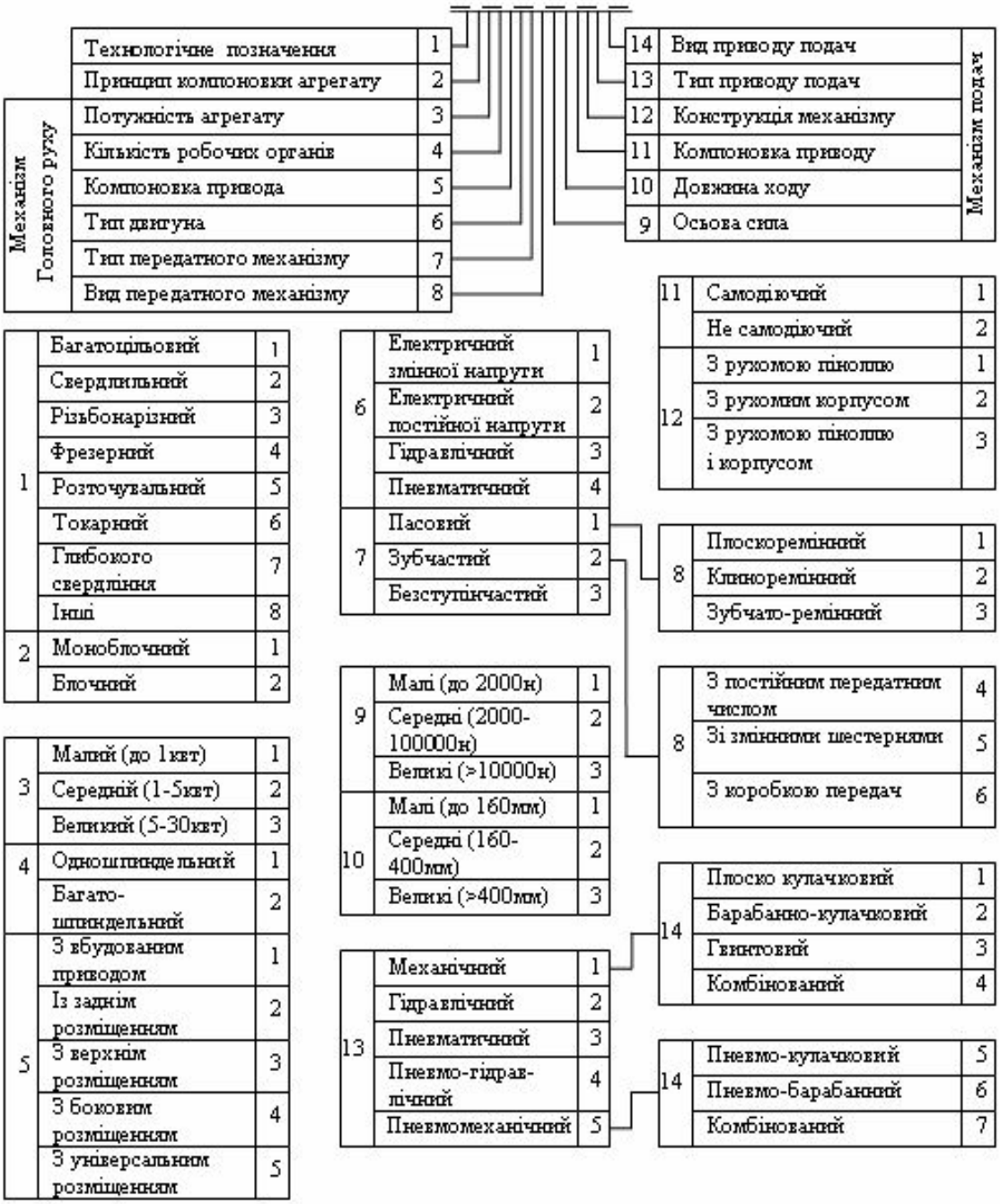


Рис. 3.25. Класифікатор силових агрегатів металорізальних верстатів

Цей класифікатор є компактним, наочним, зручним для практичного використання і дозволяє охопити всі існуючі вітчизняні і закордонні конструкції силових головок і столів, а також конструкції, створення яких можливе і доцільне.

Користаючись цим класифікатором, можна за конкретними вимогами вибрати оптимальну конструкцію з числа існуючих.

Ряд схем силових головок і принципи їх роботи докладно описані в курсі «Верстати-автомати й автоматичні лінії».

У дійсному посібнику розглянемо принципи роботи силових столів двох типів: електромеханічного типу УМ 2424 і гідравлічного конструкції НИАТ (рис. 3.26).

На рис. 3.26, *а* показана кінематична схема електромеханічного силового столу. Стіл складається з платформи 1, напрямної плити 2, гвинтової пари 3, зубчатого редуктора 4 і упорів керування з кінцевими вимикачами.

Робоче переміщення платформи 1 здійснюється від електродвигуна ЕЛ 1, зубчаті колеса $Z_1 - Z_4$, змінні колеса А і Б, запобіжну муфту М2, зубчаті колеса $Z_5 - Z_8$, електромагнітну муфту M_1 зубчасті колеса $Z_9 - Z_{12}$ і гвинтову пару 3.

Рівняння балансу кінематичного ланцюга подачі:

$$Sp = n_{ел1} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{A}{Б} \cdot \frac{Z_5}{Z_6} \cdot \frac{Z_7}{Z_8} \cdot \frac{Z_9}{Z_{10}} \cdot \frac{Z_{11}}{Z_{12}} \cdot t, \, мм/хв. \qquad (3.60)$$

При робочій подачі муфта M_1 замкнута. Запобіжна дискова муфта M_2 обмежує момент, що передається на гвинт, що крутить, величина якого визначає осьове зусилля подачі столу. Змінні зубчасті колеса А і Б призначені для встановлення необхідної подачі. Швидке переміщення столу здійснюється електродвигуном ЕЛ 2 (при цьому електромагнітна муфта M_1 розімкнута) за рівнянням балансу

$$S_Б = n_{ел2} \cdot \frac{Z_9}{Z_{10}} \cdot \frac{Z_{11}}{Z_{12}} \cdot t, \, мм/хв. \qquad (3.61)$$

Гідравлічний силовий стіл (рис. 3.26,*б*) включає платформу 1, гідроциліндр 2, порожній шток 3 і напрямну плиту 4. Корпус гідроциліндра 2 кріпиться до платформи столу, а шток 3 – до напрямної плити. Стіл має автоматичний цикл роботи, що налагоджується від упорів, встановлених в пазу платформи і впливають на кінцеві вимикачі, які подають сигнал електромагнітам, що керують гідрозолотниками панелі. При прискореному підведенні і робочій подачі масло подається в штокову порожнину циліндра 2.

Силові столи можуть бути вертикального і горизонтального виконання. Поява наприкінці 80-х років координатно-силових вузлів блочного типу від ЧПК, оснащення їх револьверними бабками, швидкозмінними і багатошпиндельними блоками і т.п. (рис. 3.27) дозволило створити принципово нові високоавтоматизовані гнучкі багатономенклатурні агрегатні верстати.

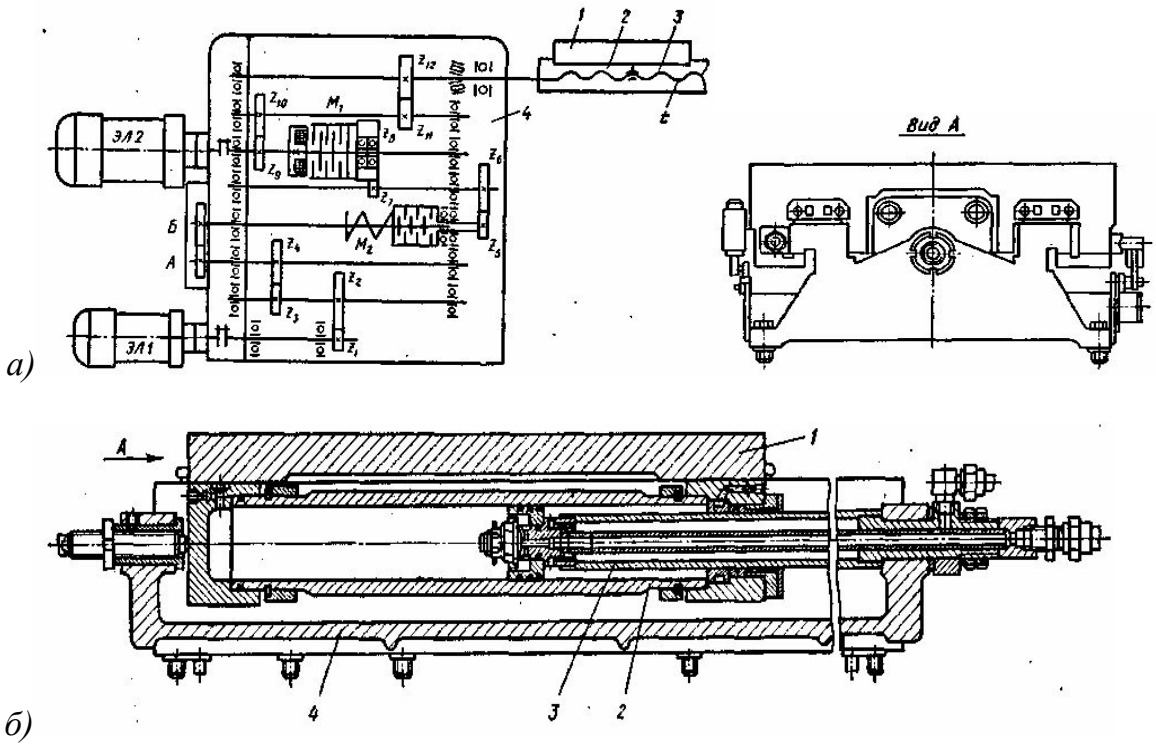


Рис. 3.26. Силові столи: а – електромеханічний типу УМ 2424; б – гідравлічний конструкції НІАТ типу 5У 4631, 5У 4672

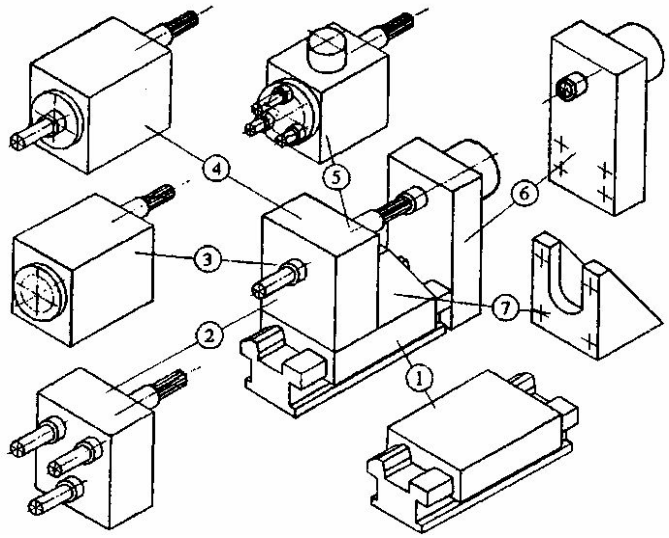


Рис.3.27. Силовий вузол блочного типу і його компоненти: 1 – силовий або координатно-силовий стіл; 2 – одно- або багатошпиндельні коробки (бабки); 3 – фрезерно-розточна бабка; 4 – шпиндельна бабка з висувною піноллю; 5 – револьверна бабка; 6 – привід головного руху; 7 – косинець

Основним компонентом, що визначає їх технологічні і функціональні можливості, є силовий стіл блочного типу, оскільки його навантажувальна здатність, жорсткість і швидкохідність значною мірою визначають продуктивність обробки. В свою чергу навантажувальну здатність силового столу визначає схема навантаження виконавчого органа привода подачі

силового столу – рухома платформа.

З досліджень відомо, що умови функціонування, навантажувальні втрати в напрямних рухомих органів верстатів можна оцінити за допомогою миттєвого коефіцієнта передачі сил ε, що характеризується співвідношенням рушійного зусилля до зусилля опору.

Відомо, що у випадку неправильно обраної схеми навантаження виникає заклинювання робочого органа привода подачі, що може призвести до руйнування механізму або подачі інтенсифікації зношування напрямних. Реалізовані на практиці схем навантаження рухомої платформи силового столу, не піддані самозаклинюванню, але вони ще не зовсім досконалі через наявність досить великих втрат у напрямних виконавчого органа привода подачі.

Роботи, проведені під керівництвом проф. Крижановського В.А. на кафедрі «Металорізальні верстати і системи» Кіровоградського національного технічного університету (КНТУ), дозволили здійснювати синтез і вибір раціональної схеми навантаження виконавчого органа привода подачі – рухомої платформи силового столу, на основі запропонованої просторової багатокомпонентної схеми навантаження. Суть цієї схеми навантаження полягає в тому, що до виконавчого органа привода подачі з боку внутрішніх кінематичних зв'язків приводів вузла прикладено кілька зусиль (наприклад, $P_{ос}$ і $P_п$), спрямованих на компенсацію зусилля P_x, прикладеного до нього з боку процесу обробки.

Розглянемо традиційну схему навантаження виконавчого органа привода подачі силового вузла блочного типу, зображену на рис. 3.28, *а*.

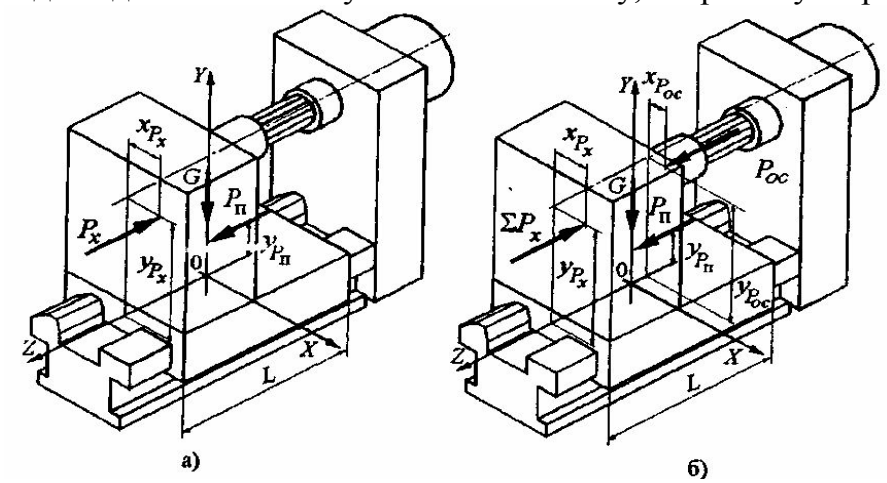


Рис. 3.28. Схеми навантаження виконавчого органа привода подачі силового вузла блочного типу: а – традиційна схема навантаження; б –багатокомпонентна схема навантаження

Силовий вузол навантажений з боку процесу різання осьовою складовою Рх технологічного навантаження (розглядається процес свердління), прикладеної на відстанях x_{Px} і y_{Px} щодо координатних осей силового вузла. З боку внутрішніх кінематичних зв'язків на виконавчий орган привода подачі діє зусилля подачі P_n, прикладене на відстані y_{Px}, щодо тих же

координатних осей вузла. Передбачається, для спрощення розрахунків, що центр ваги платформи силового столу і шпиндельної коробки проходить через точку О, що є початком координатних осей робочого об'єму силового вузла; L – довжина направляючих платформи силового столу.

На рис. 3.28, *б* показана запропонована схема навантаження виконавчого органа привода подачі, x_{Poc}, y_{Poc} – координати точки прикладення осьового зусилля Poc.

Умови функціонування стосовно до запропонованої схеми навантаження виконавчого органа привода подачі визначаються виходячи з мінімізації миттєвого коефіцієнта передачі сил ε, що визначається як відношення суми рушійних сил Poc і P_n, діючих з боку приводів силового вузла, до сумарної сили опору x_{Px}, що діє на виконавчий орган привода подачі з боку процесу обробки, тобто

$$\varepsilon = \frac{Pn + Poc}{\sum Px}. \tag{3.62}$$

Співвідношення силових потоків, що впливають на виконавчий орган привода подачі, і його ефективність визначаються коефіцієнтом перерозподілу зусиль k_n у приводі силовдо залежності:

$$k_n = \frac{Poc}{Poc + Pn}. \tag{3.63}$$

Таким чином, на відміну від традиційної схеми навантаження, для якої критерієм раціональності є коефіцієнт ε, для запропонованої узагальненої схеми навантаження цей критерій доповнюється критерієм раціональності перерозподілу навантажень, що діють з боку привода силового вузла. Коефіцієнт передачі сил ε для традиційної схеми навантаження (рис. 3.28,.*а*) визначається наступними залежностями (3.64) для різних умов навантаження:

$$\varepsilon = \begin{cases} \dfrac{1+\dfrac{2\mu}{L}}{1+\dfrac{2\mu}{L}y_{Pn}}, якщо y_{Px} - \dfrac{1+\dfrac{2\mu}{L}y_{Px}}{1+\dfrac{2\mu}{L}y_{Pn}}y_{Pn} \rangle \dfrac{GL}{2P_x} \\ \dfrac{1-\dfrac{2\mu}{L}}{1-\dfrac{2\mu}{L}y_{Pn}}, якщо y_{Px} - \dfrac{1-\dfrac{2\mu}{L}y_{Px}}{1-\dfrac{2\mu}{L}y_{Pn}}y_{Pn} - y_{Px} \rangle \dfrac{GL}{2P_x} \\ 1+\dfrac{\mu G}{Px}, якщо \left| y_{Px} - \left(1+\dfrac{\mu G}{Px}\right)\cdot y_{Px} \right| \le \dfrac{GL}{2P_x} \end{cases} \tag{3.64}$$

На рис. 3.29 і 3.30 приведені результати теоретичних досліджень двухфакторного впливу конструктивно-силових параметрів схем навантаження на умови функціонування виконавчого органа привода подачі.

Теоретичні дослідження проводилися на ПЕОМ у середовищі програмного пакета Mathcad 7 Professional, що дозволяє розрахувати коефіцієнт передачі сил ε і побудувати тривимірні графічні зображення поверхні функції його залежності від досліджуваних параметрів.

Для запропонованої багатокомпонентної схеми навантаження (рис. 3.28, б) коефіцієнт передачі сил ε з врахуванням коефіцієнта k_n визначається з рівняння (3.10).

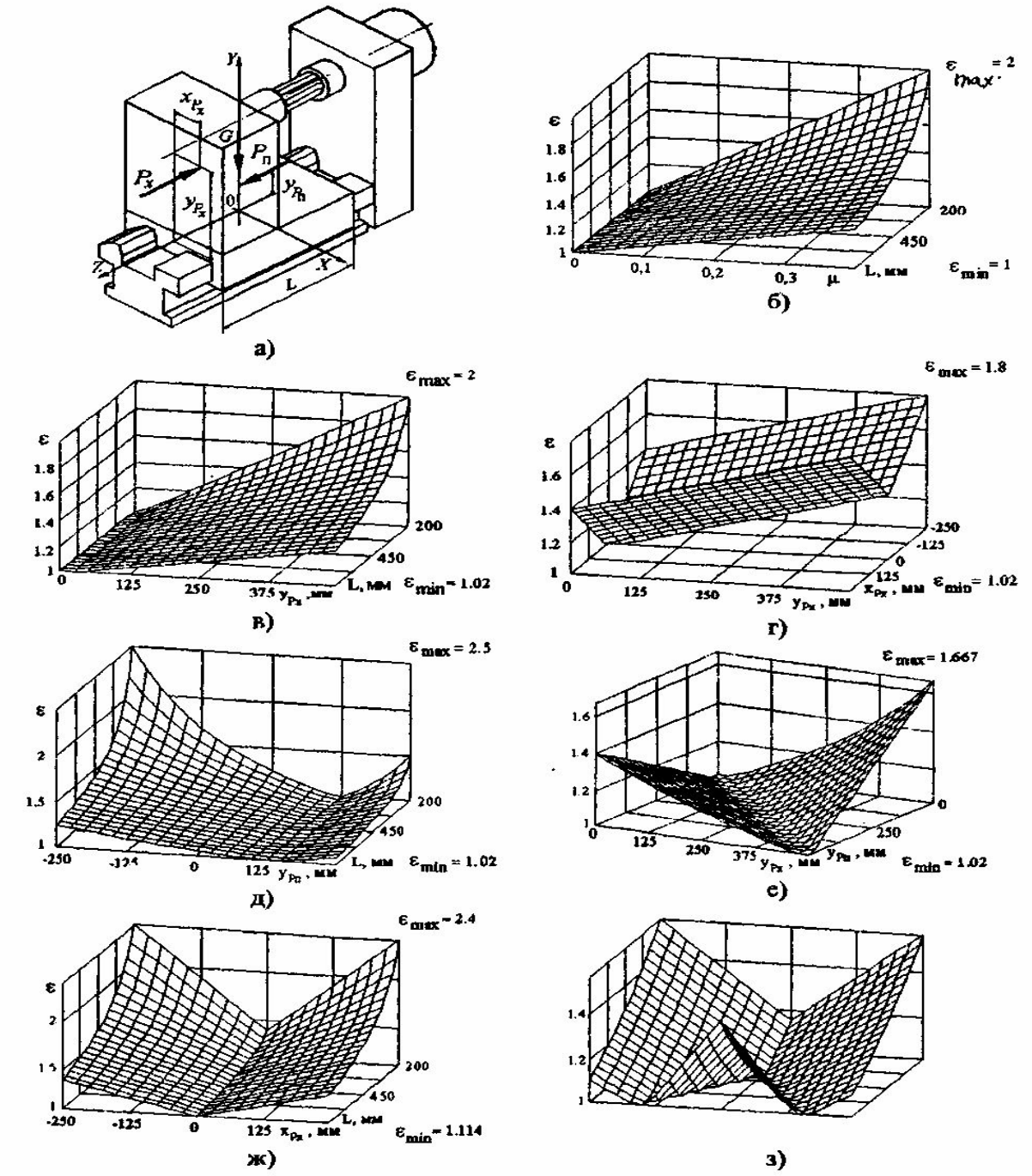


Рис. 3.29. Вплив вихідних параметрів схеми навантаження на миттєвий коефіцієнт передачі сил ε: а – схема навантаження; б – з – залежності ε від параметрів схеми навантаження

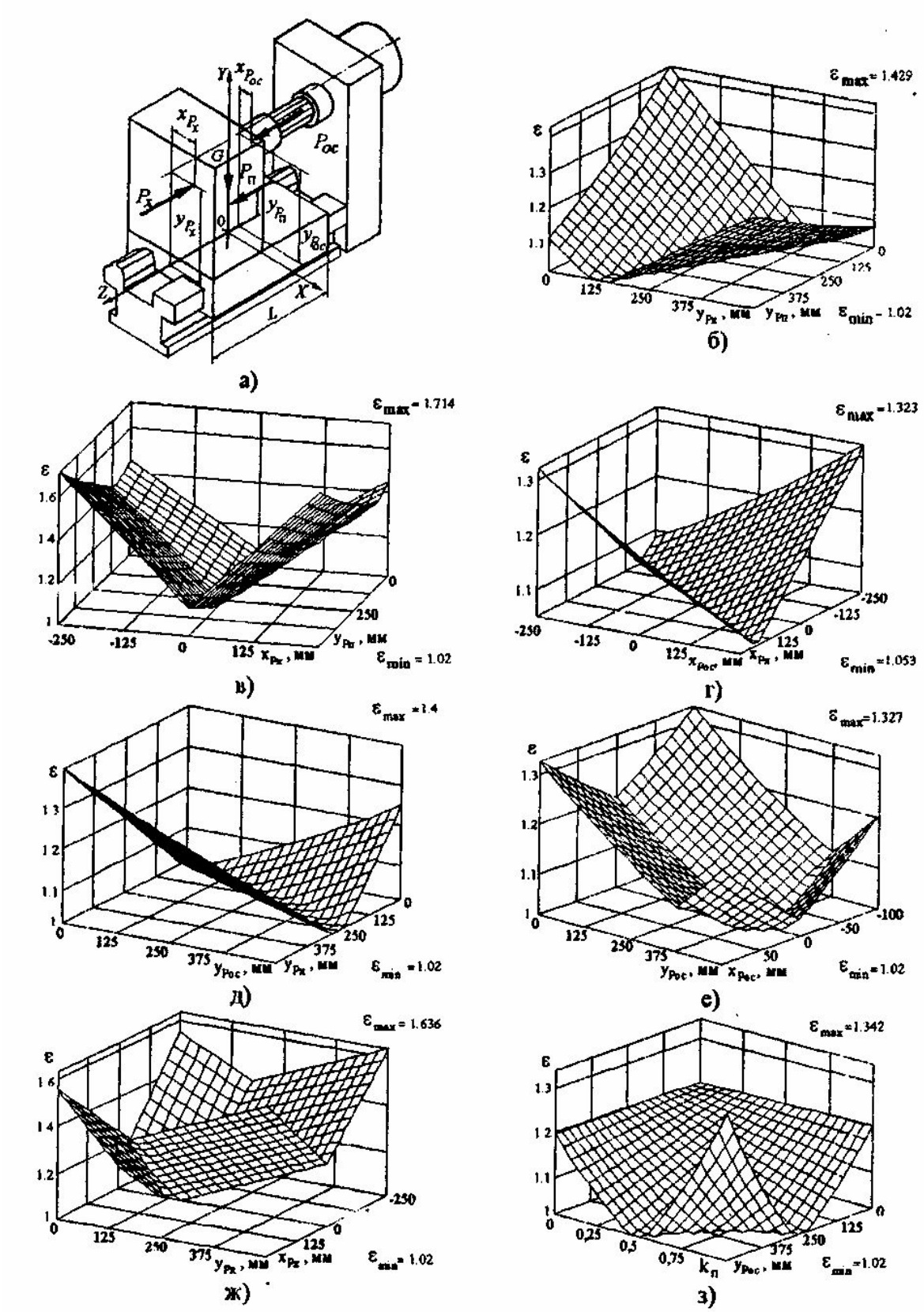


Рис. 3.30. Вплив параметрів багатокомпонентної схеми навантаження на миттєвий коефіцієнт передачі сил ε: а – схема навантаження; б – з – залежності ε від параметрів схеми навантаження

$$\varepsilon - \left\{ \begin{array}{l} 1+\dfrac{2\mu}{L}\left(\left|y_{Px}+\varepsilon(1-k_n)y_{Pn}-\varepsilon k_n y_{P00}\right|+2\left|x_{Px}-\varepsilon k_n x_{P00}\right|\right), \\ якщо\left|y_{Px}+\varepsilon(1-k_n)y_{Pn}-\varepsilon k_n y_{P00}\right|+2\left|x_{Px}-\varepsilon k_n x_{P00}\right| \rangle \dfrac{GL}{2Px} \\ 1+\dfrac{\mu G}{Px}, якщо\left|y_{Px}+\varepsilon(1-k_n)y_{Pn}-\varepsilon k_n y_{P00}\right|+2\left|x_{Px}-\varepsilon k_n x_{P00}\right| \le \dfrac{GL}{2Px} \end{array} \right\} = 0 \cdot \quad (3.65)$$

Аналіз умов функціонування традиційної схеми навантаження (рис. 3.29, *а*) виконавчого органа привода подачі силового вузла блочного типу для реального діапазону зміни довжини платформи L і коефіцієнта тертя μ дозволив встановити (рис. 3.29, *б–з*), що найбільш раціональними умовами, при яких $\varepsilon \to 0$, будуть умови, коли координати точок прикладення зусиль $P_п$ і P_x будуть рівні між собою, тобто, $y_{pn}=y_{px}$ і $x_{px}=0$, тобто, місце співвісне розташування зусилля подачі P_n і осьової складової технологічного навантаження P_x, при $L \to max$, а $\mu \to min$. Так, для реального діапазону зміни довжини напрямних L і коефіцієнта тертя $\mu=0,1...0,2$, величина коефіцієнта передачі сил лежить у межах $1,02<\varepsilon_{min}<1,114$, а максимальне його значення в межах $l,56<s_{max}<4,667$.

Як випливає з аналізу рівняння (3.10) і побудованих на його основі залежностей (рис. 3.30, *б–з*), раціональна область умов функціонування багатокомпонентної схеми навантаження виконавчого органа привода подачі силового вузла блочного типу (рис. 3.30, *а*), при значенні миттєвого коефіцієнта передачі сил $\varepsilon \to 1$, визначається з співвідношень (3.66), (3.67)

$$\frac{y_{Px}+y_{Pn}}{y_{Poc}+y_{Pn}} = k_n, \quad (3.66)$$

$$\frac{x_{Px}}{x_{Poc}} = k_n. \quad (3.67)$$

Так, при заданій навантажувальній здатності силового $Pmax^{=}Poc+Pn$, обумовленої коефіцієнтом перерозподілу зусиль k_n, і за умови, що $L \to max$, а $\mu \to min$ у реальному діапазоні їхньої зміни, значення миттєвого коефіцієнта передачі сил лежать у межах від ε_{min}=l,02 до ε_{max}=1,714.

Слід зазначити, що запропонована багатокомпонентна схема навантаження виконавчого органа привода подачі не піддана самозаклинюванню в реальному діапазоні зміни координат точки прикладення осьової складової технологічного навантаження *Px*. Що вигідно відрізняє її від традиційної схеми навантаження, що при ексцентричному навантаження виконавчого органа зусиллями P_x і P_n піддана заклинюванню, що значно збільшує навантажувальні втрати, призводить до катастрофічного зносу напрямних, зниженню точності обробки, і в остаточному підсумку виходу з ладу механізму подачі силового вузла. Можливість вибору необхідного значення коефіцієнта перерозподілу навантаження *kn*, для реалізації будь-якої схеми навантаження виконавчого органа привода подачі, з боку процесу різання, дає можливість керувати вихідними параметрами

силового вузла, у напрямку підвищення навантажувальної здатності привода подачі і його ККД.

Пристосування і додаткові пристрої до верстатів-автоматів і верстатів з ЧПК

До пристосувань і додаткових пристроїв відносяться:

–кондукторні плити;

–ділильні столи;

–шпиндельні коробки;

–багатошпиндельні насадки;

–швидкосвердлильні, шліцефрезерні, різенарізні пристрої і пінолі;

–пристрої для обробки зовнішніх і внутрішніх огранених поверхонь;

–двухрізцеві головки;

–відрізні пристрої;

–одно і багатомісні затискні пристосування для заготовок;

–спеціальні пристосування і пристрої.

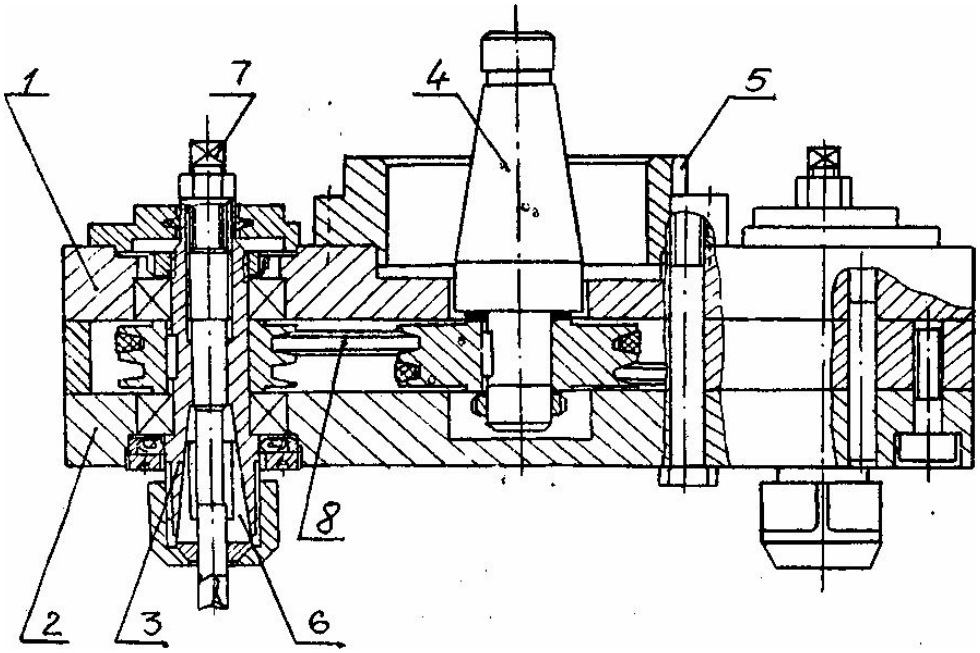
Застосування пристосувань і додаткових пристроїв розширює технологічні можливості верстатів і дозволяє підвищити їх техніко-економічні показники, серед яких, насамперед, продуктивність і якість обробки. Розглянемо конструктивні особливості і принципи роботи деяких нових пристосувань і пристроїв, інформація про які відсутня у книгах.

На рис. 3.31 приведені конструкції багатошпиндельних насадок до свердлильних і фрезерних верстатів з ЧПК, розроблені проф. Крижановським В.А. в КНТУ.

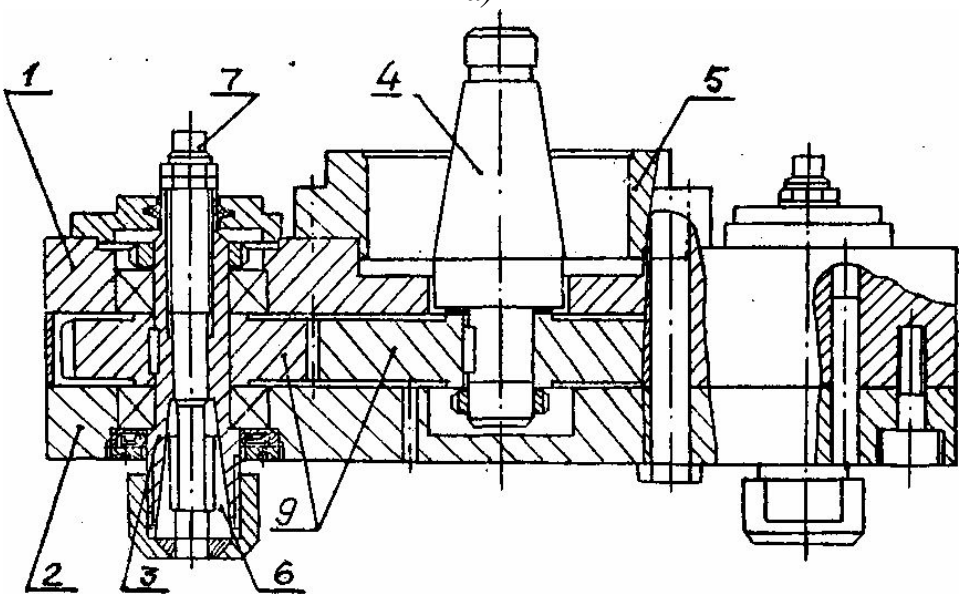
Насадки в залежності від габаритів деталей, столу верстата, інструмента і режимів обробки можуть бути двох, трьох і чотирьох шпиндельними з клиновими ременями і зубчатими колесами. Для приведених насадок фланець кріплення виконаний для верстата з ЧПК мод. 6520ФЗ. Насадка (рис. 3.31, *а*) містить верхню 1 і нижню 2 плити, два шпинделі 3, привідний вал 4, опорну плиту 5, затискні цанги 6 для закріплення інструмента, регулювальний гвинтовий упор 7. Шпиндельна насадка встановлюється на шпиндельний блок верстата. Шпинделі 3 одержують обертання від привідного вала 4 через клинові ремені 8. Для отримання однакових розмірів по глибині обробки існує регулювальний упор 7, розташований по осі шпинделя, нижній торець якого впирається у верхній торець інструмента. Регулювання осьового вильоту інструмента здійснюється по торканню інструмента оброблюваної деталі.

Точність обробки по глибині при обробці двох деталей за допомогою даної двошпиндельної насадки складає 0,02 мм.

На рис. 3.31, *б* показана конструкція двошпиндельної насадки з зубчатими колесами 9. Ця насадка відрізняється від попередньої підвищеною навантажувальною здатністю і може застосовуватися для різенарізання оскільки має жорстке передаточне відношення між привідним валом і шпинделями.



а)



б)

Рис. 3.31. Двошпиндельні насадки до верстата з ЧПК мод. 6520ФЗ із клинопасовими (а) і зубчатими (б) передачами

Багатошпиндельні насадки з пасовими передачами можуть використовуватися як прискорюючі, тобто, забезпечувати більш високу частоту обертання шпиндельної насадки.

Раціональна область застосування – обробка алюмінієвих і інших кольорових сплавів, а також пластмас.

Багатошпиндельні насадки з зубчатими колесами раціонально застосовувати при фрезеруванні чавунів, сталей, обробці різьбових отворів, цекуванні й інших операціях, що супроводжуються великими навантаженнями по ланцюгу головного руху.

Дані насадки підвищують продуктивність пропорційно числу деталей, дозволяють повністю використовувати можливості приводів головного руху, подач і дзеркала столу.

Становить інтерес новий метод обробки багатогранних отворів за а.с. Болгарії №47221 (автори Вачев А.А., Кузнєцов Ю.М., Алексєєв С.Л., Максимов И.Т., Пищялов И.П.) (рис. 3.32). Відповідно до методу вісь обертового інструмента зміщена щодо осі оброблюваного отвору на величину:

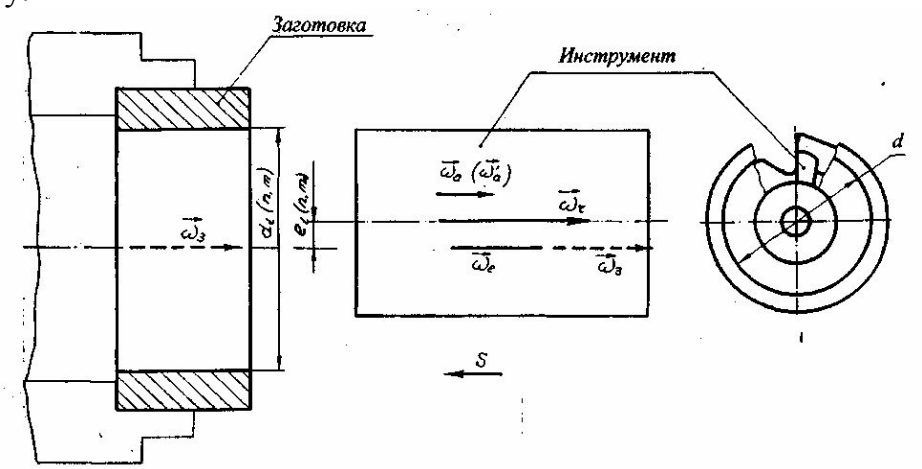


Рис .3.32. Схема обробки багатогранних отворів обертовим інструментом з зміщеною віссю обертання

при парному числі граней *m* отвору:

$$e_n = \frac{dn}{2}\left(\sec\frac{90}{n-1} - 1\right), \tag{3.68}$$

при не парному числі граней *m* отвору:

$$e_m = \frac{dm}{4}\left(1 - \sec\frac{180}{m}\right), \tag{3.69}$$

де *dn*, *dm* – діаметр вписаного в отвір багатогранника окружності.

При нерухомій заготовці (ω_3= 0) абсолютна кутова швидкість інструмента

$$a = \varpi_r + \varpi_e, \tag{3.70}$$

а відношення при кількості граней *n*:

$$\frac{\omega_e}{\omega_r} = -\frac{n'-1}{n'}. \tag{3.71}$$

При рухомій заготовці (($\omega_3 \neq 0$):

$$a = \varpi_r + \varpi_z + \varpi_e. \tag{3.72}$$

При парному числі граней *n* отвору число зубів інструмента, що ріжуть, дорівнює *n* – 1, а діаметр описаної окружності:

$$d = d_n \sec\frac{90}{n-1}. \tag{3.73}$$

При непарному числі граней m отвору кількість протилежне розташованих зубів інструмента, що ріжуть, дорівнює двом, а діаметр описаної окружності

$$d = d_m\left(\sec\frac{180}{m} + 1\right). \qquad (3.74)$$

Застосування схеми обробки (рис. 3.32) доцільно при мінімальних витратах у багатошпиндельних токарних автоматах і напівавтоматах, що розширює їх технологічні можливості. Така модернізація виконана проф. Вачевим А.А. і впроваджена в масове виробництво на одному з підприємств Болгарії для обробки шестигранного отвору в втулках резино-металевих шарнірів у траках танків, що виключило операцію протягання шестигранного отвору. Стійкість процесу токарної обробки деталей при надійному дробленні стружки може бути підвищена за рахунок застосування розроблених у Тернопільському національному технічному університеті ім. І. Пулюя (ТНТУ) (автори Нагорняк С.Г., Луців І.В. і ін.) різцевих головок з зрівноваженням сил різання (рис. 3.33, *а, б*) і розточувальної головки з вирівнюючим гідравлічним пристроєм (рис. 3.33, *в*).

Вирівнюючі механізми конструктивно виконані так, щоб зусилля на їхньому вході і виході були рівні між собою. Оскільки регулюються повздовжні зсуви різців, то вирівнюючий механізм, є задаючим пристроєм, що обумовлює рівність нулю різниці осьових складових зусиль різання P_{x1} і P_{x2}. Вирівнюючий механізм здійснює також зіставлення величини різниці цих сил з задаючою, виконуючи функції пристрою порівняння. Якщо різниця сил різання $(P_{x1} - P_{x2})$ не дорівнює нулю, то механізм, що вирівнює, буде робити визначений рух, здійснюючи повздовжнє переміщення різців. Це у свою чергу призведе до зміни товщини зрізуваних шарів, а отже, зусиль різання й у кінцевому рахунку до їх зрівноважування.

Двохрізцевий механізм (рис. 3.33, *а*) для токарних автоматів і напівавтоматів виконаний у вигляді державки, що має два прохідних різці 1 і 7, закріплених на кінцях циліндричних штоків 2 і 6, що можуть зміщуватися в корпусі 3 вздовж своїх осей. Конічні кінці штоків контактують з скосами «*а*» і «*б*» проміжного циліндричного пальця 4. У процесі роботи палець 4 може переміщуватися вздовж своєї осі, забезпечуючи рівність осьових складових сил різання ($P_{x1} = P_{x2} = P_x$).

Комбінований запобіжний пристрій (рис. 3.33, *б*) містить повзуни 3 і 8, у яких встановлені двосторонні різці 1 і 9, призначені для обробки деталі 2 (ззовні або всередині). Повзуни стикаються з корпусом 4 за допомогою «ластівкового хвоста». Зв'язок між повзунами здійснюється через бочкоподібні ролики 5 і 7 двоплечової шарнірної рамки 6, центральна частина якої з'єднана з корпусом. Запобігання від перевантажень може здійснюватися також за допомогою гідравлічної системи (рис. 3.33, *в*), де зсув повзунів 1 з різцями передається поршням 2, що перекачують масло з порожнин 4 корпуса 3 через канали 5 у кришці 6, забезпечуючи зрівноваження.

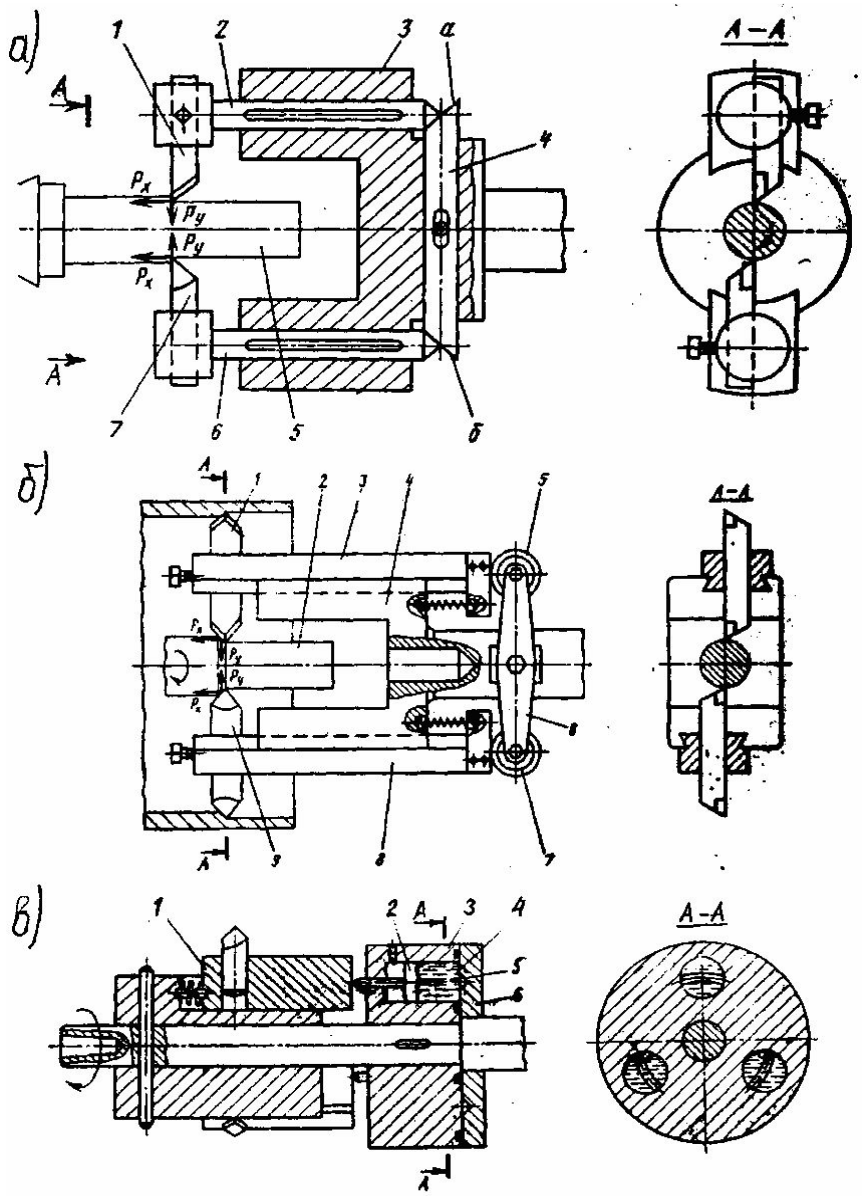


Рис. 3.33. Різцеві головки з зрівноваженням сил різання: а –дворізцева токарна з клино-штоковим механізмом; б – четирьохрізцева токарно-розточувальна з двохплечною шарнірною рамкою; в – багаторізцева розточувальна з гідравлічним адаптивним зв'язком

Підвищення продуктивності відрізки деталей з прутка на токарних автоматах при скороченні витрати металу в стружку досягається застосуванням відрізних пристроїв з обертовою дисковою фрезою діаметром 80–120 мм і товщиною 0,8...1,2 мм. Принцип роботи одного з таких пристроїв, розроблених в НТУУ «КПІ», наступний (рис. 3.34).

Фреза 1, встановлена в корпусі, через співвісний фрикційний ролик взаємодіє з двома роликами 2, осі яких розміщені на підпружинених важілях типу «ножиць». При відведеному пристрої фреза 1 не обертається (рис. 3.34, *а*). При підведенні до обертової деталі 3 і торканні з нею починають обертатися ролики 2, що передають обертання фрезі (рис. 3.34, *б*).

При подальшому переміщенні відбувається відрізка деталі (рис. 3.34, *в*), а ролики 2 розходяться, продовжуючи передавати обертання. Створено відрізні пристрої, у яких обертання фрези може здійснюватися від окремого електродвигуна, за рахунок накопиченої кінематичної чи потенційної енергії.

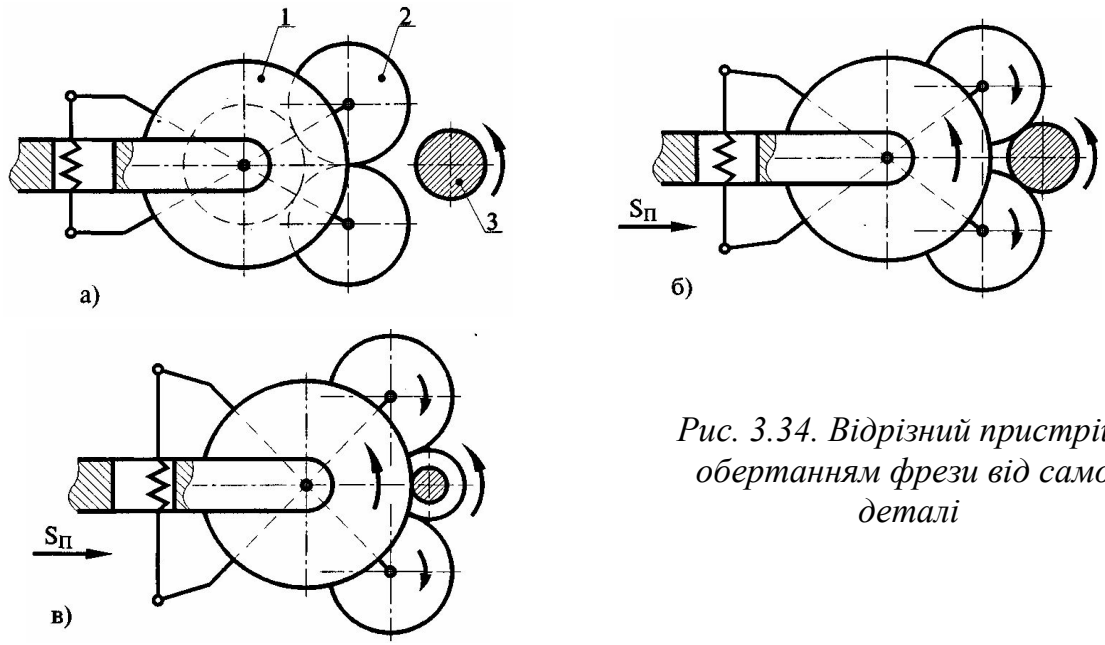


Рис. 3.34. Відрізний пристрій з обертанням фрези від самої деталі

РОЗДІЛ 4. СПОСОБИ МАНІПУЛЮВАННЯ РІЗНИМИ ОБ'ЄКТАМИ У ВЕРСТАТНОМУ ОБЛАДНАННІ

4.1. Механізми автоматичної заміни інструментів

Від типу і конструкції пристроїв автоматичної заміни інструменту (ПАЗІ) залежить точність установки інструменту, а отже, точність обробки, час заміни інструменту, тобто продуктивність, а також усе компонування багатоопераційного верстата. До ПАЗІ пред'являються наступні основні вимоги: 1) швидкодія; 2) висока надійність і точність переміщення, відсутність биття; 3) велика ємність магазину при мінімальній займаній площі; 4) ПАЗІ не повинен обмежувати робочий обсяг верстата; 5) зручність обслуговування; 6) надійність контролю зносу і поломки інструментів, запобігання інструментів і їхніх посадкових місць від забруднення і запилення; 7) можливість ручної заміни інструменту.

ПАЗІ можуть бути розділені на 4 основні типи (рис. 4.1): 1 – зміна інструмента здійснюється при зміні положення робочого накопичувача (револьверні головки); 2 – інструмент автоматично передається з магазину в робоче положення (наприклад, у шпиндель); 3 – інструменти з магазину передаються в робочу позицію через проміжний накопичувач; 4 – інструменти подаються в робочу позицію частково з робочого накопичувача і частково з магазина через проміжний накопичувач (штриховими лініями зазначена автоматична установка, суцільними – ручна). Типовим робочим накопичувачем є револьверна головка.

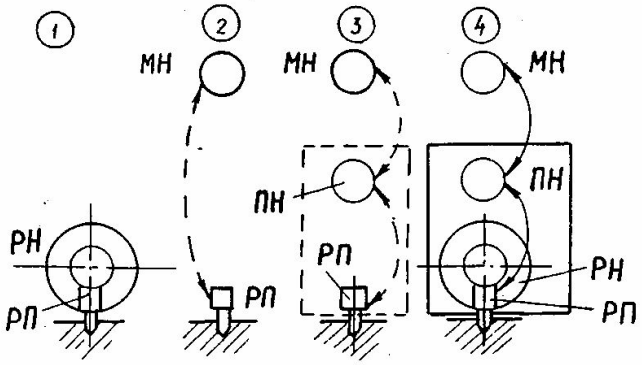


Рис. 4.1. Типи пристроїв автоматичної заміни інструменту: МН – магазин-накопичувач; ПН – проміжний накопичувач; РН – робочий накопичувач (багатоінструментальна головка); РП – робоча позиція

Таким чином, автоматична заміна інструментів при обробці деталей на верстатах може робитися: 1) переключенням (поворотом і фіксацією) револьверної головки з рухливо закріпленими в ній інструментами; 2) заміною всього шпиндельного вузла з інструментом; 3) заміною інструмента в шпинделі верстата. Автоматична заміна інструмента в шпинделі дозволяє виконувати на багатоопераційному верстаті різні технологічні операції без перебазування деталей, що обробляються з малими витратами допоміжного часу. Коли інструмент передається в робочу позицію через проміжну,

остання встановлюється коло шпинделя або коло магазину, або в проміжному носії. В останньому випадку носій зв'язує проміжну і робочу позиції в єдиний конструктивний елемент. Проміжна позиція виконується у вигляді двохпозиційної револьверної (рис. 4.2) або подвійної шпиндельної головки.

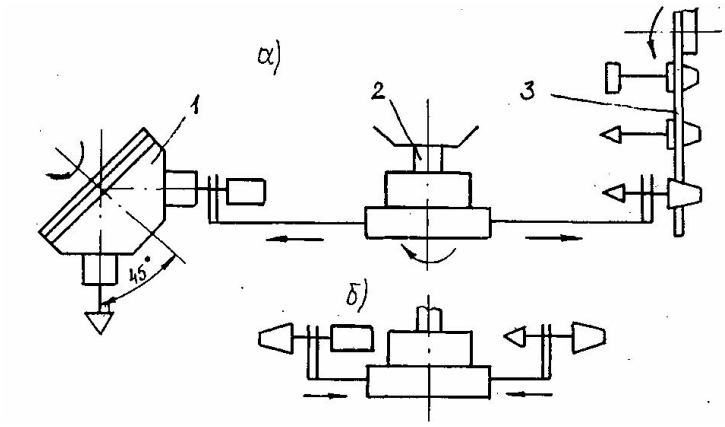


Рис. 4.2. Автоматична заміна інструмента з магазину за допомогою двозахватного автооператора і двопозиційної револьверної головки: а – захоплення відпрацьованого інструмента з револьверної голівки (РГ); б – зведення «рук» автооператора перед його поворотом на 180°; 1 – РГ; 2 – автооператор; 3 – магазин інструментів

Конструктивне і компоновочное виконання ПАЗІ залежить, головним чином, від типу верстата, розташування шпинделя, кількості і типів застосовуваного інструмента, часу зміни інструмента. Класифікація способів і ПАЗІ приведена на рис. 4.3. Пристрої для заміни інструментів поділяють на три групи: пристрої заміни шпиндельних вузлів, у яких інструмент попередньо закріплюють вручну: магазини інструментів з автооператорами і без них; комбіновані пристрої.

Револьверні шпиндельні головки (рис. 4.3, *а)* одержали спочатку широке поширення завдяки відносній простоті пристрою, однак в останні роки їхнє застосування звужується внаслідок малого числа розміщених у них інструментів і додаткових неточностей, внесених індексацією головок і недостатній їх жорсткістю. Змінні багатошпиндельні головки (рис. 4.3, *б)* використовують у багатоопераційних верстатах при виготовленні великих серій деталей. Магазини шпиндельних гільз (рис. 4.3, в) позбавлені недоліків, властивих револьверним шпиндельним головкам, але мають високу вартість внаслідок необхідності виготовлення великого числа прецизійних шпиндельних вузлів. Револьверні магазини оправок з інструментами (рис. 4.3, *г)* дозволяють містити в них більше інструментів, ніж у револьверних шпиндельних головках, і розмістити шпиндель будь-якої довжини. Недоліками цього способу є обмежена ємність магазина, великий виліт шпинделя і внаслідок цього, зниження точності обробки, розміщення громіздкого магазину безпосередньо на шпиндельній бабці поблизу робочої зони верстата і захаращення робочої зони.

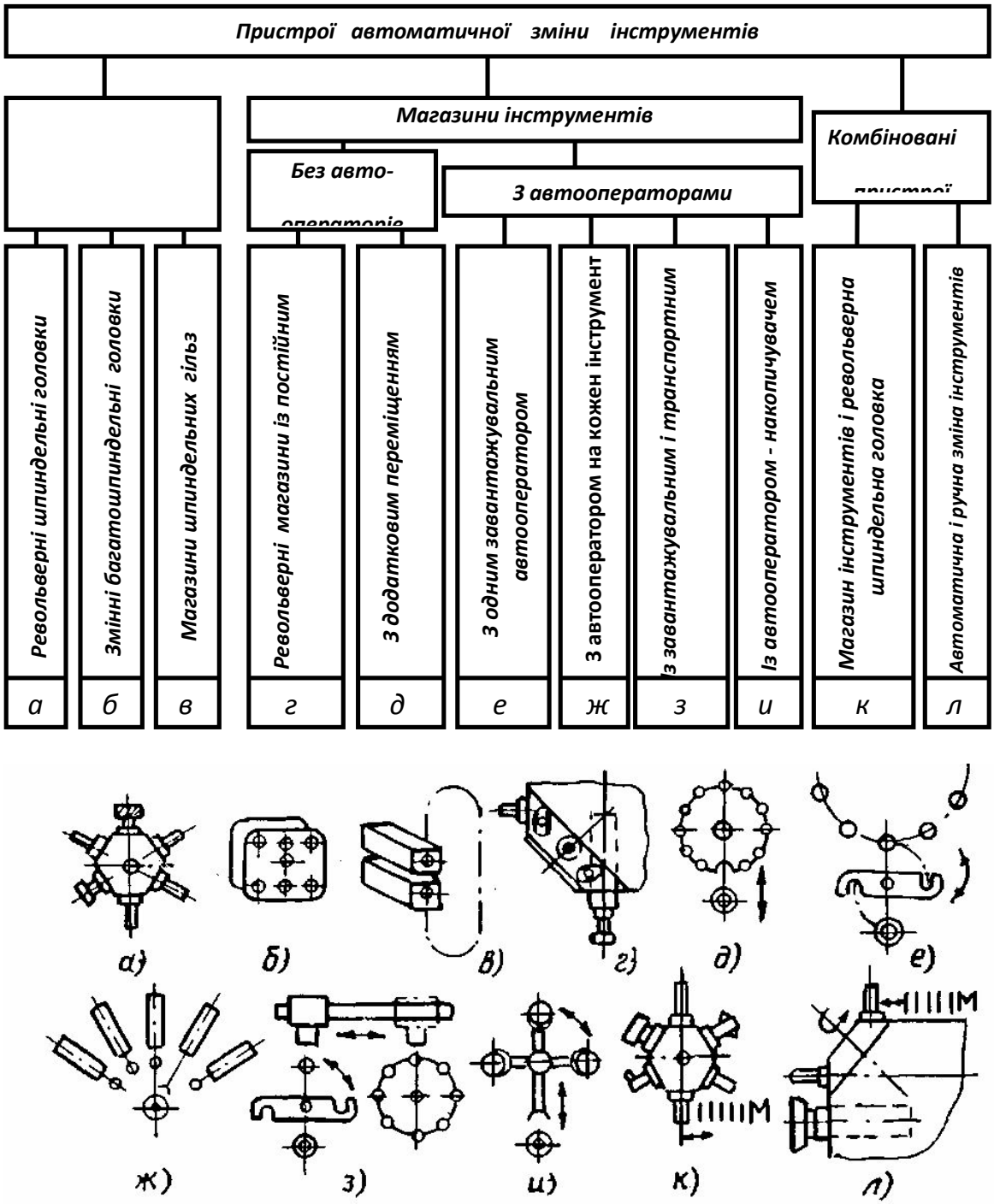


Рис. 4.3. Класифікація способів і пристроїв автоматичної заміни інструменту

Магазини інструментів без автооператорів (рис. 4.3, *д)* вимагають додаткового радіального переміщення, що обмежує їхню ємність і кількість варіантів компонувань. Переміщення ж шпинделя при автоматичній заміні інструмента (АЗІ) до нерухомого магазину порушує попередню установку. ПАЗІ з одним завантажувальним оператором, що має для захоплення (рис 4.3, *е)* одержали широке поширення. При повороті автооператор захоплює одночасно оправки з попереднім і наступним інструментами, потім

осьовим переміщенням виштовхує їх з магазина і шпинделя поворотом на 180° змінює місцями і зворотним осьовим рухом посилає попередній інструмент у магазин у компонуванні не можна розміщувати далеко від шпинделя. Магазин з автооператором на кожний інструмент (рис. 4.3, *ж)* має обмежену ємність або ж виходить громіздким. Обслуговування пристрою, розташованого в робочій зоні, утруднено. Магазини з транспортним і завантажувальним автооператором (рис. 4.3, *з)* можуть бути розміщені в достатнім віддалені від шпинделя, у зручному для обслуговування місці. Ускладнення, зв'язане з додатковим автооператором, компенсується можливістю виготовлення магазинів у вигляді незалежних агрегатних вузлів різної ємності. Пристрої з автооператором – проміжним (між шпинделем і магазином) нагромаджувачем інструментів (рис. 4.3, *і)* застосовують з метою виключення роботи великого магазину і прискорення АЗІ при повторюваному використанні декількох найбільш характерних для даної деталі різальних інструментів. У комбінованому пристрої (рис. 4.3, *к)* револьверну шпиндельну головку використовують у сполученні з магазином *М,* з якого легкі інструменти автоматично завантажуються по черзі в два протилежних шпинделі. В інших шпинделях установлюють важкі інструменти, що закріплюються вручну.

У комбінованому пристрої зі спеціалізованими шпинделями (рис. 4.3, л), двошхпиндельна револьверна головка для легких інструментів автоматично завантажується з магазина *М*, а шпиндель, призначений для важких інструментів, завантажують вручну або з особливого магазину. Сполучення револьверної головки і магазина дозволяє час АЗІ віднести до часу індексації головки, оскільки пошук і завантаження-розвантаження інструментів сполучені з роботою верстата. Спеціалізація шпинделів дозволяє пристосувати їхню конструкцію до умов роботи і зменшити розміри магазина. Час заміни інструменту може бути зведений до мінімуму (до 1 *с)* застосуванням в ПАЗІ багатозахватных автооператорів (рис. 4.4), загальна кількість яких доходить до 16.

З конструктивних різновидів магазинів найбільше поширення одержали дискові і ланцюгові, останні – внаслідок великої ємності і можливості різного розміщення в компонуванні. Положення магазина в компонуванні в деяких випадках однозначно визначається конструктивним типом пристрою, а в інших випадках завдяки автооператорам може мати кілька варіантів. Розташування магазина й інструментів у компонуванні пов'язане з питаннями технології й експлуатації верстата і повинне відповідати загальним вимогам до ПАЗІ, що були розглянуті вище і тут тільки перелічуються: 1) скорочення числа координатних рухів при АЗІ; 2) максимальне сполучення часу АЗІ з роботою верстата; 3) скорочення координатної установки по осях *X* і *Y* при АЗІ, що забезпечує співвісність отворів при обробці різними інструментами; 4) відсутність впливу маси інструментів у магазині і їхньому динамічному навантаженні на точність верстата; 5) можливість збільшення ємності магазина без істотного впливу

на конструкцію основних вузлів верстата; 6) можливість незалежного агрегатного виконання магазина (для постачання верстатів з АЗІ і без її) і ін. вимоги. Виконання цих вимог багато в чому залежить від розташування магазина в компонуванні верстата і, насамперед, наявність самого магазина інструментів в ПАЗІ зобумовлено необхідністю виконання вимог і застосуванням великої кількості інструментів для обробки деталей.

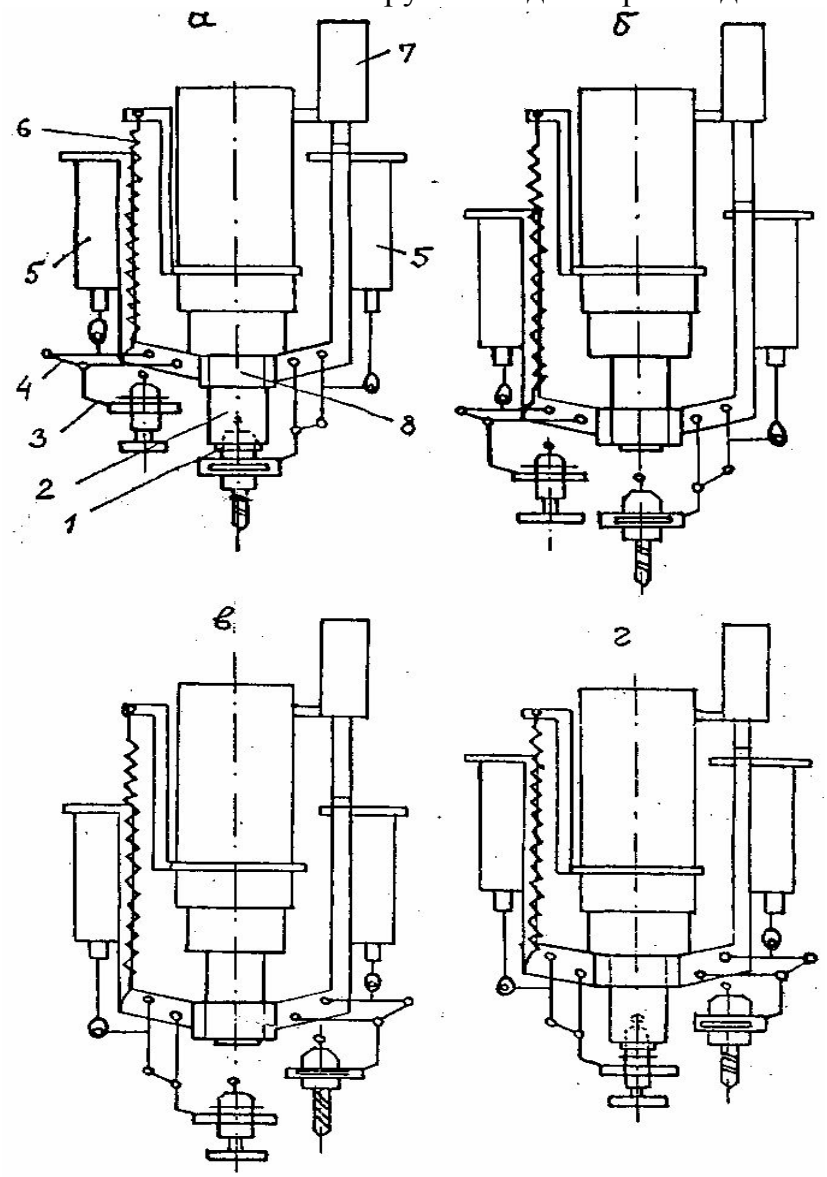


Рис. 4.4. Послідовність роботи ПАЗІ з багатозахватним автооператором багатоопераційного верстата FZ16 фірми «Chiron» (ФРН): а – робочий стан першого інструмента і вихідне положення другого; б – вихід зі шпинделя першого інструмента і підведення другого; у – відвід убік першого інструмента і введення на лінію шпинделя другого; м – введення в шпиндель другого інструмента і відвід у вихідне положення першого; 1 – шпиндель; 2 – качалка; 3 –захват; 4 – чотириланковий механізм; 5 – пневмоциліндр-автооператор; 6 – пружина повернення обойми; 7 – спарений пневмоциліндр переміщення обойми (однобічної дії); 8 – обойма

В ЭНИМС розроблений агрегатованный комплекс багатоінструментних верстатів АКМ-26 (свердлильно-фрезерно-розточувальних багатоопераційних верстатів) з побудовою ПАЗІ на агрегатній основі (система АКМ-26-АЗІ). Для автоматичного пошуку необхідного інструменту використовують різні методи кодування безпосередньо інструментальної оправки або гнізда магазина:

1. Інструмент у визначеній технологічній послідовності – програмується тільки крок (кут повороту магазина). Недолік – немає повторного використання того самого інструмента.

2. Кодування самих інструментів за допомогою набору кілець, що закріплюються на спеціальному циліндричному паску оправки. Читаючий пристрій контактного або безконтактного типу формує двоїчно-кодованні сигнали при русі відносно нього інструментного магазину. У момент збігу коду інструмента, заданого керуючою програмою, з кодовим сигналом читаючого пристрою подається сигнал на останов і фіксацію магазину інструмента. Достоїнство – розташування інструмента в будь-якій послідовності. Недолік – ускладнення конструкції інструментального оправкия, зниження її жорсткості, збільшення маси магазину і часу пошуку інструмента.

3. Кодування гнізд магазина плоскими кодовими ключами з різними комбінаціями проточек (наприклад, за двоїчно-десятковим кодом), встановлювані в спіральні замки поруч з відповідним інструментом.

4. Кодування гнізд магазина кодовим барабаном з набором кулачків, що встановлений у хвостовій частині вала магазина або механічно зв'язаний з його приводом. Відповідні кожний позиції магазина комбінації виступів кулачків на барабані впливають на контактні або безконтактні мікроперемикачі читаючого пристрою.

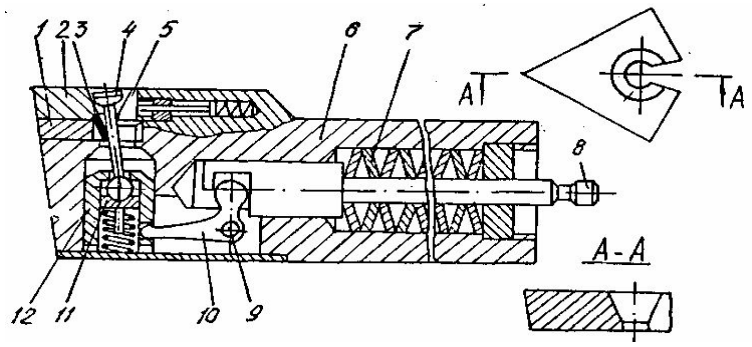
Третій і четвертий методи набутили широкого застосування через скорочення часу пошуку, однак цикл і пристрій керування АЗІ ускладнюється. Фірма *«Хертель»* (Австрія) розробила нову систему ідентифікації інструмента *«Микролог – 1Д», що* складається з трьох електронних елементів, ядром яких є чіп з 32-бітовим постійним кодом. Для кодування якого-небудь предмета кодоносій кріплять у передбаченому для нього поглибленні. Зчитування здійснюється індуктивно за кілька міллісекунд зчитуючою головкою. Чіп (Ø12) може зберігати будь-яке кодове число в межах до 2^{32}. Достоїнства – енергонезалежна пам'ять, що зберігається багато років; індуктивна передача сигналів між кодоносієм і зчитувальною головкою; герметичність кодоносія.

Перспективними є способи кодування і пошуку інструментів з використанням фотоелектричних, електромагнітних і інших фізичних ефектів, що дозволяють досягти найбільшої компактності конструкції ПАЗІ. Аналіз виконаних робіт з ПАЗІ показав, що намітилася багаторівнева тенденція АЗІ, починаючи від зміни ріжучих елементів інструмента, зі зміною його положення і закінчуючи зміною інструментальних магазинів.

Можна вважати, що АЗІ розширить свої границі: з одного боку – заміна ріжучих пластин (рис. 4.5) або ріжучих кромок, з іншого боку – заміна стелажів з інструментальними магазинами або цілими складами в межах гнучкого технологічного комплексу для ряду територіально об'єднаних заводів-автоматів.

Різець (рис. 4.5) з автоматичною заміною ріжучої пластини 2, встановленої на опорній пластині 7, і державкою 6, оснащений механізмами фіксації і скидання ріжучої пластини. Механізм скидання містить два підпружинених штовхачі 5, що впираються в бічні поверхні пластини 2.

Механізм фіксації містить у собі шток 8, пакет тарілчастих пружин 7, двоплечий важіль 10, встановлений на осі 9 стакан 12, затискний елемент 4. підпружиненый диск 11 і пластинчату пружину 3. Заміна пластини здійснюється після її зносу по задній поверхні на 0,4...0,45 мм при середній стійкості 80... 110 хв.



¶*Рис.4.5. Різець з автоматичною заміною ріжучої пластини*

4.2. Закони руху і розрахунок механізму автоматичної зміни інструмента

Час роботи ПАЗІ, а отже, і швидкодія, крім всіх інших умов, значною мірою залежать від обраного закону руху. Схеми законів зміни швидкості руху виконавчих органів наведені на рис 4.6. З позицій найбільшої швидкодії оптимальним є трикутний закон зміни швидкості (рис. 4.6, *а),* однак великі енергетичні витрати, миттєва зміна закону прискорення при переході розгону на гальмування, унаслідок чого виникають великі динамічні навантаження, відбувається перерозподіл зазорів у механізмах і поява ударів, роблять його мало придатними. У більшості ПАЗІ застосовують закон зміни швидкості руху, близький до трапецієдального (рис. 4.6, *б,* суцільна лінія); внаслідок втрат потужності і поступового наростання або спаду навантаження відбувається плавна зміна швидкості і прискорення (пунктирна лінія). Через те, що в ПАЗІ міцність елементів приводів не обмежує величину і розподіл у часі прискорень, здійснення більш складних не потрібно.

Також широко застосовується двоступінчастий трапецеїдальний закон з уповільненою швидкістю руху (швидкість позиціювания) для підвищення точності роботи ПАЗІ. Трикутний і трапецеїдальний закони зміни швидкості найчастіше застосовують для поступальних рухів, а трапецеїдальний з позиціюванням (уповільненням) – для обертальних.

У загальному випадку час зміни інструмента (рис. 4.6):

$$T = t_p + t_{усм} + t_m + t_n + tm_n, \tag{4.1}$$

де t_p – час розвантажування; $t_{усм}$ – час сталого руху; t_m – час гальмування; t_n– час позиціювання; tm_n – час гальмування механізмів при позиціюванні.

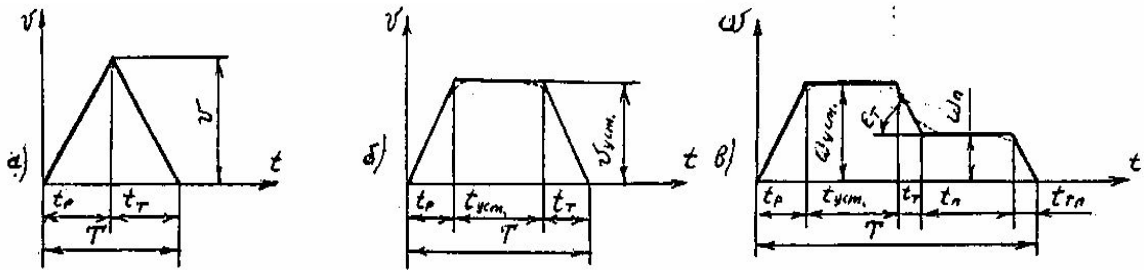


Рис. 4.6. Закони зміни швидкості руху робочих органів ПАЗІ: а – трикутний; б – трапеціїдальний; у - трапеціїдальний з позиціюванням (для обертального руху)

У випадку зміни швидкості за законом трапеції без позиціювання:

$$T = t_p + t_{усм} + t_m, \tag{4.2}$$

а у випадку трикутного закону зміни швидкості ПАЗІ:

$$T = t_p + t_m. \tag{4. 3}$$

Для схематизованої трапеціїдальної діаграми швидкості, характерної для автооператорів, кантувачів, проміжних носіїв, рівняння для визначення загального часу Т окремого руху має вигляд:

$$\sqrt{\frac{S}{a_m}} \cdot \frac{1 + \gamma \cdot \left(\frac{v}{\sqrt{a_m \cdot S}} \right)^2}{\frac{v}{\sqrt{a_m \cdot S}}}, \tag{4.4}$$

¶де S – загальний шлях; v – швидкість сталого (рівномірного) руху; a_m– модуль прискорення при гальмуванні; γ – коефіцієнт, що залежить від співвідношення прискорень при розгоні a_p і гальмуванні a_m; при $a_p = a_m \gamma = 1$.

Якщо обертальний рух розглядати приведеним до визначеного радіуса, наприклад, радіуса розташування інструмента, то розрахункові формули як для обертального, так і для поступального руху стають ідентичними.

Прискорення a_m, що рекомендуються при гальмуванні автооператорів, визначені з умови нормального підходу в кінцеве положення, складає 2...7 м/с^2. При цьому найбільша швидкість обмежена ударом об упор, а найменша – забезпеченням надійного доходу до упора в умовах перемінних параметрів системи. При перехідних процесах (розгоні і гальмуванні) виникають коливання в механізмах приводу, котрі також обмежують номінальне прискорення. Так як імпульсні збурювання, що утворяться при розгоні і гальмуванні, характеризуються силовим спектром,

то в приводі з'являються головним чином коливання по власних частотах системи. Для обмеження цих коливань час гальмування повинен бути таким, щоб нижча власна частота коливань системи розташовувалася вище смуги частот, у якій зосереджена основна частина енергії імпульсів. Для найпростіших форм імпульсів - прямокутного і трикутного і поступального – це умова може бути виражена як $\frac{\tau}{T_к} > 2 \quad 2{,}5$, де τ – час дії імпульсу прискорення, $T_к$ – період власних коливань системи.

У більшості випадків $T_к = 0{,}02 \quad 0{,}04\,c$ і відповідно $\tau < 0{,}08 \quad 0{,}1\,c$. При малих ходах 0,15...0,3 *м* і для виконання цієї умови необхідно, щоб номінальне прискорення було менше 5...6 *м/с,* при великих ходах 0,7...0,8*м/с* (наприклад, для повороту автооператора або переміщення допоміжного носія) прискорення повинне бути менше 10...12 *м/с.*

Для автооператорів з радіусом розташування інструментів 180...250 *мм* рекомендована швидкість повороту автооператорів на радіусі розташування інструментів складає 1...1.2 *м/с,* номінальне прискорення при розгоні і гальмуванні 5...7 *м/с,* швидкість поступального руху автооператорів 0,4...0,5 *м/с* (до 1,2 *м/с).*

Раціональна швидкість повороту інструментального магазина визначена також на основі розгляду часу повороту. Відмінні риси руху інструментальних магазинів у порівнянні з іншими вузлами ПАЗІ – двоступінчаста зміна швидкості (рис. 4.6, *в)* і перемінна довжина ходу (поворот на різне число позицій).

При проектуванні і розрахунку ПАЗІ необхідно враховувати, що внаслідок неврівноваженості через змінність мас інструмента виникають додаткові моменти, що змінюються за кутом повороту, що можуть перешкоджати або сприяти руху.

Момент неврівноваженості для автооператора (рис. 4.7):

$$M = (G_1 + G_2) \cdot r \cdot \sin\varphi = (m_1 + m_2) \cdot g \cdot r \cdot \sin\varphi = \alpha \cdot I \cdot \frac{g}{r} \cdot \sin\varphi, \qquad (4.5)$$

де m_1, m_2 – маса інструментів; r – відстань між осями автооператора та інструмента; φ – кутове положення автооператора; g – прискорення сили тяжіння; $a = (m_1 + m_2)\frac{r^2}{I}$ – степінь неврівноваженості; I – сумарний момент інерції автооператора з інструментами. У залежності від положення автооператора напрямок дії моменту $M_н$ може змінюватися.

Максимальний момент приводного двигуна $M_{Д_{\max}}$ та його потужність $P_{Д_{\max}}$ за умови оптимальної швидкодії і практично постійному статичному моменті навантаження M'_c і динамічному моменті інерції I'_Σ привода визначають за формулами:

$$M_{Д_{\max}} = \frac{4 \cdot I'_{\Sigma} \cdot \Delta\varphi_{Д}}{t^2 \cdot \min(1 - k_м^2)}, \tag{4.6}$$

$$P_{Д_{\max}} = \frac{8 \cdot I'_{\Sigma} \cdot \Delta\varphi_{Д}^2}{t^3 \cdot \min(1 - k_м^2)} \tag{4.7}$$

де $\Delta\varphi_{Д}$ – кут повороту вала двигуна; $k_м = M'_C / M_{Д_{\max}}$ – коефіцієнт навантаження двигуна по моменте; $t_{\min} = rl / \upsilon_{\max}$ – мінімальний час перехідного процесу при трикутному законі зміни швидкості (рис. 4.6, а); l – шлях переміщення виконавчого органу; $\upsilon_{\max}$ – максимальна розрахункова швидкість. Миттєва зміна знака прискорення в точці початку гальмування, що приводить до появи ударів, а також роблять закон трикутної зміни швидкості менш раціональним у порівнянні з трапецеїдальним законом.

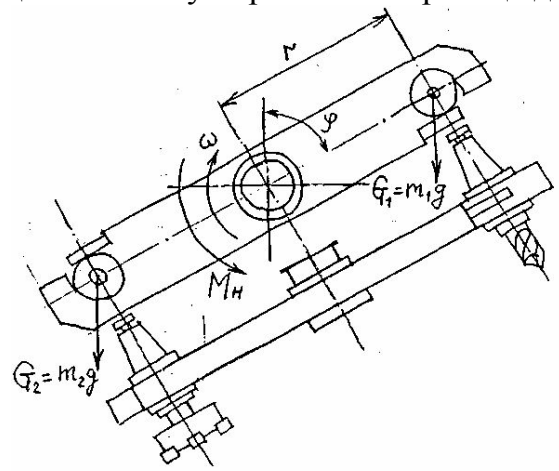


Рис. 4.7. Розрахункова схема для визначення моменту $M_н$ неврівноваженості автооператора

Розкид часу спрацьовування через розкид параметрів ПАЗІ складає $\Delta\tau_1 = 0{,}015 \quad 0{,}04c$,а через системи керування $\Delta\tau_2 = 0{,}03 \quad 0{,}1c$. Для забезпечення швидкості підходу до упора виконавчого органа в заданих межах при номінальному часі гальмування $\tau = \frac{m\upsilon_0}{P_c}$ (υ_0 – швидкість, що встановилася, P_c – сила опору) прискорення буде $a < \Delta\upsilon / \Delta\tau$, де – $\Delta\upsilon$ розкид швидкості; $\Delta\tau = \Delta\tau_1 + \Delta\tau_2$.

4.3. Механізми автоматичного закріплення інструментів

Основні вимоги, пропоновані до механізмів автоматичного закріплення інструмента (МАЗІ): точність і жорсткість кріплення; швидкодія затиску; надійність кріплення; мінімальні габарити; можливість кодування і розпізнавання і т.д.

Автоматичне закріплення різальних інструментів у багатоопераційних верстатах для обробки корпусних деталей здійснюється в патронах (при

циліндричному хвостовику) і проміжних оправках, з конічним хвостовиком.

Застосовувані стандартні інструменти мають хвостовики різних розмірів і форм. Для можливості закріплення їх у шпинделі багатоопераційного верстата застосовують перехідні оправки, що мають хвостовики по шпинделю верстата й отвору, що відповідають різним хвостовикам нормалізованих інструментів. Для полегшення автоматичної зміни інструментів у шпинделях, звичайно, не виконують самогальмівні конуси Морзе. Часто виконують сполучення хвостовиків оправок з отвором шпинделя по несамогальмівному конусі, наприклад, 7:24. Іноді хвостовики оправок виконують циліндричними; тоді в шпинделі вони базуються в осьовому напрямку по торцях: а в радіальному – цанговим пристроєм. Крутні моменти, передаються від шпинделя оправці за допомогою торцевих шпонок на шпинделі і відповідних пазах на оправках або зубчатих вінцях із зовнішнім зачепленням на оправках і з внутрішнім на шпинделі. На перехідних оправках для автоматично змінюваних інструментів передбачаються спеціальні поверхні для захоплення їхнім автооператором, звичайно у виді кільцевих канавок, котрі орієнтують оправки в осьовому напрямку.

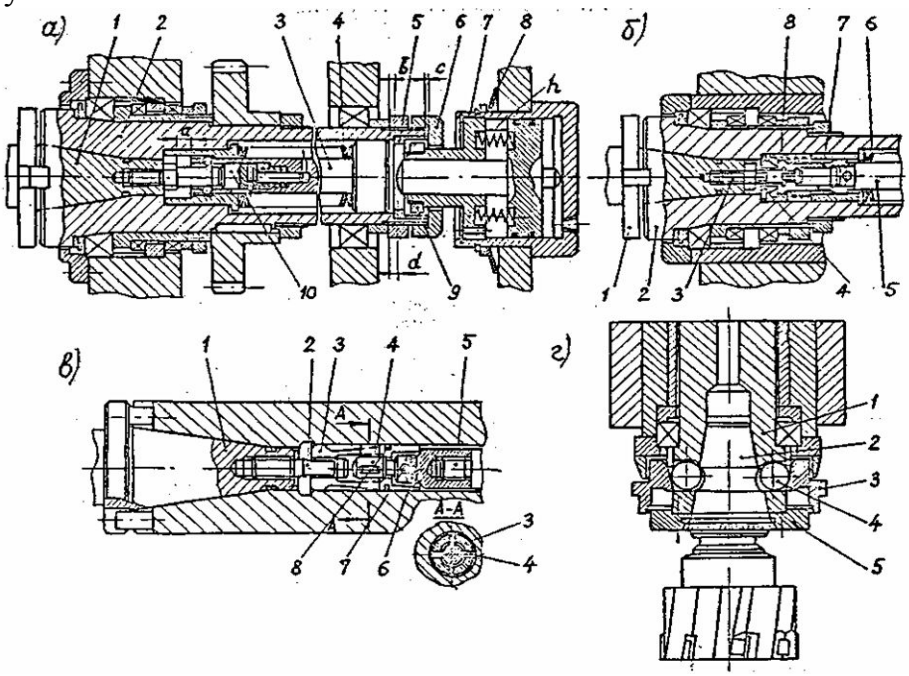


Рис. 4.8. Пристрої автоматичного затиску перехідних оправок з конічним хвостовиком

Оправки з інструментами в шпинделі часто закріплюють за допомогою сили пружності пакета тарілчастих пружин, а віджимається гідро- або пневмоприводом або рухом шпиндельної головки. Кріплення інструмента може здійснюватися пристроєм із геометричним замиканням або самогальмуванням елементів, наприклад, різьбовим шомполом з електромеханічним приводом.

На рис. 4.10 приведені приклади пристроїв для затиску перехідних

оправлень з конічним хвостовиком. Хвостовик оправки *1* (рис. 4.8, а) затягується в конус шпинделя *2* силою пружності пакета тарілчастих пружин *4* за допомогою стержня і кулькового захвату. Крутний момент передається оправці торцевими шпонками. У випадку відсутності оправки в шпинделі стержень *3* впирається через втулку 5 у гайку *6.* При обертанні шпинделя масло в гідроциліндр не подається; положення конуса 7 гідроциліндра вздовж своєї осі фіксується по бортові тарілчастої пружини *8* малої жорсткості; деталі вузла шпинделі не торкаються деталей гідроциліндра *(d > b).* Для зміни інструмента шпиндель зупиняють, подають масло в гідроциліндр, його поршень переміщується тоді вліво і шток віджимає стержень *3,* а корпус 7 віджимає вправо до упора гайки *9* у гайку *6* і з'єднується зі шпинделем $(h > a + b + c)$. При тиску стержня *3* уліво захват звільняє оправку і наприкінці свого ходу виштовхує оправку з конуса шпинделя. При відсутності оправки, кульки утримуються плунжером *10.* Після введення в конус шпинделя наступної оправки з інструментом порожнина гідроциліндра з'єднується зі зливом і оправка закріплюється в шпинделі пакетом тарілчастих пружин.

На рис. 4.8, *б* показана конструкція цангового захвата оправкою. У торець оправки 2 вкрутити гвинт *3* з циліндричною шийкою і головкою. З торцем головки гвинта контактує четирьохпелюсткова цанга 7, накручена на кінець стержня *5.* Пакет тарілчастих пружин *6* передає осьову силу через стержень 5 на цангу і затягує хвостовик оправки в конус шпинделя 2. Мимовільне розкриття цанги при замкнутій оправці виключає втулка *8,* що охоплює головку цанги. Для звільнення оправки за допомогою гідроциліндра, додатково стискуються пружини 6, стержень 5 і цанга 7 переміщаються вліво. При цьому цанга розкривається конусом втулки *4,* своїм торцем упирається в гвинт *3* і виштовхує оправлення.

На рис. 4.8, *б* наведена конструкція захвата оправки з цангою, складеною з окремих пелюстків. В оправку *1* вкручено гвинт 2, з конічною головкою, що взаємодіє з пелюстками *3,* розташованими між виступами хрестовини *4.* Пружини *6* і 7 розтискають пелюстки. Хрестовина, котра з'єднана різзю зі стержнем 5, переміщається тарілчастими пружинами. При затягуванні оправки гвинт 2, і хрестовина контактує з пелюстками по конічних поверхнях. Коли оправка затиснута, головки пелюстків впираються в циліндричну поверхню отвору шпинделя *9,* як показано на рис. 4.8, *в.* При русі стержня 5 вліво головки пелюсток попадають у кільцеву проточку шпинделя 9, оправка звільняється, гвинт 2 і оправка виштовхується торцем хрестовини. Для полегшення монтажу цанги служить пружинне кільце *8.*

На рис. 4.8, г представлено пристрій, що застосовується в багатоопераційному верстаті фірми *«Монарх»,* для затиску в шпинделі автоматично змінюваних інструментів. Затиск оправки *2 з* інструментом здійснюється за допомогою кульок *4,* розташованих в радіальних отворах *1.* При переміщенні нагору спеціальним приводом затискної муфти *3,* фасонний профіль її внутрішньої поверхні викликає переміщення кульок *4*

до осі шпинделя, а це внаслідок контакту, кульок з поверхнею фасонної кільцевої канавки оправлення викликає затягування останньої в конус шпинделя. При закінченні затиску оправки, кульки *4* знаходяться в контакті з поверхнею муфти *3,* близької до циліндричного, – механізм має геометричне замикання, муфта розвантажена від осьових сил. Найбільші відхилення в розмірах різних оправлень викликають деякі відхилення в силі їхнього затиску. Крутний момент передається оправці зубчатим зчепленням: на оправці 2 виконаний зубчатий вінець зовнішнього зчеплення; а у фланці 5 шпинделя – внутрішнього зчеплення. Для переміщення оправки муфту *3* переміщають униз.

4.4. Розрахунок механізмів автоматичного закріплення різальних інструментів

Силу затиску інструмента в пристрої, наприклад, показаному на рис. 4.8, *у,* визначають виходячи з діючих сил різання за розрахунковою схемою, приведеної на рис. 4.9, відповідно до якої необхідна осьова сила на хвостовику 2 повинна задовольняти умови:

$$\begin{cases} T \geq k_{зап} \cdot P_x \\ T \geq \dfrac{\pi \cdot L \cdot p \cdot (2 \cdot r_1 + L \cdot tg\beta) \cdot tg(\beta + \varphi)}{\cos\beta} \end{cases} \qquad (4.8)$$

де L – довжина контакту конусів шпинделя *9* і оправлення; r_1 – найменший радіус конуса по довжині L ; β – кут між твірною і віссю конуса; φ – кут тертя; p – необхідний питомий тиск у конічному стику; $k_{зап}$ – коефіцієнт запасу; P_x – осьова складової сили різання.

Залежність між силами S на штоку *4* і T на хвостовику 2 визначають з розгляду умови рівноваги лівої і правої частин важеля *3* при нехтуванні членами другого порядку, що допустимо для реальних конструкцій, у яких кут контакту важелів $\alpha < 45°$,а коефіцієнт тертя $f \leq 0{,}2$.

Рівняння рівноваги лівої частини важеля:

$$\begin{aligned} N_1 \cdot (\cos\alpha + f \cdot \sin\alpha) \pm R_1 \cdot f = Q \\ N_1 \cdot (\sin\alpha - f \cdot \cos\alpha) = R_1 \end{aligned}, \qquad (4.9)$$

а правої частини важеля:

$$\begin{aligned} N_2 \cdot (\cos\alpha + f \cdot \sin\alpha) \pm R_2 \cdot f = Q \\ N_2 \cdot (\sin\alpha - f \cdot \cos\alpha) = R_2 \end{aligned}. \qquad (4.10)$$

Вирішуючи рівняння (4.9) і (4.10), одержуємо:

$$Q = P_X \cdot (1 \pm \frac{f \cdot tg\alpha}{1 + f \cdot tg\alpha}), \qquad (4.11)$$

$$S' = \frac{T}{1 + 2 \cdot f \cdot tg\alpha}. \qquad (4.12)$$

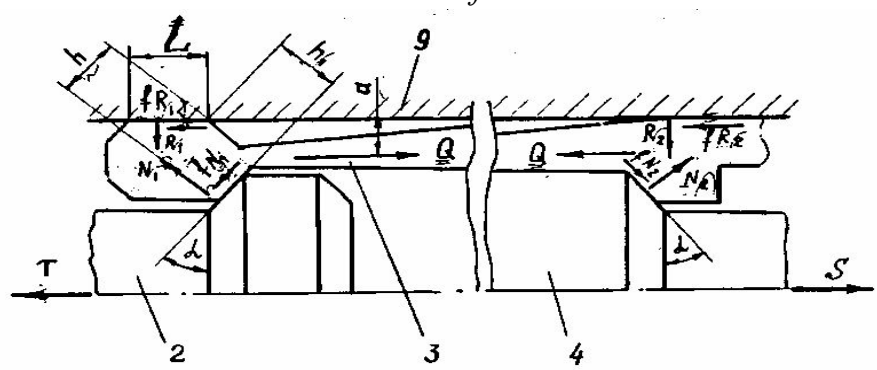
Таким чином, одержуємо при затиску і відповідно при витягуванні (розтиску):

$$S = T \cdot (1 + 2 \cdot f \cdot tg\alpha); \qquad (4.13)$$

$$S' = \frac{T}{1 + 2 \cdot f \cdot tg\alpha}. \qquad (4.14)$$

Для розвантаження важелів *3* від згинаючого моменту необхідно дотримувати геометричні співвідношення, обумовлені умовою рівноваги:

$$l \geq \frac{h + f \cdot h_1 - a \cdot (\cos\alpha + 2 \cdot f \cdot \sin\alpha)}{\sin\alpha - f \cdot \cos\alpha}. \qquad (4.15)$$



¶

Рис. 4.9. Розрахункова схема для визначення сил затиску МАЗІ з пелюстками

По осьовій силі й величині переміщення штока розраховується пакет тарілчастих пружин. Одне з вимог, пропонованих до широко діапазонних МАЗІ з гідромеханічним приводом (затиск – пакетом пружин, розтиск гідравлікою) є необхідність розвантаження опор шпинделя від осьової сили розтиску і мінімальна витрата енергії. Для цього гідропривід виконується двохпоршневим (рис. 4.10), у якого поршень 7 розвиває зусилля для стиску тарілчастих пружин при звільненні оправки з інструментами, а поршень 2 створює зусилля, необхідне для розвантаження опорних підшипників шпинделя *3* і затисків гільзи від дії першого зусилля.

Останнім часом із появою автоматичної зміни інструмента в токарських модулях почали використовуватися пристрої автоматичного закріплення інструмента (не обертового й обертового), до яких пред'являються наступні вимоги: компактність, точність кріплення і її стабільність; достатня жорсткість і універсальність; наявність поверхонь для захоплення маніпулятора; швидкозмінність і можливість розміщення елементів що кодуються для ідентифікації головок системою керування й орієнтації крайки, що ріже, у різних напрямках; технологічність у виготовленні і можливість вбудовування в стандартні системи кріплення інструмента на верстатах із ЧПК.

Незважаючи на різноманіття конструкції МАЗІ для токарних модулів, усі вони можуть бути приведені до узагальненої схеми (рис. 4.11) для визначення силової характеристики закріплення. Припускаючи, що сили, які діють на поверхнях контакту, протилежних до вертикальної осі, при симетричності МАЗІ, рівні і викликані половиною осьової сили S_{Σ}, що

розвивається приводом, визначимо реакції (навантаження) N_1 та N_2 з врахуванням втрат на пружні і контактні деформації $R_y = A_1 R$, тобто

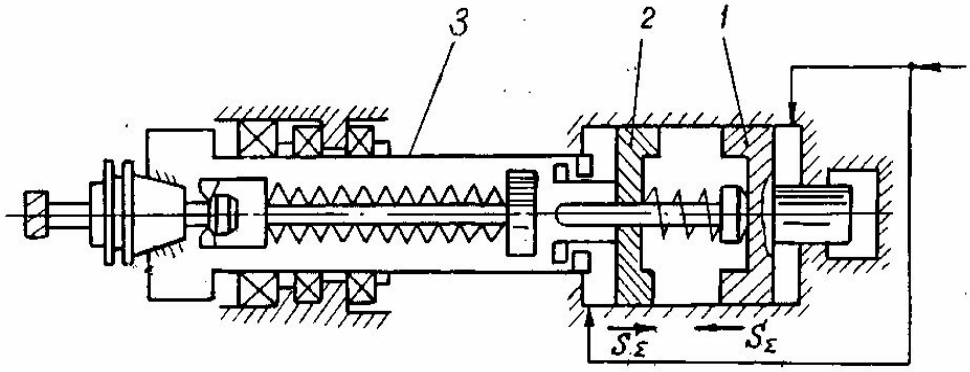


Рис. 4.10. МАЗІ з двопоршневим гідромеханічним приводом і розвантаженням опор шпинделя

$$R = \frac{S_\Sigma}{2 \cdot \sin(\alpha + \varphi)},$$
$$R_y = \frac{A_1 \cdot S_\Sigma}{2 \cdot \sin(\alpha + \varphi)}. \qquad (4.16)$$

де α – кут нахилу контактуючих поверхонь у діапазоні $0° < \alpha < 90°$; φ – кут тертя.

З умови рівноваги сил на осі X і Y запишемо наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} \sum P(x) = 0{,}5 \cdot S_\Sigma - N_2 - N_1 \cdot \dfrac{\sin(\beta + \varphi_1)}{\cos\varphi_1} - 0{,}5 \cdot A_1 \cdot S_\Sigma = 0 \\ \sum P(x) = 0{,}5 \cdot S_\Sigma \cdot ctg(\alpha + \varphi) - N_1 \cdot \dfrac{\sin(\beta + \varphi_1)}{\cos\varphi_1} - \\ - N_2 \cdot tg\varphi_2 - 0{,}5 \cdot A_1 \cdot S_\Sigma \cdot ctg(\alpha + \varphi) = 0 \end{cases} \qquad (4.17)$$

де β – кут нахилу контактуючих поверхонь у діапазоні $0° < \beta < 90°$; φ_1, φ_2 – кути тертя.

Рішення системи рівнянь (4.17) дає:

$$N_1 = \frac{S_\Sigma \cdot (1 - A_1) \cdot \left[ctg(\alpha + \varphi) - tg\varphi_2\right]}{2 \cdot \cos\beta \cdot \left[1 - tg\beta \cdot (tg\varphi_1 + tg\varphi_2) - tg\varphi_1 \cdot tg\varphi_2\right]}, \qquad (4.18)$$

$$N_2 = \frac{S_\Sigma \cdot (1 - A_1) \cdot \left[1 - tg\varphi_1 \cdot tg\beta - ctg(\alpha + \varphi) \cdot (tg\varphi_1 \cdot tg\beta)\right]}{2 \cdot \left[1 - tg\beta \cdot (tg\varphi_1 + tg\varphi_2) - tg\varphi_1 \cdot tg\varphi_2\right]}. \qquad (4.19)$$

Коефіцієнти підсилення ПАЗІ можна визначити за формулами:

$$k'_y = \frac{2 \cdot N_1}{S_\Sigma} = \frac{(1 - A_1) \cdot \left[ctg(\alpha + \varphi) - tg\varphi_2\right]}{\cos\beta \cdot \left[1 - tg\beta \cdot (tg\varphi_1 + tg\varphi_2) - tg\varphi_1 \cdot tg\varphi_2\right]}. \qquad (4.20)$$

При рівнобіжному закріпленні сумарний коефіцієнт підсилення

дорівнює $k_y = k'_y + k''_y$. Зміна коефіцієнта підсилення у всьому діапазоні кутів α і β приведено на рис. 4.12 і дозволяє правильно вибрати їхнє значення з точки зору максимального посилення.

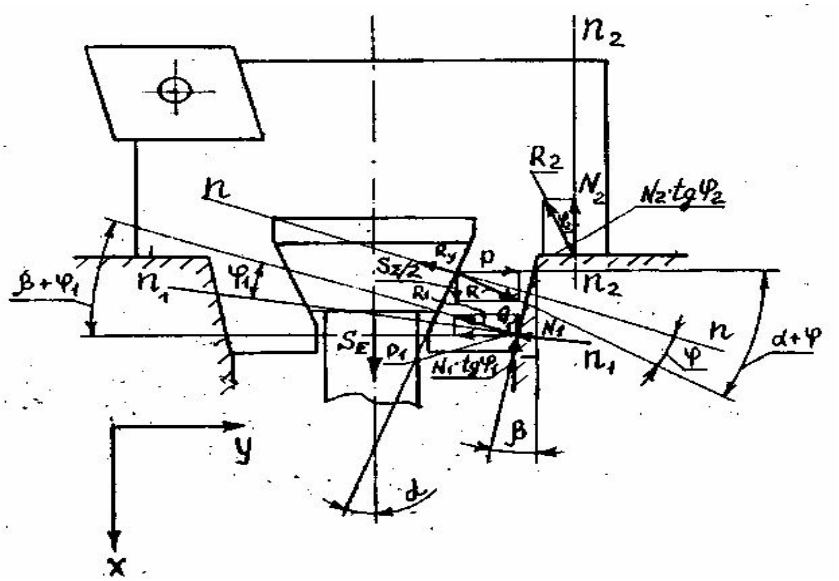


Рис. 4.11. Узагальнена схема МАЗІ токарного модуля

$$k''_y = \frac{2 \cdot N_2}{S_\Sigma} = \frac{(1 - A_1) \cdot \left[1 - tg\varphi_1 \cdot tg\beta - ctg(\alpha + \varphi) \cdot (tg\varphi_1 \cdot tg\beta)\right]}{\left[1 - tg\beta \cdot (tg\varphi_1 + tg\varphi_2) - tg\varphi_1 \cdot tg\varphi_2\right]} \tag{4.21}$$

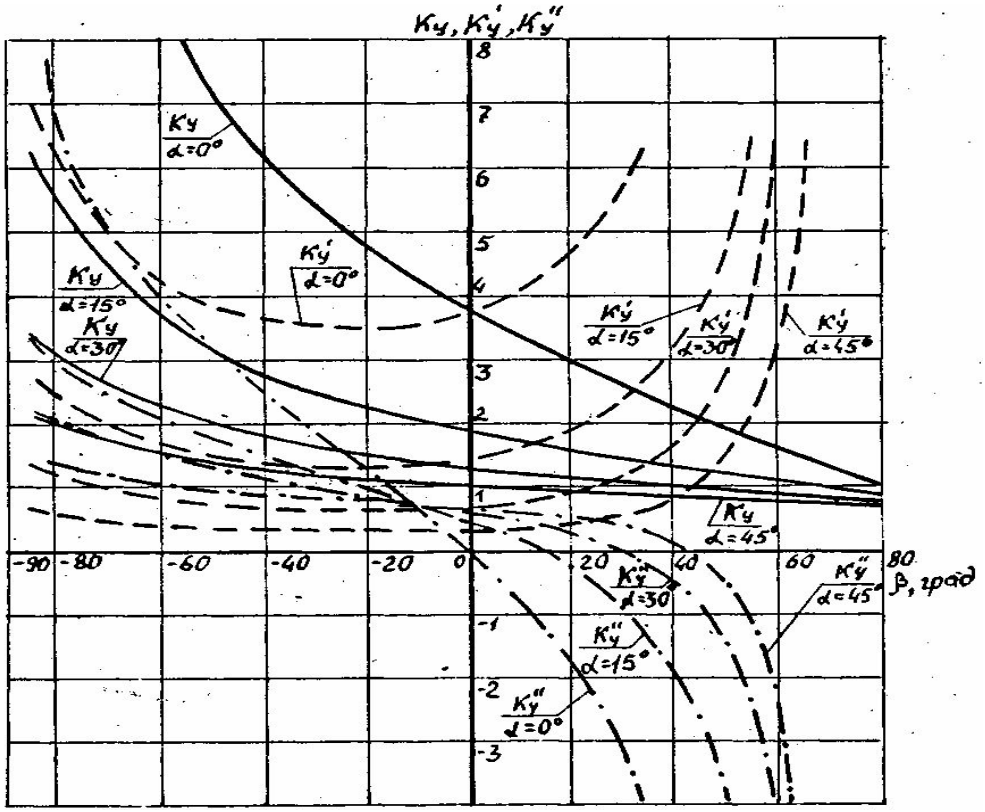


Рис. 4.12. Графіки залежності коефіцієнтів підсилення K_y, K_y' і K_y'' від кута β при різних кутах α МАЗІ (рис. 4.13)

Аналіз показує, що найбільше коефіцієнти підсилення мають ПАЗІ типу FTS і за ГОСТ 24900-84 (рис. 4.13). До недоліків МАЗІ за ГОСТ можна віднести: несиметричність прикладення сили приводу щодо хвостовика інструментальної головки, що обумовлює нерівномірність сил і жорсткості закріплення на контактуючих поверхнях. Поряд із силовими залежностями повинні виконуватися розрахунки на жорсткість, з метою визначення оптимальної сили S_Σ, *що* розвивається приводом.

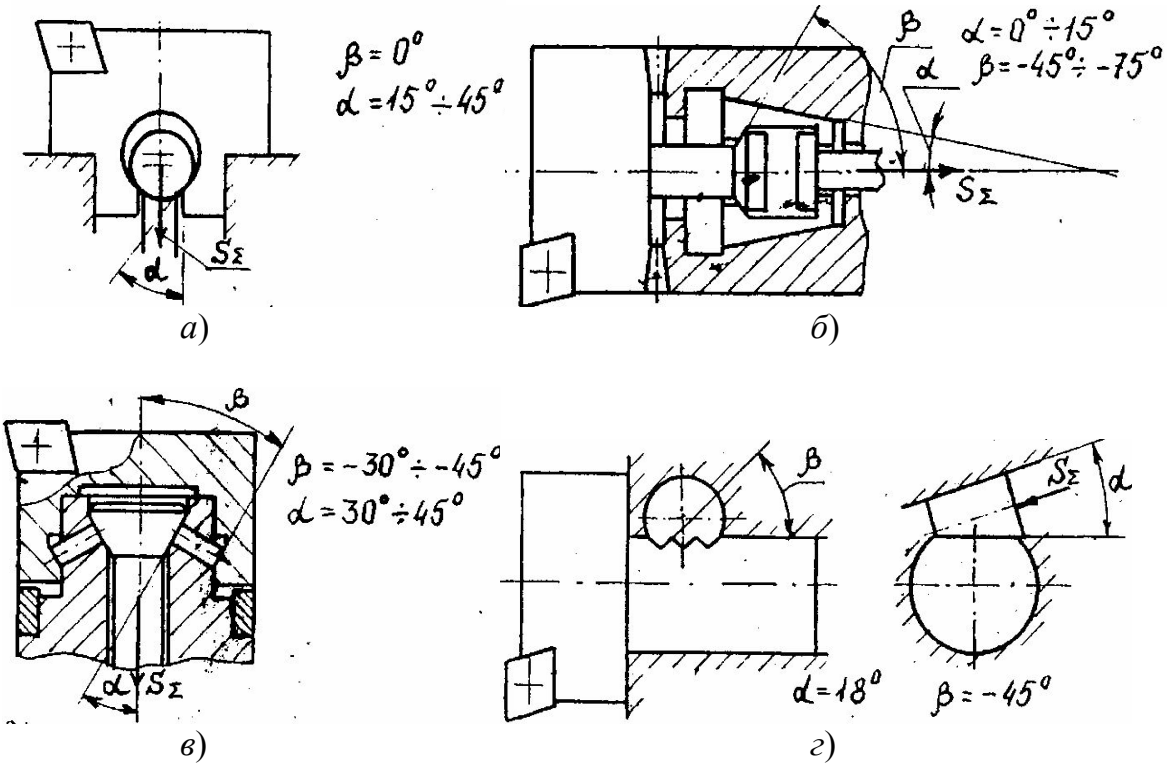


Рис. 4.13. Параметри відомих ПАЗІ різних систем: а – система BTS; б – система FTS; в – система Widia; г – система за ГОСТ 24900-84

4.5. Конструювання і розрахунок механізмів автоматичного затиску рухливих робочих органів

Рухомі вузли автоматизованих верстатів (супорти, столи, барабани, револьверні головки й ін.) після установки їх у необхідне положення затискають на направляючих за допомогою гвинтових, клинових, ексцентрикових і важільних гідро-, пневмо- або електромеханічних приводів.

Найбільш широко застосовуються гвинтові затискачі з електроприводом. Часто затиск здійснюється пружиною, а віджим – приводом. Застосовуються пристрої, у яких гвинт або гайка повертається гідро- або пневмоциліндром. Для затиску робоча рідина звичайно, подається в штокову порожнину, а для розтиску – у безштокову, тому що для віджима потрібно велика сила. При гідро- і пневмоприводі, іноді застосовують гідропластові підсилювачі для одержання необхідних великих сил при

порівняно низькому тиску масла або повітря. Від однієї камери з гідропластом можна переміщати і кілька плунжерів, що здійснюють затиск.

Верстати, у яких гідро-пневмопривід відсутній, мають, звичайно, електромеханічний привід затискних пристроїв. У великих верстатах, найчастіше застосовують електромеханічний привід затискних пристроїв.

Затискні елементи переміщаються на порівняно невелику величину, порядка 0,2...1 *мм* для вибірки зазору і натягу системи, а також для компенсації зносу контактуючих поверхонь. При затиску в декількох місцях планками, застосовують важільні пристрої, що забезпечують одночасний затиск усіх планок. Для запобігання від зминання поверхонь направляючих і затискних планок кріплять накладки з м'якого матеріалу (текстоліту, бронзи). Затиск рухливих вузлів роблять у місцях, що не викликають їх значної деформації, або через пружну ланку типу пластини, стрічки. Величина деформації залежить від форми направляючих; при прямокутних направляючих деформації, звичайно, менші, ніж при направляючих іншої форми.

Типові механізми для затиску рухомих органів верстатів показані на рис. 4.14. У механізмі (рис. 4.14, *а)* затиск здійснюється пакетом тарілчастих пружин *4* через клинову передачу 2, *3* і тягу *1,* а розтиск – за допомогою гідроциліндра 5.

На рис. 4.14, *б* приведена конструкція пневмо-пластичного підсилювача для затиску рухомих вузлів горизонтально-розточувального верстата *«Шкода»* (ЧССР) мод. W 250. У пневмоциліндр *1* надходить стиснене повітря, що переміщує поршень, зв'язаний із плунжером 2, що входить у камеру *4* з гідропластом. Під дією плунжера 2 гідропласт давить на плунжер 5 – відбувається прижим вузла до направляючих. Сила затиску без обліку втрат на тертя:

$$\pi \cdot p \cdot \left(\frac{D_1 \cdot D_2}{2 \cdot d} \right)^2, \qquad (4.22)$$

де p – тиск повітря в циліндрі D_1 і D_2 – діаметри пневмоциліндра *1* і плунжера 2 відповідно.

Втрати гідропласту компенсуються загвинчуванням пневмоциліндра *1* у корпус *3* або добавкою гідропласту через отвір у плунжері 5, закритий гвинтом *6.* Затиск рухомих вузлів, ряду конструкцій верстатів, що випускаються в Німеччині, здійснюється за допомогою еластичних гумових труб (рис. 4.14, *в*). При подачі масла під тиском у трубу *1* обсяг її збільшується, що викликає прижим накладки 2 з м'якого матеріалу, зв'язаної з пластинкою *3,* до направляючої *4.*

Фіксація столу багатоопераційного верстата мод.243ВМФ2 (рис. 4.14, г) здійснюється двома затискачами за допомогою двох сталевих загартованих стрічок. Стрічка *7* прикріплена до столу *1* і при затиску притискається важелем *4* під дією пакета тарілчастих пружин 5 до нерухомої опори *6,* зв'язаної зі станиною 2. Віджим здійснюється эксцентриковим валом *3.* Такий пристрій забезпечує мінімальні відведення столу при затиску

(у межах до 2 *мкм).*

Гідромеханічний затжим шпиндельної головки багатоопераційного верстата (рис. 4.14, д) діє за принципом важеля першого роду. На важіль *1* діє сила пакета тарілчастих пружин 2; другий кінець важеля *1* повертається щодо рухомої опори *3* і притискає пружну планку *4* до затискного вузла з необхідною силою *T* (на малюнку показане положення «зажато»). При віджимі подається рідина під поршень 5, і, переборюючи тертя кочення в роликах опори 3 і тертя роликів об сепаратор, опора переміщається в крайнє праве положення, де сила пружин $P_{пр}$ діє на саму опору; важіль відкидається в вихідне положення пружною планкою *4* і вузол віднімається. Сила тангенціального опору зсуву рухомого вузла, зажатого на направляючихих за допомогою планки силою натягу гвинта або пружності пружини (рис. 4.15, *а),* у випадку, якщо поворот планки *1* щодо вузла 2 запобігається тертям у спряженні *3* визначається формулою:

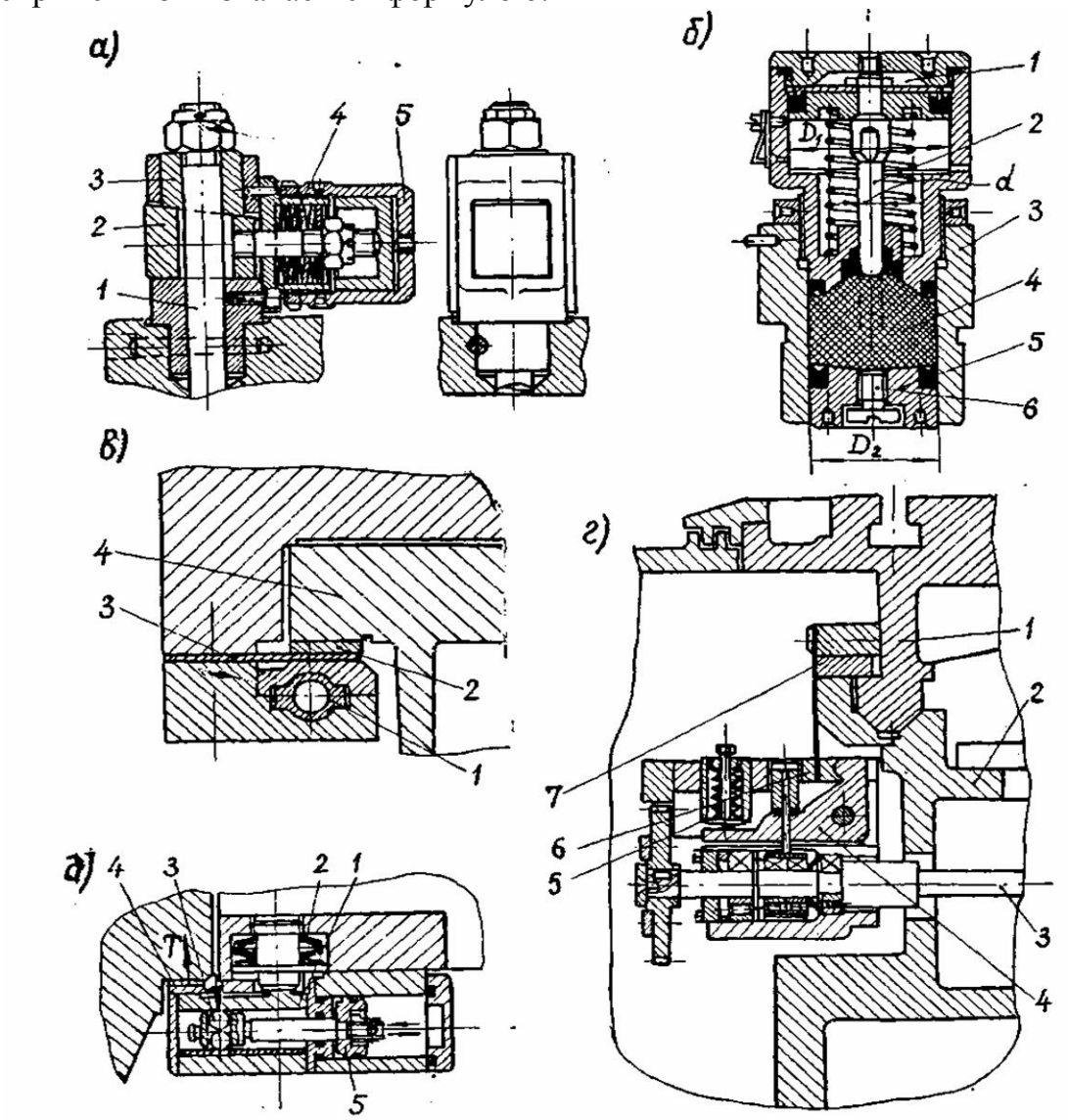


Рис. 4.14. Типові пристрої і механізми для затиску робочих органів, що поступально переміщуються

$$Q = T \cdot (f_1 u_n + f_2 u_n), \qquad (4.\ 23)$$

де f_1 і f_2 – коефіцієнти тертя в сполученнях 1 s 2; $u_n = \frac{b}{l}$ – передаточне відношення прижимної планки – коефіцієнт приведення, що визначається за графіком (рис. 4.15, *б)* і є функцією і конструктивним параметром планки $\gamma = H/l$; тут H – довжина планки. Якщо пристрій, що виключає можливість повороту планки щодо вузла (наприклад, штифти), то

$$Q = T u_n \cdot (f_1 + f_2), \qquad (4.\ 24)$$

Розрахунок зусилля, що розвивається затискним пристроєм заснований на створенні відповідних нормальних тисків на робочих поверхнях, при яких дотичні переміщення цих поверхонь будуть оборотні. При цьому $\tau < kp$, де $k = 0{,}12 \quad 0{,}15$ – для сталевих поверхонь, а для інших $k = 0{,}5 \cdot f_{спк}$ ($f_{спк}$ – коефіцієнт тертя спокою).

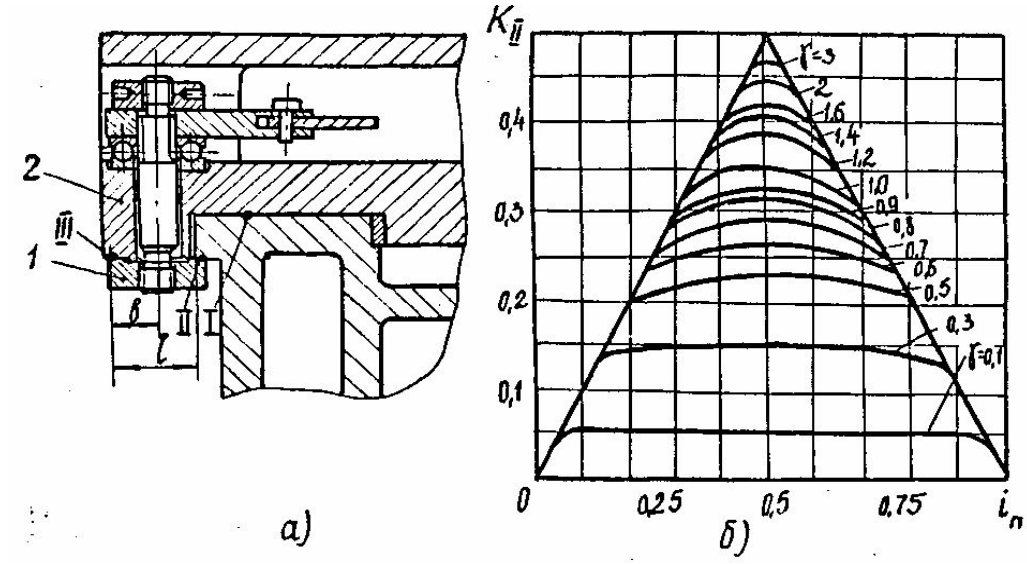


Рис. 4.15. Гвинтовий затиск рухомого вузла (а) і графік для визначення коефіцієнта приведення (б)

Якщо задано зовнішню дотичну силу, що прагне зрушити вузол верстата, то сумарне нормальне навантаження $T = \frac{P_{сум}}{k}$.

4.6. Механізми автоматичної зміни затискних патронів і їхніх елементів

Проблема створення гнучких виробничих систем (ГВС) механічної обробки на базі верстатів із ЧПК і верстатних модулів стає усе більш актуальною і вимагає методологічного підходу не тільки до підбору номенклатури деталей, побудові технологічного процесу, вибору основного верстатного устаткування, систем програмного керування, підтримки працездатності (діагностики і контролю), але і до здійснення допоміжних

рухів, зв'язаних зі швидким переналагодженням технологічного оснащення, систем інструментального забезпечення, завантажувально-розвантажувальних прис-троїв і транспортно-накопичувальних систем.

Створення швидко переналагоджуваних і широкодіапазонних механізмів і пристроїв автоматичного маніпулювання заготовками, зв'язано з рішенням ряду технічних і економічних проблем, що дозволяє істотно підвищити техніко-економічні показники верстатів із ЧПК, верстатних модулів і ГВС, а також розширити їхні технологічні можливості в умовах дрібносерійного виробництва.

До цих пристроїв пред'являються наступні основні вимоги: точність і швидкодія позиціювання; гнучкість, швидко переналагоджуваність і широкодіапазонність; надійність стикування і функціонування; чутливість і здатність до адаптації; трудомісткість, економічність виготовлення й обслуговування.

До деякої міри ці вимоги суперечливі і їхнє втілення зв'язане з рішенням оптимізаційних задач на різних рівнях проектування.

За аналогією зі способами регулювання швидкостей (частот і подач) у приводах верстатів, можна виділити три основних способи автоматичного маніпулювання заготовками з охопленням різних розмірів і форм: 1) ступінчастим (дискретним); 2) безступінчастим (безперервним); 3) комбінованим (дискретно-безперервним).

В даний час широке поширення одержав дискретний принцип обхвату, за рахунок автоматичної зміни затискних пристроїв і їхніх елементів (патронів, цанг, основних і проміжних кулачків); зміни оправок, шпиндельних вузлів і бабок.

Другий принцип обхвату є найбільш перспективним, але поки не одержав широкого поширення через складність втілення суперечливих вимог, необхідності застосування нових фізичних ефектів і явищ. Характерними прикладами пристроїв, що реалізують цей принцип є: стежачі люнети, для довгомірних деталей; приспособи для корпусних заготовок, що програмно переналагоджуються; прижимні патрони з автоматично регульованими (по довжині ходу) кулачками; самонастроювальні і широкодіапазонні зажині механізми перемінної структури та ін.

Гнучкість токарного верстата з ЧПК по діапазоні розмірів оброблюваних заготовок від $d_1 = d_{\min}$ до $d_n = d_{\max}$ і широкодіапазонності затискного механізму (ЗМ) може визначатися коефіцієнтом охоплення, показником дискретності або комплектності, числом змінюваних елементів або їхніх комплектів, числом ступіней багатоступінчастих затискних елементів.

Швидкопереналагоджувані ЗМ із дискретною схемою захвату можуть бути створені з застосуванням системно-морфологічного підходу, де в якості двох основних морфологічних ознак узяті переналагоджувана частина і спосіб переналагодження. Цей підхід успішно реалізований при створенні швидкопереналагоджуваних затискних патронів.

Принцип безперервного захвату реалізується в самоналагоджувальних і широкодіапазонних ЗМ, при цьому може бути постійним або перемінним положення і площа робочих поверхонь що базують, а також об'єм затискних елементів. Для самоналагоджувальних і широкодіапазонних ЗМ характерна наявність не менш двох кінематичних ланцюгів, один з яких служить для натягу пружної системи, а інший – для вибірки зазорів і перебудови елементів і структури механізму.

Якщо широкодіапазонний затискний механізм повинен забезпечити значний діапазон зміни розміру поперечного перерізу заготовки, що затискається, котрий перевищує діапазон, що може бути отриманий за допомогою широкодіапазонного патрона з безступінчастою схемою охоплення розмірів, то вводиться ступінчата система захвату, забезпечувана зміною патрона або його елементів. У результаті виходить комбінована (безперервно-дискретна) схема охоплення розмірів заготовок, що затискаються, у всьому робочому діапазоні верстата. У клинорейкових патронах із двома рейками, наприклад, типу 3KGHVNC на діаметри 200, 260 і 315 *мм* фірми *«Forkardt»* (ФРН) (рис. 4.16) у корпусі розташовані три пари косозубих *4* і 5 відповідно з невеликим і великим кутом нахилу зубів, що зачіпаються із зубами кулачків 3. Рейки *4* з'єднані з втулкою 2, рейки 5 – із втулкою 7, а обидві втулки зі штоком поршнів здвоєного гідроциліндра. При переміщенні рейок *4* здійснюється затиск-розжим заготовки (радіальний хід кулачків 7...8 *мм).* Для зміни положення кулачків рейки 4 виходять із зачеплення з останніми.

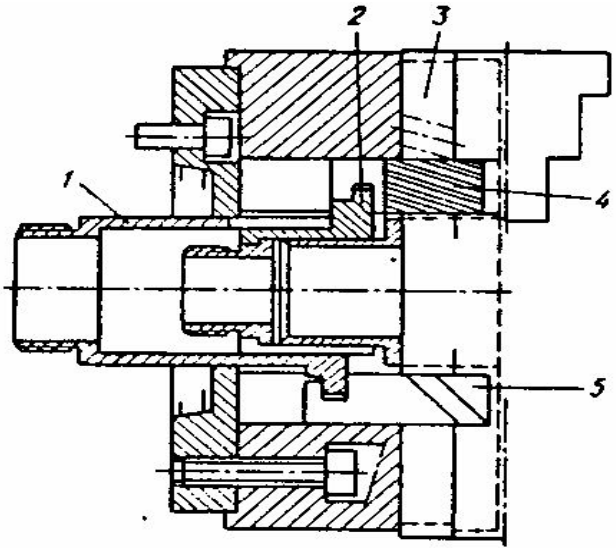


Рис. 4.16. Клинорейковий швидкопереналагоджувальний патрон фірми «Forkardt» (ФРН)

У важільно-гвинтовому патроні фірми *«New Britain»* (США) (рис. 4.17) зусилля затиску передається від гідроциліндра, закріпленого на задньому кінці шпинделя верстата, через тягу *1* і важелі 2 до основних *3* і накладним *4* (зі змінною вставкою *5)* кулачкам. Кулачки *3* спираються на підп'ятники регулювальних гвинтів 4, що вгвинчені в кулачки *4.* Положення кулачків

регулюють за допомогою валика 7 і конічних коліс *8.*

Для автоматичної перестановки кулачків у патроні фірми *«SMW»* (ФРН) (рис. 4.18) шпиндель верстата індексується послідовно в трьох положеннях, при яких шток поршня циліндра 2 розташований співвісно одному з трьох отворів у патроні *1.*

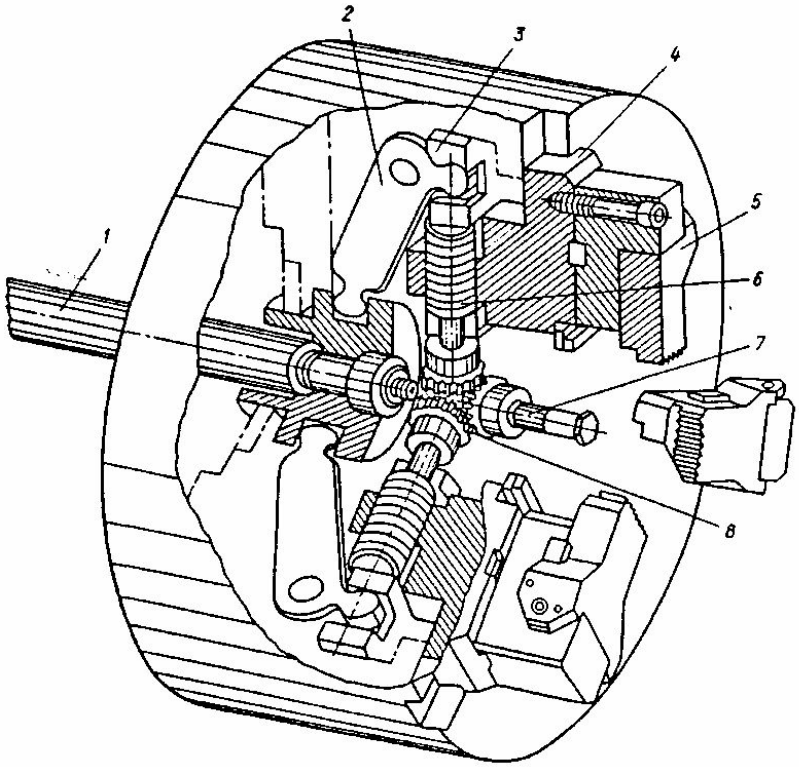


Рис. 4.17. Важільно-гвинтовий швидкопереналагоджувальний патрон фірми «New-Britain» (США)

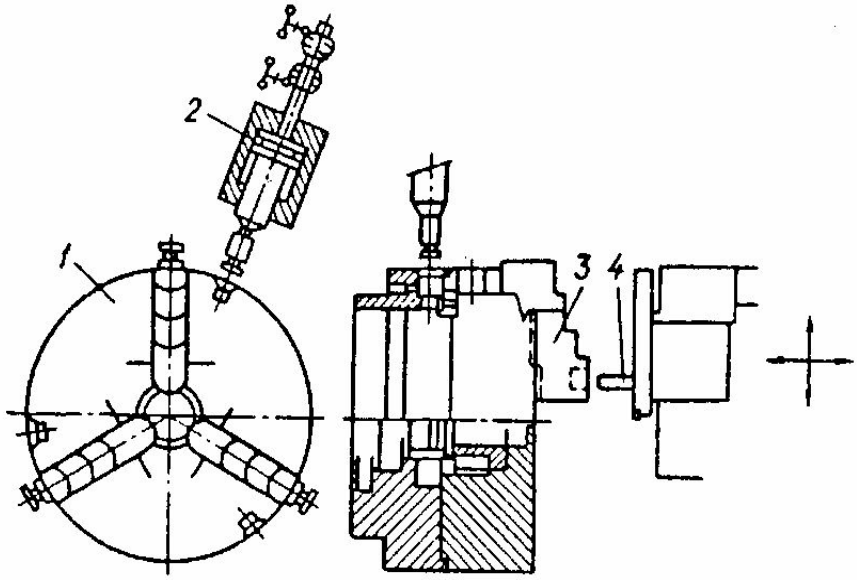


Рис. 4.18. Патрон із послідовною автоматичною зміною кулачків фірми «SMM» (ФРН)

Шток, переміщюючись вниз, виводить зуби косозубої рейки, з'єднаної з приводом патрона, і а зачеплення з косими зубами кулачка *3*. Після цього захват *4,* встановлений в одній з позицій револьверної головки верстата, переміщається до торця патрону, входить у торцевий отвір кулачка і потім переміщає останній у радіальному напрямку на задану величину. Після цього поршень циліндра 2 піднімаються і зуби рейки входять у зчеплення з зубами кулачка 3; шпиндель повертається на 120°.

Для можливості здійснення чорнової і чистової обробки заготовок на одному верстаті, застосовують патрони з автоматичною зміною загартованих і незагартованих кулачків, що зберігаються в магазині-накопичувачі або в касеті. Магазини-накопичувачі бувають лінійні, кільцеві, дискові, барабанні і ланцюгові.

Застосовуються також патрони з автоматичною зміною комплекту кулачків з касети. Змінний патрон *3* системи САМ фірми *«Gamet»* (Франція) (рис. 4.19) базується на шпинделі 1 верстата по короткому конусі. Перед установкою патрона на шпиндель патрон позиціюєтьсятся промисловим роботом *(ПР)* співвісно шпинделю (поз. 7), після чого дві труби *4* і 5, змонтовані усередині шпинделя і з'єднані з обертовим гідроциліндром, закріпленим на задньому кінці шпинделя, переміщаються вправо, входять в отвір патрона і повертаються на кут 60°; при цьому їх виступи входять у прорізі байонетного замка в патроні *3* (поз. 2). Потім труби *4* і 5 переміщаються вліво, притискаючи патрон до торця шпинделя (поз. 3). Датчик 2 контролює положення патрона.

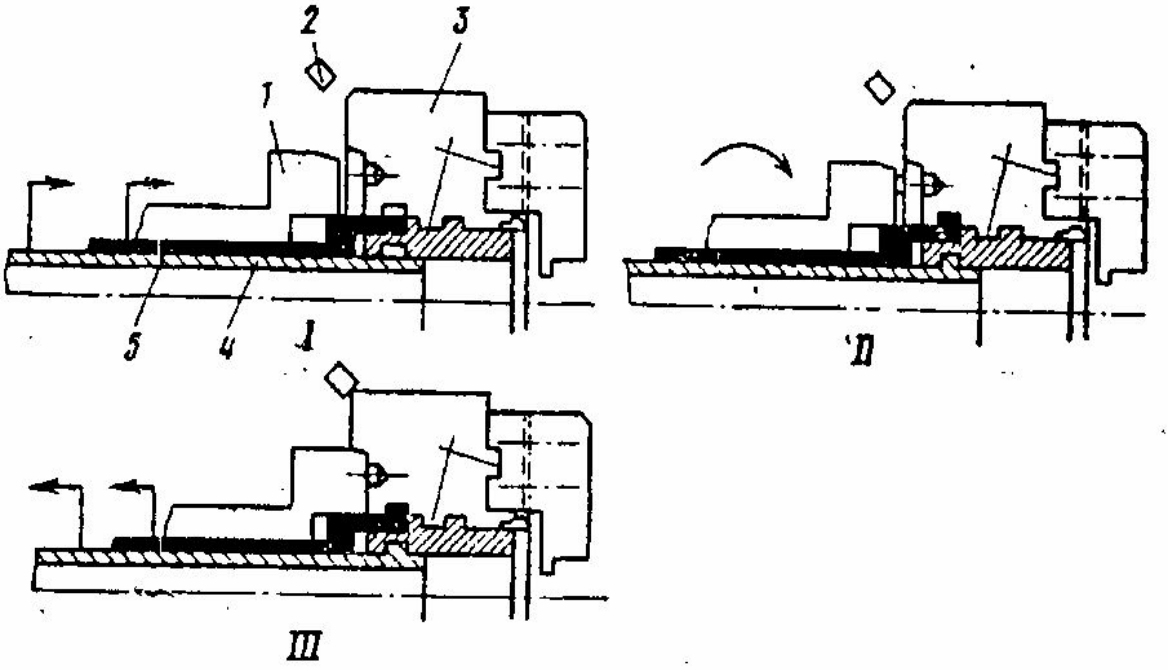


Рис.4.19. Схема кріплення патрона системи САМ фірми «Gamet» (Франція)

В автоматично змінюваних патронах фірми *«Gamet»* (Франція) на торці постійної частини, що закріплюється на шпинделі верстата, є зуби. Ці

патрони зберігаються в чотиримісному поворотному нагкопичувачі. Поворотні накопичувачі застосовуються для автоматичної зміни затискних кулачків патронів фірми *«Mazak Aic»* (рис. 4.20).

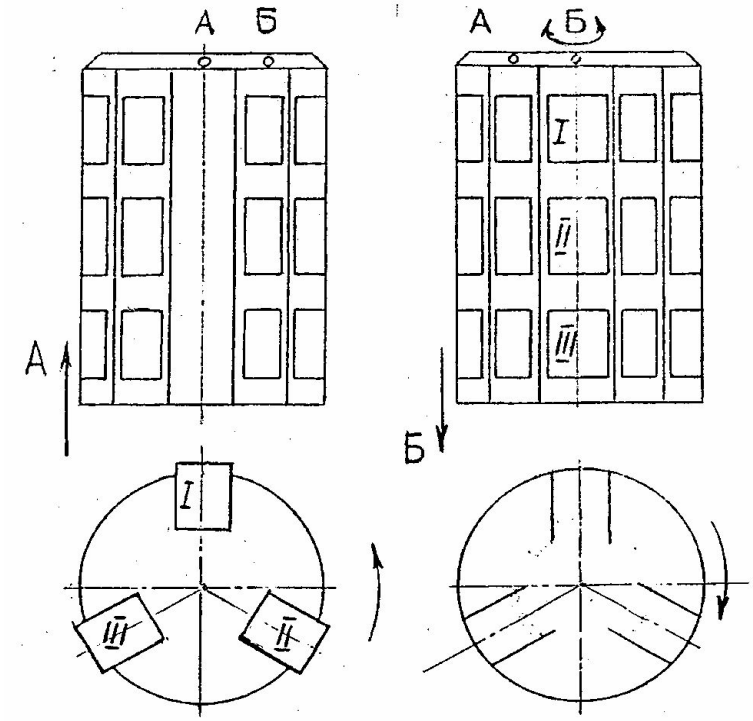


Рис. 4.20. Етапи автоматичної зміни кулачків за допомогою затискного пристрою «Mazak Aic» (Японія)

4.7. Механізми і пристрої автоматичної заміни робочих органів і супутників

Автоматизація допоміжних операцій заміни заготовок і деталей на верстатах із ЧПК створює передумови для впровадження працезберігаючої («безлюдної») технології, а також підвищує їхню ефективність за рахунок скорочення простоїв верстатів між окремими робочими циклами. Через різноманітність компонувань верстатів, конструкції пристроїв автоматичної зміни заготовок (ПАЗЗ) можуть бути різними.

На багатоопераційних верстатах для обробки призматичних деталей широко застосовують багатопозиційні завантажувальні столи, що дають можливість під час обробки попередньої деталі установити наступну на обробку деталь у безпосередній близькості від робочого місця верстата. Конструкція ПАЗЗ (рис. 4.21) проста, в зв'язку з тим, що поперечне переміщення здійснюється стійкою 9 верстата, а стіл 6 має лише один поздовжній робочий рух. На столі встановлена додаткова підставка, по направляючих якої можуть пересуватися салазки 5 із двома платформами 3 (П1) і 2 (П2).

На одній із платформ 2 (П2) встановлюється супутник 1 (С2) з черговою заготовкою, друга платформа 3 (П1) готова до прийому супутника 4 (С1) з обробленою деталлю. Після завершення всіх операцій на верстаті його стіл 6 переміщюється в позицію завантаження, у якій транспортні

направляючі столу 6 співпадають з направляючими вільної платформи 3 (П1). В шпиндель верстата замість інструмента вставляється спеціальна оправка 7 з замком, що з'єднує її з кронштейном супутника 4 (С1). Потім поперечним рухом стійки 9 супутник 4 (С1) пересувається зі столу 6 на вільну платформу 3 (П1). Після розчіплювання оправки, каретка з платформами переміщається до крайнього положення, в якому друга платформа 2 (П2) з новим супутником 1 (С2) виявиться сполученою з позицією стола верстата. Оправка 7 захоплює новий супутник 1(С2) і зворотним рухом стійки 9 затягують його на робочу позицію столу 6. Оправка в шпинделі заміняється на перший необхідний для роботи ріжучий інструмент із магазину 8. Каретка розвантажується від супутника 4 (С1) з готовою деталлю, повертається у вихідне положення, і на неї встановлюється супутник із наступною заготовкою.

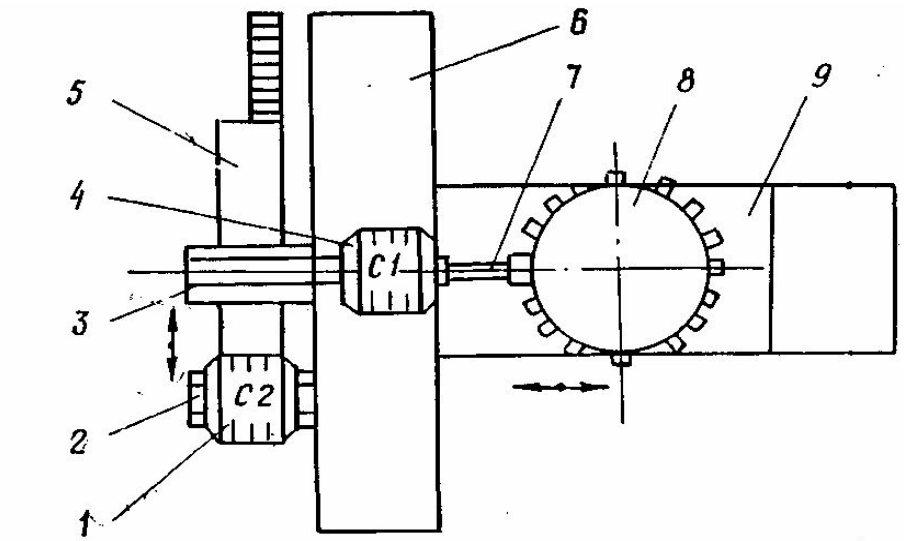


Рис. 4.21. Пристрій автоматичної зміни супутників із заготовками на багатоцільовому верстаті

Двомісні ПАЗЗ можуть широко варіюватися по компонуванню і конструктивному оформленню (рис. 4.22). Багатомісні ПАЗЗ виконують і функції накопичувачів, створюючи запас деталей для обробки іноді на повну робочу зміну. При цьому верстат частково перетворюється в автономно діючий модуль (технологічний).

Супутники для призматичних деталей виконують у вигляді плоских плит-столів (палет) з точно обробленими базовими площинами для кріплення на них заготовок. Для цього передбачають Т-подібні пази або сітку різьбових фіксуючих отворів, що чергуються. Для затиску застосовують пружинно-гідравлічні циліндри (ГОСТ 23918-79).

Автоматичну заміну заготовок на токарських верстатах з ЧПК звичайно здійснюють механічною рукою (автооператором), установленою на верстаті, або промисловим роботом, що обслуговує кілька верстатів на основі автономного технологічного модуля. В окремих випадках доцільним

є обслуговування одного токарного верстата в складі модуля промисловим роботом наземного або підвісного типу.

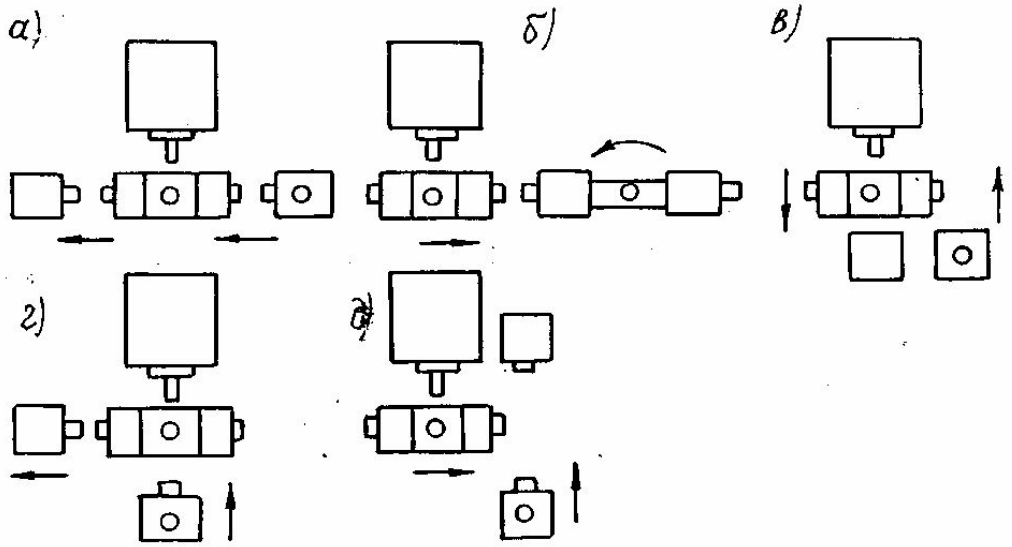


Рис. 4.22. Схеми двомісних пристроїв автоматичної зміни заготовок багатоцільового верстата: а – по обох сторонах столу; б – з поворотною платформою; в – із проміжною платформою навпроти робочої зони; г – із завантажувальною позицією навпроти робочої зони; д – з однієї сторони столу

Для надійності установки й затиску довгих валів застосовують повідкові патрони із само установлювальним по їх торцю повідком із зубами і підтискачем, що обертається з центром задньої бабки. Для установки роботом коротких деталей його захвати містять пружинні підтискачі.

РОЗДІЛ 5. ЗАВАНТАЖУВАЛЬНІ АВТОМАТИЧНІ ПРИСТРОЇ

5.1. Класифікація механізмів автоматичного завантаження заготовок

Спосіб автоматичного завантаження багато в чому залежить від форми, розмірів, матеріалу оброблюваних деталей.

Усі заготовки можна розбити на групи, для кожної з яких характерна відповідна система живлення (завантаження):

1 – з бунта (бунтове живлення), коли заготовкою для виробів служить дріт або стрічка, згорнуті у бунт або намотані на котушку;

2 – пруткова, коли заготовкою служать прутки різного поперечного січення або труби, що періодично заправляються у автомат;

3 – бункерна, коли заготовками є напівфабрикати – циліндричні і фасонні трубочки, ковпачки, круглі і прямокутні пластини, гвинти, заклепки, штифти і т.п.

Їх поєднують наступні властивості: використання в масовому виробництві, мала продуктивність обробки, невеликі габаритні розміри, форма і жорсткість дозволяють здійснювати автоматичну вибірку й орієнтування і накопичувати необхідний запас заготовок у бункерах;

4 – магазинна для штучних заготовок масового і серійного виробництва, що вимагають тривалих технологічних операцій, мають складну форму і великі габаритні розміри, які не дозволяють робити автоматичне орієнтування, унаслідок чого важко створити запас заготовок у бункері, необхідний для забезпечення визначеної тривалості роботи автомата;

5 – ручна, коли заготовки мають складну форму і великі габарити, наприклад, корпусні деталі, а також можуть бути тендітними. Останнім часом і цей вид заготовок в умовах гнучкого автоматизованого виробництва вимагає виключення (оскільки це ефективно) ручного завантаження.

Як видно з класифікації, у залежності від виду оброблюваних заготовок міняються і способи живлення автоматів. При прутковому живленні вимагаються великі втрати часу, чим при бунтовому живленні. При магазинному живленні вимагаються великі витрати часу на завантаження, чим при бункерному, тому що кожна заготовка орієнтується і закладається в магазин вручну, а при бункерному – автоматично.

Найбільш раціональною буде та конструкція механізму живлення, яка надійно й у мінімальний час здійснює подачу заготовок. Однак потрібно мати на увазі, що довільне збільшення швидкостей у цільових механізмах холостих ходів з метою скорочення допоміжного часу роботи автомата може викликати такі інерційні (динамічні) навантаження, які швидко виведуть автомат з ладу; при цьому з'являться нові види втрат за ремонту і регулюванню механізмів живлення.

Основні вимоги, що ставляться до механізмів автоматичного завантаження заготовок:

– простота конструкції;
– надійність роботи;
– легкий доступ до механізмів для усунення неполадок;
– зручність завантаження заготовок і вивантаження оброблених деталей;

– швидкодія і сумісність роботи механізму живлення з робочим циклом;
– мінімальна витрата часу робітника для обслуговування;
– економічна рентабельність.

5.2. Механізми живлення для бунтового матеріалу

Конструкції механізмів живлення для бунтового матеріалу різноманітні і залежать від цільового призначення автоматів, у яких вони застосовуються. З усього різноманіття конструкцій даних механізмів живлення можна виділити дві групи: механізми, що забезпечують дискретну подачу матеріалу (перша група), і механізми, що забезпечують беззупинну подачу матеріалу (друга група). Механізми першої групи застосовуються в тому випадку, коли обробка матеріалу що подається, виробляється з його поділом (різанням), наприклад, при виготовленні кріпильних деталей, осей у приладобудівній і годинниковій промисловості, виводів і електродів в електронній промисловості. Механізми другої групи застосовуються при обробці матеріалу, що подається без поділу, наприклад, при виготовленні спіралей, при нанесенні на дріт (стрічку) покрить.

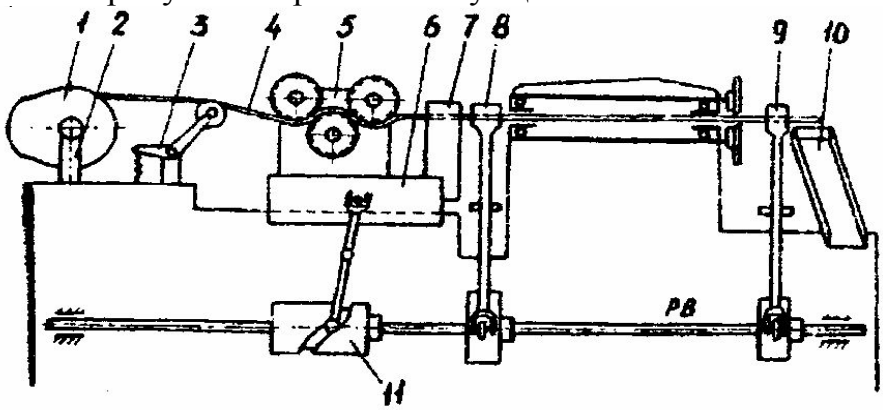
Конструктивна схема механізму живлення для бунтового матеріалу першої групи показана на рис. 5.1, *а*. Матеріал, що змотується з подаючої котушки 1, закріпленої на стійці 2, до закінчення обробки у ньому проходять наступні функціональні механізми: стабілізуючий пристрій 3, механізм виправлення 5, механізм подачі 6, що складається з захоплювача 7, каретки і кулачкового механізму 11, задній затиск 8, передній затиск 9 і відвідного лотока 10. Перераховані функціональні механізми взаємодіють у такий спосіб.

Переміщуючись з крайнього лівого положення в крайнє праве положення разом з кареткою, захоплювач 7 захоплює дріт 4 і подає його на величину ходу каретки. Дріт при цьому змотується з подаючої котушки 1 і проходить через напрямний ролик стабілізуючого пристрою 3, що призначений для згладжування окремих ривків, які виникають при подачі дроту на ділянках розгону і гальмування каретки механізму подачі.

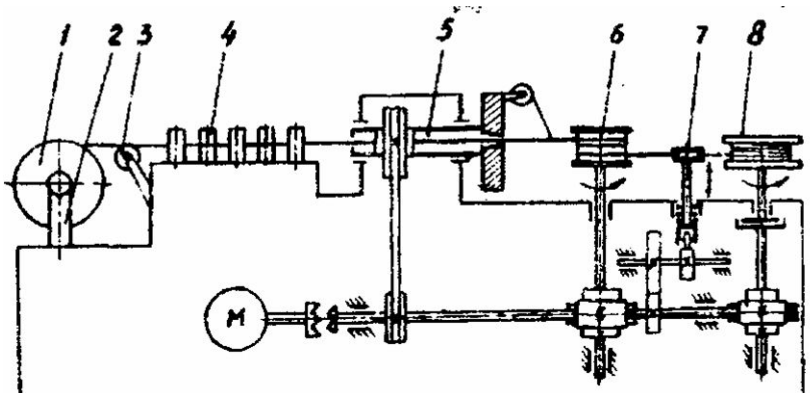
У момент досягнення механізмом подачі крайнього правого положення передній затиск 9 і задній затиск 8 затискають дріт у своїх губках. Потім каретка механізму подачі повертається у вихідне положення. Під час зворотного ходу каретки відбувається обробка поданого відрізка дроту (різання, формування і т.п.) і виправлення наступного відрізка дроту механізмом виправлення 5, що розташовується на каретці механізму подачі 6. У момент досягнення кареткою механізму подачі вихідного положення, губки переднього і заднього затиску розкриваються і готовий виріб відводиться в лоток 10. Аналогічно подається наступна порція матеріалу.

Конструктивна схема механізму живлення для бунтового матеріалу другої групи показана на рис. 5.1, б. Матеріал, що подається, проходить у ньому наступні функціональні механізми: напрямний пристрій 3, механізм виправлення 4, тяговий барабан 6, механізм розкладки 7, приймальну котушку 8. Подача матеріалу здійснюється тяговим барабаном 6. При цьому матеріал, що подається, змотується з котушки 1, що подає матеріал, закріпленої на стійці 2, і направляється роликом

напрямного пристрою 3 у механізм виправлення 4. Напрямний пристрій забезпечує постійний напрямок подачі матеріалу незалежно від зміни радіуса змотування його з подаючої котушки, у міру витрат. Протягаючи через механізм виправлення 4, що у механізмах другої групи нерухомий, матеріал проходить порожній шпиндель 5 і виходить з нього через напрямну дюзу. При виході матеріалу зі шпинделя відбувається його обробка, наприклад, навивка спіралі. Оброблюваний матеріал кілька разів обмотується навколо тягового барабана 6 для запобігання проковзування під час подачі, сходить з нього і через ролик механізму розкладки 7 надходить на прийомну котушку 8. Механізм розкладки забезпечує рівномірне розташування витків обробленого матеріалу за всій прийомній котушці.



а)



б)

Рис. 5.1. Принципові схеми автоматів з бунтовим живленням: а – з поділом (відрізкою) дроту; б – без поділу

У механізмах бунтового живлення другої групи необхідно забезпечувати постійну (регламентовану) величину сили натягу матеріалу, що подається. Сила натягу P_m матеріалу, що подається, повинна бути не більшою гранично-допустимого зусилля $[P]$, щоб матеріал при подачі не рвався.

Гранично-допустиме зусилля визначається за формулою:

$$[P] = [\sigma g] \cdot S, \tag{5.1}$$

де $[\sigma g]$ – границя міцності матеріалу при розтягу;

S – поперечний переріз матеріалу.

Отже, при подачі бунтового матеріалу повинна виконуватися нерівність:

$$Pm < [P] = [\sigma g] \cdot S. \tag{5.2}$$

Таким чином, чим менше січення і границя міцності матеріалу що подається, тим меншим повинен бути його натяг і, відповідно, меншим гальмівний момент, прикладений до віддаючої котушки при змотуванні з неї матеріалу. Тому при проектуванні тягового барабана чи стійки з гальмівним пристроєм необхідно враховувати механічні властивості матеріалів, що подаються, і їхній поперечний переріз.

Механізми подачі дроту бувають важільні (рис. 5.2, *а*), кулькові (рис. 5.2, б) і роликові (рис. 5.2, в).

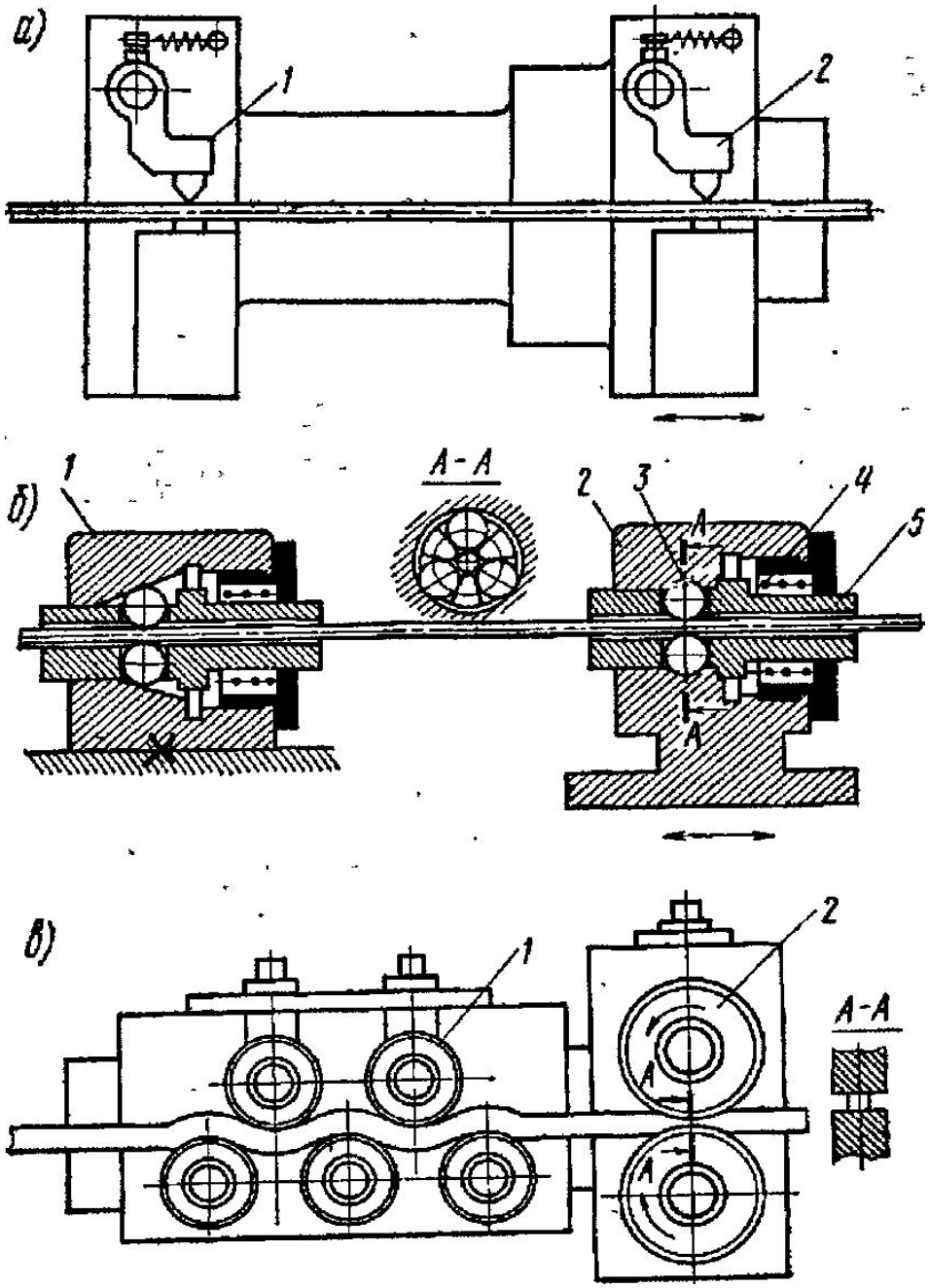


Рис. 5.2. Механізми подачі для бунтового матеріалу

Важільний механізм (рис. 5.2, *а*) має два захоплювача: 1 – закріплений нерухомо і 2 – установлений на рухомій каретці. Пружина, повертаючи важіль,

створює контакт гострих і плоских губок з переміщуваним матеріалом. При переміщенні каретки вправо відбувається заклинювання матеріалу між губками правого захоплювача і подача його вправо. При цьому матеріал вільно проходить через лівий захоплювач. При зворотному переміщенні каретки матеріал утримується лівим захоплювачем. Величина подачі дроту відповідає ходу каретки.

Кульковий механізм (рис. 5.2, *б*) також має два захоплювача (нерухомий 1 і рухомий 2), у кожному з яких розміщено за три кульки, що взаємодіють ззовні за конічному отвору з прижимом до нього і дроту за рахунок переміщення втулки 5, на яку діє пружина 4.

Цикл роботи аналогічний важільному механізму (рис. 5.2, *а*).

Роликовий механізм (рис. 5.2, *в*) забезпечує подачу дроту двома обертовими роликами 2 з жолобками відповідно до розміру дроту.

Зусилля, створюване при обертанні притиснутих до дроту роликів, повинне забезпечити не лише подачу матеріалу, але і його протягування через правильні ролики 1.

Механізми виправлення можуть бути з твердими гребінками і штифтами (рис. 5.3, *а*) для дроту малого діаметра (до 1 мм), роликові однорідні в одній площині і дворядні в двох взаємо-перпендикулярних площинах (рис. 5.3, *б*).

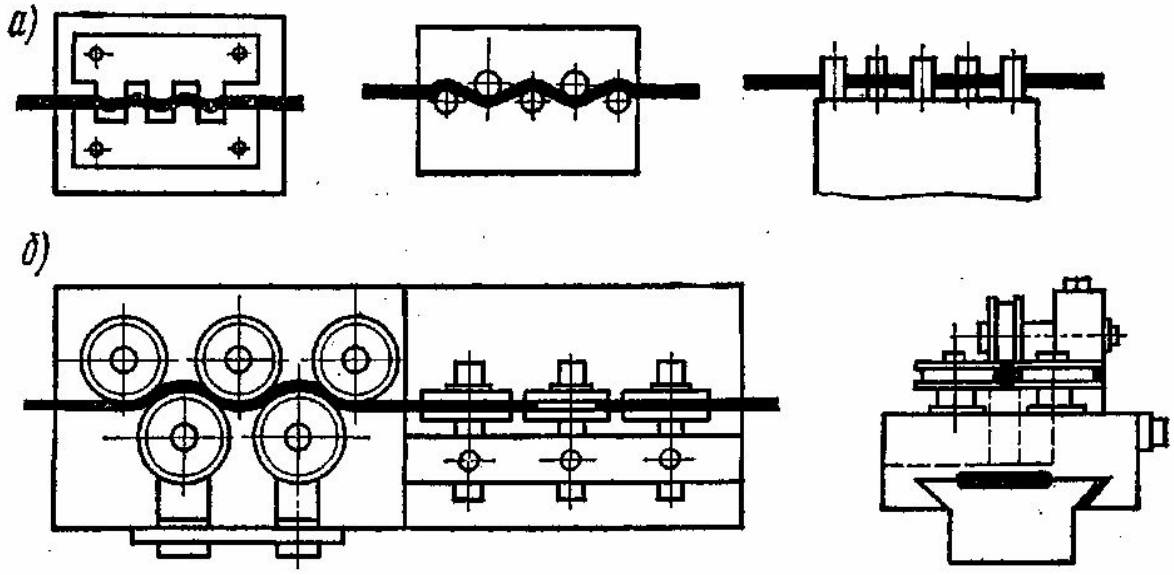


Рис. 5.3. Механізми виправлення для бунтового матеріалу

5.3. Механізми живлення для прутково - трубних заготовок

Останнім часом у багатьох вітчизняних і закордонних токарних автоматах конструкції механізмів подачі зазнають значних змін. Це обумовлюється тим, що на автоматах після подачі до упора і затиску звичайно не досягається досить стабільне положення переднього торця прутка, і тому для одержання точної довжини деталі приходиться додатково підрізати передній торець прутка, що призводить до зайвої витрати матеріалу, ріжучого інструмента, додаткових затрат часу.

У зв'язку з цим до механізмів подачі пред'являються наступні вимоги:

1. Забезпечення точності довжини подачі прутка при взаємодії з іншими механізмами, що визначається величиною відхилення довжин деталей, відрізаних з поперечного супорта з прутка, поданого до упора (відсутність відскоку прутка).
2. Можливо менший час подачі прутка до упора (швидкодія).
3. Забезпечення осьової сили зчеплення, що виключає проковзування прутка при подачі. Ця сила повинна бути вибрана з умови подолання сумарних сил інерції і сил тертя прутка до напрямних, враховуючи запас на зношування.
4. Запобігання від поломки механізмів, наявність блокування при використанні прутка. Поломка механізму може відбутися при подачі залишку прутка торцем подаючого патрона (чи подаючої цанги).
5. Довговічність і зносостійкість механізму.

Таким чином, основні вимоги до механізму подачі (прутка МПП): забезпечення точності подачі прутка за довжині в необхідних межах після його затиску при заданій тривалості цього процесу протягом гарантованого періоду експлуатації.

Якість тієї чи іншої конструкції МПП можна оцінити за тим, наскільки розглянутий механізм задовольняє зазначені вимоги, зручний в експлуатації, довговічний і надійний.

Зменшення надійності МПП, як і інших механізмів, виявляється в роботі з появою відмов, що можуть бути викликані: а) недоліками конструкції; б) недоліками виготовлення; в) неправильною експлуатацією.

Способи подачі прутка визначаються типом взаємодії з прутком і розташуванням рушійних і гальмівних сил за довжині прутка, просторово-тимчасовим розташуванням подаючого патрона, щодо інших механізмів, насамперед, затискного патрона і шпинделя, динамічними параметрами переміщення прутка, типом привода механізму і способом здійснення координації рухів МПП (табл. 4.1). З можливих контактних і об’ємних взаємодій із прутком майже виняткове застосування знайшло контактна взаємодія. Звичайно для розгону прутка використовується тангенціальна (фрикційна) взаємодія, для створення якої необхідна допоміжна нормальна контактна взаємодія (наприклад, подаюча цанга) (рис. 5.4, а, г, д). Для гальмування прутка – як фрикційна взаємодія (подаючая цанга) (рис. 5.4, г, д), так і нормальна контактна взаємодія, що реалізує упор (рис.5.4, а, б, д, е, ж, з).

Для малих діаметрів прутка використовується схема, показана на рис. 5.4, *б*, де розгін здійснюється за рахунок нормальної контактної взаємодії (штовхач).

У деяких випадках використовуються попередньо виконані канавки і заглиблення (рис.5.4, в, ж).

Оскільки радіальні розміри подаючих патронів, мають істотні обмеження, доцільно використовувати механізм із розподіленими за довжині прутка силами зчеплення. У таких механізмах (рис. 5.4, е) за рахунок зменшення навантаження на кожен елемент подаючого патрона, можливе значне збільшення діапазону діаметрів прутка, що подається без переналагодження, і сил взаємодії з прутком.

Подача прутка може бути безупорною, або до упора (висувної чи поворотної дії) у торець прутка або всередині привода подачі.

Таблиця 5.1. Класифікація механізмів подачі прутка

Основний признак	Додаткові признаки і можливі варіанти реалізації				
1. Спосіб взаємодії подаючого патрона (ПП) і упора (У) з прутком	Фізико-механічний процес				
	Контактне		Пондемоторне		
	Нормальне	Тангенціальне	Комбіноване	Власна вага	Електро-магнітне
	Розміщення рушійних (РС) і гальмівних (ГС) сил				
	ДС и ТС рознесені	ДС и ТС суміщені	ДС и ТС комбіновані		
	Зосереджені		Розпреділені		
	Тривалість взаємодії				
	Безперервна	Періодична	Імпульсна		
2. Просторово-часове розміщення ПП відносно інших механізмів	Відносно ЗМ				
	Переміщується П		Переміщується ЗМ		
	Ззаду ЗМ		Зпереду ЗМ		
	Відносно шпинделя				
	Всередині		Ззовні		
3. Динамічні параметри переміщення прутка	Швидкість				
	Постійна		Перемінна		
	Прискорення				
	Постійна		Перемінна		
	Затухання перехідного процесу				
	Коливальне	Періодичне	Комбіноване		
4. Тип привода (Пр) подачі	Джерело енергії				
	Електричний двигун	Пружний елемент	Гідро- пневмо двигун	Вантаж	Інерційне (маховик)
	Передаточний механізм				
	Поступовий	Зворотньо-поступовий	Обертовий		
	Жорсткий		Пружний		
	З постійним		З перемінним		
	Передаточне відношення		Передаточне відношення		
5. Метод здійснення координаційних рухів МПП	Наявність зворотнього зв’язку				
	Є		Немає		
	Тип задаючого елемента				
	Механічний (кулачковий)	Електронний	Гідравлічний (пневматичний)		
6. Основні характеристики МПП	Швидкодія				
	Швидкодіючі		Тихохідні		
	Точність				
	Високоточні		Нормальної точності		
	Переналагоджування для виробництва				
	Серійного		Масового		

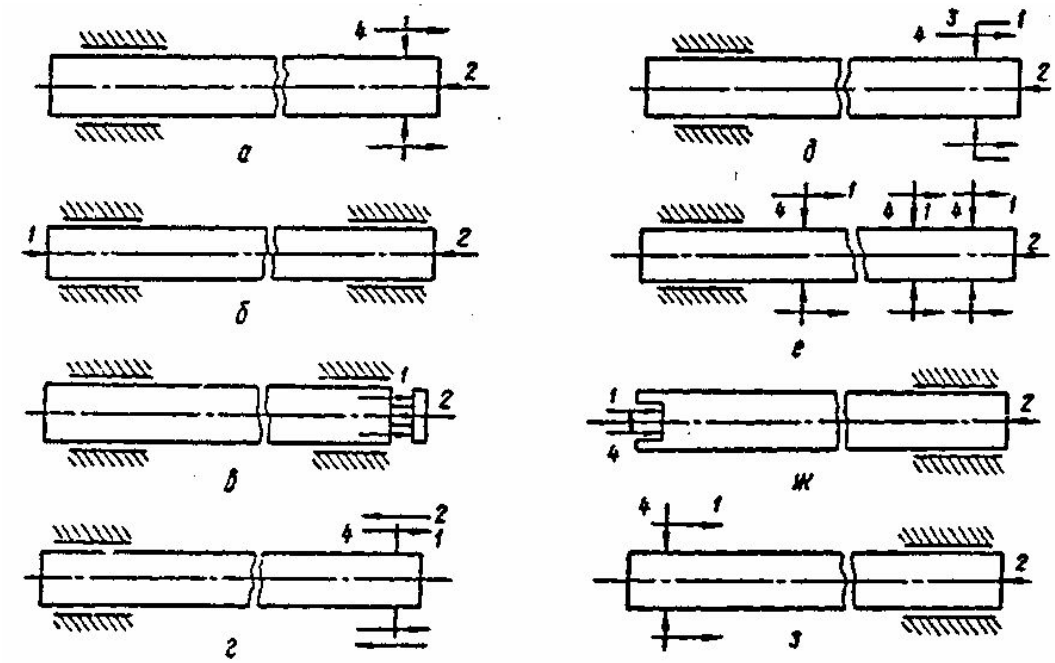


Рис. 5.4. Класифікація механізмів подачі прутка за розташуванню рушійних і гальмових сил: 1 , 2 – основні рушійні і гальмівні сили; 3 – додаткова гальмівна сила; 4 – радіальна сила затиску прутка подаючим патроном

Тому, що сили зчеплення подаючої цанги з прутком порівняно невеликі і для швидкодіючих механізмів неминуче проковзування прутка, то для забезпечення високої точності подачі прутка застосовуються упори для прутка.

Упор визначає довжину подачі прутка, тому він повинен мати можливість точного регулювання в точному діапазоні довжин подачі. Це зазвичай забезпечується застосуванням грубого і точного регулювання. Грубе регулювання дає повне перекриття діапазону довжин подачі (до 200 мм і більше) з точністю до 2...5 мм. Точне регулювання звичайно забезпечує точність до 0,1...0,5 мм.

Після подачі і затиску прутка упор повинен забиратися з робочої зони. Це забезпечують упори, які переміщуються поступально або поворотно.

Тому, що зазвичай пруток при подачі обертається, широке застосування знайшли упори, у яких контактуюча з прутком частина також має можливість обертатися. Це зменшує знос як самого упора, так і інших деталей, наприклад, подаючої і затискної цанг.

Упори повинні мати малі габарити, тому що розташовуються в робочій зоні автомата.

На рис. 5.5 показані основні типи упорів. Упор повинен мати високу твердість для зменшення амплітуди і періоду коливань при ударі прутка, а також для зменшення впливу розкиду сил, що діють на пруток з боку привода на кінцеве положення торця прутка.

Однак висока жорсткість упора збільшує силу удару прутка. Для значного зменшення сили удару застосовуються пружні (рис. 5.5, д) і гідравлічні (рис. 5.5, е) амортизатори. Пружні амортизатори не зменшують, навіть збільшують, відскок прутка, що є їхнім основним недоліком.

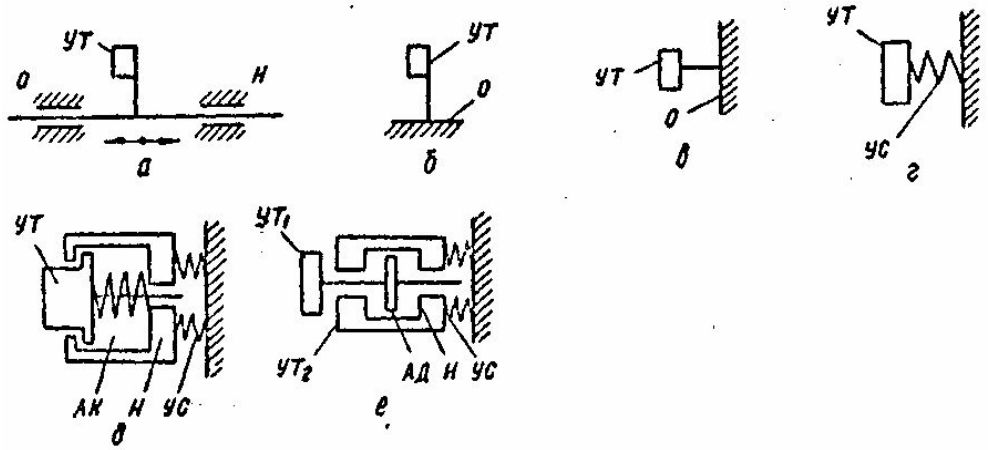


Рис. 5.5. Основні типи упорів для механізмів подачі прутка: а – твердий двухопорный регульований; б – твердий консольний нерегульований або регульований; в – твердий торцевий нерегульований або регульований; г –пружний торцевий регульований або нерегульований; д – пружньо-деформуючийся; е – пружний з гідродемпфером; УТ– упорний торець; О – основа; Н – напрямна; УС – пружний зв'язок з основою; АК – амортизатор консервативний; АД – амортизатор дисипативний

Гідравлічні амортизатори (демпфуючі упори) значно зменшують силу удару, і виключають відскок прутка, причому ефективність поглинання енергії прутка зі збільшенням жорсткості упора зростає.

Демпфуючий упор (рис. 5.5, е і рис. 5.6) виключає необхідність гальмування прутка приводом, тому що забезпечує ефективне (швидке з обмеженою силою) гальмування прутка в широкому діапазоні значень швидкості (до 1...2 м/с) і маси прутка.

Це дозволяє значно спростити конструкцію привода, широко застосовувати самозаклинювальні патрони подачі і збільшити точність подачі для швидкодіючих механізмів.

Найбільше поширення одержали МПП, у яких довжина подачі обмежується упором, а для передачі сил від привода на пруток застосовується подаюча цанга. У таких механізмах (рис. 5.7,а) використовуються кулачковий, пружинно-контркулачковий (рис. 5.7, б) і гідравлічний (пневматичний) (рис. 5.7, в) приводи.

Типова лінія шпинделя пруткового автомата містить: напрямну трубу з демпфуючим (шумопоглинаючим) пристроєм або середовищем; подаючу трубу, з подаючим патроном, які розташовані всередині затискної труби; затискний патрон на передньому кінці шпинделя; упор для прутка.

Напрямні труби і пристрої для підтримки прутка використовують у токарних одно- і багатошпиндельних автоматах для зниження рівня вібрацій обертового прутка за межами шпинделя і рівня шуму, що виникає при зіткненні прутка з підтримуючими елементами.

У напрямній трубі 1 (рис. 5.8, а) Новочеркаського верстатобудівного завода міститься пружина 2 з витками круглого чи прямокутного поперечного січення, що стикається з прутком 3 і спирається на внутрішню поверхню труби. Гайки 4 захищають пружину від зсуву. Ефект шумопоглинання складає 26 дБА.

Застосовується напрямна труба 4 (рис. 5.8, б) із вставленою в ній поліетиленовою трубою 1 і зафіксованими втулками 2 і 5, причому втулка 2 з'єднана з трубою 4 гвинтами.

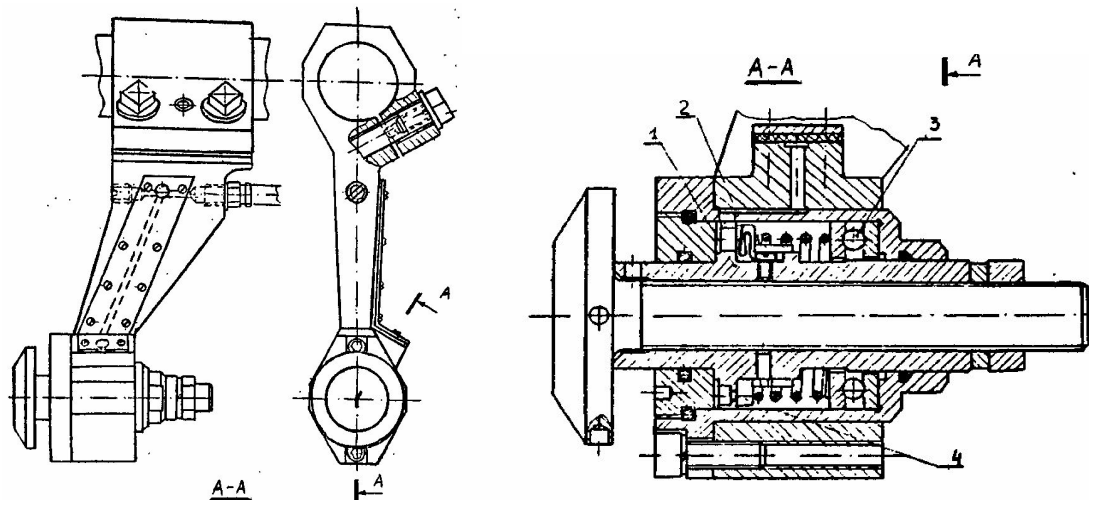


Рис. 5.6. Варіант конструкції демпферного упора, для автоматів мод. 1А240-6 і КА-103: 1 – поршень; 2 – клапан; 3 – упорний підшипник; 4 – отвір постійного січення

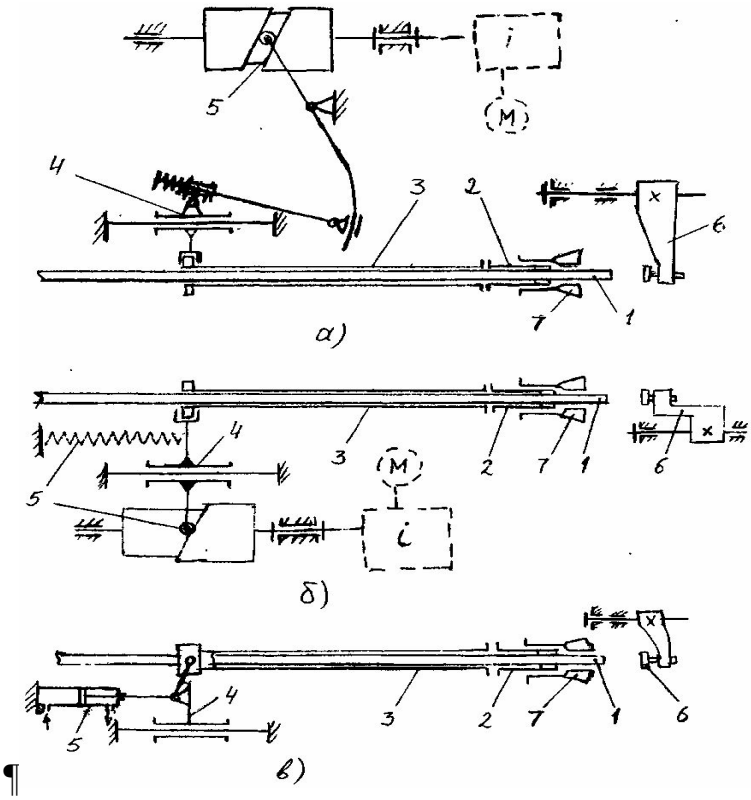


Рис. 5.7. Схеми основних упорних цангових МПП із приводом: а – кулачковим; б – пружинно-контркулачковим; в – гідравлічним (пневматичним): 1 – пруток; 2 – подаюча цанга; 3 – подаюча труба; 4 – повзун; 5 – двигун МПП; 6 – упор; 7 – затискна цанга

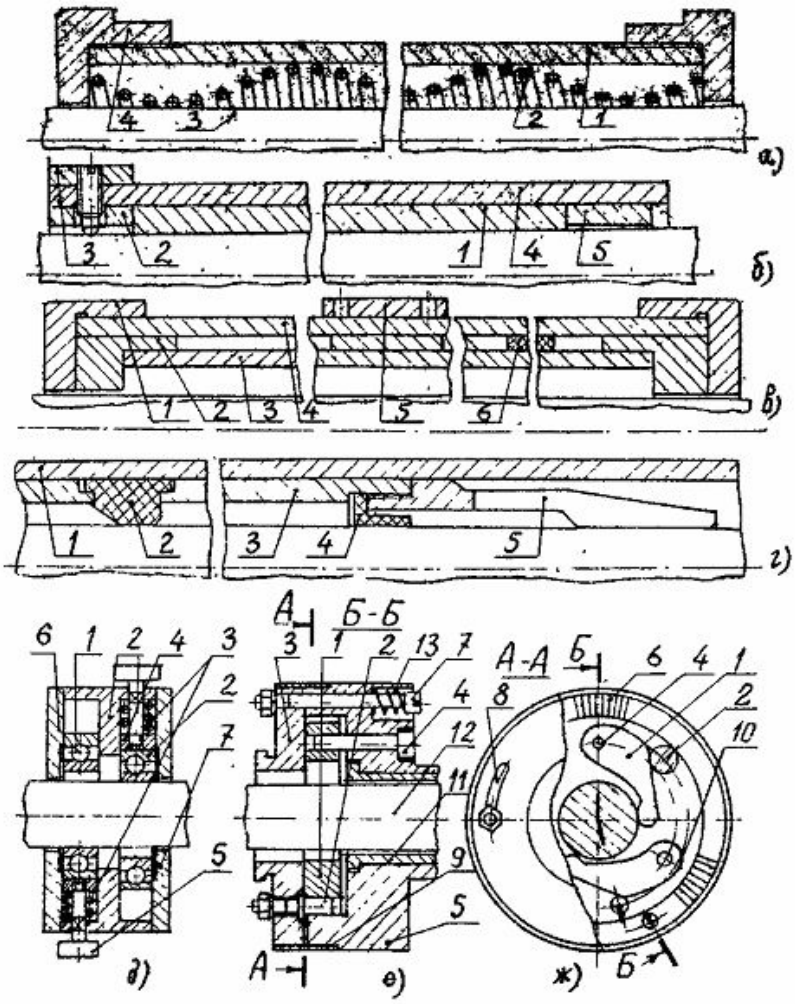


Рис. 5.8. Напрямні труби і пристрої для підтримки прутка

ВНДІ охорони праці (Санкт-Петербург) розроблена напрямна труба (5.8, в), що складається з двох концентричних металевих труб 3 і 4, розділених гумовими втулками 2 і 6. Акустична ефективність 17 дБа.

При обробці високоточних деталей доцільно застосовувати встановлене в подаючу цангу 5, змінне кільце 4 (рис. 5.8, г), діаметр отвору якого перевищує діаметр прутка не більше ніж на 1 мм, а також змінні вкладиші 2, вставлені в трубу подачі.

Пристрій (рис. 5.8, д) забезпечує автоматичну вибірку радіального зазору між прутком і підтримуючими елементами, виконаними у вигляді підпружинених кулькових підшипників 1 і 2. Пружини 3 рівномірно розташовані за окружності, їхня кількість – більше двох.

Пристрій (рис. 5.8, е, ж) оснащено підтримуючими елементами у вигляді важелів 1 на осях 4, що притискаються до прутка зусиллями, які виникають при взаємодії скошених ділянок важелів з пальцями 2, що провертаються щодо осей 6. Фіксація корпуса 5 і поворотної частини 3, що несе пальці 2 відбувається торцевими виступами 6 і гвинтами 7 з гайками.

Для зниження шуму і биття прутка демпфуючі пристрої виконують останнім часом у вигляді сипучих і рідких середовищ.

Інофірми стали широко застосовувати гідравлічний пристрій подачі прутків – **гідробар,** що складається з трьох алюмінієвих профілів, у яких розташовані напрямні труби різних діаметрів з проштовхуючими поршнями. Щоб уникнути тертя між прутком, що подається, і напрямні трубою в останню заливається олія під тиском.

Гідросхема пристрою приведена на рис. 5.9, а. При подачі прутка електродвигун 1 обертає насос 2, нагнітаючи олію через регулятор швидкості 3 у нештокову порожнину гідроциліндра під тиском, налагодженим напірним золотником і контрольованим за манометру 4. Поршень 6 переміщується вправо. Олія, що попадає в трубу подачі, витікає в бак через фільтр 5. При закінченні прутка спрацьовує регулятор тиску 7, подається команда на реверс електродвигуна 1 і насоса 2, чим забезпечується повернення поршня 6 у вихідне положення. Обертовий з частотою n_0 усередині труби пруток створює масляну плівку товщиною h_0 (рис. 5.9, в), що сприяє зниженню шуму і вібрацій. Якщо пруток не обертається, то гідродинамічний вплив дорівнює нулю і пруток прилягає до напрямної труби (рис. 5.9, б). Чим більше частота обертання прутка $n > n_0$, тим більше буде гідродинамічний вплив і зазор h (рис. 5.9, г), що виводить вісь прутка на фізичну вісь обертання шпинделя, співвісну з віссю напрямної труби.

У пруткових автоматах із ЧПК, що вбудовуються в ГВС, застосовують роликові механізми подачі мірних прутків, що направляються один за іншим. Однак, унаслідок розташування роликів за шпинделем, збільшується залишок останнього прутка. Для зменшення залишків прутка застосовується механізм подачі з роликом, розташованим поблизу робочої зони за затискним патроном (рис. 5.10).

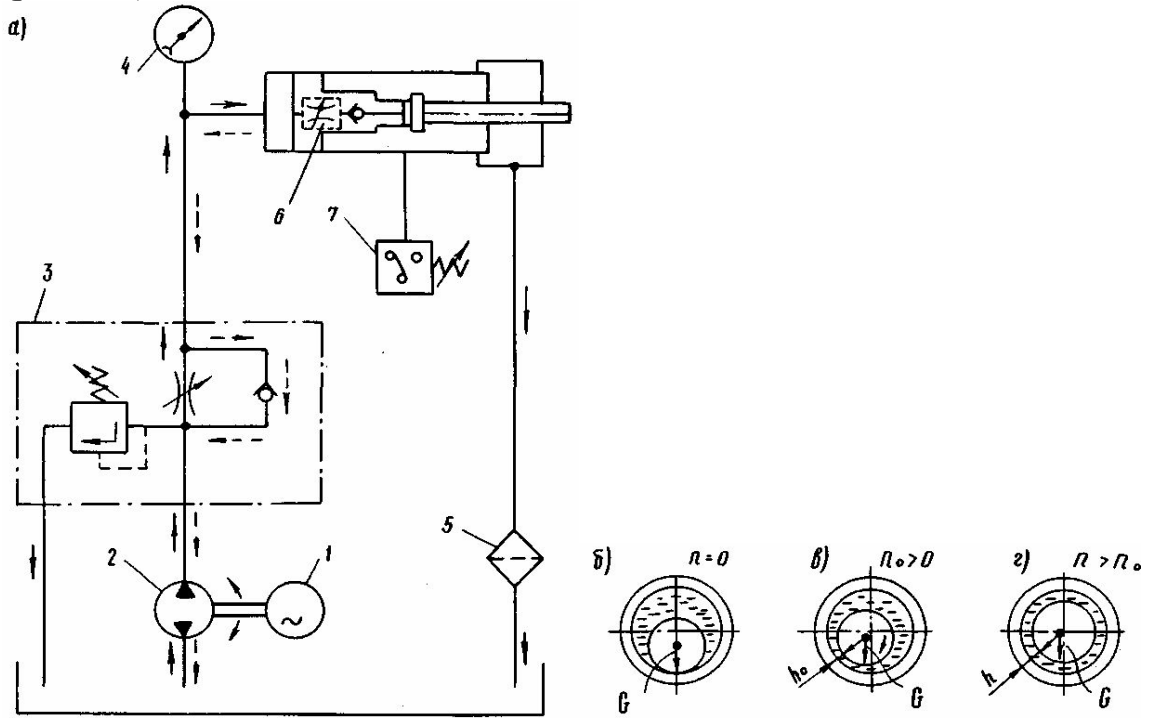


Рис. 5.9. Гідравлічні подаючі пристрої типу «Супер Гідропаном» HSLNS фірми «Антон Олерт» і «Тритон» (Німеччина)

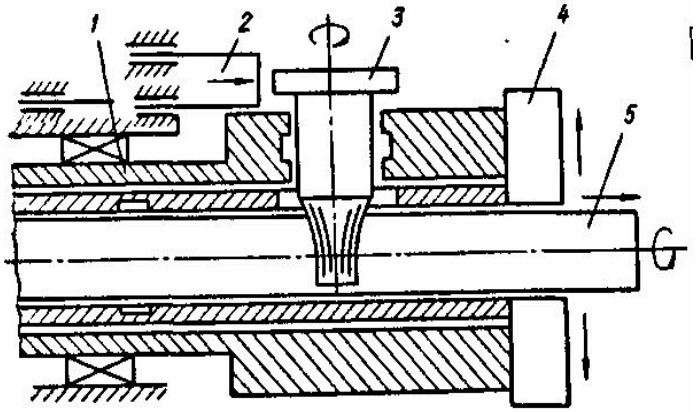


Рис. 5.10. Механізм подачі з роликом, розташованим поблизу робочої зони

5.4. Конструювання й основні характеристики подаючих патронів

В основу класифікації подаючих цанг і патронів покладена взаємодія з прутком і спосіб подачі.

На рис. 5.11 представлені варіанти подаючих цанг і патронів із пружними елементами:

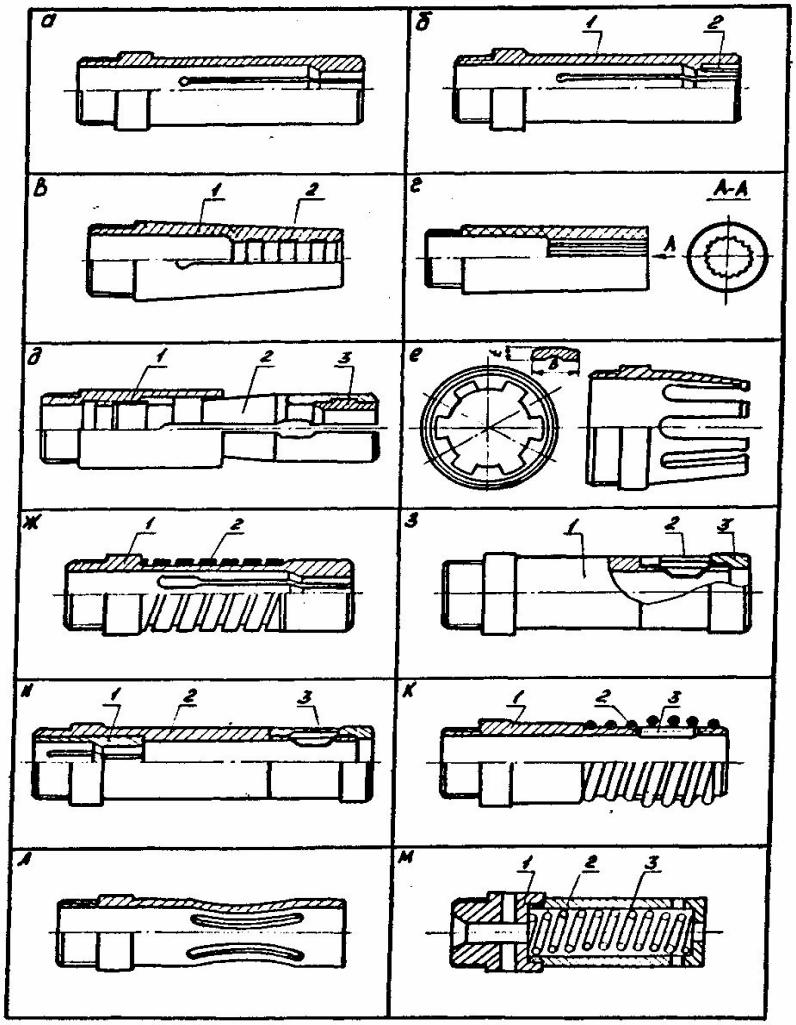


Рис. 5.11. Подаючі цанги і патрони з пружними елементами

а) цільні, виконані з пружинних сталей;

б) армовані зносостійкими матеріалами;

в, г) капронові з одним прорізом і армованим робочим отвором, виконані з гуми чи іншого еластичного матеріалу з зигзагоподібною формою поперечного січення робочого отвору губок;

д) з регульованою довжиною пелюстків для регулювання їхньої твердості в міру зносу робочого отвору;

е) з січенням пелюстки, що наближається до прямокутного для збільшення еластичності і з укороченою його довжиною (за рахунок виконання у вигляді балки рівного опору згину);

ж) з циліндричною пружиною, вставленою в канавку при зведених пелюстках для збільшення терміну служби цанги і забезпечення постійної осьової сили зчеплення з прутком при подачі;

з) із плоскими пружинами і додатковою люнетною цангою для направлення прутка;

к) з спіральною пружиною і твердосплавними стержнями;

л) з подовженими вгнутими пелюстками;

м) з спіральною пружиною всередині цанги.

На рис. 5.12 представлені варіанти самозаклинювальних цанг і патронів, що мають підвищену довговічність:

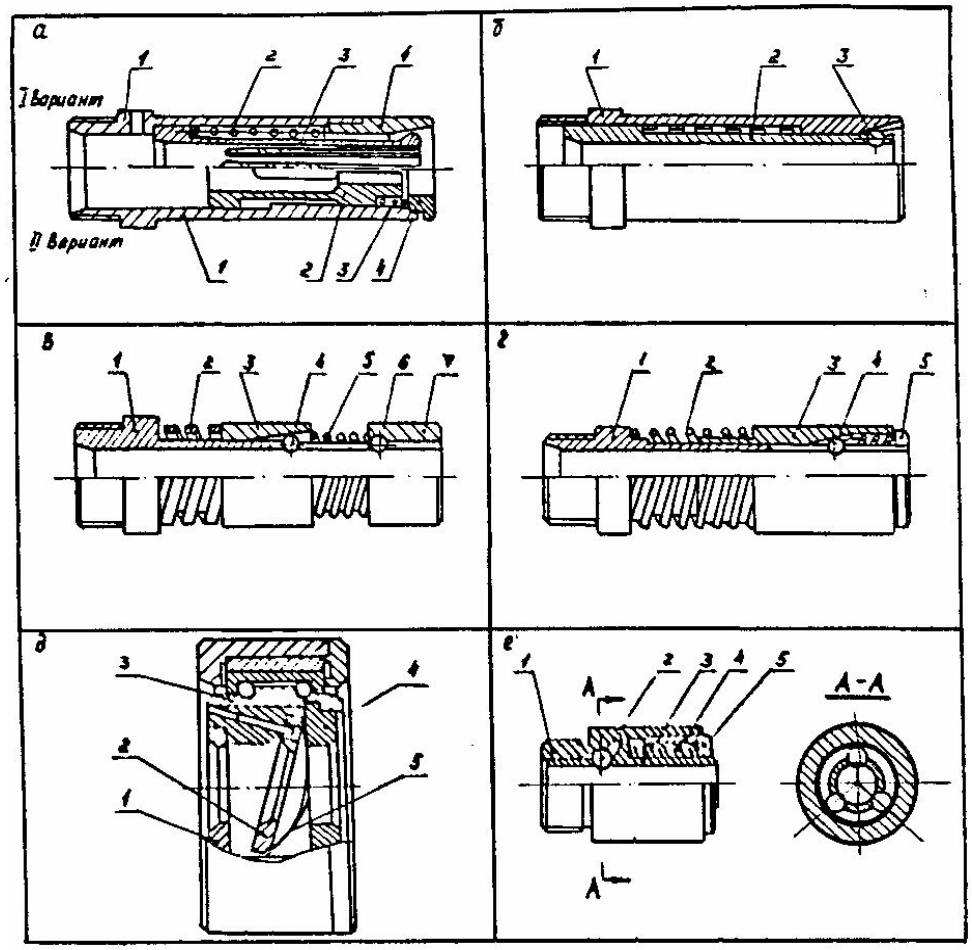


Рис. 5.12. Самозаклинювальні подаючі цанги і патрони

а) з пружиненою цангою малої твердості Бердичівського верстатобудівного завода «Беверс» (1-й варіант) і з плаваючою підпружиненою цангою (2-й варіант);

б, в, г, д) з кульками в сепараторі або в пазах для подачі некаліброваних прутків;

е) з підпружиненою шайбою, що застосовується на верстатах фірми «Гільдемайстер».

Самозаклинювальні подаючі цанги і патрони застосовуються в автоматах рідше, тому що вони знижують максимальний діаметр оброблюваного матеріалу, а патрони (рис. 5.12, д, е) ставляться зазвичай позаду, що збільшує довжину залишку оброблюваного прутка.

Найбільше поширення в пруткових автоматах одержали стандартні подаючі цанги (ПЦ) (рис. 5.11, а). ПЦ передає зусилля подачі від привода механізму подачі прутка безпосередньо на пруток, переміщує останній до упора і притискає до нього пруток до моменту фіксації затискним патроном. Сила зчеплення (тертя) ПЦ із прутком створюється за рахунок пружної деформації пелюстків і перехідної ділянки ПЦ при заправленні прутка в ПЦ.

ПЦ повинна забезпечувати силу зчеплення (тертя з прутком) у межах, в яких забезпечується нормальна робота МПП. При цьому діаметр прутка змінюється в межах допуску на нього, з урахуванням неминучого зносу робочого отвору ПЦ. Крім того, ПЦ повинна центрувати пруток таким чином, щоб виключити або звести до мінімуму тертя його об губки розжатого затискного патрона.

Конструктивне виконання, якість і працездатність ПЦ визначаються її характеристиками, серед яких основними є: силові, міцністні і фрикційні.

Величина і розкид характеристик ПЦ залежить від якості виготовлення, оскільки є функцією відхилення від номіналу багатьох лінійних і кутових розмірів ПЦ, а також від допуску на діаметр прутка і від властивостей його поверхні.

Показниками якості ПЦ є довговічність, стабільність сили зчеплення (тертя), витрати на виготовлення й експлуатацію.

Номенклатура показників призначення ПЦ включає форму поверхні, що затискається, номінальний розмір прутка в поперечному перерізі і допуск на нього, мінімальну силу зчеплення(тертя), що допускається, а також матеріал і стан поверхні прутка.

Критерій якості ПЦ може визначатися довговічністю, віднесеною до одиниці витрат на виготовлення й експлуатацію ПЦ, або довговічністю, віднесеною до одиниці об'єму (маси) заготовки ПЦ (при дефіцитності металу), або тільки довговічністю (при несуттєвій зміні витрат на виготовлення й об’єму заготовки).

Порівняно низька стійкість подаючих цанг особливо на одношпиндельних токарних автоматах, знижує продуктивність верстатів через збільшення простоїв, пов'язаних із заміною цанг і додатковим регулюванням МПП.

Причиною виходу з ладу подаючих цанг, є:

а) знос робочого отвору при проковзуванні цанги під час набору прутка і при подачі його до упора;

б) поломка пелюстків при ударах під час заправлення прутка або при низькій якості термообробки і грубій механічній обробці пружної частини (шорсткість

поверхні Rz40 – Rz20);

в) втрата пелюсткою пружних властивостей через низьку якість термообробки і напруг вище межі пружності.

Вимірювання зношених подаючих цанг свідчить про те, що максимальне зношування відбувається вздовж середньої твірної в передній частині губки при діаметрі робочого отвору, рівному номінальному діаметру прутка. Зношування за крайнім твірним приблизно однакове з деяким збільшенням у задній частині губки, що має меншу твердість. Вивчення факторів, що впливають на зносостійкість подаючих цанг, свідчить про те, що одним з важливих факторів є вибір матеріалу і режимів термообробки цанги. З зносостійкістю в бік її збільшення, марки сталей, застосовувані для цанг, можна розподілити в такий спосіб: 65М, 18ХГТ цементуєма, 18ХГТ ціанована, У8У10А, 4ХС, 9ХС, Р9. Однак за пружними властивостями і ударною в'язкістю ці сталі розташовуються в зворотній послідовності. Найбільш розповсюдженим матеріалом для цанг є сталь 65Г.

Вибір конструкції подаючого патрона і його елементів повинен здійснюватися з врахуванням пропонованих вимог, форми і розмірів поперечного переріза прутка, габаритів шпинделя, точності і часу подачі. При подачі прутка з великими відхиленнями діаметра (понад ± 1 мм) у тих випадках, коли дозволяють габарити, варто застосовувати самозаклинювальні подаючі цанги і патрони (рис. 5.12). При подачі прутка з невеликими відхиленнями діаметра (не більш ± 1 мм) вигідніше застосовувати подаючі патрони із пружними елементами (див. рис. 5.11), найчастіше виконані у вигляді ПЦ.

Для забезпечення основної характеристики ПЦ – осьової сили $P_{пр}$ зчеплення з прутком при подачі пелюстки повинні мати правильно обрані розміри в поздовжньому (довжина губки і пелюстки) і поперечному (центральний кут сектора і товщина пелюстки) перетинах, тому що ці розміри в більшій мірі впливають на згинну твердість пелюстків. Ця сила повинна бути обрана з запасом, що враховує зношування робочого отвору і часткову втрату пружних властивостей пелюстків при деформаціях вище межі пружності напротязі визначеного терміну служби до настання проковзування прутка. Крім того, при виборі осьової сили зчеплення необхідно враховувати конструктивні особливості механізму й умови подачі прутка до упора, що викликають удар, що супроводжується додатковим проковзуванням прутка в ПЦ.

У великих токарних автоматах, особливо багатошпиндельних середнього і важкого рядів, необхідно порівняно великі осьові сили зчеплення (~ 1,5...2,5 кН) ПЦ із прутком для надійної його подачі. При таких значеннях осьової сили зчеплення ускладнюється заправлення прутка у верстат через значне збільшення сил (що доходять до 4...6 кН і більше) заштовхування прутка в подаючу цангу з боку напрямних труб або живильного механізму, застосовуваного у важких автоматах (наприклад, багатошпиндельних мод. 1Б290). Значення величин сил заправлення прутка в ПЦ, що залежать від жорсткості пелюстків, величини зустрічного конуса і форми робочої поверхні губок (гладка чи рифлена) повинні служити вихідними даними при виборі тягової сили привода живильного

механізму. У випадку ручного заправлення ці значення повинні бути обрані виходячи з фізичних можливостей людини, що обслуговує верстат.

Для зменшення сили заправлення прутка діаметром більш 50–60 мм необхідно губки цанг виконувати гладкими, а також передбачати розкриття цанги з передньої сторони робочого отвору. З метою зменшення коливань сили зчеплення ПЦ із прутком, збільшення стабільності терміну служби необхідні допуски на основні розміри (включаючи і кут розрізки) встановлювати так, щоб відхилення пружних властивостей не перевищувало, наприклад, ±10% для пелюстків партії цанг одного розміру.

Нестабільна сила проштовхування прутка через ПЦ одного розміру змушує при налагодженні механізму подачі встановлювати збільшену довжину ходу і тим самим збільшувати шлях проковзування прутка, що призводить до зменшення терміну служби цанг, а іноді і до поломок. Крім того, коливання геометричних розмірів і термообробки цанг викликає відхилення їхньої стійкості до 30%. Для підвищення довговічності ПЦ необхідно користуватися вищенаведеними рекомендаціями.

5.5. Розрахунок мінімальної сили подачі прутка

Мінімальна сила подачі Pmin повинна забезпечувати надійну подачу прутка. Величина Pmin має значний вплив на довговічність ПЦ і діапазон діаметрів прутка, що подається без переналагодження.

Мінімальна сила подачі прутка визначається на підставі дослідних даних або розрахунковим методом. У загальному випадку мінімально допустиме значення осьової сили зчеплення при подачі прутка можна визначити умови відсутності проковзування ПЦ при розгоні прутка, що не має вільно звисаючого кінця з напрямних труб,

$$P_{nmin} > K_1 (P_n + F_{H.T}), \tag{5.3}$$

де K_1 = 1,3...1,5 – коефіцієнт запасу; P_n – сила інерції, що залежить від закону руху прутка; $F_{\text{Н.Т.}}$ – сила тертя прутка в напрямних трубах (необертового при $n = 0$ або обертового при $n>0$).

Для обертового прутка:

$$Pn_{\min} \approx K_1 m\left(\frac{Ln}{t_n^2}\cdot Ka + gf\frac{L_{ПТ}-L_T}{L_П} + 4fn^2m^2\cdot\Delta_{ПТ}\frac{L_{ПТ}}{L_П}\right), \tag{5.4}$$

де Ka – коефіцієнт прискорення прутка при розгоні, що залежить від закону руху ПЦ, вибирається за табл. 5.2; m – маса прутка, $L_П$ – довжина подачі прутка (за налагоджуванню привода); t_n – час подачі прутка (за циклограмі верстата); Ln – довжина прутка; L_T – довжина труби подачі; Lnm – довжина підтримуючих (напрямних) труб; n – частота обертання шпинделя; Δnm – радіальний зазор між прутком і підтримуючими трубами; g – прискорення вільного падіння; f – коефіцієнт тертя прутка в підтримуючих трубах.

З умови відсутності відскоку прутка від упора:

$$P_{n\min} = \beta_v V_0\sqrt{\frac{C_y\left(m^2-1\right)}{m+m_y}} - mf\left(g\frac{L_{ПТ}-L_T}{L_П} + 4n^2n^2\Delta_{ПТ}\frac{L_{ПТ}}{L_П}\right), \tag{5.5}$$

де β_v – коефіцієнт відновлення швидкості прутка при зіткненні з упором; V_0 – швидкість співударяння; Cy – жорсткість упора; m_y – приведена маса упора.

Таблиця 5.2. Значення коефіцієнта прискорення K_a

Закон руху	$a=const$	$a\approx const$	$a=a_0 sint$	$a=a_0 cost$	$a\approx a_0 cost$	
Ка	4	5	6,25	4,93	5,5	
Закон руху	$a=f(sint)$	$a_p\neq a_t$	$a=f(cost)$	$a_p\neq a_t$	$a=f(Up,Ut)$	
	$Up=0,3$	$Up=0,7$	$Up=0,3$	$Up=0,7$	$Up=0,1$	$Up=0,4$
Ка	10,5	4,5	8,2	3,5	17,4	6,5

Для найбільшої величини відскоку, що допускається, прутка ΔX_{omax} мінімальна сила подачі визначається за формулою

$$P_{n\min} = \frac{mV_0^2\beta_v^2}{2\Delta X_{OT\max}} - mf\left(g\frac{L_{ПТ}-L_T}{L_П} + 4n^2n^2\Delta_{ПТ}\frac{L_{ПТ}}{L_П}\right). \quad (5.6)$$

При виборі основних розмірів ПЦ і проектуванні механізму подачі для оцінки прийнятої величини початкової сили зчеплення $P_{по}$ цанг із прутком номінального діаметра можна користатися средньостатистичними даними, наведеними на рис. 5.13.

Орієнтовані значення P_{nmin} у Н можна одержати з наступної залежності:

$$P_{n\min} = K_2 d\ ,$$

де d – діаметр прутка, у мм; K_2 – емпіричний коефіцієнт, що визначається за табл. 5.3

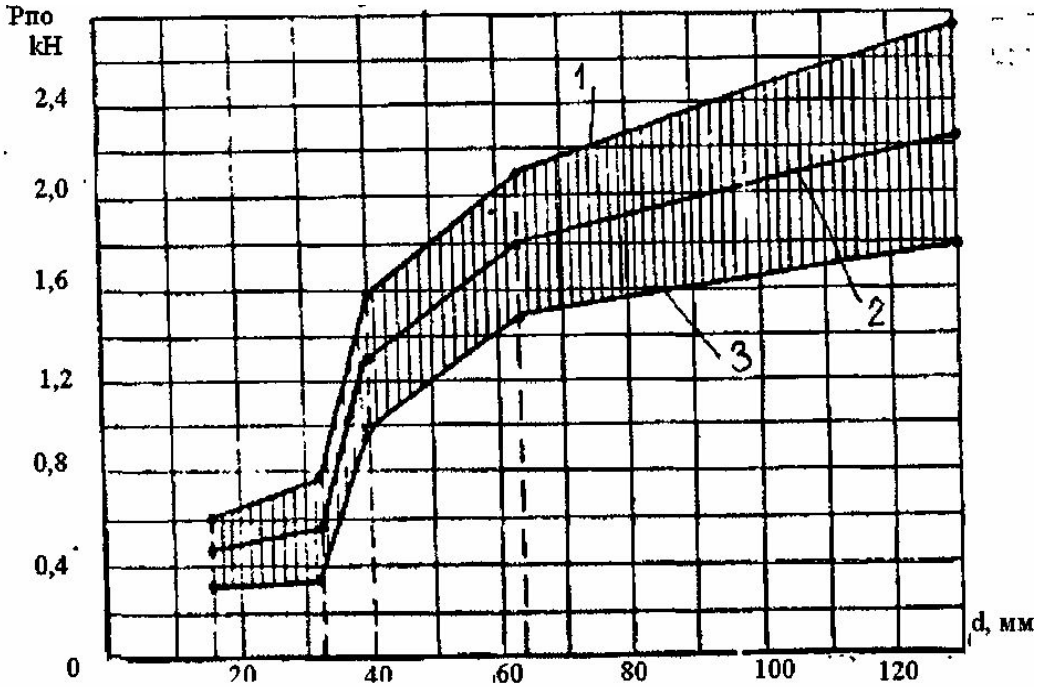


Рис. 5.13. Графік для вибору початкової сили зчеплення падаючої цанги з прутком номінального діаметра: 1 – для багатошпиндельних токарних автоматів; 2 – для одношпиндельних токарних автоматів; 3 – для токарно-револьверних верстатів із ЧПК, оснащених гідроприводом подачі прутка

Таблиця 5.3. Значення коефіцієнта K_2

Діаметр прутка *d*, мм	K_2 при значеннях *Ln* і *n*	
	малих і середніх	максимальних
Токарно-револьверні верстати		
3...25	8. ..10	10. ..20
25. ..65	6. ..10	10. ..15
Одношпиндельні токарні автомати		
3...25	10. ..16	10. ..20
25. ..65	8. ..13	13. ..18
Багатошпиндельні токарні автомати		
3...25	10. ..20	15. ..25
25. ..65	10. ..15	15. ..20
65. ..125	10. ..13	13. ..15

5.6. Вибір конструкції і параметрів падаючої цанги

Подаюча цанга (ПЦ) складається з наступних елементів (рис. 5.14): 1–приєднувальна (кріпильна) частина; 2 – напрямний поясок; 3 – перехідної ділянки (пружний заділ пелюстки); 4 – розрізана частина, що включає пелюстку 5 і губку 6. Напрямний поясок може бути відсутнім.

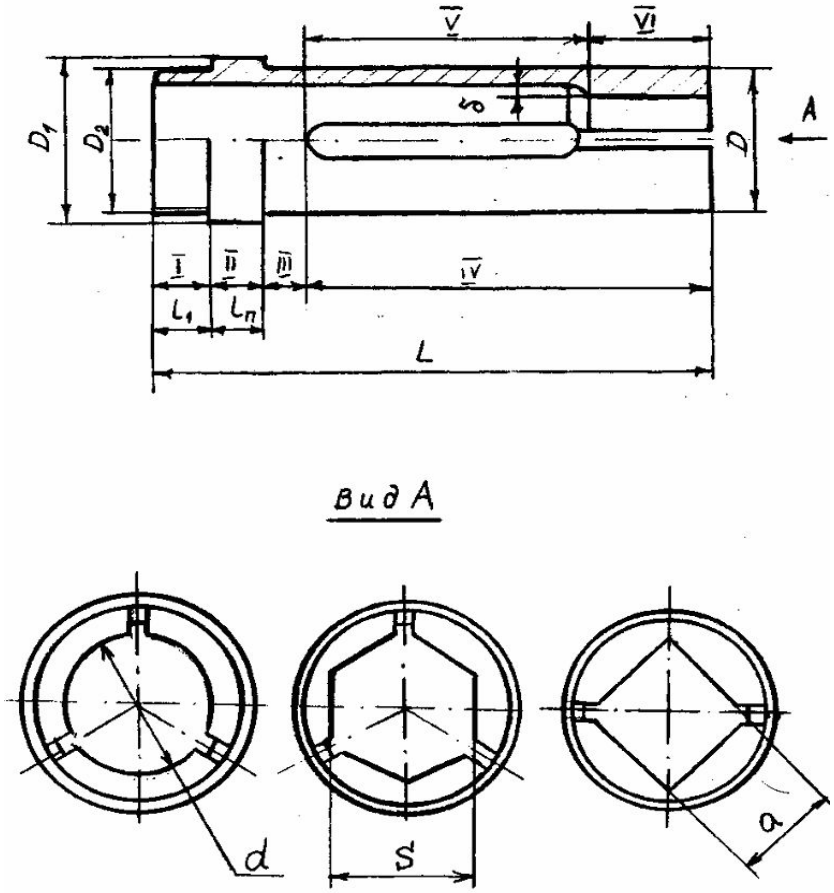


Рис. 5.14. Основні елементи і приєднувальні розміри подаючих цанг за ГОСТ 2877-80

Основні і приєднувальні розміри ПЦ регламентовані ГОСТ 2887-80 (рис. 5.14). Цей стандарт обмежує розміри розрізаної частини, а їхні значення залежать від показників призначення ПЦ.

Пелюстка може мати постійний за довжині поперечний переріз або перемінний. В останньому випадку розрізана частина може наближатися до балки рівного опору згину. Це дозволяє за інших умов збільшити попереднє зведення губок (до 40%), що підвищує довговічність ПЦ і стабільність сили зчеплення, особливо при роботі з прутком, що має великий допуск на діаметр (гарячекатаним) і з великими значеннями мінімально допустимої сили зчеплення з прутком.

Наближення до балки рівного опору згину конструктивно досягається виконанням ширини розрізки пелюстків, що перемінно збільшується до губки (перевага для 2-х і 3-х пелюсткових ПЦ) і перемінно зменшуваної до губки товщини пелюстка (переважно для багато пелюсткових ПЦ). Зменшення твердості при скороченні радіальної сили затиску може досягатися також за рахунок виконання пелюстків з різною довжиною розрізки, із круглими гофрами чи гвинтовими розрізами.

При виборі розмірів розрізаної частини ПЦ варто враховувати, що збільшення довжини розрізки *lp*, зменшення товщини пелюстка *(R-r)* і центрального кута поперечного перерізу пелюстка ψ істотно зменшує вплив зношування робочого отвору і допуску на діметр прутка на силу зчеплення (тертя). Але при цьому значно зростають напруги згину в небезпечному перерізі, що призводить до зменшення найбільш допустимої міцності пелюстки, сили затиску T_{max} (за інших рівних умов).

Збільшення довжини губки $b_г$ з однієї сторони збільшує довжину поверхні робочого отвору, що зношується, з іншого боку – збільшує згинні напруги і силу затиску при контакті прутка на задньому кінці губки.

Радіус заокруглення, що виконується наприкінці розрізу ПЦ, впливає на концентрацію напруг і момент опору поперечного переріза пелюстки.

Тому для різних умов роботи $(T_{min}, \Delta d, d)$ геометричні параметри розрізаної частини мають різні оптимальні значення.

При визначенні мінімальної сили подачі для механізмів з подаючими цангами, що мають значно менші сили зчеплення з прутком у напрямку його набору, необхідне визначення цієї сили при гальмуванні прутка за формулою:

$$P_{н\min} = m\left(\frac{Ln}{t_n^2}\cdot K_{ат} - gf\,\frac{L_{ПТ}-L_T}{L_П} - 4fn^2n^2\Delta_{ПТ}\,\frac{L_{ПТ}}{L_П}\right), \qquad (5.7)$$

де $K_{ат}$ – коефіцієнт прискорення прутка при його гальмуванні.

5.7. Розрахунок падаючої цанги

Осьова сила зчеплення подаючої цанги з прутком залежить від радіальної сили пружнього затиску T одним пелюстком, кількості пелюстків Z (губок) і коефіцієнта зчеплення (рис. 5.15, *а*):

$$Pn = Tz\mu = Сл(\delta - 0{,}5\Delta d - \Delta n)\mu\,, \qquad (5.8)$$

де δ – величина зведення однієї пелюстки; Δd – відхилення діаметра прутка від діаметра робочого отвору цанги (який вибирається за максимальним диметром

прутка $do=d_{max}$); Δn – знос губки робочого отвору цанги; μ – коефіцієнт зчеплення; $C_л$ – згинна міцність пелюстки на довжині l з закладенням наприкінці розрізки, що представляє циліндричну оболонку:

$$Cё = \frac{3EI}{\varepsilon l^3 + I\varepsilon l(1+2\lambda l)}, \tag{5.9}$$

де I – момент інерції перетину пелюстки щодо центральної осі (рис. 5.13, б); $\varepsilon = K_5 \frac{1}{(R-r)^2}$ – коефіцієнт заділу пелюстки; $K_5 = \frac{46300(0.01745\psi + \sin\psi)}{\psi^2}$;

ψ – центральний кут пелюстки в градусах; $\lambda = \frac{1.815}{\sqrt{R^2 - r^2}}$ – коефіцієнт загасання деформацій наприкінці розрізки; E – модуль пружності.

У ГОСТ 2877-80 регламентовані розміри 11 і 1П, що входять у загальну довжину цанги L = 1P + 1H + 1П + l1, що також регламентована. Однак довжину розрізки 1P и довжину перехідної ділянки 1H необхідно розраховувати виходячи з конкретних умов роботи подаючої цанги.

Орієнтовно довжину розрізки визначають за формулою:

$$lp = \frac{K_1 I[G]\mu Z}{P_{n\min} y\xi}, \tag{5.10}$$

де K_1 = 0,6...0,8 – поправочний коефіцієнт, що враховує допуск на пруток, кількість розрізів, матеріали цанги і прутка і т.д.;

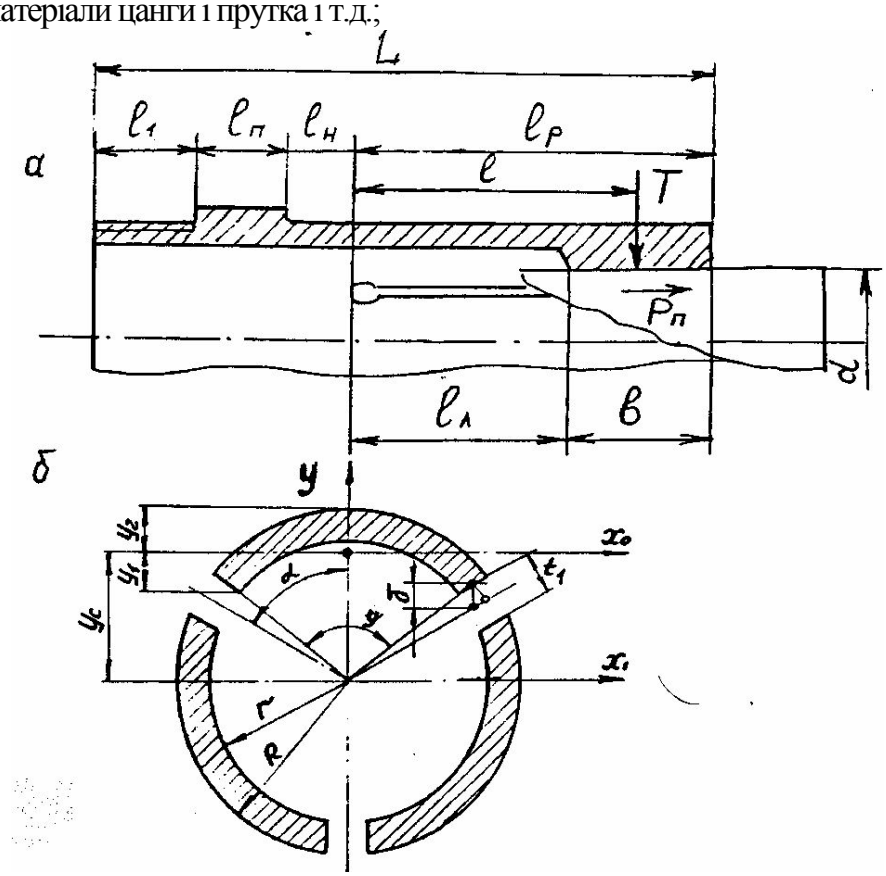


Рис. 5.15. Повздовжнє (а) і поперечне (б) січення пелюстки подаючої цанги

$$I = K_1\left(R^4 - r^4\right) - K_2 \frac{\left(R^3 - r^3\right)^2}{R^2 - r^2}, \qquad (5.11)$$

$y=y_1(y_2)$ – відстань від центра ваги до крайніх найбільш навантажених внутрішніх (зовнішніх) волокон пелюстки (у мм) (рис. 5.15, б), що підраховується за формулами:

– для внутрішніх волокон: $y_1 = y_2 - r\cos\frac{\psi}{2}$,

– для зовнішніх волокон: $y_2 = R - y_c$,

$y_c = K_3 \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}$ – координата центра ваги поперечного переріза пелюстки, мм; [σ] – допустима напруга на згин з врахуванням циклічності роботи і залежна від матеріалу цанги, Н/мм^2; [σ] = (0,4...0,5)GB; μ – коефіцієнт зчеплення (для гладких губок 0,1...0, 15, для кільцевих канавок 0,2...0,6); Z – кількість розрізів (пелюсток або губок); ξ – коефіцієнт, враховуючий зміну поперечного переріза пелюстки в повздовжньому напрямку (ξ = 1 – для постійного перетину; ξ = 1,5 – для рівноміцного перетину); K_1 ... K_3 – безрозмірні коефіцієнти, відповідно рівні

$$K_1 = 0.125\left(0.01745\psi + \sin\psi\right);$$

$$K_2 = 25.4618\frac{1-\cos\psi}{\psi};$$

$$K_3 = \frac{76.394}{\psi}\sin\frac{\psi}{2};$$

і залежні від **центрального кута пелюстки ψ** (у град)

$$\psi = 360/Z - 2\arcsin\frac{t_1}{R+r}; \qquad (5.12)$$

t_1 – ширина розрізу, мм; R і r – відповідно зовнішній і внутрішній радіуси січення пелюстки, мм.

Довжина робочої частини губки вибирається в межах

$$b \approx (0{,}2...0{,}4)\cdot l_P. \qquad (5.13)$$

Довжина перехідної циліндричної ділянки до посадочної поверхні (напрямного пояска):

$$l_n \geq \chi = \frac{1}{\lambda}\left[\pi - arctg\left(1 + 2\lambda l_P\right)\right], \qquad (5.14)$$

де x – ділянка згасання деформації в оболонці з врахуванням крайового ефекту.

Одним з основних розмірів цанг вважають **довжину пелюстки,** що визначають з врахуванням відхилень діаметра прутка, найбільших напруг у місці закладення пелюстки і, головне, жорсткості пелюстки. З розумінь економії матеріалу довжину пелюстки вибирають як можна меншою, однак при цьому збільшуються коливання сили зчеплення цанги з прутком.

При подачі прутка з найбільшим відхиленням діаметра в мінус пелюстка буде притискатися до прутка із силою T_{min}, за найменшого відхилення, у плюс – з силою Tmax. Позначимо через $\lambda_P = \frac{T\max}{T\min} = \frac{Pn\max}{Pn\min}$ – коефіцієнт стабільності сили Т(Рп), з якою пелюстки цанги охоплюють (подають) пруток, і визначимо його найвигідніше значення. При подачі прутка різних діаметрів різниця прогинів пелюстки $f_{\max} - f_{\min} = 0{,}5\left(\Delta d_1 + \Delta d_2\right) = 0{,}5\Delta d$. Так, як в межах пружності пелюстки:

$f_{\max} = \lambda p f_{\min}$, то $\Delta d = 2 f_{\min}(\lambda p - 1) = 2K\Delta d \cdot f_{\min}$, де $K\Delta d = \lambda p - 1$.

Найбільше навантаження при деформації пелюстки

$$\sigma_{\max} = \frac{T_{\max}\, l_{ё}\, y_{\max}}{I}, \tag{5.15}$$

де $T_{max} = \lambda p \bullet T_{min}$; y_{max} – відстань до найбільш віддаленого волокна від центра ваги січення пелюстки; I – момент інерції січення пелюстки щодо нейтральної осі; $l_л$ – середня розрахункова довжина пелюстки, що визначається з співвідношень $f_{\min} = \frac{\Delta d}{2(\lambda p - 1)} = \frac{T_{\min} l_P^3}{AEI}$, звідси

$$l_л = K_1 \sqrt[3]{\frac{AEI \cdot \Delta d}{2T_{\min}}}, \tag{5.16}$$

де $K_1 = \frac{1}{\sqrt[3]{lp - 1}}$, – коефіцієнт довжини пелюстки.

Після підстановки T_{max} і $l_л$ в формулу (5.15) і перетворення одержимо

$$\sigma_{\max} = K_\sigma \sqrt[3]{\frac{AE \cdot \Delta d \cdot T_{\min}^2 \cdot Y_{\min}^2}{I^2}}, \tag{5.17}$$

де $K_\sigma = \frac{\lambda p}{\sqrt[3]{\lambda p - 1}}$ – коефіцієнт зміни напружень в місці закладення пелюстки.

З останньої формули випливає, що напруга σ_{max} буде тим менше, чим менше відношення $\frac{\lambda_p^3}{\lambda p - 1}$. Знайдемо мінімальне значення цього відношення, прирівнявши його першу похідну нулю:

$$\left(\frac{\lambda_p^3}{\lambda p - 1}\right)' = \frac{(3\lambda p - 1) - \lambda_p^3}{(\lambda p - 1)^2} = 0 \tag{5.18}$$

Звідси мінімальне значення σ_{max} буде при λ_p = 1,5. Залежності коефіцієнтів $K\Delta d$, K_σ, K_l від λ_p представлені на рис. 5.16, а. З графіка видно, що значення напруги σ_{max} значно змінюється в межах значень λ_p від 1,25 до 2. Найбільш короткі цанги будуть отримані при великих коливаннях сили подачі прутка і невеликих відхилень його діаметра. Значення λ_p не слід приймати менше 1,25, тому що довжина пелюстки при цьому різко збільшується. Так, наприклад, уже при λ_p = 1,25 довжина пелюстки в порівнянні з λ_p = 2 збільшується в 1,6 раза.

Проектувальний розрахунок подаючих цанг включає визначення:

а) кількості пелюстків і ширини розрізки;

б) довжини пелюстки і довжини губки;

в) загальної довжини цанги;

г) максимальних напружень в корені пелюстки.

Вихідними даними для розрахунку є:

- Мінімальна сила подачі прутка без проковзування Pnmin.
- Граничні відхилення діаметрів прутків або труб, що мають допуск у мінус Δd_1 і в плюс Δd_2.
- Зовнішній і внутрішній радіуси перетину пелюстки, які обирають з

конструктивних розумінь.

- Матеріал цанги, межі пружності $\sigma_{уп}$, і витривалості σ_l.
- Коефіцієнти зчеплення цанги з прутком μ_2 – на підставі експериментальних даних.

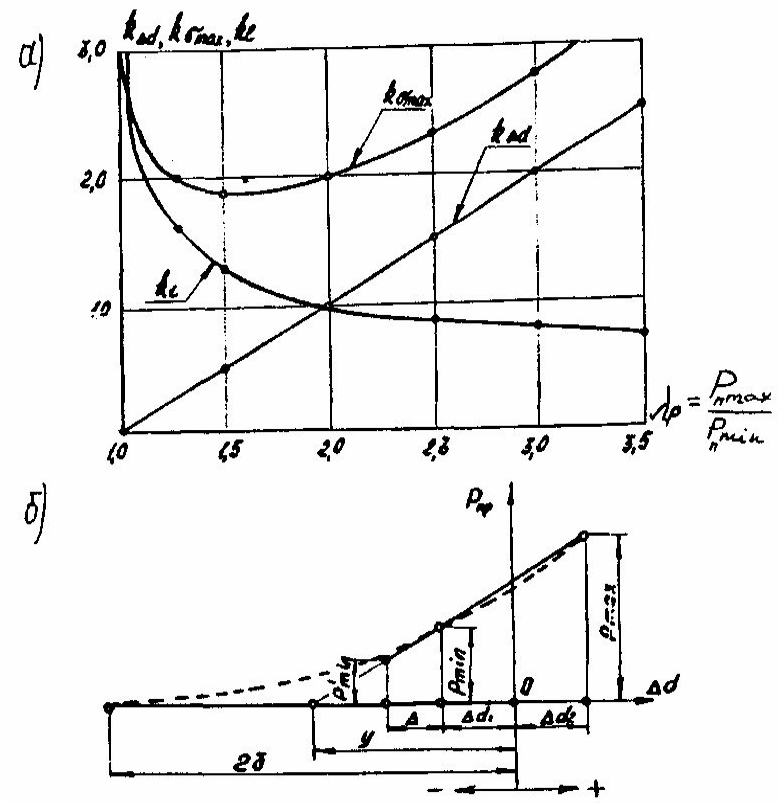


Рис. 5.16. Графіки залежності $K_{\delta max}$, $K_{\Delta d}$ і K_l від коефіцієнта нестабільності λ_p (а) і розрахункова схема для вибору характеристик подаючої цанги (б)

Мінімальна сила подачі $P_{Пmin}$, яку варто додатково збільшити (наприклад, в 1,3 – 1,5 раза) у відношенні мінімально необхідної, визначається з умови подолання сумарних сил інерції і сил тертя прутка з напрямними деталями за формулами (5.3) – (5.6). Ця сила повинна також враховувати зношування робочого отвору і часткову втрату пружних властивостей пелюстків цанги для того, щоб забезпечити визначений термін служби, доки мінімальна сила подачі прутка не стане рівною критичній, при якій почнеться проковзування прутка.

Якщо товщина губки значно більше товщини пелюстки, то в розрахунку необхідно враховувати додатковий момент на довжині губки, прийнятої як абсолютно жорстку. При малій різниці товщин для спрощення розрахунків можна застосовувати січення пелюстки постійним за всій довжині.

Для забезпечення найвигіднішого значення λр визначимо величину попереднього стиску однієї пелюстки δ за розрахунковою схемою, наведеною на рис. 5.16, *б* $\frac{P_{П\max}}{P_{П\min}} = \lambda p = \frac{Y + \Delta d_2}{Y - \Delta d_1}$, звідки $Y = \frac{Ep \cdot \Delta d_1 + \Delta d_2}{Ep - 1}$. Так, як $Y = \frac{2\delta}{m}$, то

$$\delta = \frac{m(\lambda p \cdot \Delta d_1 + \Delta d_2)}{2(\lambda p - 1)}. \qquad (5.19)$$

Прийнявши кількість пелюсток подаючої цанги рівне Z, визначимо ширину розрізки (рис. 5.15, б):

$$t_1 = 2\delta \cdot \sin\alpha = 2\delta \cdot \sin\frac{180}{Z} \qquad (5.20)$$

і округлимо її до найближчої більшої товщини дискової фрези з наступним перерахунком величини δ.

Якщо ширина розрізки t_1 постійна за всій довжині, то центральний кут ψ січення пелюстки визначається за формулою (5.12).

При подачі прутка, у якого допуски на діаметр тільки в мінус (Δd_2<0), контакти губок цанги з прутком відбуваються або біля переднього кінця (рис. 5.17, а) або за всій ширині (результуючу радіальну силу T_{max} будемо вважати розташованою в середині губки), рис. 5.17, б. Це відповідає нормальній роботі цанги. При подачі прутка, що має допуски також у плюс (Δd_2>0), чи підвищену кривизну, то він контактує також біля заднього кінця губок цанги (рис. 5.15, в). Тому, що при інших постійних факторах максимальна сила подачі $P_{\Pi max}$ прутка залежить від ширини губки цанги, то її необхідно визначати виходячи з крайніх умов контактування.

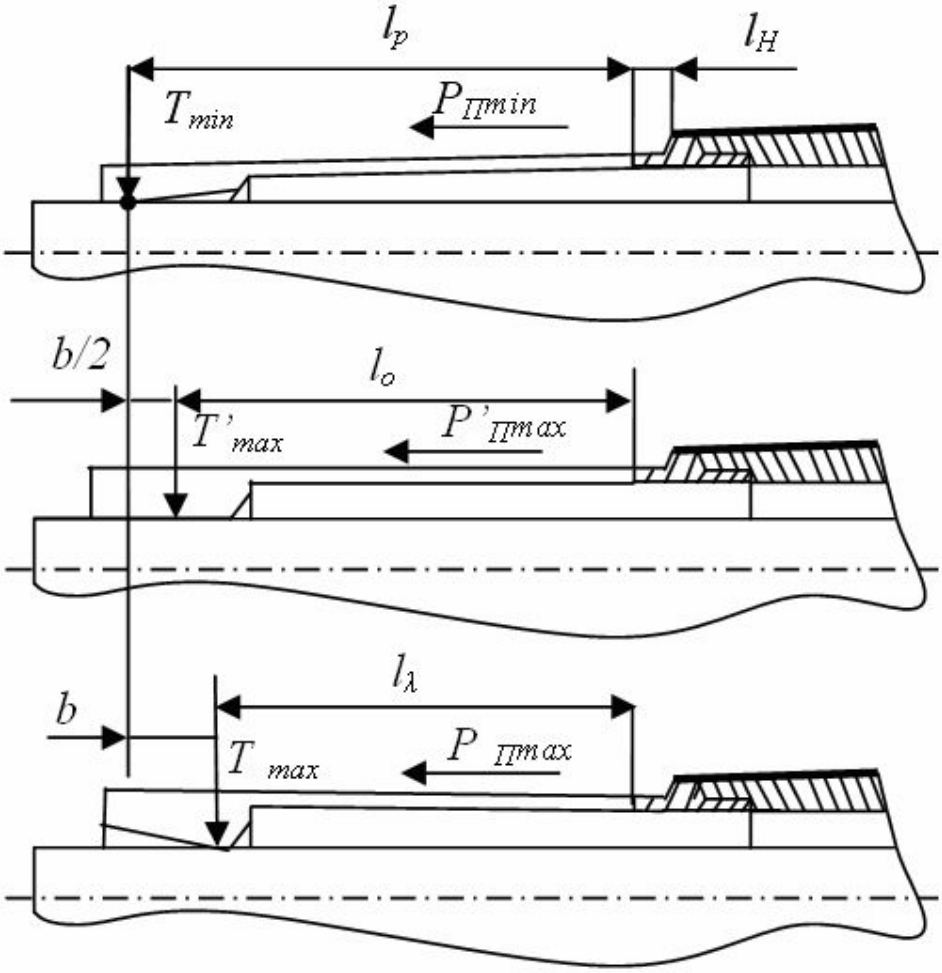


Рис. 5.17. Розрахункові схеми для визначення довжин пелюстки і губки подаючої цанги при заданому коефіцієнті нестабільності λ_p

Тоді ширину губки з врахуванням площадки контактування в повздовжньому напрямку можна визначити за формулами:

$$b = 2(l_p - l_0) + \Delta b \qquad \text{для} \quad \Delta d_2 = 0; \tag{5.21}$$

$$b = l_p - l_л + 2\Delta b \qquad \text{для} \quad \Delta d_2 > 0, \tag{5.22}$$

де Δb = 5 ÷ 10 мм – запас довжини губки на розподіл зони контактування в повздовжньому напрямку; l_P, l_0 і $l_Л$ – відповідно максимальна, середня і мінімальна довжина пелюстки.

Мінімальна сила подачі для схеми на рис. 5.17, а:

$$P_{n\min} = T_{\min} \cdot \mu = Z_1 C_1 \left(\delta - \frac{\Delta d_1}{2} \right) \mu, \tag{5.23}$$

де C_1 – жорсткість одного пелюстка в місці контакту переднього кінця губки з прутком, що визначається за формулою:

$$C_1 = \frac{AEI}{l_p^3} = \frac{P_{n\min}}{Z\left(\delta - \frac{\Delta d_1}{2} \right) \mu}. \tag{5.24}$$

Звідси максимальна довжина пелюстки, включаючи ширину губки,

$$l_p = \sqrt[3]{\frac{AEIZ\left(\delta - \frac{\Delta d_1}{2} \right) \mu}{P_{\min}}}. \tag{5.25}$$

Максимальна сила подачі прутка (рис. 5.17, б) при Δd2 = 0 визначається за формулою:

$$P'_{П\max} = \lambda_p P_{П\min} = T'_{\max} \mu = ZC_0 \delta \mu, \tag{5.26}$$

де $C_0 = \dfrac{AEI}{l_0^3}$ – жорсткість одного пелюстка в середині губки.

Підставивши значення C_0 у формулу (5.26), визначимо довжину пелюстка до середини губки:

$$l_0 = \sqrt{\frac{AEIZ\delta\mu}{\lambda_p P_{П\min}}}. \tag{5.27}$$

Максимальна сила подачі прутка (рис. 5.17,в) при $\Delta d_2 > 0$ визначається за формулою:

$$P_{П\max} = \lambda_p P_{П\min} = T_{\max} \mu = ZC_2 \left(\delta + \frac{\Delta d_2}{2} \right) \mu, \tag{5.28}$$

де $C_2 = \dfrac{AEI}{l_л^3}$ – жорсткість одного пелюстка в місці контакту заднього кінця губки з прутком; $\delta' = \dfrac{\delta \cdot l_л^3}{l_p^3}$ – величина деформації зведеного пелюстка в заднього кінця губки цанги.

Після підстановки C'_2 і δ' у формулу (5.28) і перетворень одержимо мінімальну довжину пелюстки:

$$l_л = \sqrt{\frac{A \cdot E \cdot I \cdot Z \cdot \Delta d_2 \cdot \mu \cdot l_p^3}{2\left(\lambda p \cdot P_{П\min} \cdot l_p^3 - Z \cdot A \cdot E \cdot I \cdot \delta \cdot \mu\right)}}. \quad (5.29)$$

Розрахунок варто зробити для різної кількості пелюстків з перевіркою на $P_{Пmin}$ за формулою (5.23) і вибрати найбільш придатні за конструкцією й умовами міцності пелюстки.

Найбільші напруги стиску і розтягу волокон пелюстки визначаються за загальновідомими формулами опору матеріалів, для того, щоб визначити оптимальний варіант, при якому цанга може, не руйнуючись піддаватися необмежено великому числу циклів навантаження.

Так, як на розкид жорсткості пелюсток цанг, а значить і сили подачі прутка, великий вплив здійснюють відхилення розмірів поперечного переріза пелюстки (зовнішній R і внутрішній r радіуси і центральний кут ψ), то для забезпечення необхідно перевірити ці характеристики при граничних відхиленнях розмірів R, r і ψ.

При проектувальному розрахунку можна користуватися уточненою формулою (5.9) замість емпіричної формули (5.24).

Тоді визначення довжини 1, 1_0 і L в загальному вигляді, зводиться до ускладнених рішень за формулою кардана, що зовсім не виправдовується на стадії проектувального розрахунку.

Найкраще при остаточній доробці конструкції подаючої цанги виконати перевірочний розрахунок.

Перевірочний розрахунок подаючих цанг включає визначення:

а) твердості пелюсток;

б) осьових сил зчеплення з прутком мінімального і максимального діаметрів;

в) осьової сили заправлення прутка в подаючу цангу;

г) максимальних напружень, що виникають у корені пелюстки;

д) мінімально необхідної осьової сили зчеплення з прутком;

е) запасу на знос і придлизної тривалості терміну служби цанги.

З формули (5.19) визначається величина попереднього стиску одного пелюстка, а за формулою (5.21) центральний кут січення пелюстки. Визначається момент інерції I, координата центра ваги Ус і постійна закладення ε пелюстки.

Для центрування прутка при подачі його без ковзання в робочому отворі розкритої затискної цанги (щоб зменшити знос останньої) необхідно в подаючій цанзі виконувати напрямний поясок.

Після знаходження коефіцієнта загасання λ, визначається жорсткість пелюстка в частинах, що цікавлять, губки цанги (передній, середній і задній частинах).

Величина кута з краю зведеної пелюстки визначається за формулою:

$$\theta = \frac{3\delta\left[l_p^3 + \frac{2}{3} I \cdot \varepsilon \cdot \left(1 + \lambda l_p\right)\right]}{2\left[l_p^3 + I \cdot \varepsilon \cdot \left(1 + \lambda l_p\right)\right]}.$$

Осьова сила зчеплення з прутком мінімального діаметра (рис. 5.17, а) визначається за формулою (5.23); прутка діаметром, рівним робочому отвору (рис. 5.17,6), за формулою

$$P'_{П\max} = ZC_0\left(\delta - \theta\frac{b}{2}\right)\mu, \qquad (5.30)$$

а прутка діаметром, більше робочого отвору (рис. 5.17,в) за формулою

$$P_{П\max} = ZC_3\left(\delta + \frac{\Delta d}{2} - \theta \cdot b\right)\mu_2. \qquad (5.31)$$

Осьова сила заправлення прутка максимального діаметра в подаючу цангу визначається за формулою:

$$S_3 = \frac{P_3 tg(\alpha_b + \varphi)}{\mu_2} = zC_3\left(\delta + \frac{\Delta d}{2} - \theta \cdot b\right) \cdot tg(\alpha_b + \varphi), \qquad (5.32)$$

де α_b – половина кута зустрічного конуса при переході внутрішньої поверхні пелюстки до робочої частини губки; φ – кут тертя між цангою і прутком.

Максимальний згинальний момент наприкінці розрізки пелюстки:

$$M = \frac{P_{П\max} l_л}{\mu Z}. \qquad (5.33)$$

Максимальні напруження розтягу внутрішніх волокон $\sigma_p = \frac{My_1}{I}$, а стиску зовнішніх y_1 волокон $\sigma_{сж} = \frac{My_2}{I}$ не повинні перевищувати допустимого $[\sigma]_{уп}$.

5.8. Методи покращення характеристик механізмів подачі прутка

Розглянемо деякі методи підвищення точності і швидкодії подачі прутка. Статичні похибки подачі обумовлені різними за величиною віджимами упора і пластичних деформацій торця прутка від сили впливу Pn_{-y} його на упор:

$$\overline{\Delta}_{ОПС} = \frac{\overline{P}_{П-у}}{\overline{C}_{П-у}}, \qquad (5.33)$$

де $\overline{P}_{П-у} = \overline{P}_П - \overline{F}_{нт}$; $\overline{P}_П$ – сила, передана патроном прутку від привода; $\overline{F}_{нт}$ – сила тертя прутка в напрямній трубі;

$\overline{C}_{П-у}\left(\overline{C}_у \cdot \overline{C}_{кп}\right)/\left(\overline{C}_у + \overline{C}_{кп}\right)$–жорсткість системи пруток-упор; $\overline{C}_у$–жорсткість упора; $\overline{C}_{кп}$– контактна жорсткість стику пруток – упор. У формулі взяті номінальні середні значення величин, а з врахуванням випадкового розкиду

$$\overline{\Delta}_{ОПС} = \overline{\Delta}'_{ОПС} \pm \delta_{ОПС} \qquad (5.34)$$

де $\delta_{ОПС} = \frac{\overline{P}_{П-у}}{\overline{C}_{П-у}} \cdot \left(\frac{\Delta P_{П-у}}{\overline{P}_{П-у}} - \frac{\Delta C_{П-у}}{\overline{C}_{П-у}}\right)$; $\Delta P_{П-у}$ – розкид сили впливу подаючого патрона на упор прийнятий рівним різниці $\Delta P_П$ сил зчеплення $\Delta P_{П\max}$ (для прутка d_{max}) і $\Delta P_{П\min}$ (для d_{min}); $\Delta C_{П-у}$ – розкид жорсткості системи пруток-упор, рівний $\Delta C_у$ при $\Delta\overline{C}_{КП} =\rangle\rangle \overline{C}_у$. Тоді

$$\Delta_{ОПС} = \frac{\overline{P}_П}{\overline{C}_у} \cdot \left[1 \pm 0{,}5\left(\frac{\Delta P_{П-у}}{\overline{P}_{П-у}} - \frac{\Delta C_{П-у}}{\overline{C}_{П-у}}\right)\right]. \qquad (5.35)$$

Так, як на $\Delta P_п$ істотний вплив здійснює жорсткість пелюстків $C_л$, величина

їхнього зведення δ, що залежить від Δd і коефіцієнт зчеплення μ, то з урахуванням їх розкиду

$$\Delta P_{П} = C_{Л}\delta\mu Z\left(\frac{\Delta C}{C_{Л}} + \frac{\Delta\delta}{\delta} + \frac{\Delta\mu}{\mu}\right). \qquad (5.36)$$

Звідси видно, що зниження величини $\Delta_{ОПС}$ може бути досягнуте за рахунок підвищення *Cy* , зниження розбросів $\Delta C_{Л}$, Δδ, Δμ.

При збільшенні кількості пелюсток Z (чи зменшенні жорсткості пелюстків) діапазон відхилень діаметрів прутка Δd збільшується, а показник $\varepsilon_P = \Delta P_n / \Delta d$ зменшується (рис. 5.18), тобто збільшується запас на зношування при підвищенні точності подачі. Це основний шлях створення широкодіапазонних подаючих цанг для токарних автоматів із ЧПК, що вбудовуються в ГВС.

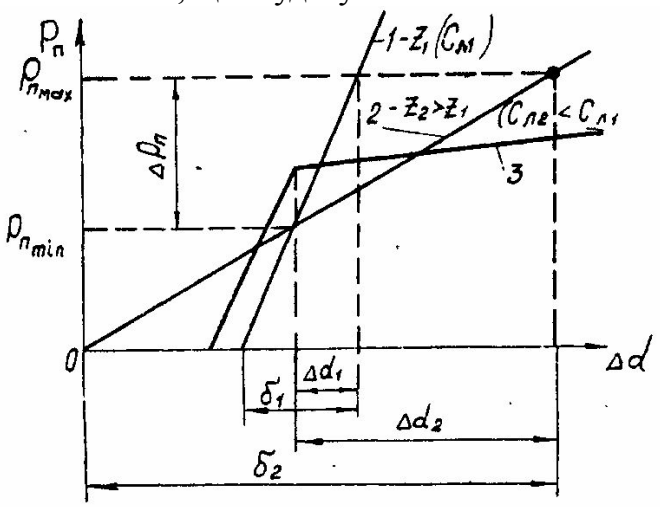


Рис. 5.18. Графіки залежності сил зчеплення з прутком подаючих цанг, що мають різну кількість пелюсток

На рис. 5.19 наведені довговічні і широкодіапазонні подаючі патрони у яких використовується багатопелюсткове і багаторядне охоплення прутка, що подається. При цьому в цанзі (рис. 5.19, а) за рахунок ефекту закусування прутка сила подачі P_n велика, а сила набору P_H незначна.

Ефективність застосування багатопелюсткових цанг з штампованою пружною частиною полягає в значній економії металу за всій країні на подаючі цанги.

У подаючих цангах з скрученими пелюстками (рис. 5.19, б) для забезпечення сили затиску прутка використовується потенційна енергія попередньо вигнутих і закручених пелюсток. Пелюстки до скручування утворюються ненаскрізними розрізами на зубофрезерному верстаті. Перевагою таких цанг є їхнє багаторазове відновлення за рахунок додаткового скручування.

При створенні довговічних подаючих цанг працюючих у великому діапазоні діаметрів прутків, що особливо важливо для прутків автоматів із ЧПК в ГВС, необхідно прагнути забезпечити силову характеристику (крива 3 на рис. 5.18) із двома ділянками – крутим для попереднього натягу і похилим при роботі.

При подачі прутка на великих швидкостях можливий відскок його від упора

або спільне коливання з ним, що оцінюється амплітудою коливання за період узгодження роботи механізмів подачі і затиску прутка. Сила відриву прутка від упора визначається з аналізу рівняння їхнього спільного руху під час першого зіткнення:

$$P_0 = \beta_v v_0 \sqrt{C_y\left(m^2 - 1\right)/\left(m + m_y\right)}, \qquad (5.35)$$

де m і m_y – приведені маси прутка і упора; β_v – коефіцієнт відновлення швидкості прутка і упора; V_0 – початкова швидкість зіткнення.

а)

б)

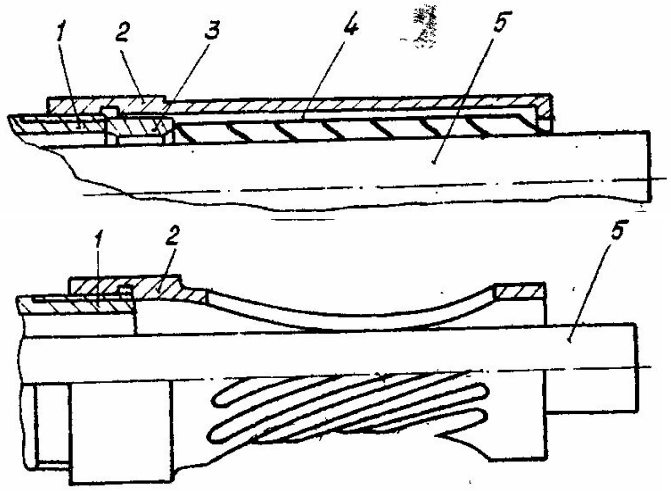


Рис. 5.19. Довговічні багатопелюсткові і широкодіапазонні скручені подаючі цанги: 1 – труба подачі; 2 – корпус цанги; 3 – кільце напрямне; 4 – штамповані робочі пелюстки; 5 – пруток

Для підвищення точності подачі прутка до упора, за рахунок усунення відскоку при високій швидкодії необхідно: змінювати закон подачі так, щоб при підході до упора на ділянці Δ1 швидкість знижувалася з V_0 доV'_0 (повзуча швидкість) при часі гальмування t_T (рис. 5.20, а); використовувати сили магнітного притягування сталевого прутка до твердого упора. Застосовувати демпферний упор (рис. 5.20, б) при жорсткій основі, що містить рухому частину 1, яка зустрічає пруток з попередженням $\Delta_д$=3...8 мм нерухому частину 2, що являє собою заповнену рідиною порожнину 3 з каналами і клапанами в поршні 4 для автоматичного регулювання характеристик дисипативного зв'язку (рис. 5.20, в); створювати протитиск руху прутка при зустрічі з упором (рис. 5.20, г).

При $P_0 > P_{П\text{-}у}$ відбувається відскок прутка, тому необхідно прагнути зменшити силу P_0 за рахунок зменшення V_0 і β_v змінюючи закон подачі і збільшуючи властивості демпфуючого упора.

Застосування демпфуючих упорів (див. рис. 5.6) на багатошпиндельних токарних автоматах дозволило практично усунути відскок прутка від упора при зміні його кінематичної енергії до 1000 і більше раз і часу гальмування демпфером у межах 0,03...0,05 с (загальний час гальмування на демпфуючому упорі складає від 0,05 до 0,1 с).

Варто вирішувати проблему безупорної подачі прутка за рахунок витягування його захоплюючим пристроєм.

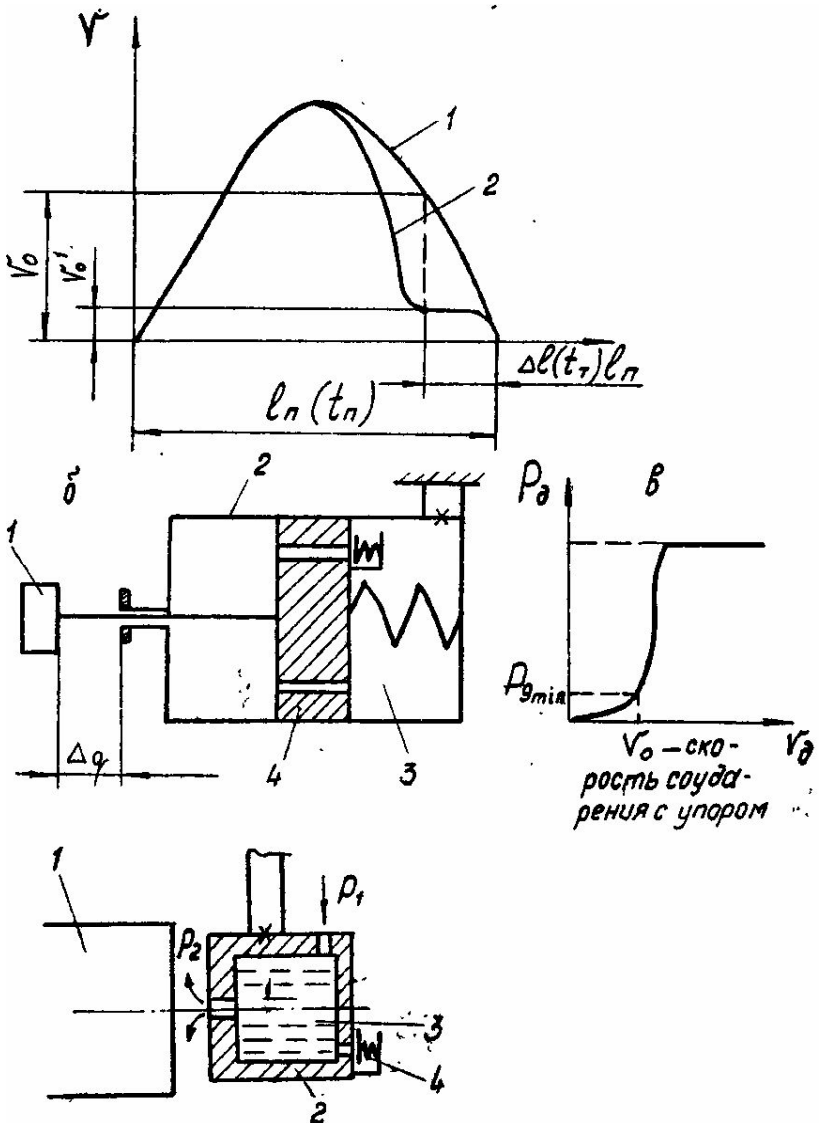


Рис. 5.20. Способи підвищення точності подачі прутка при високій швидкодії: а – зміна закону руху; б – застосування гідродемпфуючого упора; в – відсік сили зіткнення прутка з упором; г –гідроупор із соплом (1 – пруток; 2 – упор з камерою під рідину 3, що подається під тиском; 4 – дросель)

5.9. Бункерні завантажувальні пристрої (БЗП)

Штучні заготовки класифікують за числом осей і площин симетрії і за співвідношенням їхніх габаритних розмірів. Вони можуть бути тілом обертання або обмеженими плоскими і криволінійними поверхнями.

Кожен тип заготовки вимагає своїх принципів побудови механізмів живлення (завантаження). Існують типові рішення. Завантажувальні пристрої (ЗП) для штучних заготовок поділяють на:

- бункерні (бункерно-орієнтуючі);
- бункерно-магазинні;
- магазинні.

Бункерні ЗП (БЗП) можуть бути для подачі заготовок:

- поштучної (крючкові, дискові з кишенями, штирьові);

• порційні (секторні, шиберні);
• безперервні (вібраційні).

У бункерно-орієнтуючих ЗП на своєму шляху руху заготовки проходять наступні функціональні механізми:

• бункер (нагромаджувач заготовок);
• механізм орієнтування (орієнтатор);
• механізм відводу надлишкових заготовок;
• лоток (далі заготовки подаються в магазинний ЗП).

У бункерах змонтовані механізми захоплення і дуже часто механізми орієнтування, тому вони є конструктивним елементом механізму захоплення й орієнтування і виконують, крім функції нагромадження заготовок також і функції підготовки заготовок до захоплення, тобто, здійснюють всередині бункерне орієнтування заготовок.

Бункери можна розділити на дві принципово різні групи: I – бункери, що мають загальний простір для нагромадження і вибірки заготовок (рис. 5.21, а–г); II – що мають два простори (простір нагромадження – передбункер і простір вибірки заготовок – бункер), рис. 5.22, а–г.

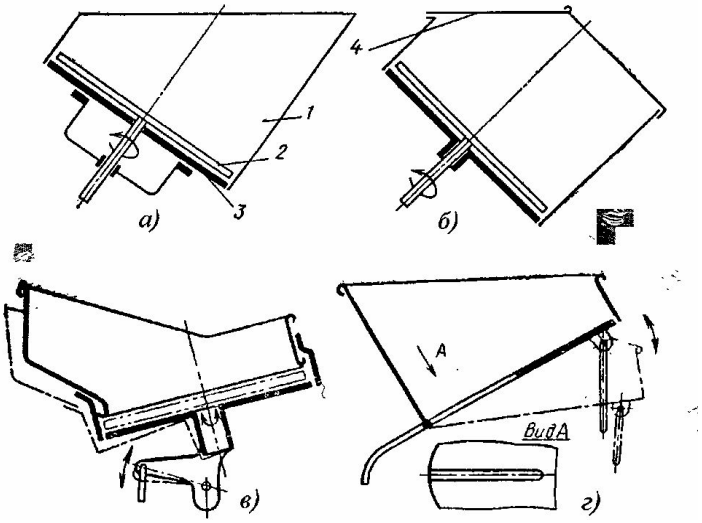


Рис. 5.21. Бункери I групи: а, б – циліндричні; в, г – що коливаються

Об'єм бункера визначається необхідним для перебійної роботи запасом заготовок:

$$V_Б = V_З T / (t \cdot k_v), \qquad (5.36)$$

де $V_З$ – об'єм однієї заготовки; (см^3)

T – час беззупинної роботи ЗП при одному завантаженні бункера, хв;

t – час на обробку однієї деталі, хв;

k_v – коефіцієнт об'ємного заповнення, що залежить від співвідношення і рівний від 0,5 (l>d) до 0,65(l<d) .

Щоб не було зводів заготовок у бункері, використовують різні ворошителі, розсікочі потоків, вібратори, а також певну форму бункера.

Для вибірки з бункера заготовок, що знаходяться в безладному стані

(закинуті «насипом») служать захоплюючі органи у вигляді гачків, прямокутних і фігурних вирізів на диску, штирів, труб і т.п.

Процес орієнтування (розвороту) заготовок лежить в основі створення будь-якого автоматичного завантажувального пристрою, що здійснюють подачу штучних заготовок у робочу позицію в строго визначеному положенні.

Для розвороту заготовок у необхідне положення використовують, з одного боку, особливості форми заготовки (наявність отвору, паза, бурта, голівки) або зміщеням їхнього центра ваги щодо осі симетрії, з іншого боку, форму орієнтуючої ланки, (фасонні вирізи, щілина та ін.).

Можна виділити сім основних способів орієнтування:

I – надягання заготовки на гачок;

II – западання заготовки в щілину;

III – западання заготовки у фасонний виріз за профілем заготовки;

IV – поворот заготовки на фасонних губках і інших опорах;

V – за розташуванням центра ваги;

VI – западання заготовки в трубу;

VII – особливі випадки орієнтування, наприклад, орієнтування заготовок за їхніми магніто-електричними властивостями.

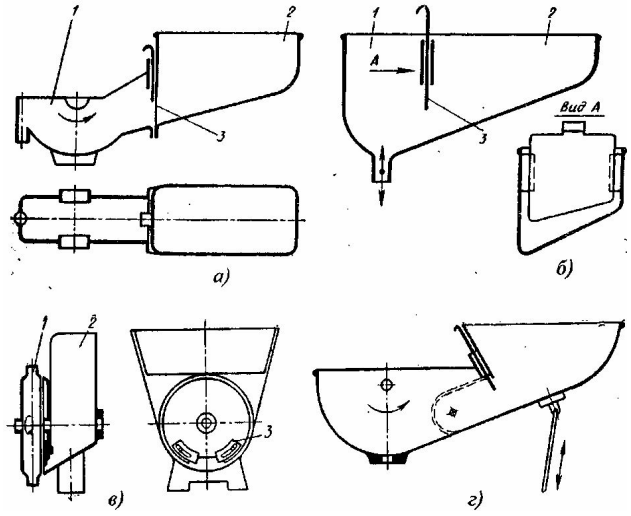


Рис. 5.22. Бункери II групи з передбункерами: а, б – нерухомі; в, г – що коливаються

Приклади орієнтації штучних заготовок приведені на рис. 5.23.

При конструюванні лотка необхідно враховувати, що величина зазору між заготовкою і стінками лотка впливає на розташування заготовки в лотку і на її прохідність в ньому. Здатність заготовки зберігати орієнтацію в лотку без небезпечного перекосу залежить від відношення довжини заготовки і її діаметра і конфігурації заготовки.

Граничний зазор Δ між лотком і заготовкою найменшого розміру можна визначити за формулі (рис. 5.24, а):

$$\Delta = \frac{\sqrt{D_n^2 + L_n^2}}{\sqrt{1+f^2}}, \qquad (5.37)$$

де D_n, L_n – відповідно діаметр і довжина заготовки (виробу); $f=tg\gamma$ –коефіцієнт тертя заготовки об лоток. Для заготовок (рис. 5.24, б) $D_n=D_l$, ступеневих (рис. 5.24, в) $D_n = D_ф = \frac{d_1 + d_2}{2}$.

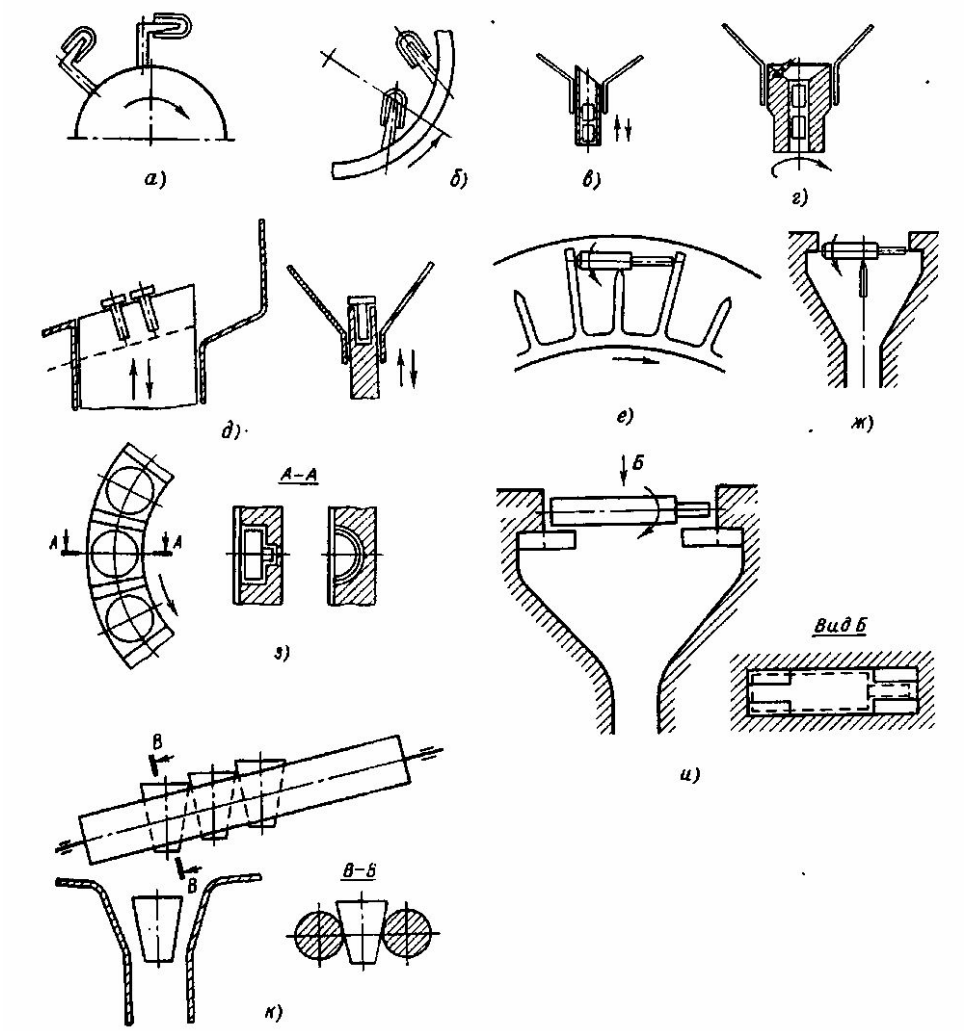


Рис. 5.23. Способи орієнтації штучних заготовок

При проектуванні лотка необхідно мати на увазі, що $\Delta_{max} \leq \Delta$, де Δ_{max} – найбільший розрахунковий зазор, що визначають за формулою:

$$\Delta_{max} = \Delta L_n + \Delta B_n + \Delta_{min}, \qquad (5.38)$$

де $\Delta L_n, \Delta B_n$ – допуски відповідно на довжину і ширину лотка, мм; Δ_{min} – найменший зазор між лотком і заготовкою.

Для відсікання і подачі заготовок служать різного типу відсікачі і живильники (рис. 5.25).

Продуктивність БЗП:

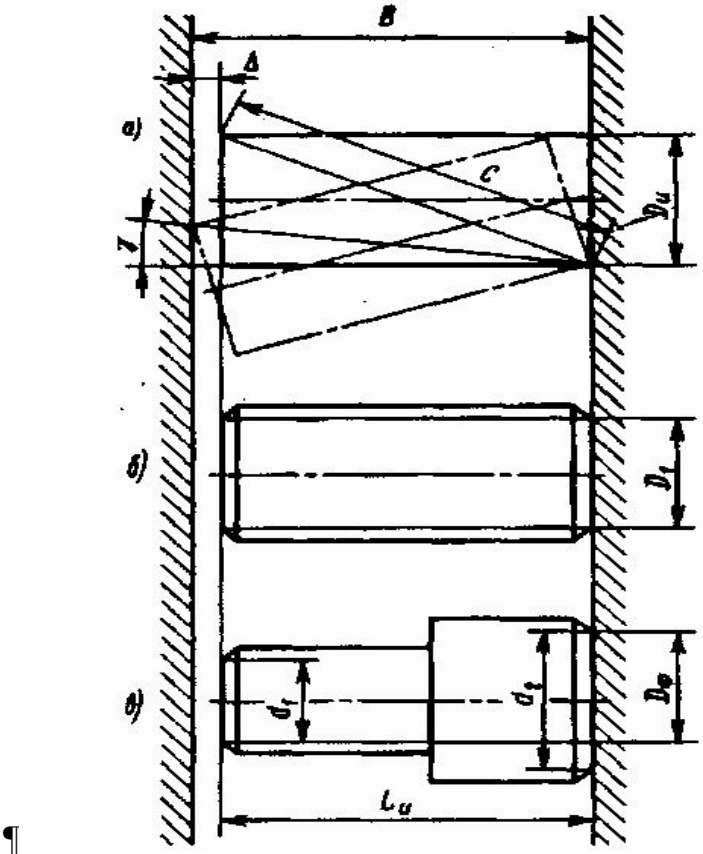
$$Q = Z \cdot n \cdot q \cdot k_3, \qquad (5.39)$$

де Z – число захоплюючих органів (кишень) (від 20 до 70);

n – частота обертання або число ходів захоплюючих органів в одиницю часу (від 3 до 12 хв$^{-1}$);

q – число заготовок, що одночасно знаходяться в одному захоплюючому органі;

k_3 – коефіцієнт захоплення (0,15...0,6).



¶

Рис. 5.24. Розрахункова схема лотка

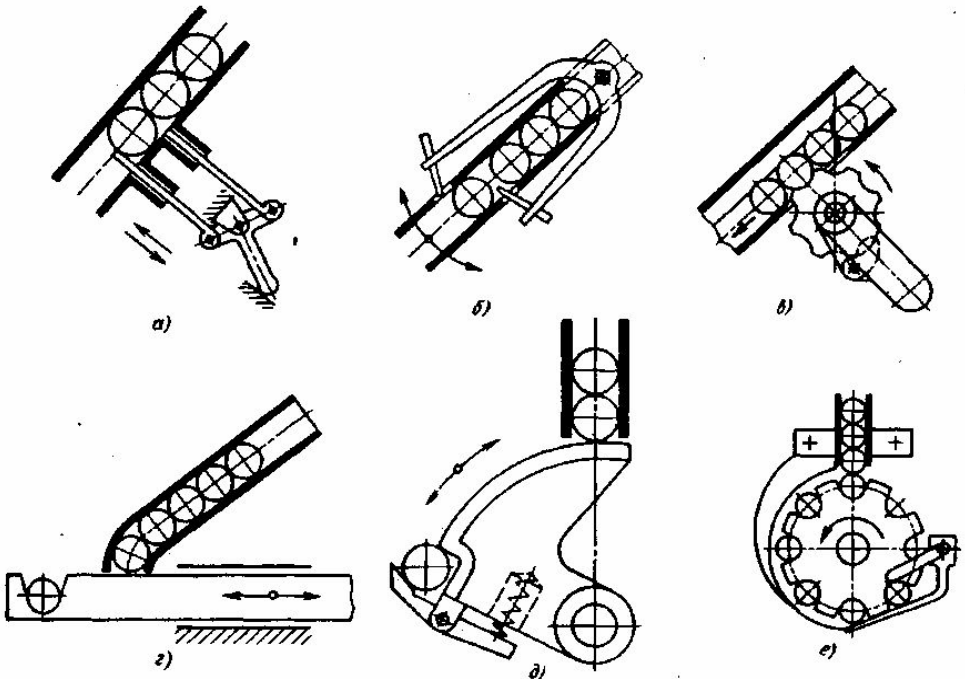
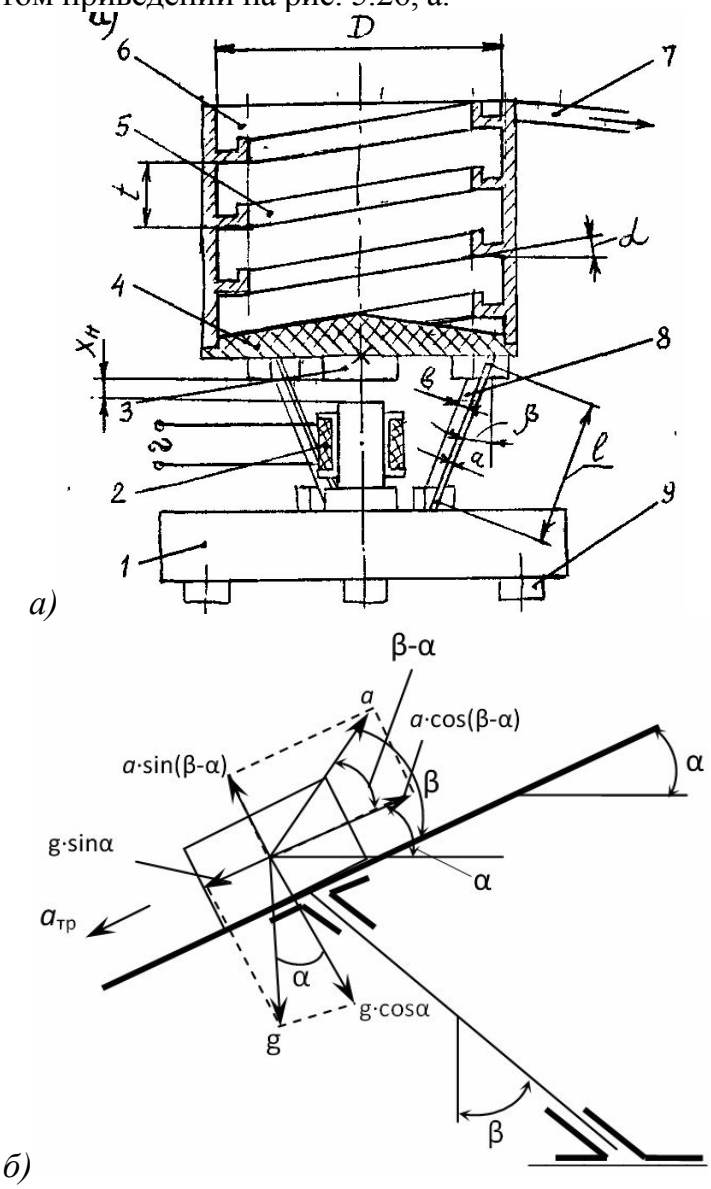


Рис. 5.25. Відсікачі і живильники

5.10. Конструювання і розрахунок вібраційного бункерного завантажувального пристрою

Вібраційні БЗП призначені для беззупинної подачі деталей самої різної конфігурації і розмірів (шайби, гайки, гвинти, заклепки, деталі різної технічної промисловості і т.д.) з різного матеріалу (сталь, чавун , мідь, текстоліт, скло і т.д.). Вібраційні БЗП мають спіральні (кругові) лотки, але можуть застосовуватися і прямі. Переміщення заготовок за лотках здійснюється за рахунок сил інерції і тертя, що виникають при коливанні лотків. Найбільш широке застосування отримали електромагнітні вібратори, що дозволяють здійснювати плавне регулювання амплітуди коливань лотка шляхом зміни напруги в ланці живлення електромагніта.

У вібраційних БЗП з спіральними лотками використовують три (для кожної підвіски) чи один загальний електромагніт. Приклад вібраційного БЗП з одним електромагнітом приведений на рис. 5.26, а.



а)

б)

Рис. 5.26. Вібраційний БЗП (а) і розрахункова схема умов його роботи (б)

Він складається з бункера 6 з спіральним лотком 5, що має кут нахилу спіралі α, основи бункера 4, до дна якого за центру прикріплений якір 3. Бункер 6 встановлений на трьох плоских підвісках (пружинах) 8, нахилених під кутом β щодо вертикалі і розміщених тангенціально за окружності. Нижні кінці підвісок прикріплені до основи 1 з гумовими амортизаторами (опорами) 9. За центру основи встановлений електромагнітний вібратор 2 з регульованим зазором *Хн* між ним і якорем 3. Живлення електромагніта вібратора здійснюється від однопівперіодного випрямляча.

Первинна орієнтація деталей визначається профілем лотка 5, а вторинна здійснюється на вході лотка, що відводить, 7. Необхідна швидкість переміщення деталі за лотку

$$V_{Тр} = Q \cdot l_3 \cdot \eta, \tag{5.40}$$

де Q – продуктивність вібраційного БЗП; l_3 – довжина (діаметр) заготовок, що подаються; η – коефіцієнт запасу, що враховує нерівномірність переміщення заготовок, втрати при орієнтації та ін.

При збільшенні кута підйому лотка α швидкість знижується (при α=2° вона нижче на 10–15% у порівнянні з α=1°). Оптимальний кут нахилу підвісок для режиму беззупинного підкидання в діапазоні β =5-35° і визначається за формулою:

$$tg\beta = \frac{206}{f_Л V_{Тр}}, \tag{5.41}$$

де $f_л$ – частота коливання лотка.

Маса основи M≥(5-7)m (де m – маса коливних частин). Максимальний кут підйому лотка

$$\alpha_{\max} = arctg\left(f^2 tg\beta\right), \tag{5.42}$$

де f – коефіцієнт тертя заготовки за лотку (сталева заготовка – алюмінієвий лоток f=0,3).

Знаючи розміри чаші-бункера, кут підйому лотка можна визначити за формулою:

$$tg\alpha = t/\Pi D, \tag{5.43}$$

де t – крок спіралі; D – внутрішній діаметр чаші бункера. Амплітуда коливань лотка при заданій швидкості переміщення заготовки і кількості підвісок n=1:

$$X_H = g\frac{\sqrt{\pi^2 p^2 + 1}}{\omega^2 tg\beta}, \tag{5.44}$$

де p – кількість періодів коливань лотка, протягом яких заготовка знаходиться в польоті; $\omega = 2\pi \cdot f_Л$ – кругова частота коливань лотка.

При виборі підвісок рекомендується, щоб $\omega_c \geq 1{,}1\omega_b$, або $\varphi \geq 1{,}1 f_Л$, де ω_c і ω_b – відповідно власна і вимушена частоти коливань. Товщина плоских підвісок *a,* набраних з пластин, при вибраних довжині *l* і ширині *b* дорівнює

$$a = \frac{l}{372}\sqrt[3]{\frac{G\varphi^2}{nib}}, \tag{5.45}$$

де G – вага коливних частин; $\varphi = 1{,}1\varphi_Л$; n – число підвісок (зазвичай 3); i – число пружин (пластин) в підвісці.

Необхідна сила тяги електромагніта:

$$P = \frac{x_H \cdot E \cdot b \cdot a^3 \cdot i}{l^3 \cdot \mu \cdot \cos\beta}, \qquad (5.46)$$

де $\mu = \dfrac{1}{1 - \left(\dfrac{f_Л}{\varphi}\right)^2}$ – динамічний коефіцієнт.

Розглянемо три умови руху заготовки у вібраційному БЗП (рис. 5.26, б):

1) нагору за лотком;

2) без відриву від лотка;

3) без сповзання вниз.

Для цих умов складаємо три нерівності, замінивши сили на прискорення, і одержуємо:

$$a \cdot \cos(\beta-\alpha) > g \cdot \sin\alpha; \qquad (5.47)$$

$$g \cdot \cos a > a \cdot \sin(\beta - \alpha); \qquad (5.48)$$

$$g \cdot \sin\alpha < a \cdot \cos(\beta - \alpha) + a_{TP} \qquad (5.49)$$

де $a_{TP} = [g \cdot \cos\alpha - a \cdot \sin(\beta - \alpha)]f$ – прискорення від нормальних складових на площину лотка сил, що дають силу тертя з вахуванням коефіцієнта тертя f; а – прискорення лотка; g – прискорення вільного падіння.

Після підстановки величини a_{TP} у нерівність (4.47) і перетворення отримаємо

$$a\cos(\beta - \alpha) + af\sin(\beta - \alpha) \rangle g\sin\alpha + g\cos\alpha \cdot f,$$

Звідки I умова буде

$$a \rangle g \frac{\sin\alpha + f\cos\alpha}{\cos(\beta - \alpha) + f\sin(\beta - \alpha)}. \qquad (5.50)$$

З нерівності (5.48) одержимо II умову:

$$a \langle g \frac{\cos\alpha}{\sin(\beta - \alpha)}. \qquad (5.51)$$

Після підстановки a_{TP} у нерівність (5.49) і перетворення – одержимо $g\sin\alpha \langle a\cos(\beta - \alpha) + g\cos\alpha \cdot f - a\sin(\beta - \alpha)f$, звідси III умова:

$$a \rangle g \frac{\sin\alpha - f\cos\alpha}{\cos(\beta - \alpha) - f\sin(\beta - \alpha)}. \qquad (5.52)$$

Зі спільного рішення трьох умов (5.50), (5.51), (5.52) при заданих a і f можна знайти оптимальні значення кутів α і β.

5.11. Магазинні завантажувальні пристрої для штучних заготовок

Магазинні ЗП для штучних заготовок призначені для:

а) захоплення заготовок, їхньої орієнтації в просторі і передачі в необхідному положенні в нагромаджувач (магазин);

б) нагромадження в магазині;

в) поштучної видачі;

г) транспортування з магазина в робочу зону.

Магазинні ЗП бувають:

1 – самоплинні;

2 – напівсамоплинні;

3 – примусові.

У самоплинних магазинних ЗП при переміщенні ковзанням кут нахилу лотка більше кута тертя, тобто, не менш 25–30°, а коченням – не менше 7–10°.

У напівсамоплинних магазинних ЗП зменшення коефіцієнта тертя досягається вібраціями або іншим ефектом піднімальної сили для заготовок (наприклад, тиск повітря).

Конструктивна схема типового магазинного ЗП показана на рис. 5.27. В ньому від завантаження в магазин до закінчення обробки заготовки проходять через наступні функціональні механізми: магазин 1, блокуючий механізм 8, відсікач 2, живильник 3 і механізми, що вбудовуються у верстат-заштовхувач 5, затиск 6, виштовхувач 7 і відвідне пристосування 4.

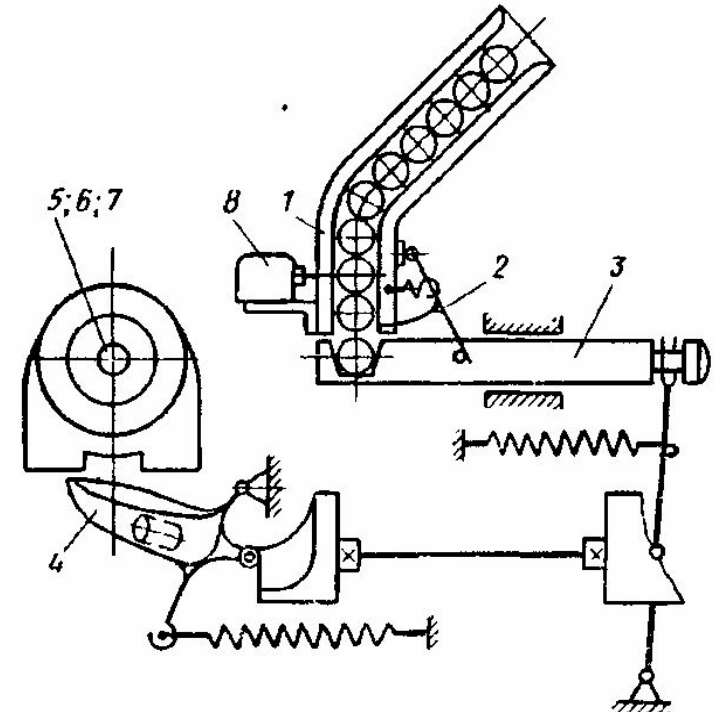


Рис. 5.27. Конструктивна схема типового магазинного пристрою

Зустрічаються магазинні ЗП, що складаються з одного цільового вузла, наприклад, магазинний пристрій для подачі циліндричних заготовок на безцентрово-шліфувальний верстат складається лише з магазина (лотка).

Найбільше поширення отримали самоплинні магазини (рис. 5.28), де переміщення здійснюється під дією сили ваги. Максимальна продуктивність таких магазинів визначається часом вільного падіння заготовки з магазина в захоплювач при зневазі тертя між заготовкою і стінками каналу (рис. 5.29):

$$Q_{\max} = \frac{60}{t_П} = \frac{60}{\sqrt{\frac{2S}{g}}}, \text{ шт/хв} \qquad (5.52)$$

де $t_П = \sqrt{\frac{2S}{g}}$ – час вільного падіння заготовки, с; S – шлях вільного падіння заготовки, рівний її діаметру d чи довжині l, см; $g=981 см/с^2$ – прискорення вільного падіння.

З формули (5.52) видно, що для підвищення продуктивності при $d<l$, заготовки вигідніше розташовувати в магазині в горизонтальному положенні (рис. 5.29, а), а не у вертикальному (рис. 5.29, б).

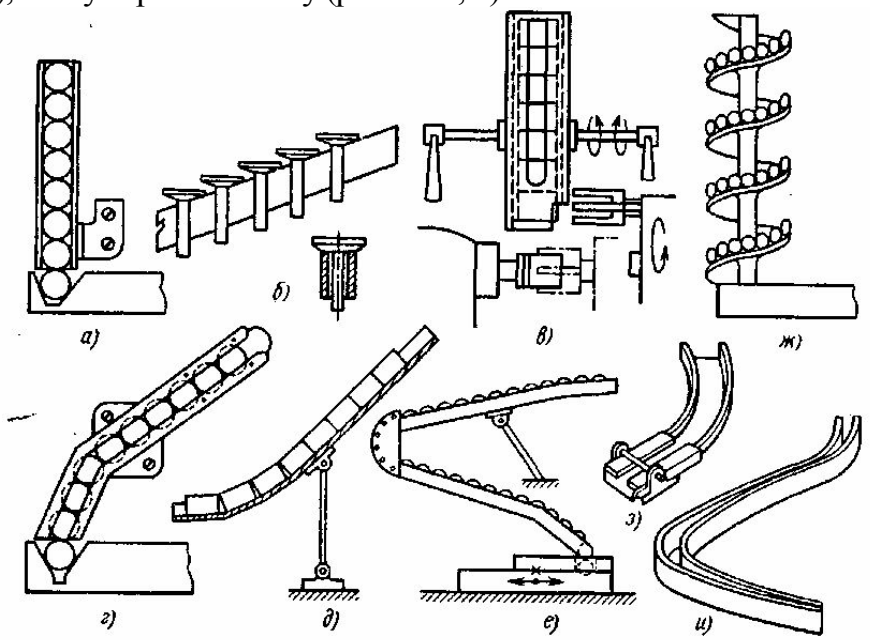


Рис. 5.28. Магазинні ЗП, в яких подача заготовок здійснюється під дією сили тяжесті (прямолінійні, коливальні, вигнуті і спіральні)

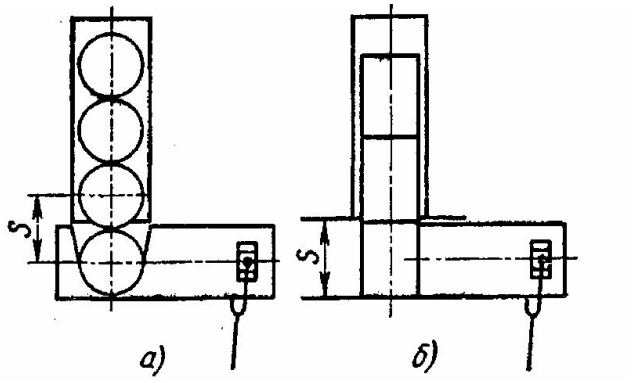


Рис. 5.29. Шлях S порожнини заготовок при горизонтальному (а) і вертикальному (б) розташуванні в лотках

Магазини з примусовим переміщенням заготовок приведені на рис. 5.30. Для подачі легких заготовок, що під дією сили ваги не можуть переміщуватися в магазин, застосовують вантаж один (рис. 5.30, а). У трубчастому магазині з горизонтальним розташуванням і вантажним механізмом подачі (рис. 5.30, б) орієнтовані заготовки завантажують у магазин 3, у якому вони під дією вантажу 1, каната 2 і штовхача 5 піджимаються до живильника 4. Для можливості переміщення підводка 6 з штовхачем 5 вздовж магазина 3 зроблено проріз на довжину ходу штовхача. У більш сучасній конструкції трубчастого магазина з горизонтальним розташуванням вантаж замінений спіральною пружиною 1 (рис. 5.30, в), що зробило його компактним.

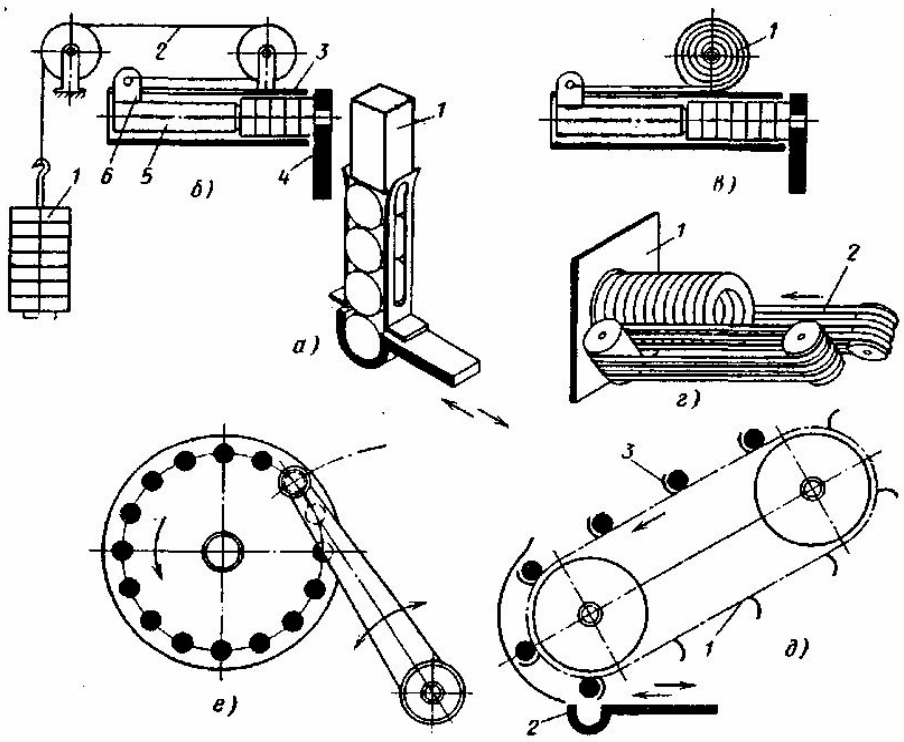


Рис. 5.30. Магазинні завантажувальні пристрої з примусовою подачею

Магазин (рис. 5.30, г) здійснює подачу заготовок (типу кілець підшипників) у живильник 1 за допомогою сили тертя, що виникає між заготовками і рухомими ременями 2, що утворюють лоток *V*– подібної форми.

У магазині, що здійснює подачу довгих циліндричних заготовок у живильник рухомим ланцюгом (рис. 5.30, д), заготовки закладають на гачки 3, закріплені на рухомому ланцюгу 1. У нижньому положенні заготовки западають у захоплювач живильника 2.

Магазин у вигляді обертового диска (рис. 5.30, е) може бути як з горизонтальним, так і вертикальним розташуванням диска і застосовується для подачі плоских кругів, втулок, циліндричних гладких і ступеневих валиків у багатошпиндельному й одношпиндельному токарному автоматах.

5.12. Конструювання і розрахунок захоплюючих органів автооператорів, промислових роботів і маніпуляторів

Захоплюючі органи автооператорів (рис. 5.31), промислових роботів і маніпуляторів служать для захоплення і утримування у визначеному положенні об'єктів маніпулювання, якими можуть бути заготовки, оправки з ріжучими інструментами або елементи робочих органів верстатів і верстатних систем. Ці об'єкти можу мати різні розміри, форму, масу і володіти різноманітними фізичними властивостями, тому захоплюючі органи відносяться до ряду змінних елементів.

До захоплюючих органів ставляться наступні основні вимоги:

– надійність захоплення й утримання об'єкта;
– неприпустимість ушкоджень або руйнування об'єктів;
- висока міцність при малих габаритах і масі.

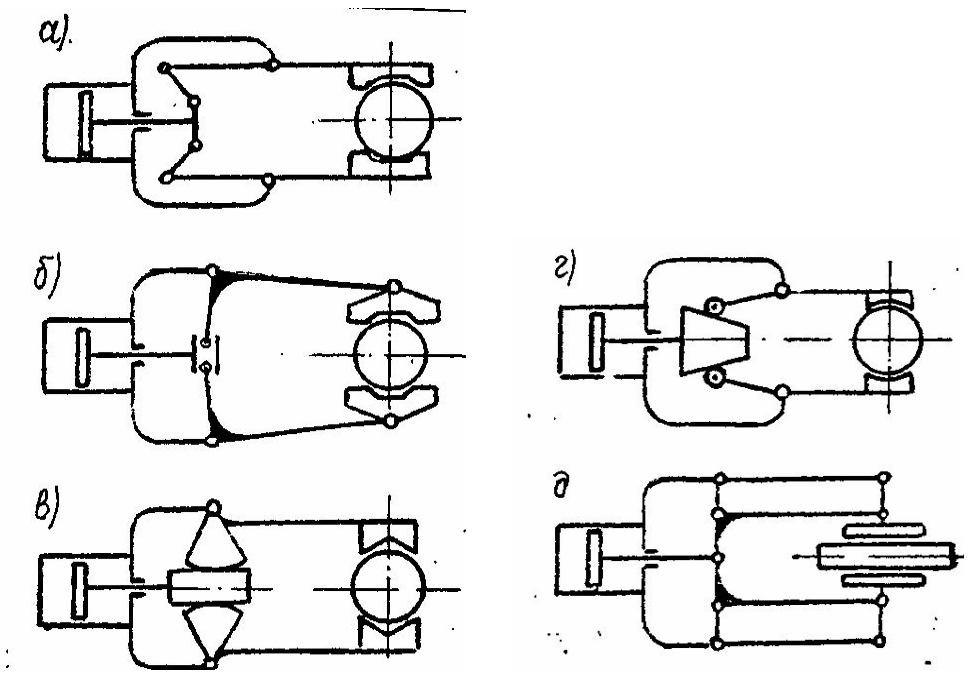


Рис. 5.31. Схеми механічних захоплюючих органів: а – важільний; б – кулісний; в – реєчно–важільний; г – клино-важільний; д – важільний з плоскопаралельним переміщенням

До додаткових вимог відносяться:

– широкодіапазонність (можливість захоплювання і базування деталей у широкому діапазоні розмірів, маси і форми);
– швидкість і легкість зміни (у тому числі й автоматичної);
– автоматична зміна зусилля утримання деталі в залежності від її маси;
- можливість захоплення і базування не орієнтовано розташованих об'єктів.

За принципом дії захоплюючі органи:

– захоплюючі механічні (кліщі, лещата, шарнірні пальці) і з еластичними робочими камерами, що деформуються під дією нагнітаємого всередину повітря або рідини;
– підтримуючі (гаки, петлі, вилки, лопатки і захоплювачі живильників), що не затискають об'єкт;
– утримуючі, з використанням різних фізичних ефектів (вакуумні, магнітні, електростатичного притягання, липкі і т.п.).

За характером базування захоплюючі органи розрізняють:

– здатні до перебазування об'єкта (змінюють положення об'єкта);
– що центрують (визначають положення осі чи площини об'єкта);
– що базують (визначають положення базової поверхні чи поверхонь);
– фіксуючі (зберігають положення об'єкта, що той мав у момент захоплення);
– не забезпечують базування чи фіксації об'єкта (застосовуються рідко).

Конструктивні схеми механічних захватів з гідропневмоприводом і

наявністю важільної передаточної ланки наведені на рис. 5.31. Бувають некеровані механічні захоплюючі органи типу пінцетів, розрізних пружних валиків (штекерів) і втулок (цанг) чи кліщів з однією і двома підпружиненими рухливими губками.

Становлять інтерес захоплюючі центруючі органи з еластичними камерами, що розширюються, базуються і згинаються (рис. 5.32) фірми Simrit(ФРН). У таких захоплюючих органів (рис. 5.32, а) на корпусі 4 закріплена призма 2, що базується і пари еластичних камер 1, з'єднаних із приводом за допомогою патрубків 3. У профілю камер жорсткість перемінна, тому при подачі стиснутого повітря камери згинаються і притискають захоплену деталь до призми, що базує. Переналагодження на інший типорозмір здійснюються перестановкою камер у пазах корпуса 4. Висоту розташування призми 2 регулюють різьбовим тримачем 5. В табл. 4.5 і 4.6 наведені основні розміри таких захоплюючих органів.

Таблиця 4.5. *Основні розміри (мм) захоплюючих органів, що базують, зі згинаючимися еластичними камерами фірмиSimrit(ФРН) – див. рис. 5.32, а*

Розмір	Типорозмір			
	001	003	004	005
L	90	165	165	220
B	26	24	24	40
H	15	24	24	25
G_1	65	115	106	165

Таблиця 4.6. Основні розміри (мм) згинних еластичних камер фірми Simrit (ФРН) – див. рис. 5.32, б

Розмір	Типорозмір			
	001	003	004	005
L	36	65	92	130
B	10	20	28	40
D	9	18	25	36
D_1	13	22	31	44
D_2	15	25	36	51
L_1	24	49	69	97
L_2	10	13	19	26

Розглянемо на прикладі клино-важільного захоплюючого органа визначення кінематичних і силових характеристик (рис. 5.33). Згідно з схемою (рис. 5.33, а) виходячи з заданої довжини ходу поршня L визначимо радіальний хід ΔR однієї губки захвата, дорівнює половині відхилення максимального D_{max} і мінімального D_{min} діаметрів заготовки (об'єкта), тобто,

$$\Delta R = 0{,}5\left(D_{\max} - D_{\min}\right) = L \cdot tg\beta \, \frac{l_2 \cdot \cos\alpha}{l_1}, \qquad (5.53)$$

де l_1 і l_2 – плечі важзля; α – кут нахилу плеча l_2 до напрямку руху клина; β – половина кута конуса (клина).

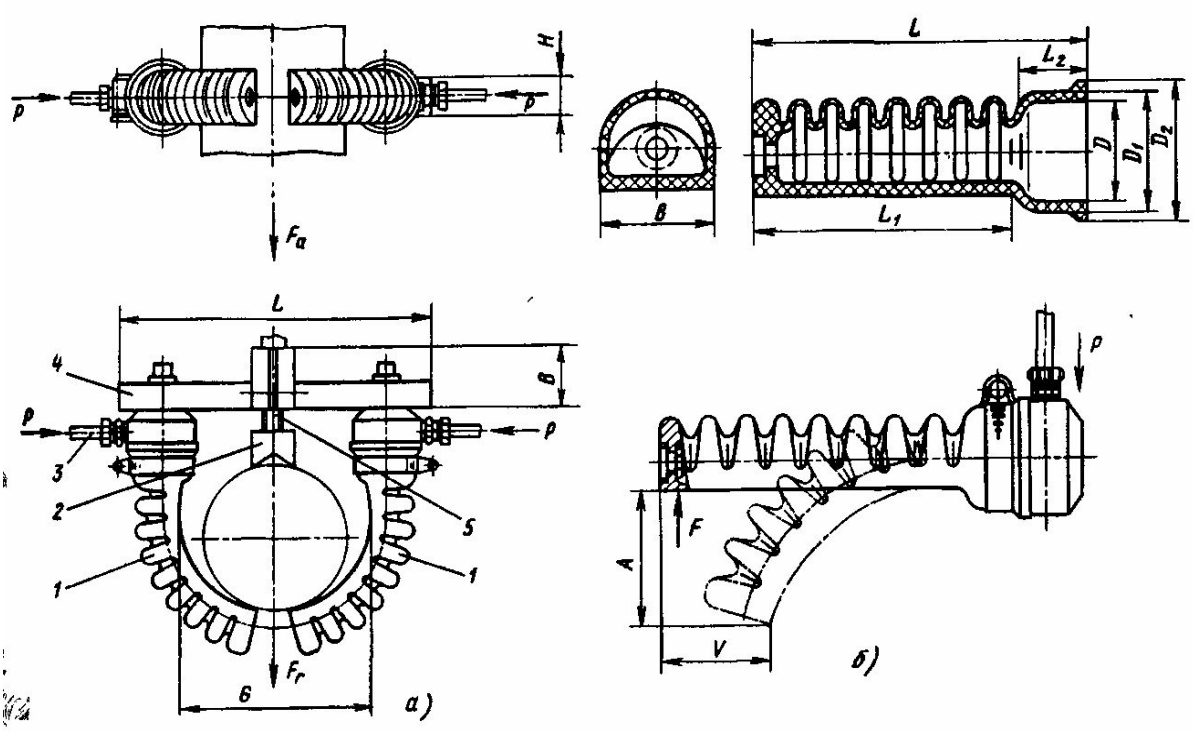


Рис. 5.32. Захоплюючі органи, що базуються, із згинними камерами фірми "Simrit"(ФРН) для захоплення об'єктів за зовнішню поверхню губок

Звідси передатне відношення клино–важільної передачі буде:

$$U = U_k \cdot U_p = \frac{\Delta R}{L} = tg\beta \cdot \frac{l_2}{l_1} \cdot \cos\alpha, \qquad (5.54)$$

де $U_k = tg\beta$ – передаточне відношення клинової передачі;

$U_p = \frac{l_2}{l_1} \cdot \cos\alpha$ – передатне відношення підоймової передачі.

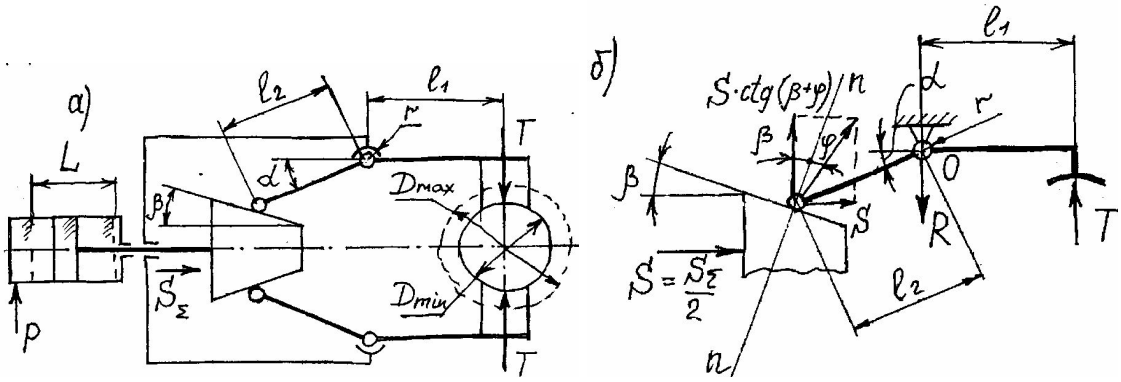


Рис. 5.33. Розрахункові схеми клино-важільного захоплюючого органа: а –геометрична; б – силова

Тоді діапазон затискних розмірів без переналагодження захоплюючого органа буде:

$$\Delta D = 2\Delta R = 2UL. \qquad (5.55)$$

Для визначення силової характеристики захоплюючого органа коефіцієнта підсилення $K_y = \frac{T}{S}$ (де T – вихідна нормальна сила, що діє з сторони однієї губки на об'єкт; S – вхідна осьова сила, що розвивається приводом і приходиться на одну губку) розглянемо рівновагу системи, склавши рівняння моментів щодо осі O важіля (рис. 5.33, б):

$$\sum M(0) = 0 \quad \grave{I}_{\ddot{A}} - \grave{I}_{\grave{O}} - \grave{I}_{\tilde{N}} = 0, \tag{5.56}$$

де $Mg = S \cdot ctg(\beta + \varphi) \cdot l_2 \cdot \cos\alpha$ – момент рушійних сил;

$M_T = R \cdot f \cdot r = [T + S \cdot ctg(\beta + \varphi)]fr$ – момент тертя в шарнірі O;

$Mc = T \cdot l_1$ – момент опору.

Після підстановки отримаємо:

$$Sctg(\beta + \varphi)l_2 \cos\alpha - Tfr - Sctg(\beta + \varphi)fr - Tl_1 = 0. \tag{5.57}$$

Після перетворення формула (5.57) прийме вигляд:

$$Sctg(\beta + \varphi) \cdot (l_2 \cos\alpha - fr) = T(l_1 + fr). \tag{5.58}$$

Звідси коефіцієнт підсилення захоплюючого органа буде:

$$K_y = \frac{T}{S} = K_K K_P = ctg(\beta + \varphi)\frac{(l_2 \cos\alpha - fr)}{l_1 + fr}. \tag{5.59}$$

де $K_K = ctg(\beta + \varphi)$ – коефіцієнт підсилення клинової передачі;

$K_P = \frac{(l_2 \cos\alpha - fr)}{l_1 + fr}$ – коефіцієнт підсилення важільної передачі.

При α=0 і f=0:

$$K_y^{'} = ctg(\beta + \varphi)\frac{l_2}{l_1}. \tag{5.60}$$

РОЗДІЛ 6. ПРИНЦИПИ СТВОРЕННЯ ЗАТИСКНМХ МЕХАНІЗМІВ ДЛЯ ПРУТКІВ І ШТУЧНИХ ЗАГОТОВОК

6.1. Класифікація затискних механізмів (ЗМ)

ЗМ розрізняють залежно від:

джерела енергії: механічні, гідравлічні, пневматичні, вакуумні, електричні, електромеханічні, магнітні, електромагнітні, відцентрові, електрогідравлічні і ін.;

призначення системи: стаціонарні або рухомі з прямолінійним і обертальним рухом вихідної ланки (тяги), для універсальних, спеціальних і спеціалізованих металорізальних верстатів, для автоматів, верстатів з цикловим і числовим програмним управлінням і т.д.;

процесу обробки: для токарних, фрезерних, свердлильних, зубообробних, шліфувальних і інших верстатів;

конструктивного виконання і довжини циліндричної заготовки, що затискається (рис. 6.1): А – з наскрізним отвором в патроні (П), шпинделі і приводі (Пр); В – з наскрізним отвором в патроні; С – без наскрізного;

характеру замикання силового пристрою: 1) з непружним силовим замиканням внаслідок дії зовнішніх сил протягом всього періоду роботи затискного механізму (ЗМ) в затиснутому стані, тобто силовий контур ЗМ відкритий і завжди зв'язаний з джерелом і перетворювачами енергії (рис.6.2, *а*); 2) з пружним силовим замиканням за рахунок потенціальної енергії при розтиску стиснутої пружної ланки у вигляді пружини або пакету тарілчастих пружин (рис.6.2, *б*); 3) з геометричним замиканням, при якому сила затиску визначається натягом (пружною деформацією) ланцюга, відключеного від приводу, у бік об'єкту закріплення (рис.6.2, *в*, *г*); 4) з фрикційним замиканням у вигляді самогальмування (рис.6.2, *д*, *е*), що визначається геометрією передавальних ланок і що забезпечує зростання сили тертя з відключенням навантаження від приводу після досягнення необхідної величини сили затиску і заклинювання; комбіновані (рис.6.2, *ж*, *з*). ЗМ з геометричним і фрикційним замиканням економічніші, оскільки мають закритий силовий контур, відключений від джерела енергії. Один ЗМ може мати різні типи замикання: силове, геометричне і фрикційне. Такі ЗМ відносяться до комбінованих. Останнім часом з'явилися ЗМ змінної структури, до яких можна віднести самоналагоджувальні, багатофункціональні, з автоматичним регулюванням характеристик і з автоматичним перемиканням кінематичних ланцюгів.

Для токарних верстатів з ЧПУ, що працюють у складі гнучкого верстатного модуля і вбудовуваних в гнучкі виробничі системи, зарубіжні фірми (Forkardt, Rohm, Berg, Heinbuch, SMW, Mazak і ін.) залежно від серійності виробництва, необхідної продуктивності, точності обробки, економічної доцільності застосовують затискні патрони з швидкозмінними кулачками, а також автоматично змінні патрони, кулачки і цанги, що характеризує високий рівень самонастроювання ЗМ при використанні ЧПУ.

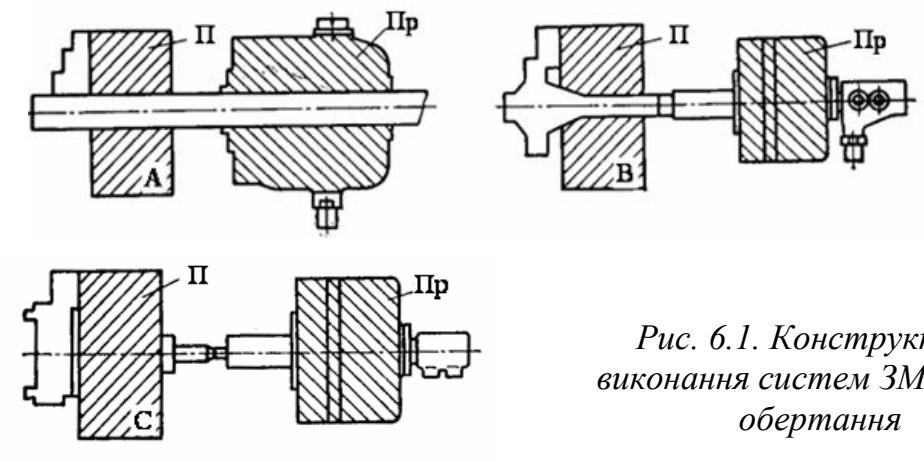


Рис. 6.1. Конструктивні виконання систем ЗМ для тіл обертання

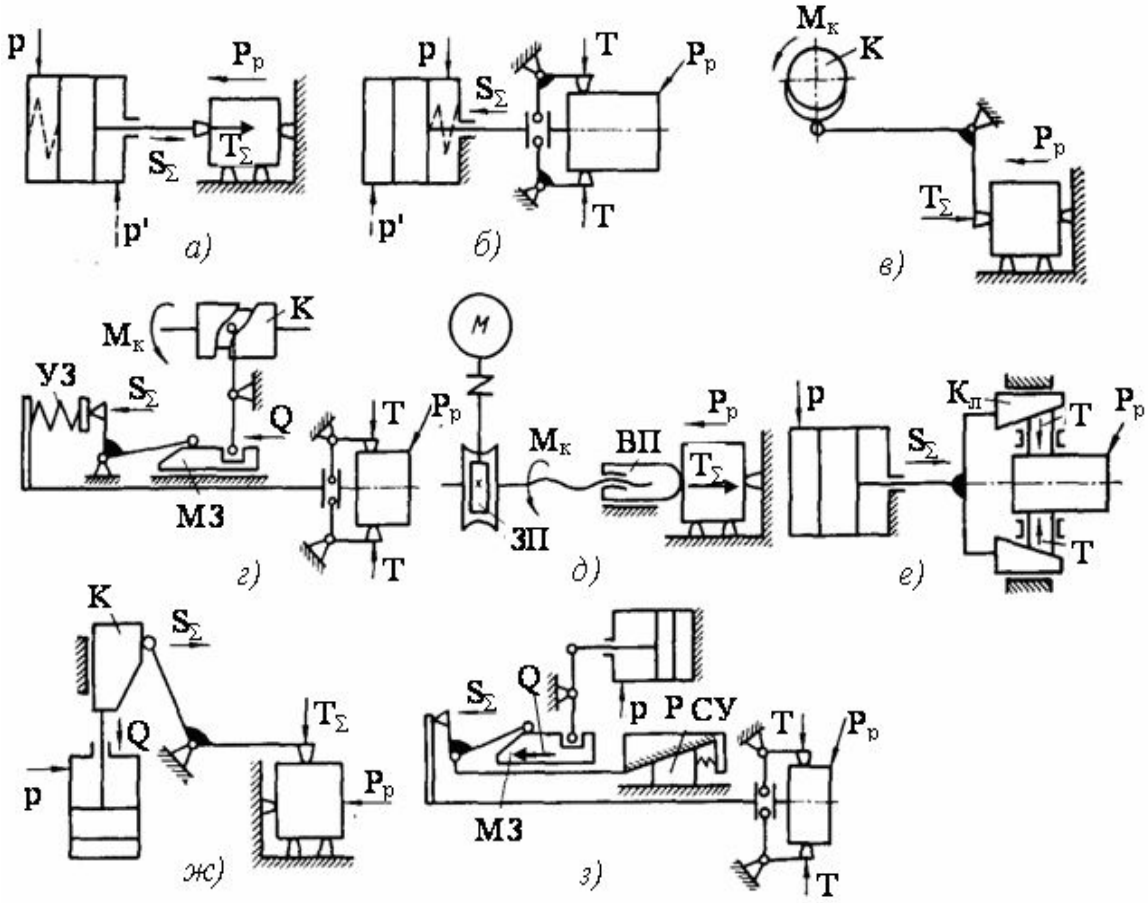


Рис. 6.2. Схеми ЗМ: а, б – з силовим замиканням; в, г – з геометричним замиканням; д, е – з самогальмуванням; з – комбіновані

Непружне силове замикання (рис.6.2, *а*) здійснюється за допомогою об'ємних сил тиску рідини, газу, магнітних, відцентрових і електростатичних сил, що визначає його стабільність незалежно від відхилення розмірів заготовки, можливість без ступеневого і автоматичного регулювання сили затиску зміною тиску, – напруженості магнітного або електростатичного поля, зміною центру ваги інерційної системи і т.д. Недоліком непружного силового замикання є велика витрата електроенергії і низька надійність при

відключенні живлення, що вимагає додаткових запобіжних засобів.

Цей недолік відсутній в ЗМ з *пружним силовим замиканням* (рис. 6.2, *б*), якщо затиск здійснюється пружиною, а розтиск – тиском рідини або повітря. Такі ЗМ незручні для автоматичного регулювання сили затиску. Стабілізація сили затиску при відхиленні розмірів заготовок, що затискаються, досягається збільшенням довжини пружини або підбором пакету пружин з нелінійною характеристикою.

Силове замикання прямої дії (рис.6.2, *а*) здійснюється без передавально-підсилювальних, перетворювальних і самогальмівних передавальних ланок. В цьому випадку осьова сила S_Σ від приводу дорівнює нормальній (радіальній) силі затиску T_Σ, тому додаткових виконавчих органів не вимагається. Якщо сила різання, направлена проти сили затиску, більше S_Σ і сили тертя, то шток переміщається на більшу величину, зміщуючись спочатку на величину пружних деформацій ланок і контактів, тобто на величину попереднього натягу. Наявність в ЗМ з силовим замиканням патронів із замкнутим силовим контуром (кулачкових, клинових, цангових і ін.) виключає або значно зменшує переміщення передавальної ланки – штока при дії сил різання P_p (рис.6.2, *б*).

Геометричне замикання здійснюється за рахунок геометричної форми деталей – кулачків К (рис.6.2, *в*) і муфт затиску МЗ (рис.6.2, *г*), що мають фасонну ділянку з підйомом і ділянку постійного радіусу або висоти, на якому відбувається замикання. Геометричне замикання може бути жорстким, тобто без додаткової пружної ланки (рис.6.2, *в*), і пружним, тобто з додатковою пружною ланкою УЗ (рис.6.2, *г*), що має лінійну або нелінійну характеристику. Система ЗМ може мати декілька елементів з геометричним замиканням, наприклад, кулачок К на розподільчому валі і муфту МЗ на шпинделі (рис.6.2, *г*), що широко поширене на токарних пруткових автоматах. Основними перевагами геометричного замикання є швидкодія, економічність і надійність, а недоліками – короткий хід штока або труби затиску і нестабільність сили затиску, залежна від відхилень діаметрів деталей, що затискаються, і жорсткості ланок ЗМ.

Ці недоліки відсутні в ЗМ з *фрикційним замиканням* (самогальмуванням), оскільки вони мають в приводі або патроні самогальмівні гвинтові (ВП), черв'ячні зубчаті (ЗП) і клинові (Кл) передачі (рис. 6.2, *д*, *е*) або виконуються у вигляді фрикційних муфт. Основними перевагами таких ЗМ є великий хід і постійна (регламентована) сила затиску, обмежена запобіжною ланкою (муфта граничного моменту або напірний золотник), недоліком – недовговічність само гальмівних елементів за зношенню.

Комбінований ЗМ з сило-геометричним замиканням постійної структури зображений на рис. 6.2, *ж*, а змінної структури з рухомим самогальмівним упором (РСУ) – на рис. 6.2, *з*.

Вид виробництва і технічний рівень виробництва визначають конструктивні форми механізмів завантаження і закріплення заготовок,

починаючи з елементів технологічного оснащення і до вузлів, що є невід'ємною частиною універсального верстата, автомата (або верстата з ЧПУ), верстатної системи. З цієї точки зору можлива узагальнена класифікація механізмів установки заготовок на верстатах (рис. 6.3).

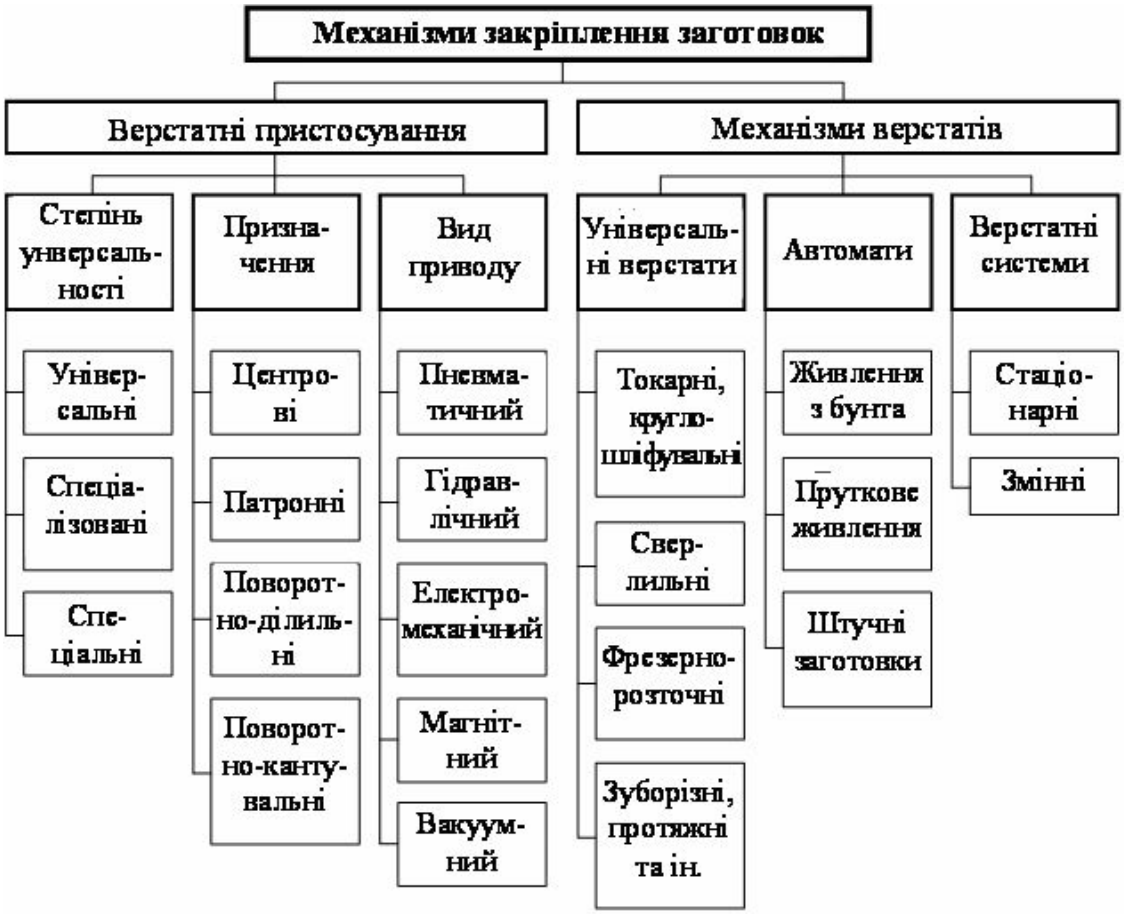


Рис. 6.3. Класифікація механізмів встановлення заготовок на верстатах

Виконавчий елемент є основною частиною будь-якої системи ЗМ. До виконавчих елементів відноситься затискний патрон із затискними елементами, що взаємодіють безпосередньо з об'єктом закріплення. Від конструкції і характеристик затискного патрона залежать характеристики ЗМ, а також техніко-економічні показники верстата: точність, продуктивність і стабільність обробки. Виконавча частина ЗМ виконується у вигляді лещат, самогальмівних втулок, цанг, патронів і т.д.

На рис. 6.4 зображена схема класифікації затискних патронів за восьми ознаками. Ця класифікація відноситься до затискних патронів, що застосовуються в універсальних металорізальних верстатах, але деякі її елементи можуть бути віднесені і до патронів для верстатів-автоматів і верстатів з ЧПУ. Цангові патрони можуть класифікуватися і за іншими ознаками.

Рис. 6.4. Схема класифікації затискних патронів

В пруткових автоматах широко застосовуються цангові ЗМ. Область використання цангових ЗМ і відповідних ним патронів розширюється з підвищенням точності затиску і збільшенням жорсткості зв'язків між елементами патрона. Із збільшенням відхилення розмірів деталей, що затискаються, сфера застосування традиційних цангових ЗМ звужується, що вимагає створення принципово нових ЗМ.

У одношпиндельних токарних автоматах (ОТА), до яких відносяться фасонно-відрізні, фасонно-поздовжнього точіння і револьверні, кулачок 1 (рис. 6.5, *а*), розташований на розподільчому валу, через важільну передачу 2 передає поступальне переміщення муфті 3, яка за рахунок фасонного профілю приводить в рух важелі 5, а вони, у свою чергу, – конусну втулку 7. Втулка 7 наїжджає на цангу 8, що упирається в гайку 9, нагвинчену на шпиндель. Відбувається затиск деталі 10. У приводі таких механізмів пружна ланка взагалі відсутня або виконується у вигляді компенсатора 4 з лінійною

характеристикою. Розтиск деталі відбувається за рахунок пружності пелюсток цанги 8 і пружини 6.

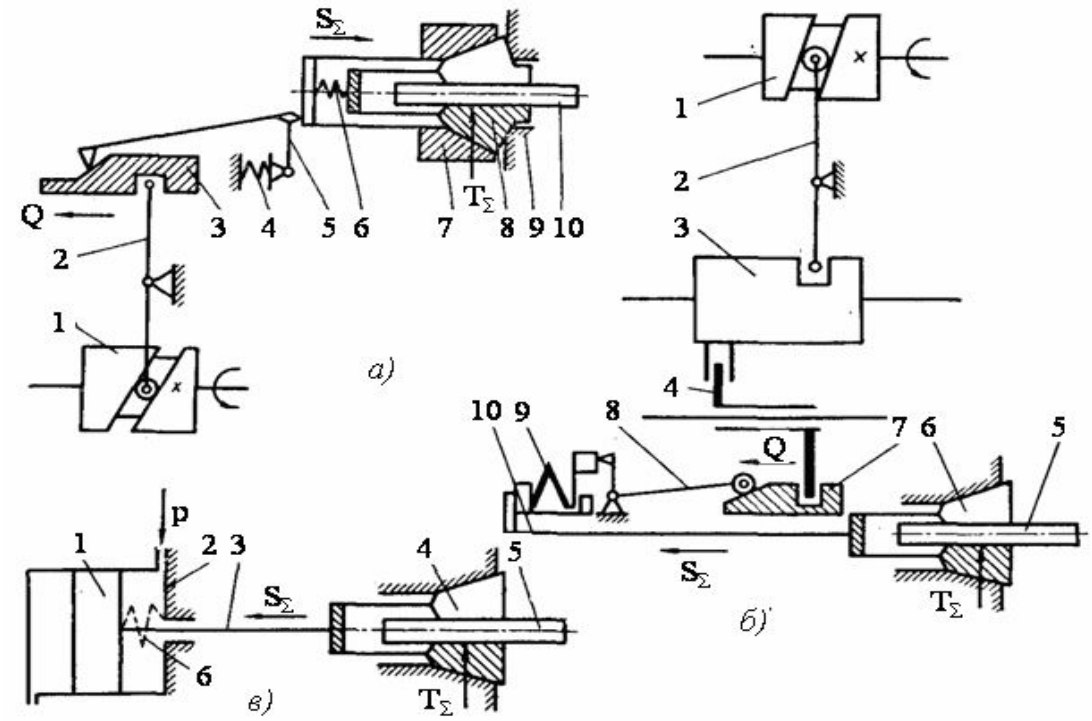


Рис. 6.5. Типові схеми ЗМ із замиканням: а – геометричним і жорстким лінійним компенсатором; б – геометричним і з нелінійною попередньо натянутою пружною ланкою; в – силовим (гідравлічним або пружинно-гідравлічним)

У багатошпиндельних токарних автоматах окрім, кулачка 1 (рис. 6.5, *б*) і важільної передачі 2 встановлюються повзун затиску 3 і вилка 4, які переміщаються по скалках, встановлених в шпиндельному барабані. Кожен шпиндель має муфту 7, важелі 8 і пружну ланку 9, виконану у вигляді попереднього натягнутого пакету тарілчастих пружин з нелінійною характеристикою. Цанга 6, що затискає пруток 5, зв'язана з приводом трубою 10.

У токарно-револьверних верстатах, призначених для затиску прутків і штучних заготовок з великими відхиленнями діаметра, широко застосовується силовий гідро-, пневмопривід (рис. 6.5, *в*). При подачі масла (повітря) під тиском в порожнину циліндра 2, що обертається, поршень 1, труба 3 і цанга 4 переміщаються вліво, затискаючи пруток 5. Затиск може здійснюватися пружиною 6, а розтиск – гідравлікою (пневматикою).

У металорізальних верстатах з ЧПУ самоцентрівні ЗМ можуть групуватися за найбільш істотними ознаками для полегшення вивчення, виробництва і експлуатації. Наприклад, в багатоцільових верстатах типу «оброблювальний центр» ЗМ діляться на дві групи: для закріплення оброблюваної заготовки і для маніпулювання і закріплення інструменту.

6.2. Основні вимоги до затискних механізмів

У автоматизованих металорізальних верстатах ЗМ чинять значний вплив на точність і продуктивність обробки деталей, визначають режими і якість обробки, можливість скорочення припусків на подальші операції і зменшення кількості операцій. Надійність закріплення рухомих вузлів і автоматично змінюваних різальних інструментів після їх установки в необхідне положення, що особливо важливе в прецизійних верстатах і верстатах з програмним управлінням, визначає точність і стабільність обробки деталей. Швидкодія затискних механізмів дозволяє скоротити допоміжний час на установку, закріплення заготовок і знімання оброблених деталей, установку і закріплення рухомих вузлів і різальних інструментів в автоматичному циклі роботи.

Отже, принцип надійного затиску можна сформулювати таким чином: для того, щоб надійно і швидко затиснути (закріпити) об'єкт, необхідно протягом мінімального або заданого часу прикласти певні сили з боку одних поверхонь (що затискають) до інших поверхонь (що затискаються) так, щоб за допомогою опорних, фіксуючих і стопорних елементів нерухомо і точно зафіксувати об'єкт або створити сили зчеплення (тертя) між ними, що виключають їх відносний зсув, вібрації під дією власної ваги і зовнішніх сил (різання, відцентрових) і запобігаючи деформації, спотворення форми і якості поверхні об'єкта закріплення.

Важко створити ефективний ЗМ, що задовольняє вимогам забезпечення високої точності і отримання великих зусиль закріплення, тому проектування ЗМ повинне базуватися на глибокому аналізі і точному розрахунку параметрів процесу закріплення при взаємодії основних затискних елементів з об'єктом закріплення. Основні вимоги, що пред'являються до ЗМ при затиску-розтиску (I стан) і різанні (II стан) і які пояснюють велике різноманіття конструкцій, показані у вигляді структурної схеми на рис. 6.6. Окрім основних, до ЗМ ставляться також додаткові і спеціальні вимоги: швидка змінність і переналагоджуваність, легкість регулювання, широта діапазону, захищеність, ремонтопридатність, можливість автоматичного регулювання параметрів затиску або дистанційного керування, безшумність, безпека роботи і ін. Таким чином, основні і додаткові вимоги до ЗМ витікають з вимог, що ставляться до верстата, технологічного процесу і що визначають точність і продуктивність обробки при високій якості продукції, що випускається. Розглянемо детальніше деякі вимоги.

Створювана в процесі різання сила діє однаково на інструмент і заготовку. Основну проблему складає закріплення заготовки із-за частої її змінюваності, оскільки інструмент змінюється тільки після зношення і при дії сил різання додатково притискається до поверхні базування і закріплення. Заготовка, в основному, утримується в ЗМ за рахунок сил тертя і зчеплення, які змінюються в широкому діапазоні. Сили затиску заготовки, інструменту або рухомого вузла верстата повинні забезпечувати жорсткість контакту зв'язаних поверхонь, запобігати їх зсуву під дією сил в процесі обробки,

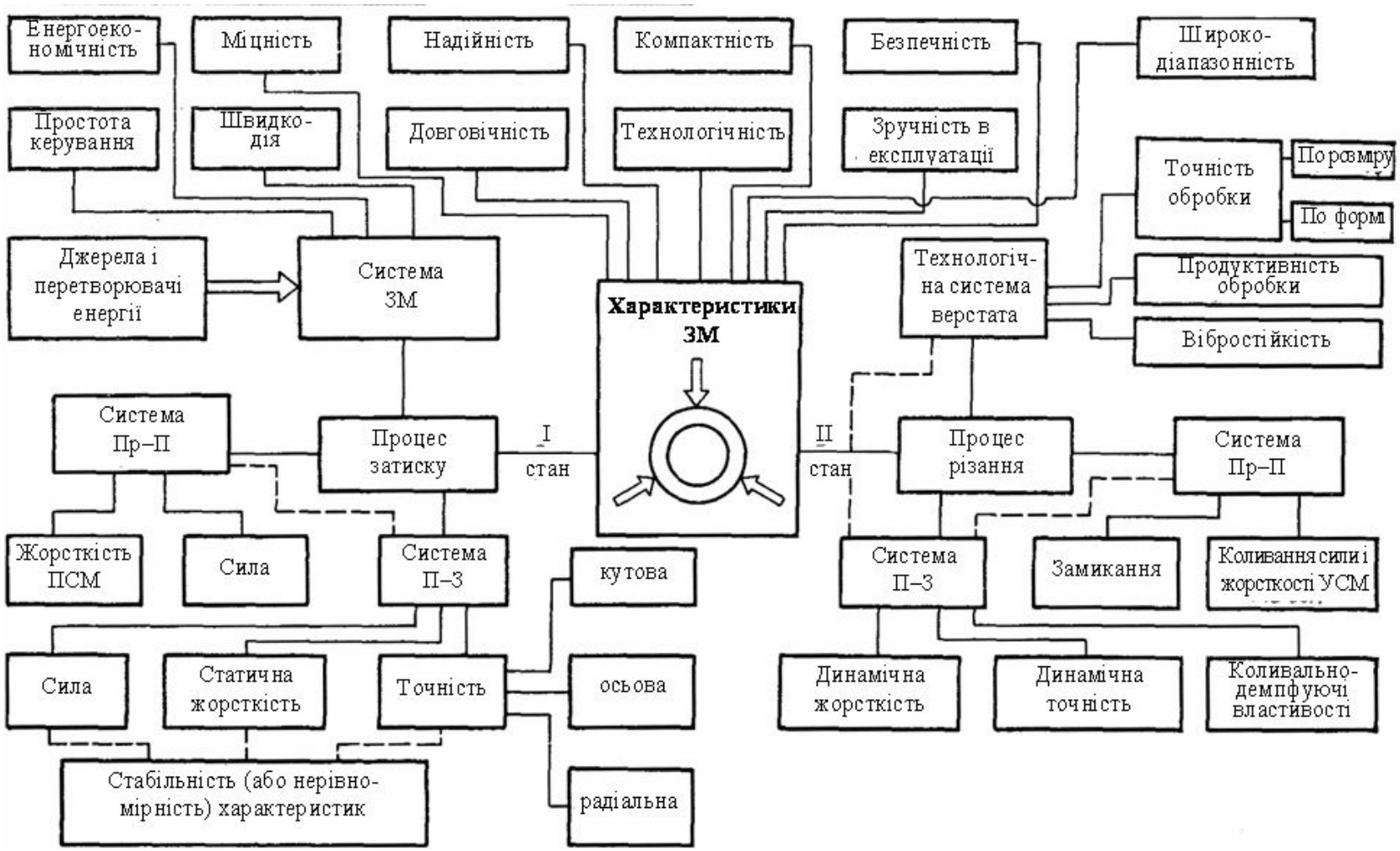


Рис. 6.6. Структура вимог до ЗМ, де ПСМ – пружна система механізму; "П–З" – система патрон заготовка; "Пр–П" – система привод патрон

виникнення вібрацій і неприпустимі деформації елементів системи. Сила затиску повинна створити попередній натяг системи, що перевищує дію інших сил (різання, інерція), і при цьому знаходитися в певних межах. Вона не може бути менше сили, що забезпечує продуктивну і точну обробку деталей, і не може бути надмірно великою і такою, що викликає неприпустимі деформації оброблюваних деталей і елементів верстата, а також підвищене зношення механізму.

Необхідні сили затиску можна аналітично визначити тільки для простих конфігурацій товстостінних деталей. Для тонкостінних деталей складних конфігурацій сили затиску часто приймають за аналогією з силами, що діють в перевірених при експлуатації ЗМ. В цьому випадку необхідно забезпечити в проектованій конструкції можливість регулювання сил затиску. При створенні таких ЗМ проводять спеціальні експерименти для визначення сил затиску і вибору місць розташування основних і додаткових опор. Необхідні сили затиску визначають з урахуванням можливості відхилення від номінальних характеристик і розмірів заготовок, затуплення різального інструменту і викликаного цим збільшення сил різання, розкидусил тертя в затискних елементах. Ці чинники враховують вибором відповідних початкових даних для розрахунку або вибором значення коефіцієнта запасу $K_{зап}$, на який множать розраховані значення сил затиску. Коефіцієнт запасу $K_{зап}$, в основному, приймають рівним 1,5...2; якщо сили різання відтискають заготовку від базуючих поверхонь, то $K_{зап} \geq 2{,}5$. Рекомендується приймати $K_{зап}$ рівним добутку коефіцієнтів, що відображають конкретні умови обробки. Відповідно до цього $K_{зап}$ може змінюватися від 1,5 до 8.

Сили затиску, необхідні для запобігання зсуву заготовки в процесі обробки, приблизно визначають з рівнянь статики. Для прийнятої схеми закріплення заготовки розглядають умови рівноваги прикладених сил (сил різання і інших, що виникають в процесі обробки, сил затиску, які визначаються, реакцій опор і сил тертя). Для перевірки точності обробки деталей виконують додаткові розрахунки питомому тиску, що виникає в стиках, деформацій заготовки і елементів системи. Ці перевірочні розрахунки можуть виявити необхідність уточнення або зміни схеми установки і закріплення заготовки, зміни режимів обробки.

Деформація системи розраховується за пружних характеристиках окремих елементів і контактної жорсткості стиків між ними. Експериментальні дослідження показали, що із збільшенням тиску затягування стику коефіцієнт контактної податливості спочатку різко зменшується, а потім при тиску вище 3,0...3,5 МПа для шліфованих і шаброваних поверхонь майже не міняється. Якщо небезпеки розкриття стиків під навантаженням немає, то підвищувати тиск понад 3,0...3,5 МПа для збільшення жорсткості стику не рекомендується.

Стики деталей, відсутність зсуву яких забезпечується вимогою, розраховують так, щоб дотичні пружні зсуви в них не переходили в область

пластичних і не пошкоджували ці стики. При обробці на верстатах заготовок, що утримуються силами зчеплення в затискних елементах, складові сил різання можуть викликати прокручування заготовки від крутячого моменту різання, проковзування від осьових сил різання, поворот відносно точки опори від згинаючих моментів, а також зсуву від поєднань дії цих складових.

У верстатах з ЧПУ і верстатних системах тривалість операцій, пов'язаних з маніпулюванням заготовками і інструментами (завантаження–розвантаження, затиск–розтиск, перекантування, зміщення і т.д.), робить істотний вплив на загальний баланс часу виконання технологічних операцій. Існують технологічні системи з автоматичним циклом управління, в яких операції так розчленовані, що тривалість допоміжних рухів співрозмірна з машинним часом. Тому тривалість затискних операцій повинна бути зведена до декількох секунд або доль секунд. За швидкодєю серед конструкцій ЗМ слід віддати перевагу вакуумним, пневматичним і магнітним. Окрім використання швидкодіючих приводів робочого переміщення затискних елементів, необхідно створювати такі ЗМ змінної структури, робочий хід затиску яких гранично малий і служить тільки для натягу системи, а зазор при переході на інший розмір оброблюваної заготовки вибирається додатковими кінематичними ланцюгами з великою швидкістю.

Ускладнення технологічних циклів, установка ЗМ в автоматизовані технологічні системи і в дорогі металорізальні верстати накладають на ЗМ жорсткі вимоги щодо надійності, оскільки простій механізму призводить до неминучого простою верстата або цілої технологічної лінії. Відмова ЗМ приводить до пошкодження різального інструменту або робочого органу верстата, до травмування обслуговуючого персоналу, тому слід пред'являти підвищені вимоги до надійності і безпеки роботи ЗМ, необхідності введення додаткових запобіжних і блокуючих пристроїв, контролюючих падіння сили затиску. Зниження режимів (швидкості) різання або відключення верстата необхідно починати при зменшенні сили затиску до меж допустимої з розкидом 7...10 % від номінальної і завершувати при падінні сили 50%. Особливо це важливо при обробці заготовок, що обертаються з великою частотою, оскільки на них чинять великий вплив відцентрові сили. Тому при токарній обробці заготовок діаметрами 80...120 мм з швидкостями різання 120…170 м/хв допускається зменшення сили затиску від дії відцентрових сил неврівноважених затискних елементів до 12…15% і до 30% при заклинюванні рухомих елементів патрона.

Відмову або несправність ЗМ слід розглядати не тільки як аварію, але і як відхилення від нормативної заданої характеристики, обумовленої в стандартах. Правильне функціонування ЗМ зв'язане з узгодженими діями інших механізмів верстата і виробленням сигналів про наявність оброблюваної заготовки; про включення приводу затиску; про регулювання сили затиску до заданого значення; про досягнення заздалегідь заданої сили затиску; про виключення механізму або перемикання його на встановлений режим роботи; про остаточне відключення. Надійність роботи ЗМ визначає

значення коефіцієнта готовності верстата і технологічної системи в цілому.

Для ЗМ, що застосовуються у верстатах з ЧПУ і ГВС, домінуючими вимогами є гнучкість, швидка переналагоджуваність і широкодіапазонність. Застосування ЗМ, що задовольняють цим вимогам, дозволяє обробляти заготовки мінімальними партіями в режимі «безлюдної технології».

6.3. Характеристики затискних механізмів

Вимоги до ЗМ можуть бути виражені кількісно через відповідні характеристики (табл. 6.1). Величина і розкид характеристик ЗМ залежать від якості їх виготовлення і регулювання, оскільки вони є функцією відхилення від номіналу розмірів (лінійних, кутових) і жорсткості деталей, сил тертя, якості складання і т.д. На стабільність характеристик великий вплив чинить відхилення діаметра d поверхні об'єкта закріплення, що затискається: $\Delta d = d_{\max} - d_{\min}$. Абсолютна величина будь-якої характеристики – функції Φ визначається її середнім значенням Φ_{cp} або математичним очікуванням $\overline{\Phi}$:

$$\Phi = \Phi_{cp} = 0{,}5\left(\Phi_{\max} + \Phi_{\min}\right);\ \Phi = \overline{\Phi} = \frac{1}{n}\sum_{i-1}^{n}\Phi_i\ , \qquad (6.1)$$

де $\Phi_{\max}$, $\Phi_{\min}$, Φ_i – відповідно максимальне, мінімальне і випадкове абсолютні значення характеристики; n – число вимірів випадкових значень (об'єм вибірки) характеристики.

Розкид характеристик визначають за абсолютною різницею $\Delta\Phi$ їх граничних значень або дисперсій σ_{Φ}^2:

$$\Delta\Phi = \Phi_{\max} + \Phi_{\min};\ \sigma_{\Phi}^2 = \frac{1}{n-1}\sum_{i-1}^{n}\left(\Phi_i - \overline{\Phi}\right)^2. \qquad (6.2)$$

Відносний розкид характеристик визначають різними коефіцієнтами і показниками (табл. 6.2). Наприклад, сумарну радіальну силу затиску циліндричної заготовки з відхиленням діаметру Δd можна визначити середнім значенням цієї сили $T_{\Sigma} = 0{,}5\left(T_{\Sigma\max} - T_{\Sigma\min}\right)$, показником нестабільності $\varepsilon_T = \Delta T/\Delta d = \left(T_{\Sigma\max} - T_{\Sigma\min}\right)/\left(d_{\max} - d_{\min}\right)$, коефіцієнтами нерівномірності $\delta_T = \Delta T_{\Sigma}/T_{\Sigma}$ і стабільності $K_T = T_{\Sigma\min}/T_{\Sigma\max}$ і т.д. При $\Delta d = 0$, $\varepsilon_T = 0$ нерівність $\delta_T \neq 0$ характеризує вплив розкиду випадкових чинників (тертя, жорсткості деталі і т. д.) на нерівномірність радіальної сили.

При коефіцієнті охоплення $K_0 < 0$ патрон з робочим діапазоном діаметрів $\overline{\Delta d}$ не може закріплювати заготовки в робочому діапазоні діаметрів верстата $\overline{\Delta D}$. При $K_0 = 0$ повністю використовується робочий діапазон діаметрів верстата і забезпечується сила затиску в заданих межах. При $K_0 > 0$ є запас на зношення і резерв на додаткове охоплення діаметрів заготовки. У останньому випадку коефіцієнт K_0 можна розглядати як показник запасу на зношення робочої поверхні затискних елементів патрона за умови, що затискаються заготовки одного номінального діаметра з відповідними відхиленнями.

Таблиця 6.1. Характеристики ЗМ

Показник	Позначення
Кінематичні і розмірні характеристики	
Радіальний хід затискного елемента патрона, мм	$y_п$
Передавальне відношення:	
патрона	$u_п$
приводу	$u_{пр}$
механізму	$u_м$
Максимальний осьовий хід в приводі, мм:	
муфти замикання	$x_м$
труби тяги	$x_т$
Робочий діапазон діаметрів заготовок, мм, що затискаються (обробляються) в конкретній моделі верстата	$\Delta\overline{D}$
Робочий діапазон діаметрів патрона без переналагодження, мм	$\Delta\overline{d}$
Максимальне відхилення діаметрів заготовок, що затискаються, без переналагодження патрона, мм	Δd
Силові і енергетичні характеристики	
Патрон	
Радіальна сила на один затискний елемент, Н	T
Сумарна радіальна сила затиску, Н	T_Σ
Момент щеплення, що утримує заготовку від прокручування, Н·м	$M_{пр}$
Осьова сила щеплення, що утримує заготовку від проковзування, Н	$P_{пр}$
Момент щеплення, що утримує заготовку від вириву, Н·м	$M_в$
Привод	
Осьова сила на один затискний елемент, Н	S
Сумарна осьова сила затиску, Н	S_Σ
Осьова сила, прикладена до муфти геометричного замикання, Н	Q
Крутний момент на виході, Н·м	$M_{кр}$
Колова сила на виході, Н	$P_{окр}$
Тиск робочого середовища, МПа	p
Коефіцієнт підсилення:	
патрона	$k_п$
приводу	$k_{пр}$
механізму	$k_м$
Потужність затиску, кВт	$N_з$
Коефіцієнт корисної дії:	
патрона	$\eta_п$
приводу	$\eta_{пр}$
механізму	$\eta_м$

Продовження табл. 6.1

Показник	Позначення
Характеристики жорсткості	
Патрон – деталь	
Відтискання заготовки на вильоті від сили, мм	y_p
Осьове відтискання від сили, мм	x_o
Коефіцієнт защемлення заготовки	β_j
Кут пороту осі заготовки відносно осі шпинделя від моменту, рад	υ_u
Кут закручування заготовки відносно шпинделя від моменту, рад	$\upsilon_к$
Зона нечутливості при двосторонньому навантаженні заготовки, мм	z_o
Жорсткість:	
радіальна, Н/мм	j_p
згинна, Н·м/рад	j_u
крутильна, Н·м/рад	$j_к$
осьова, Н/мм	j_o
Патрон	
Жорсткість:	
радіальна, Н/мм	C_p
поворотна, Н·м/рад	$C_п$
осьова, Н/мм	C_o
пружного елемента, Н/мм	$C_{у.э}$
Привод	
Жорсткість:	
Пружної системи механізму, Н/мм	$C_у$
приводу без пружної ланки, Н/мм	$C_{пр}$
пружної ланки, Н/мм	$C_{у.з}$
Характеристики точності (похибки затиску) системи патрон – деталь	
Радіальне биття на вильоті, мкм	Δ_p
Кут перекошення оправки, рад	υ_o
Конусність затиску	K
Радіальна деформація тонкостінної кільцевої заготовки від сили, мкм	δ
Осьове зміщення заготовки (прутка) при подачі (відскакування), мкм	$\Delta_{o.п}$
Осьове зміщення заготовки (прутка) при затиску (відтягування), мкм	$\Delta_{o.з}$
Сумарне осьове зміщення заготовки, мкм	Δ_o

Продовження табл. 6.1

Показник	Позначення
Розкид довжин відрізаних з прутка деталей без вторинного підрізання торця, мкм	Δ_l
Примітка. Умовні позначення: $\Delta\overline{D} = \overline{D}_{\max} - \overline{D}_{\min}$; $\overline{D}_{\max}$, $\overline{D}_{\min}$ – максимальний і мінімальний діаметри заготовок, що затискаються конкретною моделлю верстата; $\Delta\overline{d} = \overline{d}_{\max} - \overline{d}_{\min}$; $\overline{d}_{\max}$, $\overline{d}_{\min}$ – максимальний і мінімальний діаметри робочого отвору патрона; $T_\Sigma = zT$; $S_\Sigma = zS$; z – число затискних елементів патрона.	

Таблиця 6.2. Відносна оцінка розкиду характеристик ЗМ

Назва	Позначення	Формула
Показник нестабільності	ε_Φ	$\Delta\Phi/\Delta d$
Показник дискретності (комплектності)	K_k	$n/\overline{n} = \left(\left\|\Delta\overline{D}\right\| + 1\right)/\overline{n}$
Коефіцієнт: нерівномірності	δ_Φ	$\Delta\Phi/\Phi_{cp}$
стабільності	K_Φ	$\Phi_{\min}/\Phi_{\max}$
розкиду (перевантаження)	λ_Φ	$\Phi_{\max}/\Phi_{\min} = 1/K_\Phi$
охоплення	K_0	$\Delta\overline{d}/\Delta\overline{D}$
широкодіапазонності	δ_d	$\Delta\overline{d}/d_{cp}$ або $\Delta\overline{d}/(\overline{d}_{cp} + d_0)$
якості патрона за широкодіапазонності	ε'_κ	Δ_d / δ_Φ
Примітка. Умовні позначення: $\overline{d}_{cp}$, $\overline{d}_0$ – середній і початковий діаметри робочого отвору патрона; $n = \left\|\Delta\overline{D}\right\| + 1$ – кількість цілочисельних номіналів діаметрів заготовок, що затискаються в робочому діапазоні верстата; $\overline{n}$ – кількість цілочисельних номіналів діаметрів, що охоплюються патроном без його переналагодження чи зміни (при $\overline{n} < 1$ приймають $\overline{n} = \left\|\Delta\overline{d}\right\|$); $\left\|\Delta\overline{D}\right\|$, $\left\|\Delta\overline{d}\right\|$ – безрозмірні значення $\Delta\overline{D}$ и $\Delta\overline{d}$; K_k заокруглюють до найближчого більшого числа.		

При $K_0 \geq 0$ патрони відносять до широкодіапазонних, інакше (тобто коли не забезпечується охоплення заданого діапазону заготовок діапазоном діаметрів патрона) – до вузькодіапазонних.

В основному про характеристики ЗМ судять за характеристиками кінцевої ланки – патрона, тоді як для приводу затиску характеристиками є:

хід затиску, тягові зусилля, коефіцієнт підсилення і передавальне відношення передавально-підсилювального механізму (ППМ), жорсткість пружної системи механізму (ПСМ), а також витрата енергії, швидкодія і ін.

При послідовному з'єднанні елементів в системі ЗМ, патрона і приводу

$$u_м = u_n u_{пр};\ k_м = k_n k_{пр};\ \eta_м = \eta_n \eta_{пр} = k_м u_м = (k_n u_n)(k_{пр} u_{пр}),$$

де $u_n = y_n / x_m$; $u_{пр} = x_m / x_м$; $k_n = T/S = T_\Sigma / S_\Sigma$; $k_{пр} = S_\Sigma / Q$.

Силові характеристики ЗМ повинні бути такими, щоб протидіяти силам і моментам різання при обробці заготовки, що обертається з частотою $n(\omega)$ (рис. 6.7, *а*). При обробці заготовок, що утримуються за рахунок щеплення (сили $T\mu_1$, $T\mu_2$, $T\mu_3$) із затискними елементами, складові сил різання P_x, P_y, P_z, $P_{св}$ і момент $M_{св}$ можуть викликати: прокручування заготовки від крутячого моменту різання M_p, проковзування від осьових сил різання P_o, поворот відносно точки опори від згинальних моментів $M_{зг}$, а також зсув від різних поєднань дії цих складових. Для оброблюваних заготовок порівняно високої жорсткості, що обертаються, основна характеристика – необхідна радіальна сила затиску T_Σ, визначається при дотриманні наступних умов: 1) $M_{пр} > M_p$; 2) $P_{пр} > P_p$; 3) $M_в > M_u$.

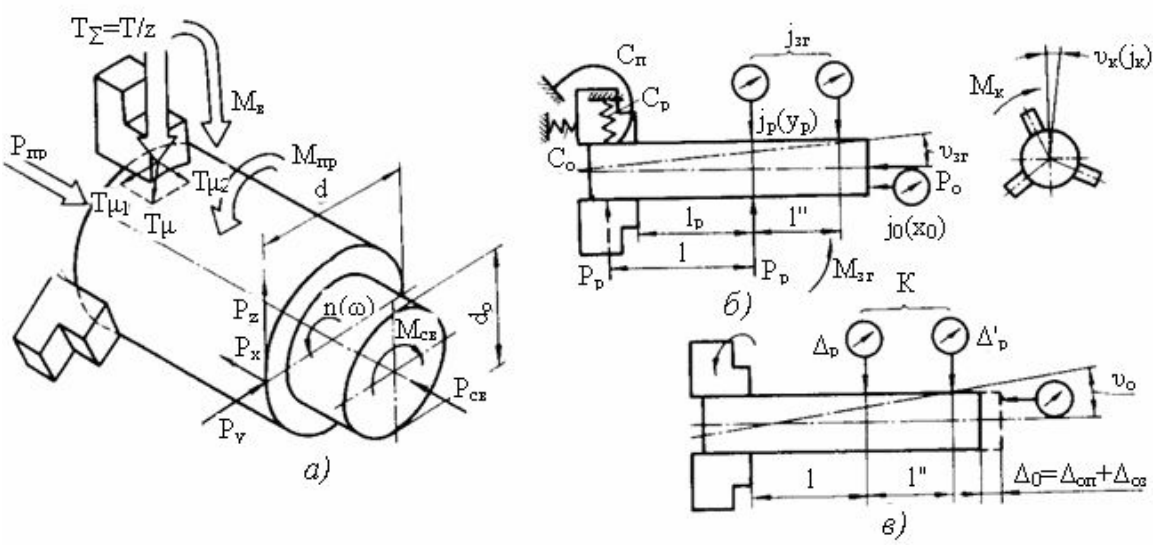


Рис.6.7. До визначення характеристик затиску: силових (а), жорсткості (б), точності (в)

Приклади. 1. При поперечному точінні деталі з круглого прутка сила T_Σ визначається з першої умови (рис. 6.7, *а*):

$$M_{пр} = \frac{T_\Sigma \mu_1 d}{2} > M_P = \frac{P_z d_o}{2};$$

$$T_\Sigma \mu_1 d > P_z d_o,\ \ T_\Sigma > P_z d_o / \mu_1 d.$$

2. При одночасному поздовжньому точінні і свердлінні деталі з шестигранного прутка сила T_Σ визначається з другої умови (рис. 6.7, *а*):

$$P_{пр} = T_\Sigma \mu_2 > P_o = P_x + P_{св};$$

$$T_\Sigma \mu_2 > P_x + P_{св}, \;\; T_\Sigma > \left(P_x + P_{св}\right)/\mu_2 .$$

3. При поперечному точінні круглої штучної заготовки з дуже малою базою затиску ($b << d$) сила T_Σ визначається з третьої умови (рис. 6.7, *б*):

$$M_в = T_\Sigma \mu d > M = P_p l ;$$

$$P_p = \sqrt{P_y^2 + P_z^2} \;, \;\; T_\Sigma \mu d > P_p l \,, \;\; T_\Sigma > P_p l / \mu d \,.$$

При обертанні заготовки або інструменту на неврівноважені елементи затискного патрона діє відцентрова сила $F_{\omega k} = m\omega^2 R_k$, яка призводить до зменшення радіальної сили затиску на величину $\Delta T_\omega = T - T_\omega$ (рис. 6.8). Тому однією з силових характеристик затискних патронів, що працюють на високих частотах обертання, є гранична радіальна сила затиску $T_{\omega_{пр}}$ при максимально допустимій частоті обертання $n_{пр}$ ($\omega_{пр}$), яка за умовами експлуатації з погляду техніки безпеки повинна бути не менше $2T/3$.

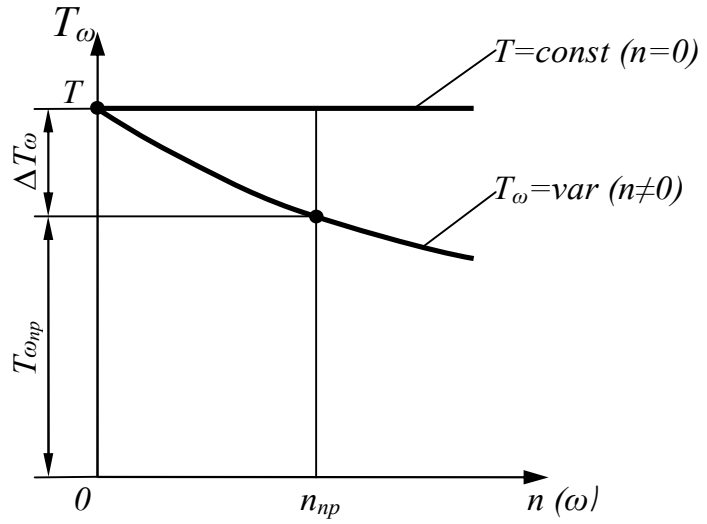


Рис. 6.8. Графік зміни радіальної сили затиску з врахуванням впливу відцентрових сил

Для порівняння різних конструкцій затискних патронів і оправок в умовах високошвидкісної обробки запропоновано ввести додатковий показник – коефіцієнт втрати радіальної сили затиску T одним затискним елементом при однаковій частоті обертання шпиндельного вузла (або сумарної сили затиску $T_\Sigma = zT$ всіма z затискними елементами):

$$K_{T\omega} = \frac{T_\omega}{T} = \frac{T_{\Sigma\omega}}{T_\Sigma} = \frac{T - \Delta T_\omega}{T} = 1 - \frac{\Delta T_\omega}{T} = 1 - \lambda_{T\omega}, \qquad (6.3)$$

де $\lambda_{T\omega} = \Delta T_\omega / T = \Delta T_{\Sigma\omega} / T_\Sigma$ – показник рівня падіння вихідної силової характеристики. При певній частоті обертання затискний патрон повністю втрачає працездатність, коли $T_{\Sigma\omega} = 0$, а коефіцієнт втрати стає теж рівним нулю ($K_{T\omega} = 0$), що відповідає показнику рівня падіння $\lambda_{T\omega} = 1$.

Останнім часом багато фірм ведуть роботи із створення патронів,

призначених для високоточних високошвидкісних шпинделів і оснащених механізмом компенсації відцентрових сил. У патроні з компенсацією відцентрових сил (рис. 6.9) використовуються компенсатори відцентрової сили у вигляді врівноважуючих вантажів – противаг 2. Рух від приводу затиску передається через зв'язану з тягою втулку 1, яка за допомогою спеціальних Т–подібних нахилених пазів в обоймі 7 переміщає основні кулачки 4 разом із змінними кулачками 6, притиснутими болтами 5 до рифленої поверхні на стику кулачків 4 і 6. При русі кулачка 4 в радіальному напрямі повертається спеціальний штифт 3, який рухає противагу 2 при зміні діаметру базової поверхні заготовки. При великих частотах обертання відцентрові сили діють одночасно на противаги 2 і комплекти кулачків 4, 6, зберігаючи встановлену силу затиску. При зміні діаметру заготовки сила протидії може збільшити або зменшити силу затиску, тоді результуюча сила затиску заготовки, що обертається $T_{\Sigma n} = T_{\Sigma} \pm F_{ц}$. Дослідження, проведені фірмою Forkardt з вивчення впливу відцентрової сили на силу затиску, показали, що в патронах з компенсатором (рис. 6.10, область а) при затиску деталей з малим діаметром D_1 відцентрова сила $F_{ц}$ збільшує силу затиску T_{Σ}, а при затиску деталей з великим діаметром D_2 $F_{ц}$ трохи зменшує силу T_{Σ}. У патронах без компенсатора (рис. 6.10, область b*)* відцентрова сила чинить набагато більший вплив, а при певних частотах $F_{ц} = T_{\Sigma}$, тобто $T_{\Sigma n} = 0$, і заготовка не затискається.

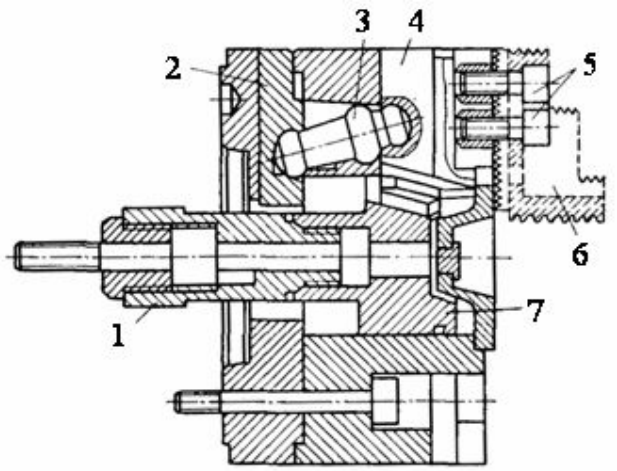


Рис. 6.9. Клиновий патрон типу KTGF з компенсатором у вигляді врівноважуючих вантажів

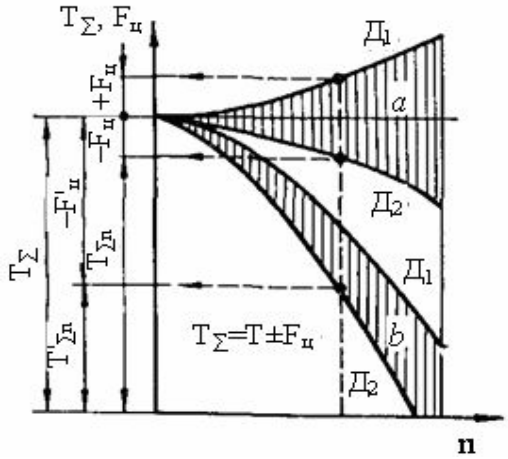


Рис. 6.10. Залежність сили затиску від відцентрової сили при зміні частоти обертання: область а – патрона з компенсатором; область b – патрона без компенсатора

Для визначення *характеристик жорсткості* j_p, $j_{зг}$, j_o, $j_к$, C_p, C_n, C_o пружні відтискання оправки (рис. 6.7, *б*) вимірюють індикаторами на певних вильотах l_p навантаження силами P_p, і P_o, що відповідають реальним

умовам обробки, тобто реальним значенням і плечам прикладання сил різання. За величинами пружних віджимань y_p, $\upsilon_{зг}$, x_o, $\upsilon_к$ визначають жорсткості: $j_p = M_{зг}/\upsilon_{зг} = P_p l_p/\upsilon_{зг}$; $j_o = P_o/x_o$; $j_к = M_к/\upsilon_к$. В цьому випадку місце закріплення (або затискання) деталі в поздовжньому перетині характеризують коефіцієнтом защемлення β_j (для консольного закріплення $\beta_j = 3y_{зг}/y$, де y – відтискання деталі в системі П – Д або іншій системі).

Характеристики точності ЗМ визначають його здатність зберігати положення деталі після завантаження (подачі) і затиску. Ці характеристики оцінюють похибками виготовлення самого патрона, похибками подачі і закріплення, які визначають величинами порушеного положення закріпленої деталі Δ_p на вильоті l, $K = 2\upsilon_o = 2(\Delta_p - \Delta'_p)/l''$, $\Delta_{о.п}$, $\Delta_{о.з}$, Δ_o (рис. 6.7, *в*).

6.4. Фактори, що впливають на характеристики затискних механізмів

Процес установки деталі в ЗМ представляє комплекс різних факторів, що включає: утворення пружних відтискань в приводі і системі патрон – деталь (П – Д), похибок установки деталі в радіальному і осьовому положеннях з урахуванням пружних і пластичних деформацій деталей і стиків, а також порушення фрикційних зв'язків між ними; теплові, гідро- і газодинамічні (робоче середовище – рідина або повітря), електромагнітні явища і інші фактори.

Всі фактори, що впливають на величини і відхилення основних характеристик ЗМ (силу, жорсткість, точність, швидкодію), можна розділити на чотири основні групи: I – параметри заготовки (матеріал і його фізико-механічні властивості; відхилення розміру, форми і шорсткості поверхні, що затискається; маса, довжина, форма поперечного перетину і т.д.); II – принцип затиску, структура, схема і конструктивні параметри ЗМ, що визначають вид силового потоку в системі привід – патрон (Пр – П), типи силового контуру ЗМ, приводу, патрона і напрям затискного зусилля в системі П – Д; III – кінематичні і динамічні фактори (закони руху і маси ланок; відцентрові сили неврівноважених частин; сили тертя, зчеплення і їх розкид; частота і амплітуда коливань; жорсткість і демпфіруючі властивості стиків і самих деталей ЗМ; схема навантаження заготовки і їх відхилення); IV – взаємодія за циклу і навантаженню з іншими механізмами верстата.

На розкид характеристик ЗМ пруткових автоматів істотно впливають параметри заготовки (особливо відхилення діаметру), що є основним стримуючим чинником вирішення проблеми затиску і обробки гарячекатаних прутків. Результати виробничих випробувань (комплексної перевірки) силових характеристик, характеристик жорсткості і точності показали, що при зміні діаметра прутка характеристики змінюються у великих межах (у 2...5 разів) через зміни місць і характеру контакту цанги з конусом шпинделя і прутком, впливу жорсткості пелюсток цанги, розкиду величин жорсткості пружної системи механізму при геометричному замиканні. Наприклад, при $\Delta d = 0{,}4$ мм в цанговому ЗМ багатошпиндельного токарного автомата

радіальна сила T_Σ змінюється в 3,5 разів (рис. 6.11, крива 1), а токарно-револьверного верстата – в 1,5...2 раза (рис. 6.11, крива 2).

Зміна схеми патрона з погляду перерозподілу місць і площі контакту покращує силові характеристики, що визначаються щепленням затискних елементів із заготовкою, проте не виключає впливу Δd. Наприклад, застосування патрона з подвійним затиском в порівнянні з одинарним збільшує в 1,5...2 раза силу проштовхування $P_{пр}$ і момент прокручування $M_{пр}$ (рис. 6.12) сталевих загартованих шліфованих оправок різного діаметра при збереженні такого ж впливу Δd.

Залежність радіальної сили затиску T від осьової S носить різний характер (рис. 6.13, *а*). При затиску заготовок діаметром $d = d_0$ ($\Delta d = 0$) залежність $T(S)$ наближається до лінійної (коефіцієнт підсилення $k_n = const$). При затиску заготовок діаметром $d > d_0$ ($\Delta d > 0$) крива опукла, а при $d < d_0$ ($\Delta d < 0$) – увігнута, що пояснюється зміною умов контакту губок цанги з прутком і шпинделем не тільки в поздовжньому, але і поперечному перетинах.

Із збільшенням числа пелюсток (більше трьох) сила затиску у меншій мірі залежить від Δd (рис. 6.13, *б*); значення її зростає, оскільки зменшуються втрати на деформацію пелюсток і кут контакту губки з шпинделем. Коефіцієнт підсилення збільшується і стабілізується не тільки із збільшенням z, але і з виконанням додаткових надрізів на губках довжиною, трохи більшою їх довжини (рис. 6.13, *в*). Із збільшенням кута контакту $2\beta_0$ цанги з шпинделем радіальна сила затиску T_Σ (або коефіцієнт підсилення k_n) зменшується (і істотно) при затиску заготовок, діаметр d яких рівний або дещо більше d_0.

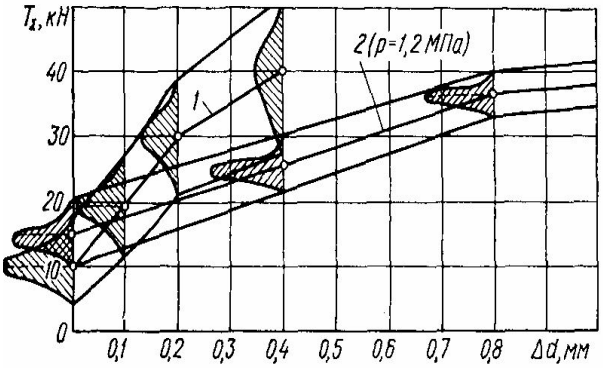


Рис. 6.11. Графіки залежностей радіальної сили затиску від відхилення діаметра заготовки: 1 – БТА мод. 1А240;2 – ТРВ мод. 1341

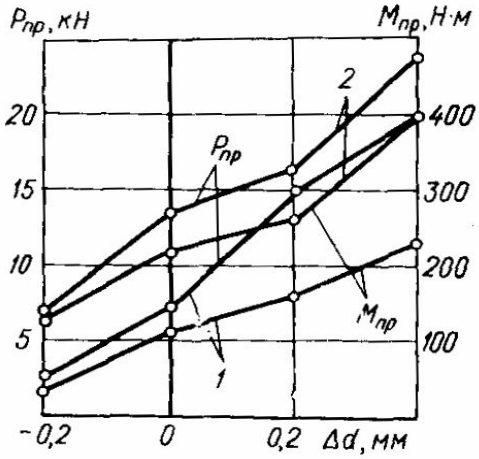
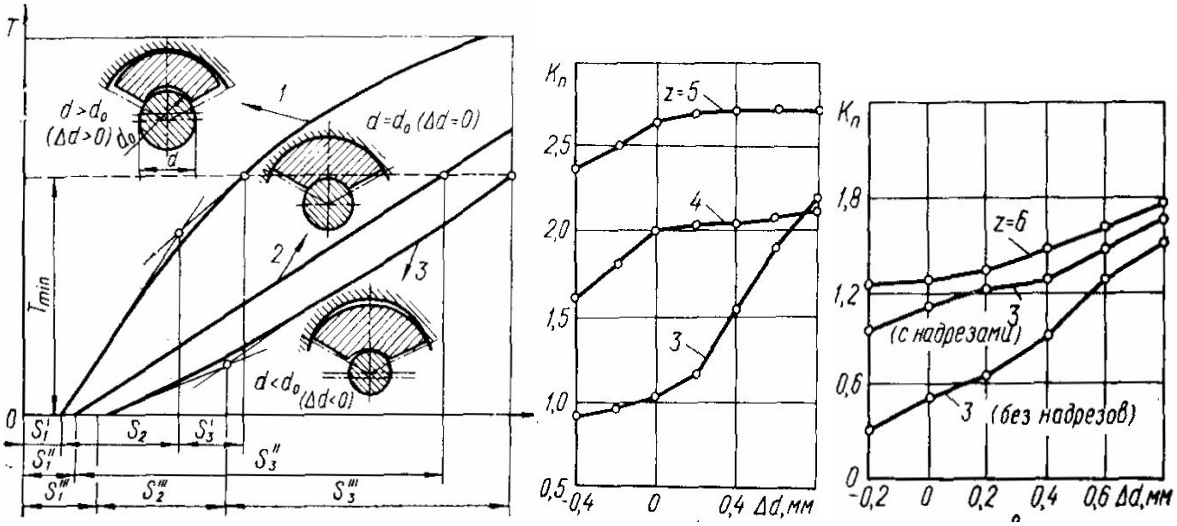


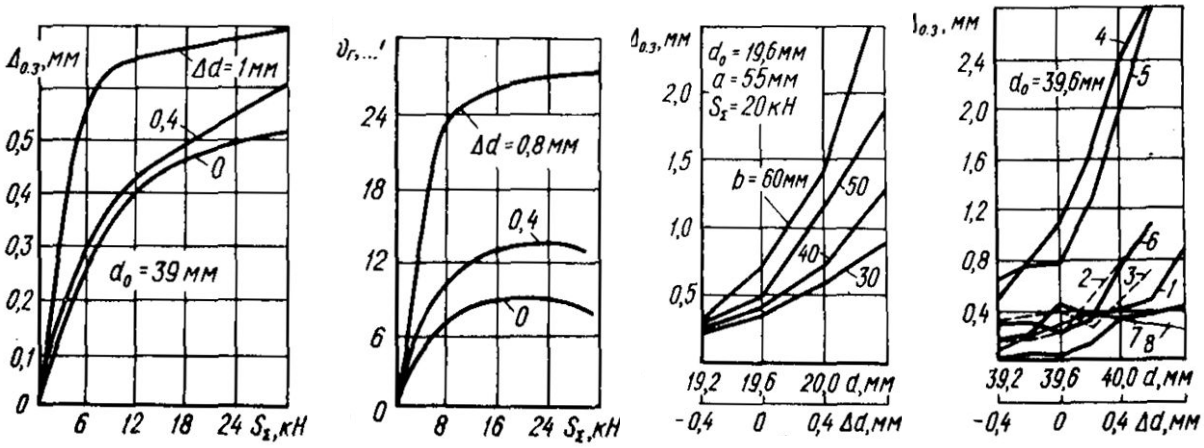
Рис. 6.12. Графіки залежностей сили проштовхування і моменту прокручування від Δd в цангових патронах з одинарним (1) і подвійним (2) затиском



а) б) в)

Рис. 6.13.Залежності радіальної сили затиску від осьової (а), коефіцієнта підсилення патрона із затиснутою цангою від Δd (б, в) при різній кількості розрізів

Істотний вплив Δd чинить на осьове відтягування $\Delta_{о.з}$ в патронах з цангами тягнучого типу (рис.6.14), які широко застосовуються в БТА і ТРВ. Оскільки в ЗМ з геометричним замиканням Δd впливає на осьову силу затиску, значення відтягування має ще більший розкид (рис.6.14,*а*), що залежить також від кута повороту ϑ_n (рис.6.14,*б*) і довжини *b* (рис.6.14,*в*) губки. На рис.6.14,*г* показані результати порівняння значень відтягування прутків різного діаметру, затиснутих в цангах на автоматі мод. 1А240-6.



а) б) в) г)

Рис. 6.14. Залежність відтягування прутка (а, в, г) і кута повороту губки цанги (б) від її конструктивних параметрів, сили затиску і відхилень діаметру прутка в цангах: 1 – серійною; 2 – із збільшеною довжиною пелюстки; 3– з додатковими прорізами для зменшення жорсткості; 4 – з конічним робочим отвором 30°; 5 – із зовнішнім конусом 31°; 6 – з круговою твірною конуса; 7, 8 – чотирьох - і п'ятипелюстковою

Найменше відтягування і найкращу стабільність затиску по довжині забезпечує п'ятипелюсткова цанга. Незадовільні результати отримані на цангах 4 (з конічним робочим отвором 30°) і 5 (із зовнішнім конусом 31°) через збільшеного початкового кутового зазору губки цанги з шпинделем і прутком. Графіки залежності відтягування $\Delta_{о.з}$ прутка від його діаметру d (рис.6.14,*г*) показують, що із збільшенням Δd значення $\Delta_{о.ç}$ збільшується, причому інтенсивніше при $d > d_0 = 39{,}6$ мм. Це пояснюється тим, що найбільший по діаметру пруток раніше схоплюється задньою частиною губок затискної цанги. Характерний, що величина $\Delta_{о.з}$ менше у цанг з меншими значеннями розведення і жорсткості пелюсток, а також з рівними кутами конусів цанги і шпинделя.

На рис.6.15,*а* зображена схема вимірювання радіального биття шліфованих загартованих оправок (автомат мод.1А240-6) і їх конусності $K = 2\vartheta_0$ (ϑ_0 – кут перекосу оправки). Виміри показали, що найменше биття Δ_p має місце при $\Delta d = 0{,}1...1{,}2$ мм, а найменша конусність – при $\Delta d = 0$ (рис.6.15,*б*). Звідси випливає, що основним джерелом биття є не радіальне змішення осі деталі, а її поворот.

Вплив нерівномірності розрізання пелюсток і губок (рис.6.15,*в*) особливо позначається на перекосі (конусності K). При нерівномірності розрізання до 5% перекіс збільшується в 3 – 4 рази (рис.6.14,*г*).

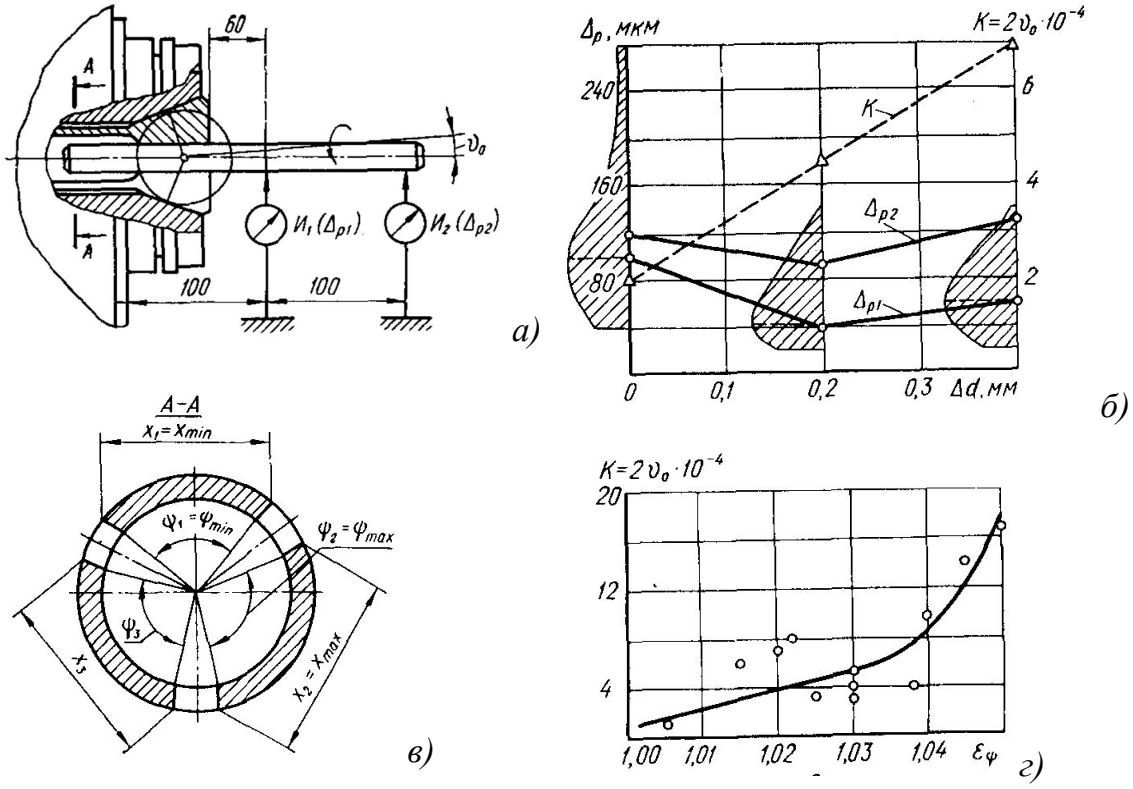


Рис. 6.15. Схема замірів (а, в) і залежності радіального биття і конусності затиснутих в цанговому ЗМ оправок від Δd (б) і похибки розрізання пелюсток цанги за куту (г) ($\varepsilon_\psi = x_{\max}/x_{\min} \approx \psi_{\max}/\psi_{\min}$)

При значному відхиленні діаметру оправки в плюс (при $\Delta d > 0{,}4$ мм) биття і конусність зменшуються (рис.6.16,*а*), що пояснюється стабілізацією місць контакту, а отже, сили затиску. Із збільшенням бази затиску (довжини робочої частини губки b) радіальне биття і перекіс K, пропорційний різниці биттів $\Delta И$ на більшому і меншому вильотах, зменшується майже лінійно (рис.6.16,*б*). При рівних кутах конусів цанги і шпинделя вплив довжини конусної частини a на радіальне биття при $\Delta d > 0$ невизначено, а при $\Delta d \le 0$ із збільшенням d биття зменшуються (рис.6.16,*в*).

Збільшення сили затиску, що приводить до вибірки зазорів (ущільненню контактів), помітно знижує радіальне биття. Так, при збільшенні в 4 рази тиску масла, пропорційного силі затиску, радіальне биття зменшується приблизно в 2,5–3 рази (рис.6.16,*г*).

Між жорсткістю затиску і радіальним биттям існує взаємозв'язок (рис.6.16,*д*). Із збільшенням жорсткості затиску j_p радіальне биття Δ_p зменшується, причому при закріпленні заготовки, діаметр якої трохи більший за діаметр робочого отвору цанги, жорсткість і радіальна точність максимальні, оскільки при цьому контакти найбільш щільні.

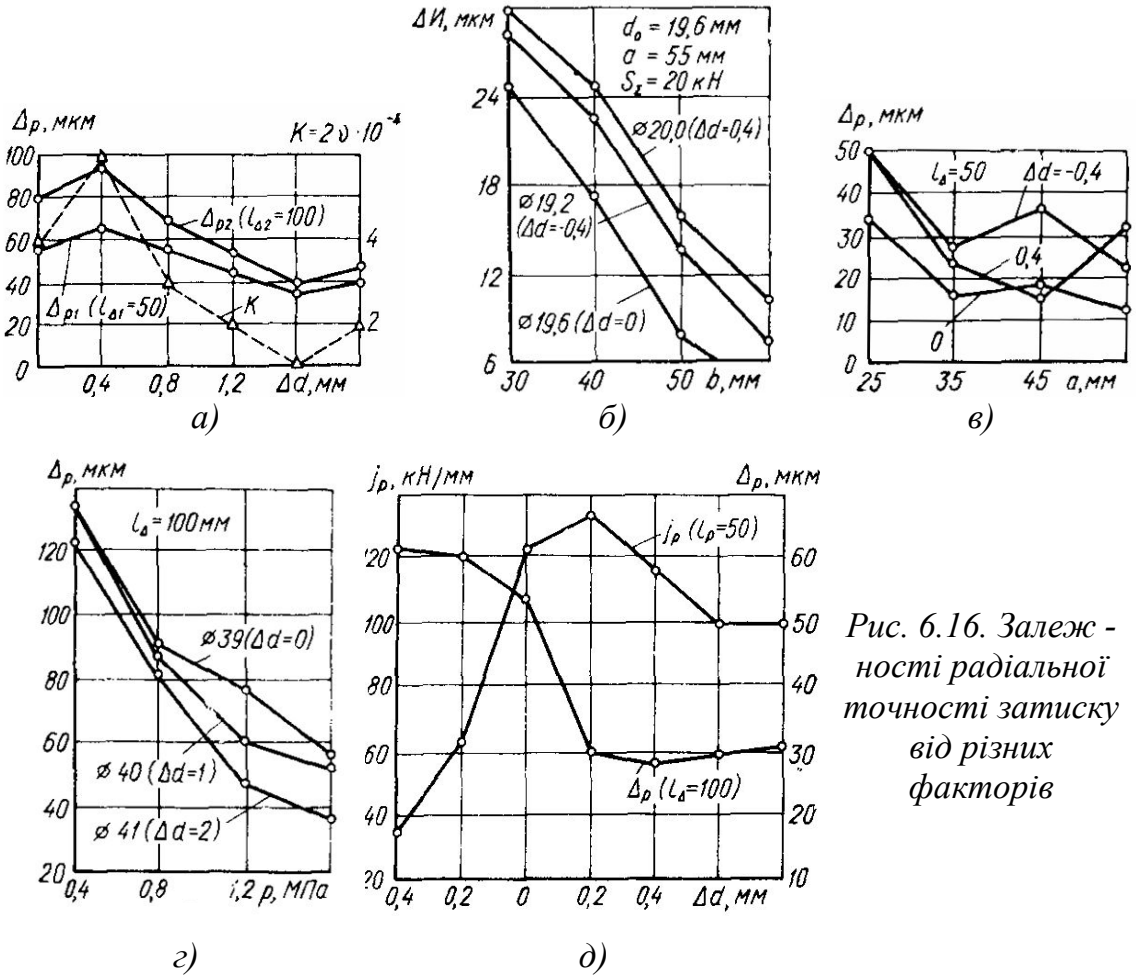


Рис. 6.16. Залежності радіальної точності затиску від різних факторів

Як вже було раніше відмічено, на зміну сили затиску заготовок, що обертаються, затиснутих в патронах з відкритим силовим контуром, істотно

впливає відцентрова сила $F_ц$ при різних частотах обертання шпинделя n (на рис.6.17 показано у вигляді відносної зміни статичної сили затиску $\Delta T_\Sigma / T_\Sigma$). Втрати сили затиску через відцентрову силу є наслідком таких явищ:

1. Велика неврівноважена маса кулачків клинового патрона приводить до більшого зменшення статичної сили затиску (крива *2*).

2. Фактичні значення сили затиску при низьких частотах шпинделя вище теоретичних, а при високих – навпаки. Це явище пояснюється тим, що при низьких частотах шпинделя має місце перерозподіл зазорів в патроні, а при високих частотах до цього перерозподілу додаються пружні деформації в системі.

3. Із збільшенням початкової статичної сили затиску вплив відцентрових сил на результуючу силу зменшується.

Сила затиску заготовки істотно впливає на вибір режимів різання і, зокрема, на вибір потужності використовуваного металорізального верстата. Встановлений також вплив сил різання на сили затиску (рис.6.18). З приведених залежностей випливає: сила різання P_p збільшує силу затиску T_Σ; із збільшенням початкової статичної сили затиску вплив сили різання на силу затиску зменшується; залежність сили затиску T_Σ від сили різання P_p лінійна.

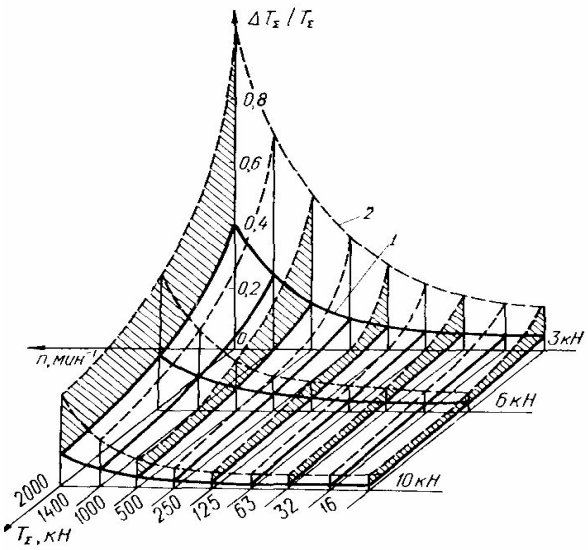


Рис. 6.17. Зміна статичної сили затиску заготовки при дії відцентрової сили в патроні:1 – спірально-кулачковому; 2 – клиновому

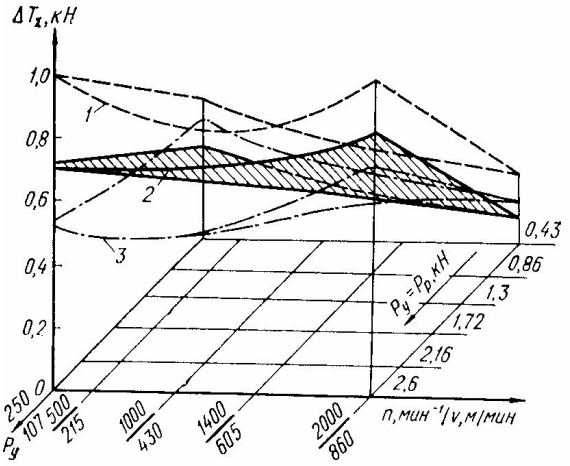


Рис. 6.18. Вплив сили різання $P_y=P_p$ на зміну сили затиску ΔT при різній швидкості різання v: 1 – поверхня при статичній силі затиску T_Σ=3,75 кН; 2 – поверхня при T_Σ=6,0 кН; 3 – поверхня при T_Σ=9,0 кН

Вплив відцентрових сил і сил різання на силу затиску заготовки в патроні можна прослідкувати, виділивши з схеми на рис.6.19,*а* моделі (рис.6.19,*б*,*в*). З рис.6.19,*г–е* видно, що співвідношення жорсткостей в місцях

контакту деталь (Д) – затискний елемент (ЗЕ) (C'_p) і затискний елемент (ЗЕ) – корпус патрона (П) (C''_p) визначає ступінь впливу відцентрових сил неврівноважених частин патрона на силу затиску. Якщо $C''_p > C'_p$, що характерно для замкнутого закритого силового контура патрона, вплив відцентрових сил $F_ц$ незначний, оскільки відтискання $F_ц / C''_p \to 0$.

Якщо $C''_p \le C'_p$, що характерно для замкнутого відкритого силового контура, відцентрова сила $F_ц$ істотно впливає на радіальну силу затиску T, яка зменшується на величину $\Delta T = C'_p F_ц / C''_p$ без урахування сил тертя F_{23}.

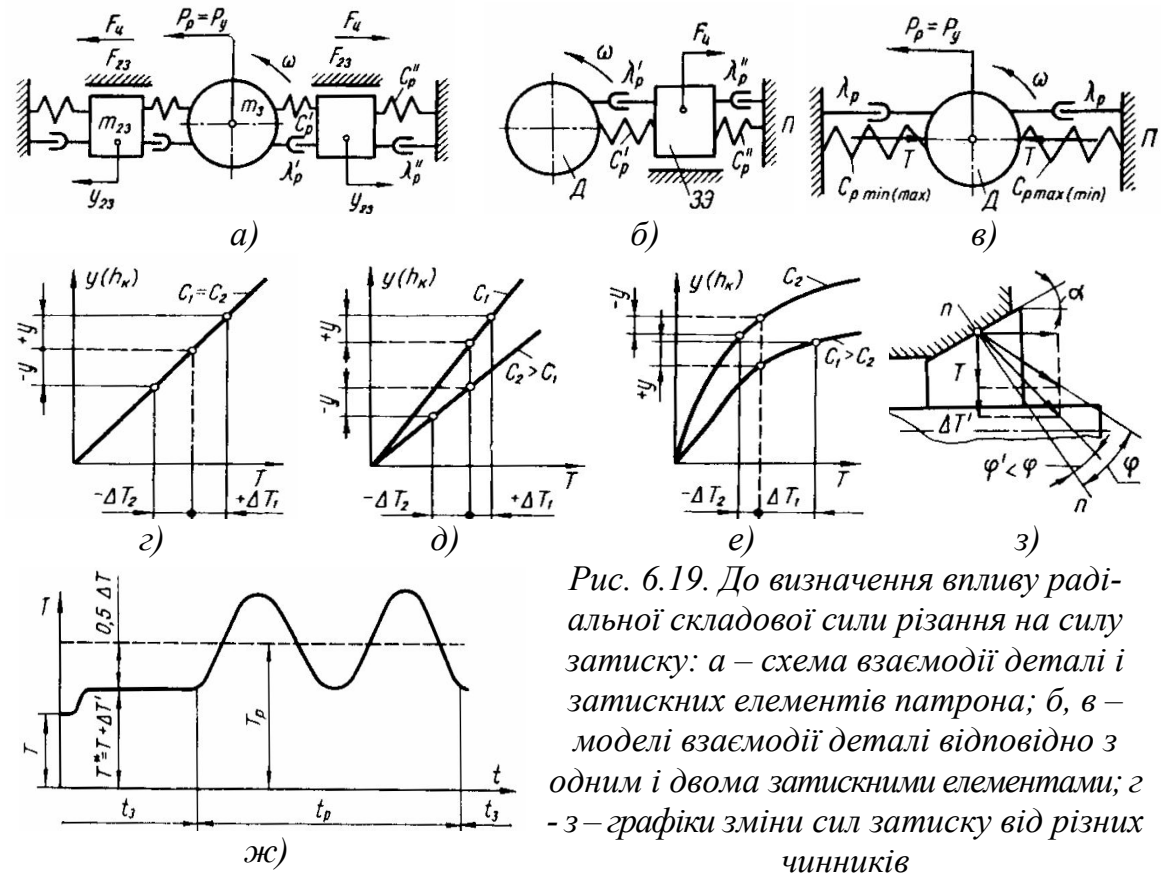


Рис. 6.19. До визначення впливу радіальної складової сили різання на силу затиску: а – схема взаємодії деталі і затискних елементів патрона; б, в – моделі взаємодії деталі відповідно з одним і двома затискними елементами; г - з – графіки зміни сил затиску від різних чинників

Наприклад, якщо $F_ц = 1$ кН, $C'_p / C''_p = 5$, то сила затиску T зменшиться на 5 кН, що можливо у важільно-кулачкових патронах. Нерівномірність кругової жорсткості, властива патронам з різними затискними елементами навіть при $D_3 = D_k$ ($\Delta D = 0$), є однією з основних причин виникнення поперечних (іноді і поздовжніх) коливань системи П – Д при різанні. За один оберт при різанні поперечні коливання системи П – Д мають частоту ωz (ω – частота обертання деталі і шпинделя, $с^{-1}$; z – число затискних елементів), оскільки z разів відбувається коливання радіальної жорсткості від $C_{p\max}$ до $C_{p\min}$, а отже, і коливання радіальної сили затиску T (рис.6.19,*ж*). У загальному випадку приріст радіальної сили затиску в процесі різання (без урахування відцентрових сил) $\Delta T = \pm \Delta T' \pm T''$, де

$$\Delta T' = \begin{cases} -P_p\left(C_{p\max}/C_{p\min}-1\right) & при \quad \alpha_p = \pi/z \\ P_p\left(1-C_{p\min}/C_{p\max}\right) & при \quad \alpha_p = 0 \end{cases}$$ – приріст від нерівномірності жорсткості за кутовій координаті α_p; T'' – приріст від коливань сили різання унаслідок нерівномірності припуску, твердості заготовки і т.д.

При дії сили різання P_p один затискний елемент, викликаючи відтискання системи $y(h_k)$, додатково навантажується силою ΔT_1, а розвантажується силою ΔT_2 з боку сили різання. При $C_1 = C_2$, $|\Delta T_1| = |-\Delta T_2|$, а сумарний приріст радіальної сили затиску $\Delta T = \Delta T_1 - \Delta T_2$, тобто в цьому випадку сила різання не впливає на силу затиску. У решті випадків, $C_1 \neq C_2$, а $\Delta T = y(C_1 - C_2)$. Якщо $C_1 < C_2$, то $|\Delta T_1| < |\Delta T_2|$ і радіальна сила зменшується на величину $\Delta T = \Delta T_2 - \Delta T_1$ (рис.6.19,*д*); якщо $C_1 > C_2$, то $|\Delta T_1| > |\Delta T_2|$ і радіальна сила збільшується на величину $\Delta T = \Delta T_1 - \Delta T_2$ (рис.6.19,*е*). Таким чином, при обертанні деталі відбувається коливання сили затиску T (рис.6.19,*ж*). Наприклад, для патронів із затяжною цангою відбувається збільшення сили затиску унаслідок зменшення коефіцієнта тертя в конічному спряженні (кут φ зменшується до φ') (рис.6.19,*з*):

$$\Delta T' = T^* - T = T\left[tg(\alpha+\varphi)ctg(\alpha+\varphi')-1\right]. \qquad (6.4)$$

Для патронів із замкнутим закритим силовим контуром і за наявності самогальмування сила затиску збільшується і після припинення різання. Вплив осьової складової сили різання P_0 в цангових патронах по-різному проявляється залежно від його конструктивної схеми. У патроні (варіант I) із затяжною цангою (рис.6.20,*а*) за умови переміщення останньою відносно конуса корпусу осьові сили різання збільшують силу затиску на величину ΔT за рахунок появи приросту нормальної сили ΔN, що приводить до збільшення сили тертя $\Delta F_{тр}$ (рис.6.20,*б*):

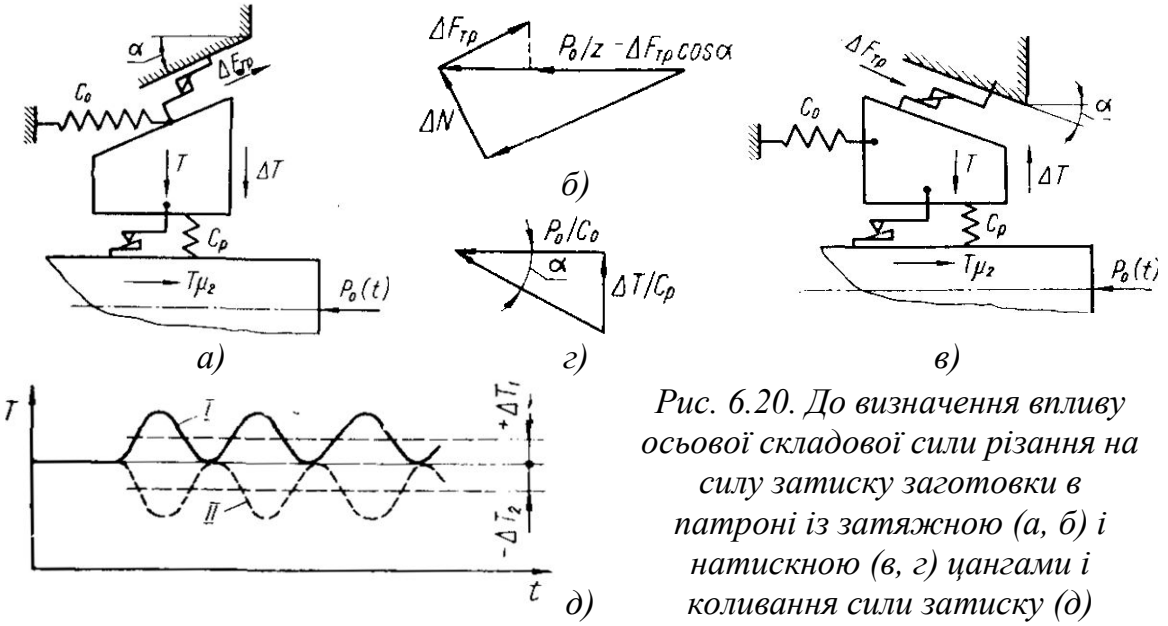


Рис. 6.20. До визначення впливу осьової складової сили різання на силу затиску заготовки в патроні із затяжною (а, б) і натискною (в, г) цангами і коливання сили затиску (д)

$$\Delta T = \frac{C_p tg\alpha}{C_o} P_o (1 - f \sin\alpha \cos\alpha). \qquad (6.5)$$

Проковзування не наступить за умови $(T + \Delta T)\mu_2 \geq P_0 / z$, тобто при

$$P_0 \leq T\mu_2 z / [1 - (1 - 0{,}5 f \sin 2\alpha) C_p tg\alpha \mu_2 / C_0], \qquad (6.6)$$

де μ_2 – коефіцієнт зчеплення затискного елемента із заготовкою в осьовому напрямі.

Якщо прийняти $C_0 = C_p tg\alpha$, то

$$P_0 \leq T\mu_2 z / [1 - (1 - 0{,}5 f \sin 2\alpha) \cdot \mu_2]. \qquad (6.7)$$

У патроні (варіант II) з натискною цангою (рис. 6.20, *в*) за умови переміщення останньої відносно конуса корпусу радіальна сила затиску зменшується на величину ΔT через пружних зсувів губки на величину P_0 / C_0 в осьовому напрямі і на $\Delta T / C_p$ – в радіальному (рис. 6.20, *г*):

$$\Delta T = P_0 C_p tg\alpha / (z C_0) \qquad (6.8)$$

Непроковзування деталі забезпечується за умови $(T - \Delta T)\mu_2 \geq P_0 / z$, тобто при $P_0 \leq T\mu_2 z / (1 + C_p tg\alpha / C_0)$.

Якщо прийняти $C_0 = C_p tg\alpha$, то $P_0 \leq 0{,}5 T\mu_2 z$, тобто в патроні з натискною цангою силові характеристики при різанні погіршуються в 2 раза. Саме з цієї причини такі патрони не застосовуються в токарних автоматах. При зміні осьової сили різання за гармонійним законом $P_0(t) = P_0 + \Delta P_0 \sin \omega t$ виникають поздовжньо-поперечні коливання сили затиску в системі П – Д (рис. 6.20, *д*), що призводять до її істотного зменшення в патронах з натискною цангою (крива II на рис. 6.20, *д*).

6.5. Основні принципи створення затискних механізмів із заданими характеристиками

Вибір принципу затиску

Різноманіття вимог до ЗМ як у процесі затиску, так і в процесі різання при їхньому взаємозв'язку приводить до великої безлічі різних схем і конструкцій, серед яких завжди існують оптимальні за відповідними критеріями якості. Проте незалежно від структури, схеми і конструктивного виконання всі системи ЗМ мають єдину структуру, що включає на різних рівнях кореневого дерева з безліччю *Р* вершин (рис. 6.21): джерело *(ДЕ)* – перетворювачі енергії (ПЕ) – привід *(Пр)* – патрон (П) – деталь *(Д)*. З збільшенням вершин число різних дерев росте за співвідношенню P^{P-2}.

Істотно різні (неізоморфні) дерева підраховуються комбінаторними методами за допомогою функцій і їх менше. Кількість вершин дерев усієї системи ЗМ може складати значну аількість, що потребувало б при ручному переборі десятки, сотні і навіть тисячі років. Тому задача автоматизованого проектування ЗМ з застосуванням ЕВМ є дуже актуальною.

При проектуванні ЗМ приходиться вирішувати багаторівневі задачі різної складності, пов'язані з вибором принципу (або способу) затиску, тобто

керівної технічної ідеї, структури для обраного принципу затиску, схеми для обраної структури і конструкції з кращими (оптимальними) параметрами при обраній схемі. При оптимальному проектуванні ЗМ на різних рівнях необхідно систематично враховувати всі фактори, що роблять істотний вплив на обсяг проектування, і вести цілеспрямований, планомірний пошук шуканого рішення, використовуючи системний підхід, тобто об'єкт і процес проектування розглядати як систему, взаємодіючу з суміжними системами і навколишнім середовищем.

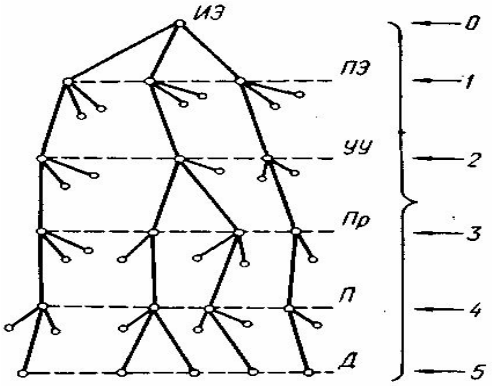


Рис.6.21. Кореневе дерево системи затискного механізму

Під час моделювання затискних патронів, затискні елементи представляють у вигляді сукупності незалежних перетинів і контурів (рис. 6.22). Затискний елемент, може бути основою різних схем патронів, утворюючи дерево на безлічі вершин у повздовжньому і поперечному перерізі.

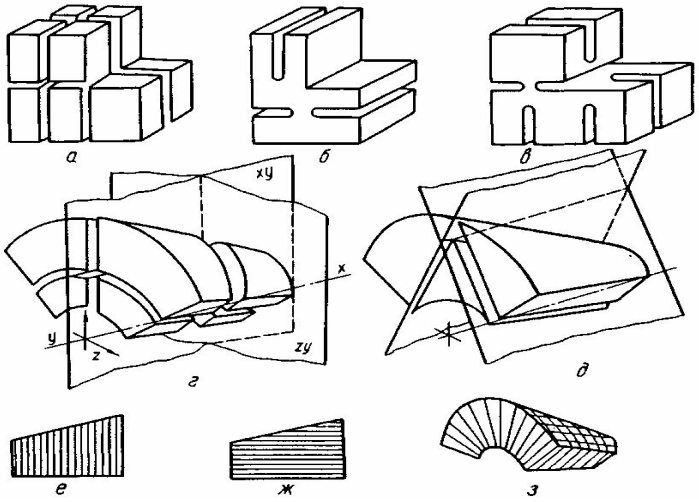


Рис. 6.22. Варіанти розчленування (диферинціації функцій) затискних елементів: а, г – повне повздовжнє і поперечне; б, в – неповне повздовжнє і поперечне; д – повне гранне; е – повне багатократне (багатошарове) поперечне; ж – повне багатократне (багатошарове) повздовжнє; з – повне багатократне (багатошарове) повздовжнє і поперечне, утворююче сипуче або текуче середовище

Найбільш складними і важливими є задачі, пов'язані з пошуком нових технічних ідей, зокрема, нових принципів затиску і нових ефектів, що використовують знання в області фундаментальних наук, сучасні досягнення в науці і техніці на рівні відкриттів і винаходів.

Ці задачі важко сформулювати, вони вимагають застосування теорії неформальних процедур, прийняття рішень при неповній вихідній інформації, укрупнення критеріїв оптимізації і діалогової роботи з ЕВМ, наділених штучним інтелектом і імітаційною системою САПР. У даному випадку дуже важлива співдружність конструктора і математика, тобто, що не зможе зробити конструктор, виконає математик, і навпаки.

Складна структура системи ЗМ має багаторівневий ієрархічний розподіл на більш прості елементи. Так, наприклад, ЗМ із геометричним замиканням для токарного автомата функціонально або конструктивно поділяють на основні вузли (рис. 6.23): перетворювач енергії (ПЕ), вузол керування (ВК), привід (Пр), патрон (П).

Кожен вузол поділяють на декілька підвузлів (блоків, з'єднань, ланок, механізмів): ПЕ – на первинний і вторинний (первинний ПЕ може бути у вигляді електродвигуна (ЕД), гідродвигуна *(ГД)* чи гідронасоса і т.д.); ВК– на зубчату передачу *(ЗП)* від ЕД, розподільчий вал *(РВ),* кулачок затиску *(КЗ); Пр* – на передаточно-підсилювальний механізм *(ППМ),* пружну ланку *(ПЛ); П* – на корпус *(Корп.),* передаточно-підсилювальну ланку *(ППЛ),* затискний елемент (ЗЕ), пружний елемент (ПЕ), допоміжні елементи *(ДЕ).*

У свою чергу, кожен підвузол (блок) поділяють на кілька простих елементів (деталей). Наприклад, у структурі приводу ППМ може бути (рис. 6.24, *а)* важільним (В); клиновим (К); кульковим *(К),* зубчатим (З); гвинтовим *(Г)* чи комбінованим.

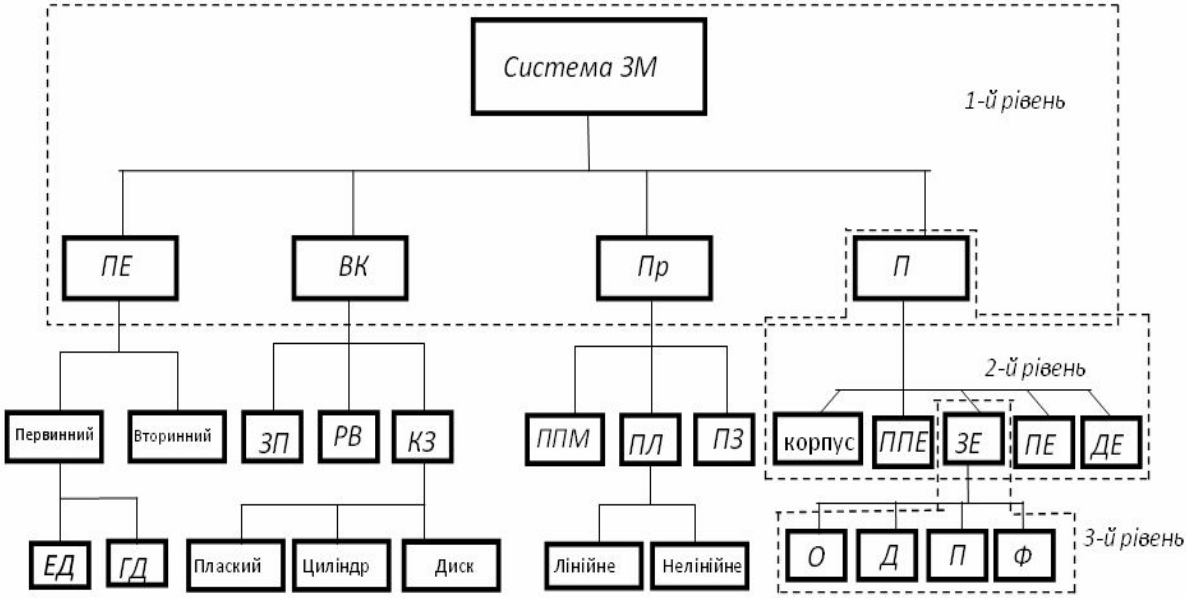


Рис. 6.23. Трирівневі ієрархічні ділення структури ЗМ з геометричним замиканням токарного автомата

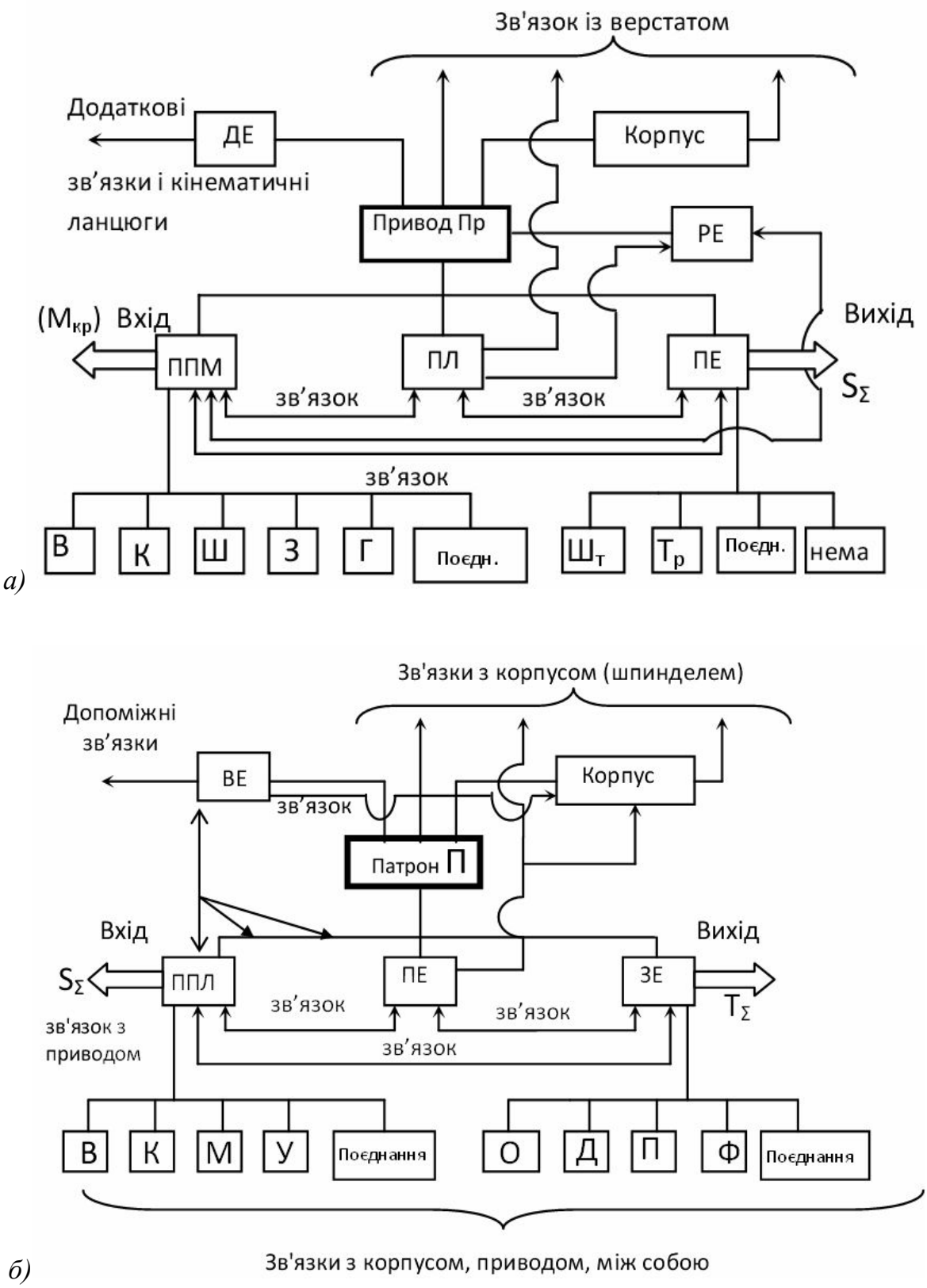


Рис. 6.24. Поелементні структури приводу (а) і патрона (б) ЗМ механічного виконання

Передаюча ланка *(ПЛ)* приводу може бути у вигляді штока *(Шт),* труби *(Тр),* їхньої комбінації і може бути відсутньою.

У структурі затискного патрона затискні елементи (ЗЕ) можуть бути (рис. 6.24, *б)* основними *(О),* проміжними (П), додатковими *(Д),* фіксуючими *(Ф)* чи комбінованими.

Задача вибору раціонального принципу затиску зводиться до такого споживання і розподілу енергії при затиску і після затиску (у процесі різання), при якому виключається або зводиться до мінімуму приплив енергії ззовні, а надійне утримання об'єкта закріплення під дією сил різання виникає за рахунок внутрішньої енергії або самозатиску. Фізичною моделлю будь-якого ЗМ у стані «затиснуто» є замкнута (закрита чи відкрита з боку джерела енергії) пружно-навантажена система послідовно з'єднаних ланок, що одержують енергію ззовні і перетворюють її в переміщення затискних елементів у напрямку створення нормальних сил на поверхні контакту з об'єктом закріплення (заготовкою, інструментом, робочим органом), еквівалентної потенційній енергії їх пружно-пластичної контактної взаємодії – ефективної потенційної енергії затиску:

$$П_З = z\int_0^{h_k} T(h_k)dh_k, \qquad (6.9)$$

де z – кількість затискних елементів; $T(h_K)$ – нормальна сила затиску одним елементом, що залежить лінійно або нелінійно від величини контактного зближення $h_к$ з врахуванням жорсткості взаємодіючих тіл.

При цьому ефективність ЗМ може бути визначена за К.К.Д. затиску:

$$\eta_з = П_З/Э, \qquad (6.10)$$

де *Э* – сумарна витрата енергії на процес затиску-розтиску.

В існуючих ЗМ механічного виконання постійної структури (з одним кінематичним ланцюгом) $\eta_з$ дуже низький і знаходиться в межах 0,02...0,2, що свідчить про їхню недосконалість і необхідність пошуку нових технічних ідей.

Однієї з спроб формалізації принципів затиску є представлення ЗМ у вигляді силового потоку — передачі енергії від джерела енергії до об'єкта закріплення (рис. 6.25). Вибір принципу затиску зводиться до реалізації сполучень сил: 1) осьова сила $S_\Sigma \rightarrow$ осьової сили S^*_Σ ; 2) осьова сила $S_\Sigma \rightarrow$ радіальної сила T_Σ , нормальна до поверхні затиску (широко розповсюджений принцип); 3) осьова сила $S_\Sigma \rightarrow$ колової $P_{окр}$ (момент $M_{кр}$) і т.д. Можливе сполучення напрямків силового потоку як з 3 по 2, так з 3 по 3. Наприклад, осьовою силою S_Σ створюється радіальна сила затиску T_Σ і момент, що *крутить,* Мкр (рис. 6.25, поз. *10).* Таким чином, сполучення сил S_Σ, T_Σ, $P_{окр}$ ($M_{кр}$) з відповідним ним цифровим кодом дозволяють реалізувати різні способи (принципи) затиску. Сили і моменти можуть бути розташовані в одній, двох і більше площинах (вертикальних і горизонтальних). Приклад нового принципу цангового затиску обгінного типу, що реалізує силовий потік $M_{кр} \rightarrow T_\Sigma$ за коду 3–2 (рис. 6.25, поз. S), приведений на рис. 6.26.

№ п/п	Схема	Вхід (Привод)	Вихід (Патрон)	Код силового потока
1	S_Σ S_Σ^*	S_Σ	S_Σ^*	1-1
2	S_Σ T_Σ		T_Σ	1-2
3	S_Σ $M_{кр}^*(P_{окр})$		$M_{кр}^*(P_{окр})$	1-3
4	T_Σ^* S_Σ^*	T_Σ^*	S_Σ^*	2-1
5	T_Σ^* T_Σ		T_Σ	2-2
6	$M_{кр}^*$ T_Σ^*		$M_{кр}^*$	2-3
7	$M_{кр}$ S_Σ^*	$M_{кр}$	S_Σ^*	3-1
8	$M_{кр}$ T_Σ		T_Σ	3-2
9	$M_{кр}$ $M_{кр}^*$		$M_{кр}^*$	3-3
10	S_Σ $M_{кр}$ T_Σ	S_Σ	T_Σ, $M_{кр}^*$	1-23
11	T_Σ^* $M_{кр}^*$ S_Σ^*	T_Σ^*	S_Σ^*, $M_{кр}^*$	2-13
12	S_Σ^* $M_{кр}$ T_Σ	$M_{кр}$	T_Σ, S_Σ^*	3-12

Рис. 6.25. Силові потоки в системі привід-патрон ЗМ:
** Виконання зворотної функції; $S_\Sigma \to 1$; $T_\Sigma \to 2$; $M_{кр} \to 3$*

Якщо змінити вхід ($M_{кр}$ замість S_{Σ}) і залишити патрон з клиновим передаточно-підсилювальною ланкою в тій же площині, що і сила T_{Σ}, отримає новий силовий потік $M_{кр} \rightarrow T_{\Sigma}$ (рис. 6.26, *а)* і принципово новий ЗМ обгінного типу (рис. 6.26, г) з оригінальною цангою (рис. 6.26, в), в якої губки замість конічної поверхні мають циліндричну з кутом підйому α, за спіралі Архімеда, а основний затиск здійснюється не від приводу, а від моменту різання $M_{різ}$ (рис. 6.26, б).

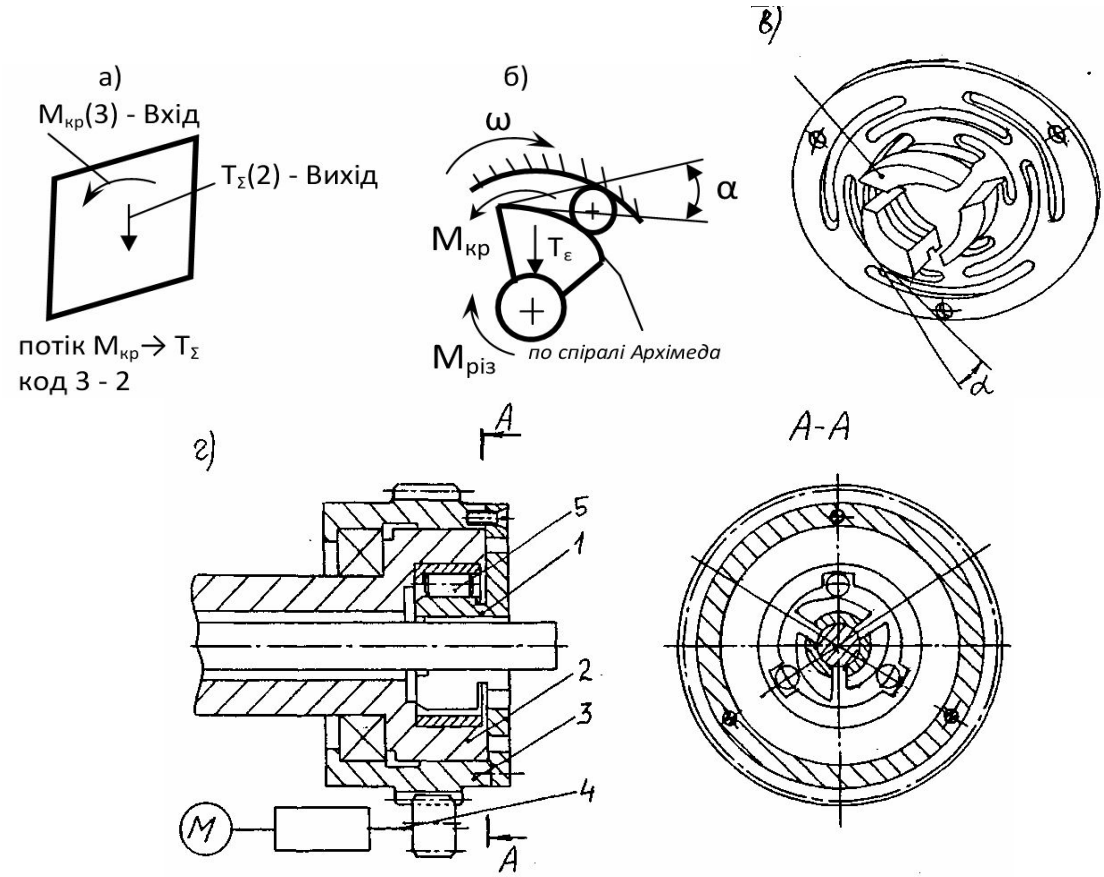


Рис. 6.26. Силовий потік $M_{кр} \rightarrow T_{\Sigma}$ (а), схема його реалізації (б) за допомогою оригінальної цанги (в) і конструктивна схема принципово нового цангового ЗМ (г): 1 – цанга; 2 – шпиндель; 3 – зубчате колесо; 4 – електропривід гальмування; 5 – ролики

Перш ніж займатися синтезом ЗМ необхідно виконати строгу класифікацію приводів, патронів і системи ЗМ в цілому; знайти прийоми формалізації (часткової чи повної) задач вибору принципів затиску, структурного і схемного синтезу; розробити комплексний безрозмірний показник кількості ЗМ для аналізу різних структур, схем і конструкцій і вибору кращого варіанта; уточнити критерії оптимізації й обмеження, що накладаються, на рівнях схемного і параметричного синтезу; знайти область застосування різних методів пошуку нових технічних рішень; розробити нові методи і прийоми структурного і схемного синтезу; створити загальний і

частковий алгоритми оптимального проектування на різних рівнях, у тому числі з використанням ЕВМ для автоматизації цього процесу.

Маючи вихідні дані для проектування ЗМ, а також відомості про процеси, що протікають, і явища у ЗМ з врахуванням пропонованих вимог і головного ланцюга, необхідно правильно поставити задачу, тобто вибрати цільову функцію, критерії оптимізації і технічні обмеження, умови працездатності і моделі ЗМ (фізичні, динамічні і математичні).

Далі задача проектування зважується багатоциклічно: вибирається принцип затиску; з використанням відомостей про процеси затиску і різання, на наступних рівнях виконується аналіз, що дозволяє вивести показники якості, сформулювати критерії й обмеження для синтезу на різних рівнях; проводиться наступний аналіз з рівнобіжним порівнянням декількох варіантів і вибором найбільш оптимального з порівнюваних.

6.6 Аналіз відомих схем і конструкцій високошвидкісних затискних патронів (ВШЗП) для токарних верстатів

Цей аналіз виконаний на підставі патентно-інформаційних досліджень. Патрон трикулачковий клиновий швидко переналагоджуваний універсальний з контрвагами (рис. 6.27) призначений для базування і закріплення заготовок деталей типу "диск" і "вал" при їхній обробці на токарських верстатах із ЧПУ з високою частотою обертання шпинделя верстата.

Відцентрові сили, що діють на вантажі l, через важелі 2 діють на кулачки 3, компенсуючи відцентрові сили, що діють на кулачки. Відомий важільний патрон (рис. 6.28). Для зниження впливу відцентрових сил кулачків на силу затиску заготовки в конструкції підоймового патрона передбачена додаткова маса зв'язана з 1 важелем 2, що частково врівноважує кулачок 3. Додаткова маса менше маси кулачка пропорційно відповідній силі тертя кулачка в напрямних.

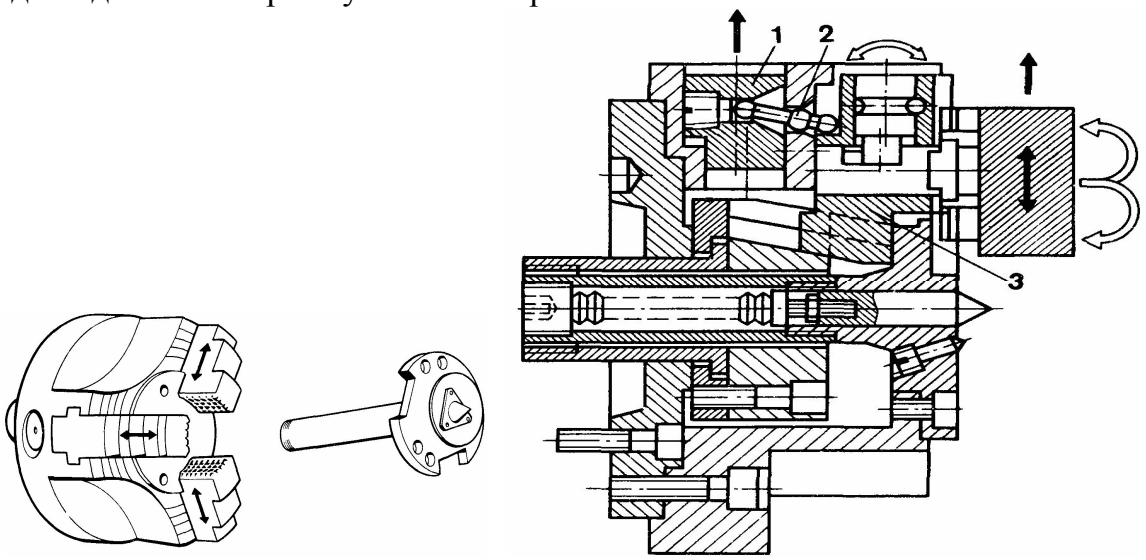


Рис. 6.27. Патрон трикулачковий клиновий швидко переналагоджуваний універсальний з контр вагами: 1 – вантаж, 2 – важіль, 3 – кулачок

Відомий чотирикулачковий самоцентруючий патрон, (рис. 6.29). Патрон працює в такий спосіб. Силовий привід 3 переміщає кільце 2 уздовж осі патрона – основний рух So. Разом з кільцем 2 під дією сил Px, переданих гвинтовими пазами, переміщаються елементи 8, що передають рух повзунам 9 із затискними губками 10. При переміщенні губок 10 до поверхні деталі 11 бічні сили Рб на кільці 2, що виникають від взаємодії гвинтових пазів 4–7 з елементами 8, взаємно урівноважені.

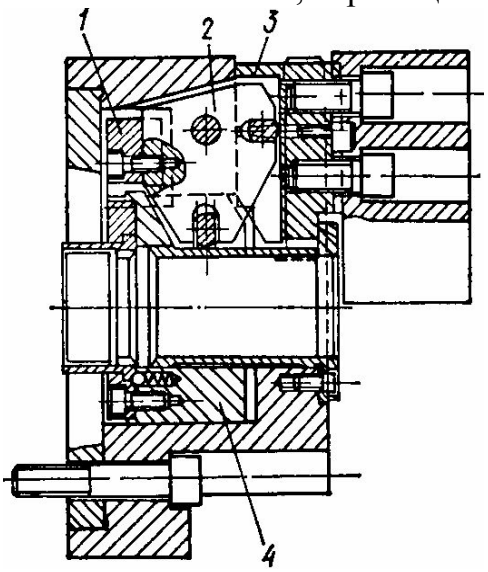


Рис. 6.28. Патрон важільний

Коли поверхні деталі стосується одна з губок, то вона зміщає деталь до осі патрона. Якщо деталі стосуються дві сусідні губки, вони також зміщають деталь до осі патрона.

У випадку, коли поверхні деталі стосуються дві протилежні губки 10. переміщення зв'язаних з ними елементів 8 припиняється, а кільце 2 починає додатково повертатися під дією пари сил Ру, що виникають від взаємодії гвинтових пазів 4 і 6 з елементами 3 протилежні губок, що зімкнулися. У результаті основного So і додаткового Sд рухів кільця 2 інша пара протилежних губок 10 прискорено переміщається до деталі.

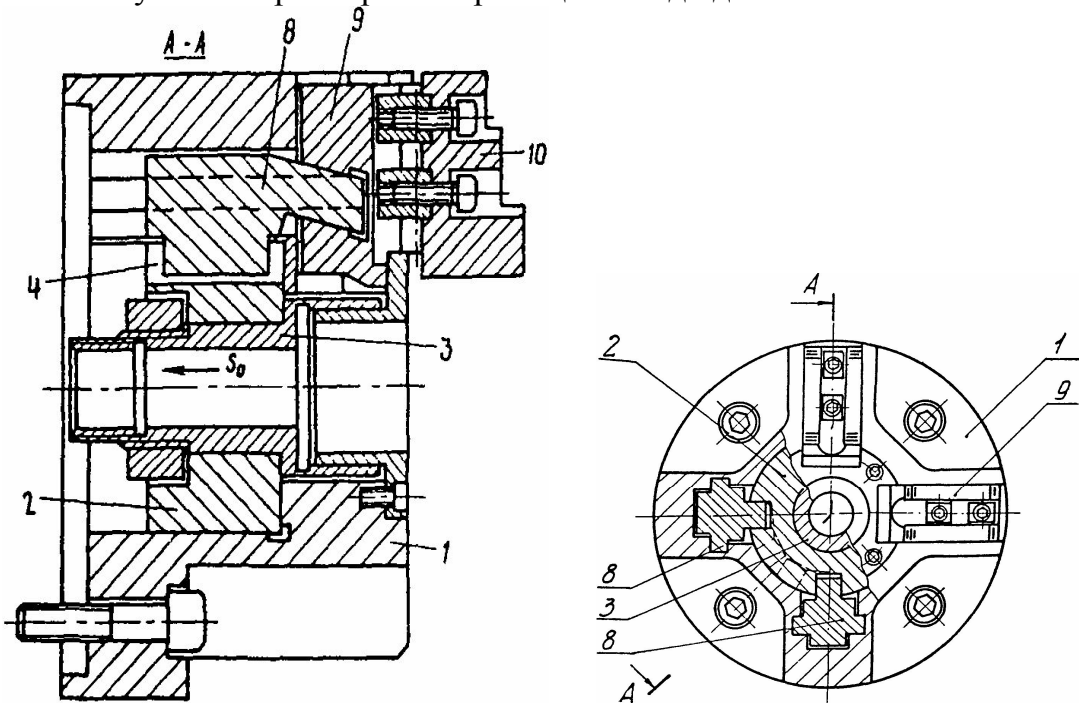


Рис. 6.29. Чотирикулачковий самоцентруючий патрон

Після того. як деталі стосується третя губка, вона починає зміщати деталь до осі патрона доти, поки на поверхні деталі не зійдеться четверта

губка. Це відбувається за рахунок того, що зусилля Ру через кільце 2 на третій губці, що діє на деталь зусиллям 2Р удвічі перевищує зусилля Р на губках, що зімкнулися. Зусилля *2Р* перевищує протидіючі зсуву деталі 11 сили тертя $Fтр = Pf + Pf = 2Pf$, тому що коефіцієнт тертя $f<1$.

Після того, як деталі стосується четверта губка, додатковий поворот Sд кільця 2 припиняється і починається затиск деталі 11 від силового приводу 3 усіма чотирма губками 10. Конструкція механізму, що центрує, дозволяє підвищити точність центрування в двох взаємно перпендикулярних напрямках. Затискний патрон (рис. 6.30) працює в такий спосіб. При переміщенні тяги 12 уліво плечі 11 з важелями 9 повертаються, захоплюючи за собою одночасно кулачки 3 і втулку 7, взаємодіючу з кулачками під кутом, що визначає твердість закритого силового контуру.

При цьому відбувається затиск заготовки і замикання силового контуру патрона. Конусна втулка створює закритий замкнутий силовий контур і зменшує вплив відцентрової сили на силу затиску заготовки. Техніко-економічна ефективність пропонованого патрона обумовлена підвищенням надійності закріплення заготовок.

Токарний самоцентруючий патрон, приведений на рис. 6.31, працює в такий спосіб. За допомогою приводу через тягу 7 і клиновий механізм 6, взаємодіючий з повзунами 3, закріплені на них кулачки 5 затискають оброблюване, виріб із заданим зусиллям і патронові разом зі шпинделем верстата, на якому він установлений, повідомляється обертальний рух: У міру зростання чисел обертів збільшуються відцентрові сили, що впливають на повзуни 3 і закріплені на них затискні кулачки 5. У результаті дії цих сил послабляється задане зусилля затиску в патроні оброблюваного виробу.

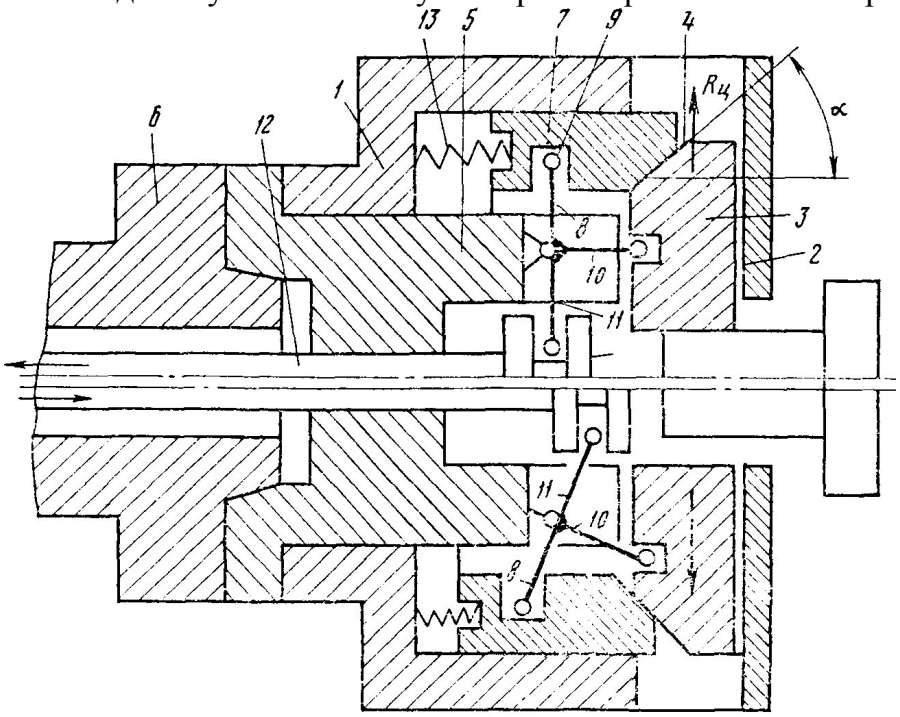


Рис. 6.30. Затискний патрон

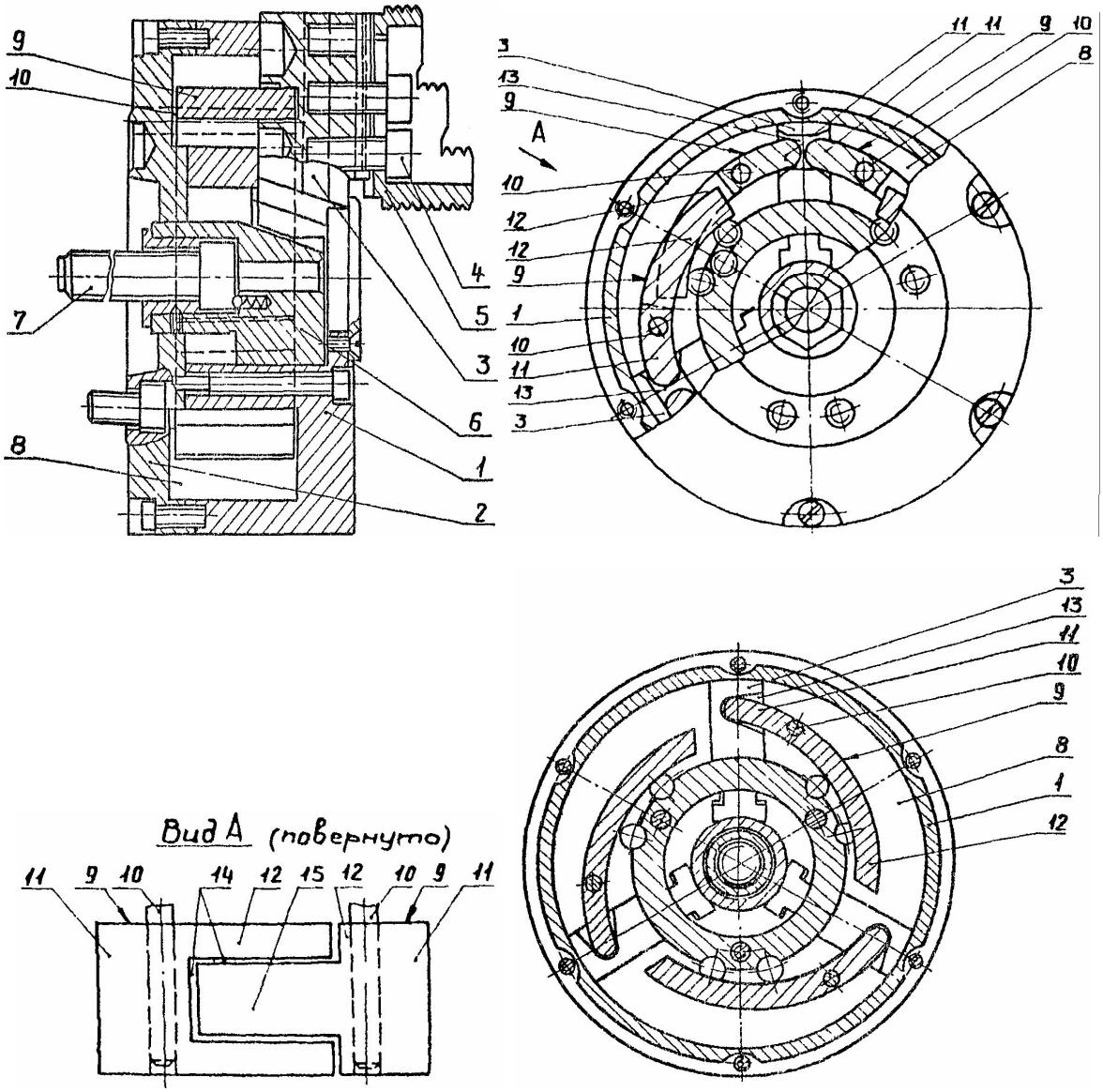


Рис. 6.31. Токарний самоцентруючий патрон

При високошвидкісному обертанні виробу зусилля затиску може ослабнути настільки, що під дією сил різання не виключене виникнення аварійної ситуації (проворот виробу в кулачках, чи навіть, виривання його з патрона). Для запобігання подібних ситуацій передбачений пристрій компенсації відцентрових сил із противагами, виконаними у виді дугоподібних елементів 9, що, повертаючи на осях 10 під дією відцентрових сил на їхні великі плечі 12. Маючи значно велику масу, чим менші плечі 11, за допомогою кінців останніх, вхідних у пази 13, впливають на повзуни 3 у напрямку геометричної осі патрона. Цим досягається значна компенсація відцентрових сил, що впливають на затискні кулачки. Розташовані по обох сторонах кожного повзуна 3 симетрично щодо нього дугоподібні елементи 9, кінці менших пліч 11 яких входять у загальний паз 13 повзуна 3, забезпечують передачу зусилля на повзуни строго за радіусом-вектором. спрямованому до центра патрона. Таке розташування дугоподібних

елементів виключає перекоси повзунів у направляючих пазах корпуса, а також підвищує зусилля, що компенсує та впливає на затискні кулачки. При попарному сполученні дугоподібних елементів з повзуном у силу наявності на великих сусідніх плечах 12 згідно вилоподібного прорізу 14 і східчастої ділянки 15 оголена частина останнього вільно проходить крізь проріз останнього. Це дозволяє цілком використовувати обсяг кільцевої порожнини 8, а рівність мас пліч із прорізом і східчастою ділянкою гарантує рівномірність впливу дугоподібних елементів на повзуни, чим досягається однакове впливу зусилля як на кожний окремо узятий затискної кулачок, так і на виріб, що затискається.

Затискний самоцентруючий патрон (рис. 6.32) працює в такий спосіб: момент, що крутить, передається від приводу на центральне колесо 8, далі через сателіти 9 на водило 7 і через паразитні шестерні 5 на спіральний диск 3 механізми переміщення кулачків 2. Спіральний диск 3, повертаючи, переміщає кулачки 2, що сходяться і затискають деталь. При обертанні на високих частотах кулачки 2 прагнуть під дією відцентрових сил переміститися до периферії, і, отже, повернути диск 3, однак диск повернутися не може, тому що зв'язаний із планетарним механізмом, момент інерції якого вибирається по залежності, що випливає з умови динамічної рівноваги співвідношення: $l_2 > U f_1 l_1 / f_2$, де l_1 – момент інерції планетарного механізму; l_2 – інерції механізму переміщення кулачків; f_1 – коефіцієнт тертя планетарного механізму; f_2 – коефіцієнт тертя механізму переміщення кулачків; U – передаточне число механізму переміщення кулачків.

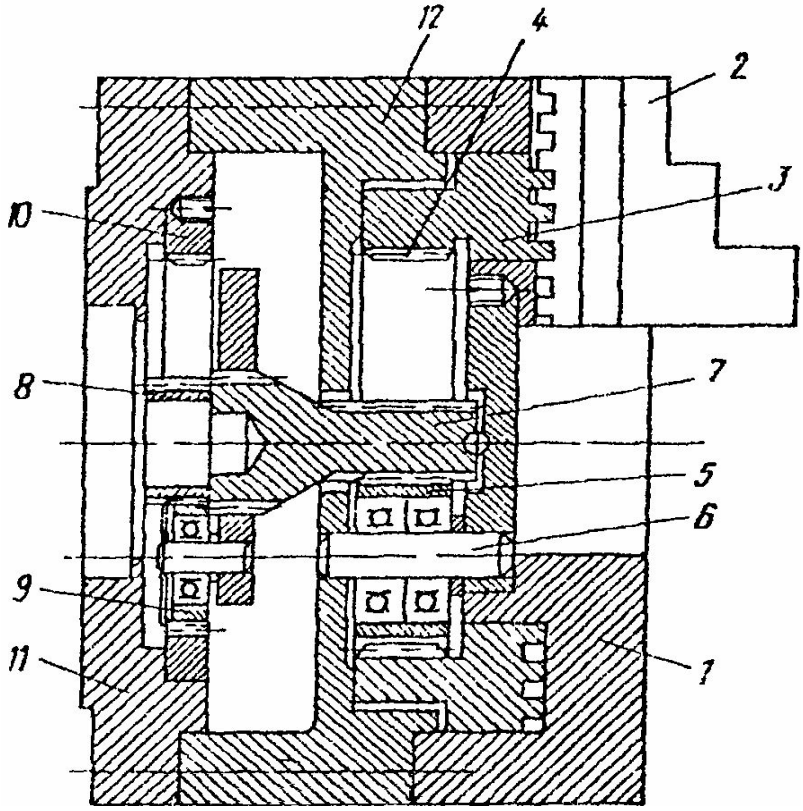


Рис. 6.32. Затискний самоцентруючий патрон

При установці патрона за рахунок того, що момент інерції механізму переміщення кулачків більше, моменту інерції планетарного механізму, виключена можливість саморозтиску кулачків.

Відомий також клиновий затискний патрон (рис. 6.33), що працює в такий спосіб. За необхідним діаметром затиску оброблюваної заготовки (не показана) робочі кулачки 8 встановлюються і закріплюються на повзунах 2, заготовка подається в патрон, здійснюється переміщення вліво центральної клинової тяги 3 (при закріпленні заготовки по зовнішньому діаметру) і вправо (при закріпленні заготовки по внутрішньому діаметру) приводом затиску (не показаний), при цьому здійснюється затиск заготовки внаслідок одночасного переміщення з центральною клиновою тягою 3 повзунів 2 з робочими кулачками 8 до осі обертання патрона чи при затиску заготовки по зовнішній поверхні, чи від осі патрона при затиску заготовки по внутрішній поверхні.

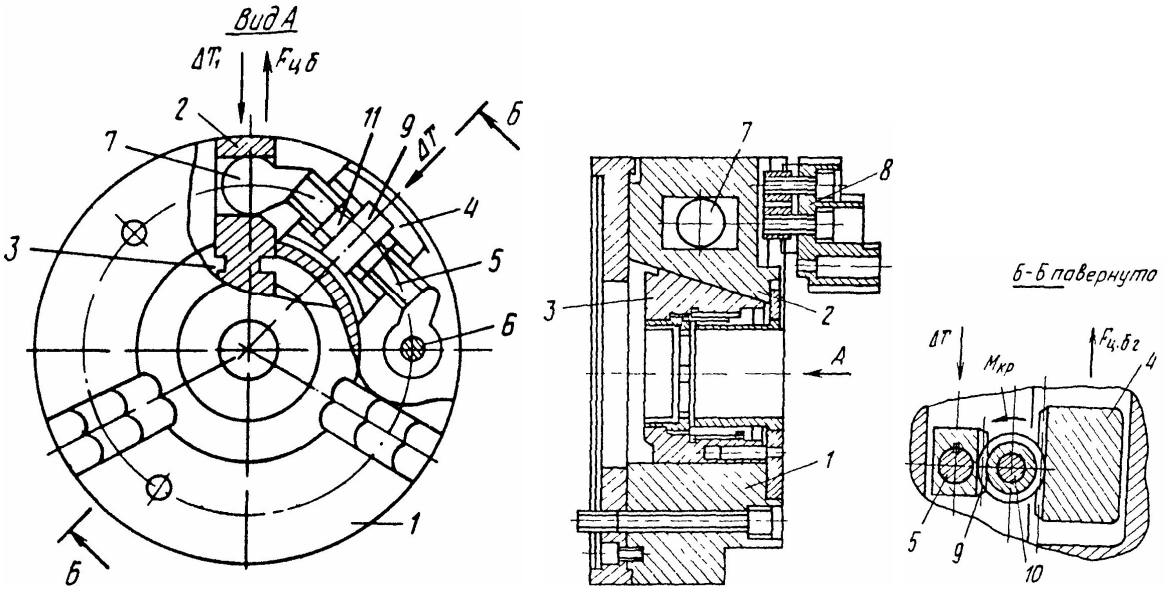


Рис. 6.33. Клиновий затискний патрон

Шляхом переміщення рейки 9 по важелях 5 роблять настроювання патрона на необхідну радіальну силу затиску Т (механізм переміщення і фіксації рейки 9. Виконаний, наприклад, у виді двох гайок 11). Розтиск заготовки здійснюється при переміщенні центральної клинової тяги в напрямку, зворотному затиску. При необхідності рейку 9 можна вивести з зачеплення з зубчастим колесом і в такий спосіб виключити вплив відцентрових вантажів на радіальну силу затиску, що підвищує точність обробки, тому що мінімізує деформацію заготовки.

Патрон (рис. 6.34) працює в такий спосіб. При обертанні патрона різниця відцентрових сил важкої і легкої рідин створює надлишковий тиск легкої рідини в ємності, що переміщає цангу, ковзну по конусу до щільного обтиснення деталі (на кресленні не показана), завдяки гнучким сильфонам. При перевищенні тиску, на який розрахований пружинний пристрій клапана, що виникає внаслідок високої частоти обертання, відбувається переміщення

клапана вниз і перерозподіл важільної рідини з радіальних ємностей, в осьові канали, де відцентрова сила не створює тиски. Відбувається зрівнювання відцентрових сил за рахунок зменшення маси рідини в радіальних каналах. Цанга затискає деталь на всіх робочих оборотах з однаковим зусиллям. Використання пропонованого відцентрового патрона дозволяє підвищити продуктивність обробки шляхом стабілізації сили затиску тендітних деталей при різних оборотах верстата, що, наприклад, потрібно при обробці оптичних деталей.

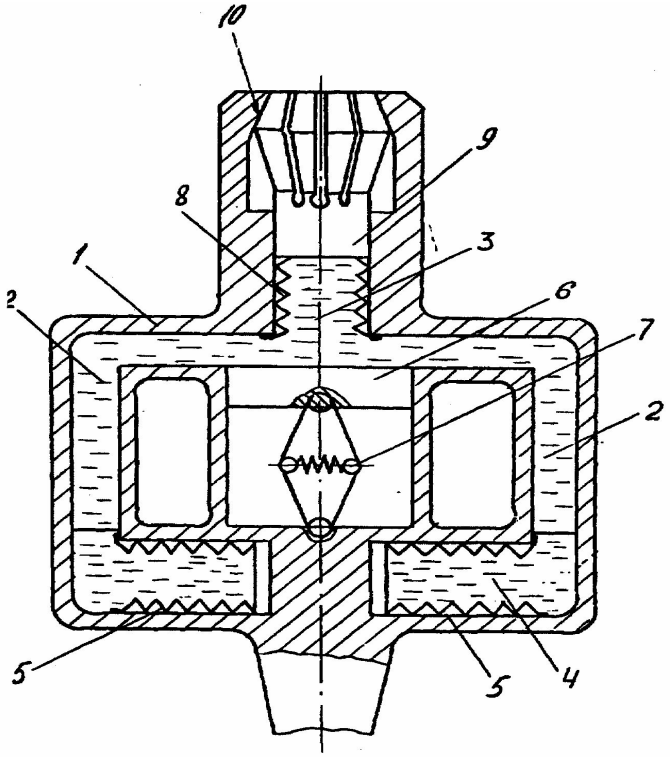


Рис. 6.34. Відцентровий патрон

Патрон з компенсатором відцентрових сил (рис. 6.35) працює в такий спосіб. Обертання від приводу (наприклад, електромеханічного) через сполучний вал – шток передається спіральному диску, що радіально переміщює кулачки і противаги, при цьому величина і напрямок переміщення кулачків і противаг однакові, і зберігаються постійним відносно положення їх центрів ваги. При обертанні патрона відцентрові сили P1, величина яких залежить від частоти обертання шпинделя верстата, положення і маси противаг, діють на противаги і прагнуть перемістити їх від осі обертання патрона до периферії. При цьому бічні поверхні *і* профілю нарізки противаг, діючи на контактуючі з ними поверхні *б* спірального диска, створюють горизонтальну силу A1, що діє на спіральний диск. Під дією горизонтальної сили A, спіральний диск прагне переміститися в осьовому напрямку, і бічні поверхні в профілю нарізки спірального диска, діючи на контактуючі з ними поверхні кулачків, створюють силу P, спрямовану в протилежну сторону відцентрової сили P2, що діє на кулачки, компенсуючи її дію на силу затиску.

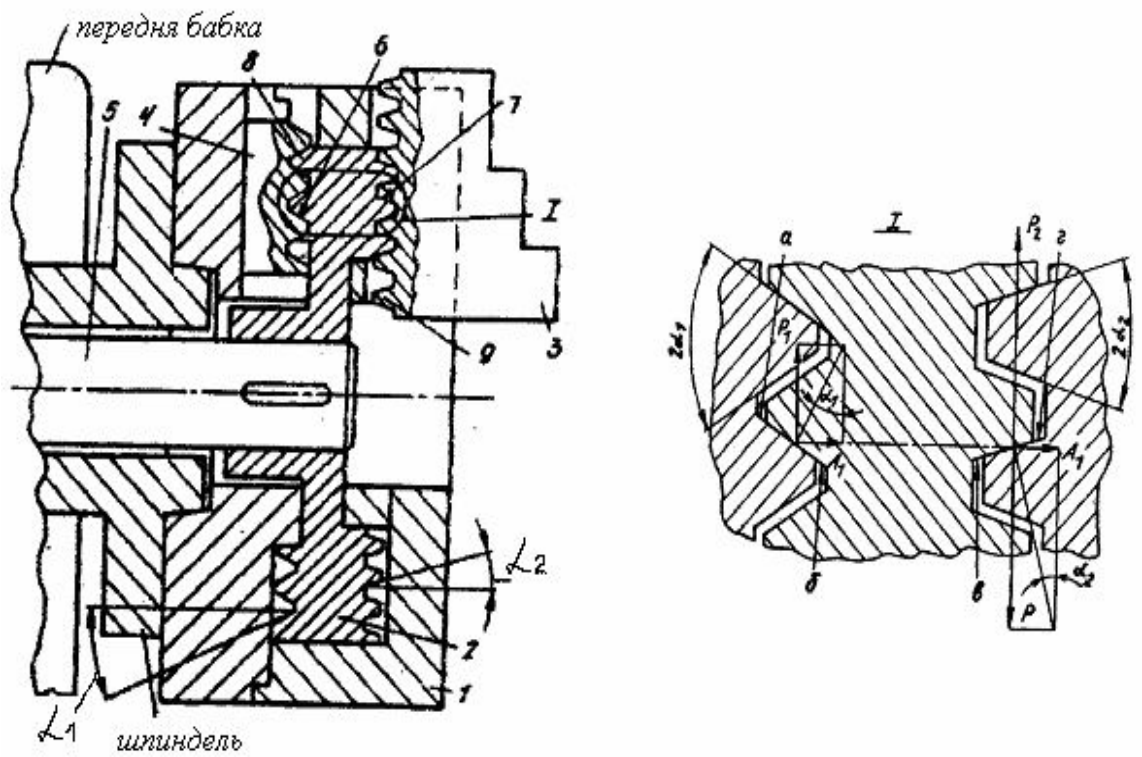


Рис. 6.35. Патрон з компенсатором відцентрових сил

Робота автоматичного затискного самоцентруючого патрона, (рис. 6.36) здійснюється в такий спосіб.

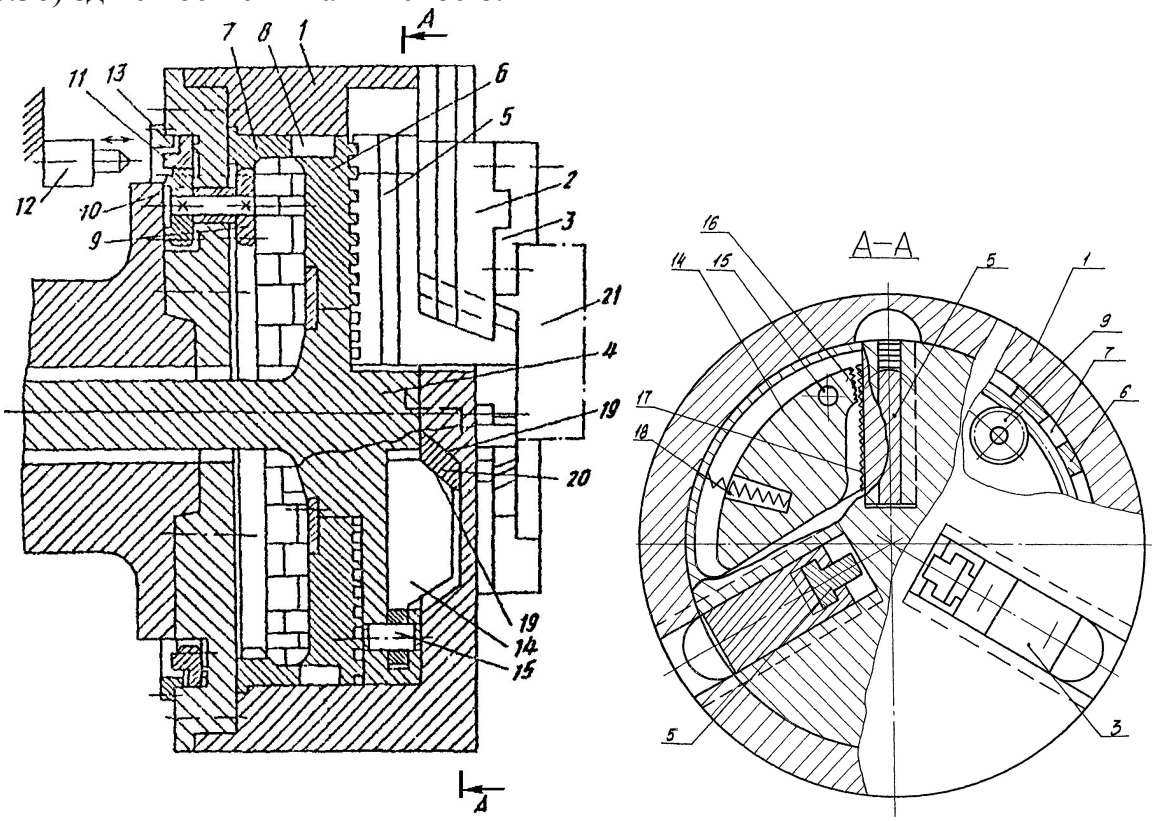


Рис. 6.36. Автоматичний затискний самоцентруючий патрон

Операція "Затиск заготовки". Патрон не обертається. Повзун 4 знаходиться в крайньому правому положенні. Вантажі 14 зведені до центра. Поверхні 16 не стосуються кулачків 5. Оброблювана заготовка 21 міститься в простір між губками 3. Включається привід механізму затиску (не показаний). Повзун 4 переміщається вліво. Разом з повзуном переміщається спіральний диск 6, внутрішні кулачки 5 і вантажі 16. Зовнішні затискні кулачки 2. Спряжені з внутрішніми кулачками 5 за допомогою клинового з'єднання при цьому переміщюються радіально в напрямку до центра і затискають заготовку 21. При включенні обертання патрона з робочою швидкістю вантажі 14, розходячись під дією відцентрових сил, стискають пружини 18 і повертаються навколо осей 15. При цьому поверхні 16, виконані по Архімедовій спіралі, притискаються до бічних поверхонь внутрішніх кулачків 8, затискаючи їх у радіальних напрямних. Якщо поверхні 16 і кулачки 5 постачені зубами, то при цьому, крім затиску кулачків 5, у напрямних до них ще прикладається зусилля, спрямовані до центра патрона, протилежно напрямку відцентрової сили, розриву самими кулачками 2, 5 і 3. У такий спосіб у процесі обробки компенсується шкідливий вплив відцентрових сил на надійність затиску заготовки 21.

Після закінчення обробки патрон зупиняється, і під дією пружин вантажі 14 сходяться до центра, звільняючи кулачки 5. Розтиск заготовки здійснюється при переміщенні повзуна 4 вправо.

Операція "Переналагодження кулачків на інший діаметр закріплення". Патрон не обертається. Фіксатор 12 переміщається вправо і взаємодіє з зубцюватим вінцем 11. При цьому за допомогою системи керування включається повільне обертання патрона. Щоб при цьому обертанні вантажі 14 не повернулися і не затисли кулачки 5, скоси 19 вантажів 14 упираються в накладку скосів 19, тому що повзун 4 знаходиться при цьому в крайнє правому положенні.

При цьому обертання патрона зубчатий вінець 11 залишається нерухомим щодо фіксатора 12. Корпус 1 патрона обертається щодо зубцюватого вінця 11. При цьому шестерня 10 оббігає зубчатий вінець 11, передає обертання через шестерню 9 на внутрішній зубчатий вінець 7, який починає обертатися щодо корпуса і через повідці 8 передає обертання на спіральний диск 6. Спіраль спірального диска при обертанні, взаємодіючи з зубами внутрішніх кулачків 5, переміщають кулачки 5 і зчеплені з ними затискні кулачки 2 у радіальному напрямку до установки їх до необхідного діаметра закріплення. Після цього налагоджувальне обертання патрона припиняється, фіксатор 12 виходить зі зчеплення з зубчатим вінцем 11.

Патрон готовий до затиску заготовки. Переміщення кулачків у зворотному напрямку (розведення) здійснюється реверсуванням обертання патрона. У клиновому патроні (рис. 6.37) механізм швидкої перебудови є індивідуальним для кожного кулачка й убудований в основний кулачок 2. Завдяки переміщенню повзуна 5, що підпружинений пружиною 1. Створюється можливість витягу замка 3 із трапецеїдальними зубами, що

виходять із зачеплення з зубами 4 і дозволяють їм переміщатися в радіальному напрямку при настроювання на новий діапазон затиску. Конструкція допускає часткову компенсацію дії відцентрових сил за допомогою противаги 6. Тому що простір для розміщення масивних противаг обмежено, для посилення ефекту зрівноважування можуть використовуватися важелі 7 різної довжини. При затиску зсередини дія противаг може компенсуватися поворотом пальця 8.

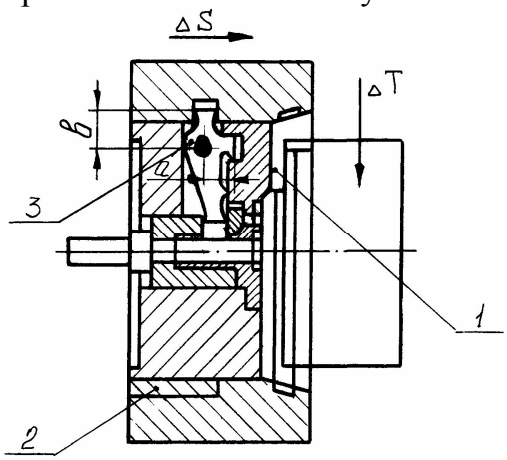


Рис. 6.37. Патрон важільно-

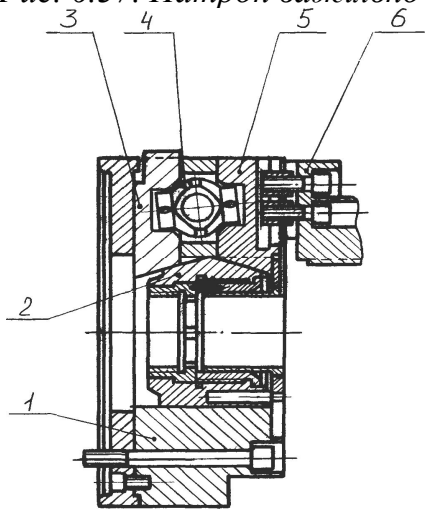


Рис. 6.38. Затискний патрон з компенсатором відцентрових сил

У патроні, на (рис. 6.38), клинова муфта 2 контактує одночасно з основним кулачком 5 і противагою 3. Напрямок передачі затискного зусилля, коли кулачки затискають заготовку по зовнішній поверхні від клинової муфти через противагу, важіль 4 до основного кулачка, на якому закріплений змінний робочий кулачок 6. При затиску по внутрішній циліндричній поверхні напрямок передачі зусилля від клинової муфти 2 безпосередньо на кулачок 5.

Маса противаги визначається з умови, що діюча на нього відцентрова сила приблизно дорівнює відцентровій силі комплекту, основний кулачок 5 – змінний кулачок 6 при найбільшому віддаленні останнього від осі патрона. У цьому випадку за допомогою важеля 4 відцентрові сили врівноважуються.

6.7. Принципи створення ВШЗП для токарної обробки

При постановці задачі проектування ВШЗП, що працюють на високих частотах обертання, як початкові дані вибираються: а) тип і система управління верстатом; б) габарити, приєднувальні розміри і опори вузла шпинделя; в) відомості про заготовку і технічні умови на готову деталь; г) граничні частоти обертання шпинделя, схема і режими обробки; д) габарити і конструкції традиційних затискних патронів і приводів затиску, вживаних на аналогічних верстатах; е) спосіб передачі обертання на шпіндель від електродвигуна; ж) норми точності, жорсткості, вібростійкої і балансування вузла шпинделя із затискних патронів.

Проектування доцільно вести зверху вниз: від принципу затиску до конструкції затискних патронів по рівнях, для яких при аналізі і виборі

кращих рішень формуються основні вимоги і показники якості, складаються фізичні, динамічні і математичні моделі. При конкретизації завдання проектування виділяються домінуючі вимоги з урахуванням схеми, режимів обробки, точності і шорсткості обробленої поверхні деталі.

Визначення параметрів ВШЗП доцільно проводити після формування попередніх початкових даних з тим, щоб остаточно сформулювати уточнені дані для проектування. З цією метою уточнюють обмеження, що визначили вибір схеми патрона і приводу затиску.

Вибір конструкції ВШЗП і розрахунок його оптимальних параметрів є завершуючою стадією оптимального проектування з аналізом його роботи в процесі затиску-розтиску і при різанні. При проектуванні ВШЗП оптимізація повинна бути поетапною:

1) з умови забезпечення необхідного технологічного процесу визначається оптимальна сила закріплення деталі в патроні (статична і динамічна);

2) з умови мінімальної витрати енергії і високого К.К.Д. вибирається тип приводу затиску, тип передавальний – підсилювального механізму і розраховується вхідна сила від приводу затиску;

3) виходячи з розмірів робочого простору верстата, приєднувальних розмірів шпинделя з боку переднього торця, мінімальної металоємності, високої міцності і довговічності, заданої швидкодії оптимізуються геометричні параметри ВШЗП.

Процес проектування ВШЗП доцільно розділити на 2 етапи:

1) вибір схем патронів і способів компенсації відцентрових сил з використанням системно-морфологічного підходу;

2) розробка конструкції патрона і його основних елементів.

Коли схеми ВШЗП вибрані, їх піддають всесторонньому аналізу, критиці і порівняльній оцінці за різними показниками або за комплексному показнику. Аналіз запропонованих варіантів дозволяє відібрати з них найбільш раціональні, за яких далі проводиться параметрична оптимізація. Алгоритм оптимального проектування ВШЗП (рис. 6.39) передбачає послідовне рішення багатоваріантних задач синтезу і аналізу на різних рівнях. При закріпленні жорстких, суцільних заготовок залежно від ступеня їх деформації можна відмовитися від урівноваження відцентрових сил, збільшивши початкову силу затиску, що визначається приводом затиску (рис. 6.40). Проте при робочій частоті обертання сила затиску буде менша, ніж в ЗП з компенсацією відцентрових сил. Тому для верстатів з ЧПК з високими частотами обертання шпинделя знаходять застосування ЗП з компенсацією відцентрових сил, які відносяться до ВШЗП.

Для компенсації відцентрових сил, що виникають при точінні, можливі два способи: компенсація великими силами затягування в ЗП і компенсації урівноваженням відцентрових сил. Перший спосіб здійснимо лише при закріпленні жорстких суцільних заготовок і неприйнятний для закріплення податливих кільцевих заготовок. Другий спосіб передбачає постачання ЗП механізмом компенсації відцентрових сил.

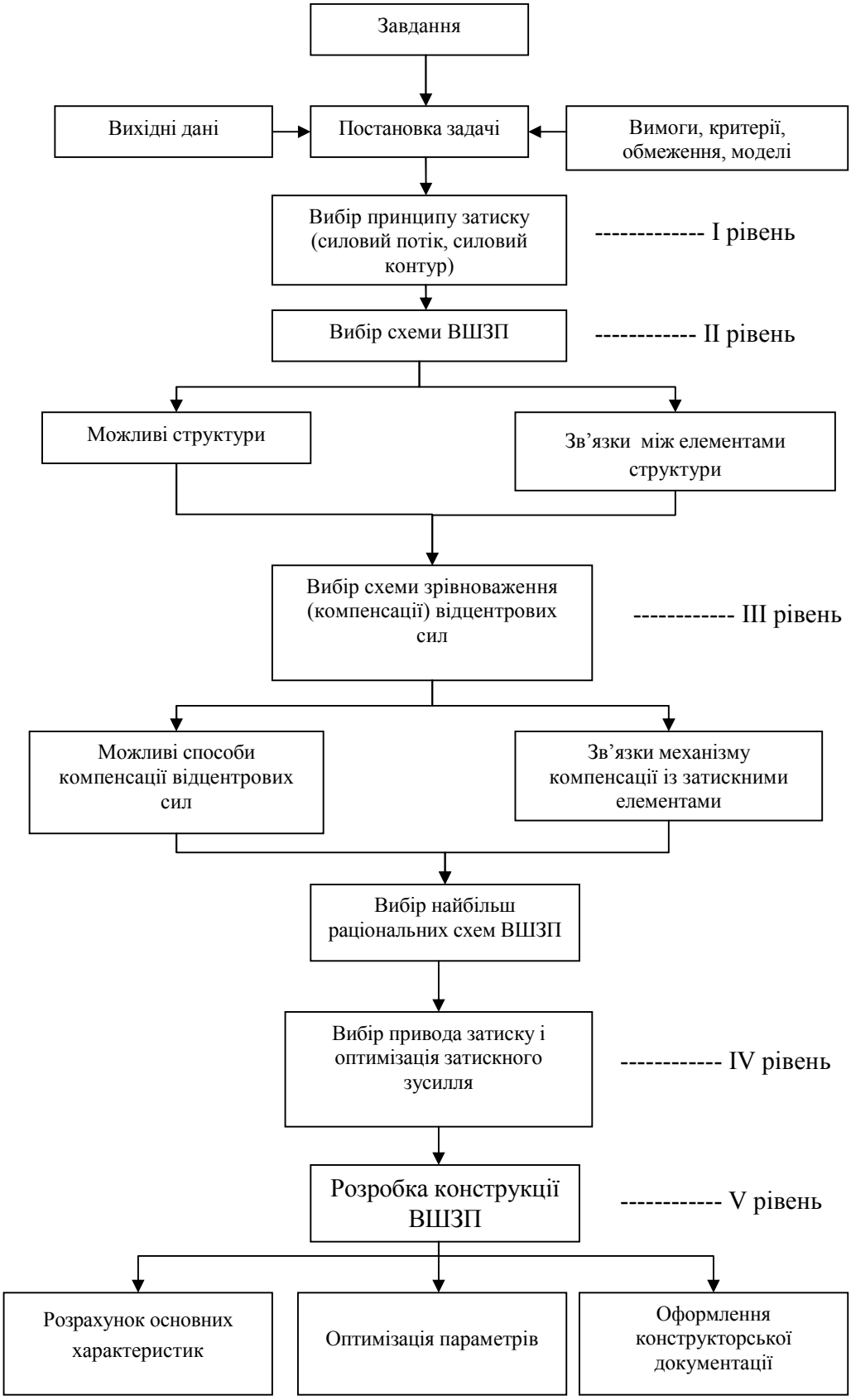


Рис. 6.39. Алгоритм оптимального проектування ВШЗП

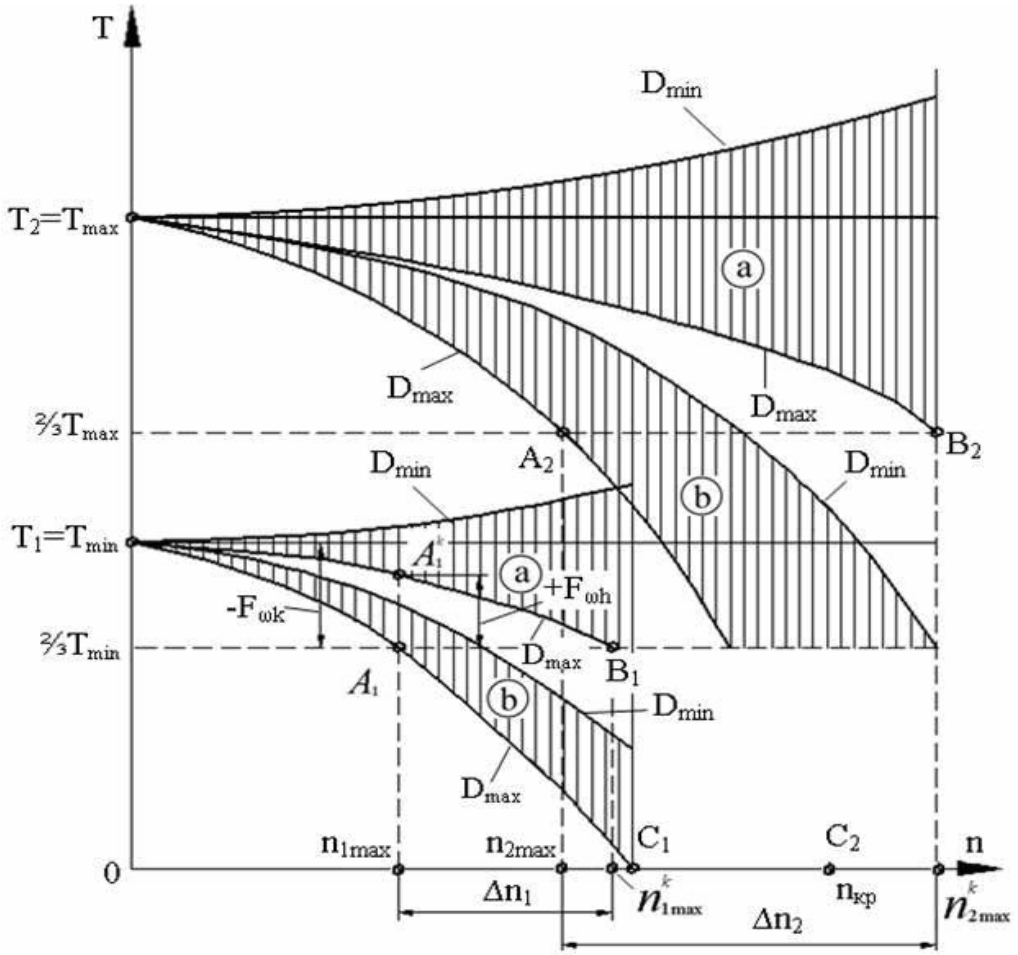


Рис. 6.40. Вплив відцентрових сил при зміні частоти обертання і першопочаткової сили затиску деталей мінімального D_{min} і максимального D_{max} діаметрів: а – з компенсатором; б – без компенсатора

При вдалому підборі вбудованих в патрон мас і важелів можна повністю компенсувати падіння зусилля затиску і надійно закріплювати навіть тонкостінні кільцеві деталі.

Якщо в ЗП закріплюється тонкостінна заготівка, то оптимальна початкова сила затиску визначається допустимою деформацією заготовки і допустимою погрішністю її форми після обробки. В цьому випадку приймається сила $T_1 = T_{\min}$, тоді робота ЗП без компенсатора за умови падіння радіальної сили до $\frac{2}{3}T_{\min}$ через силу $-F_{\omega k}$ згідно ТУ для зовнішнього діаметра D_{max} обмежується частотою $n_{1\max}$ (т. А1). Для підвищення продуктивності обробки при збереженні вимог за точності необхідно застосувати ВШЗП з компенсацією відцентрових сил, тоді для $D_{\max}$ частота обертання підвищується до $n^k{}_{1\max}$ (т. В1), тобто створюється резерв Δn_1 для підвищення швидкохідності токарного верстата. В цьому випадку немає обмеження за міцністю корпусу патрона.

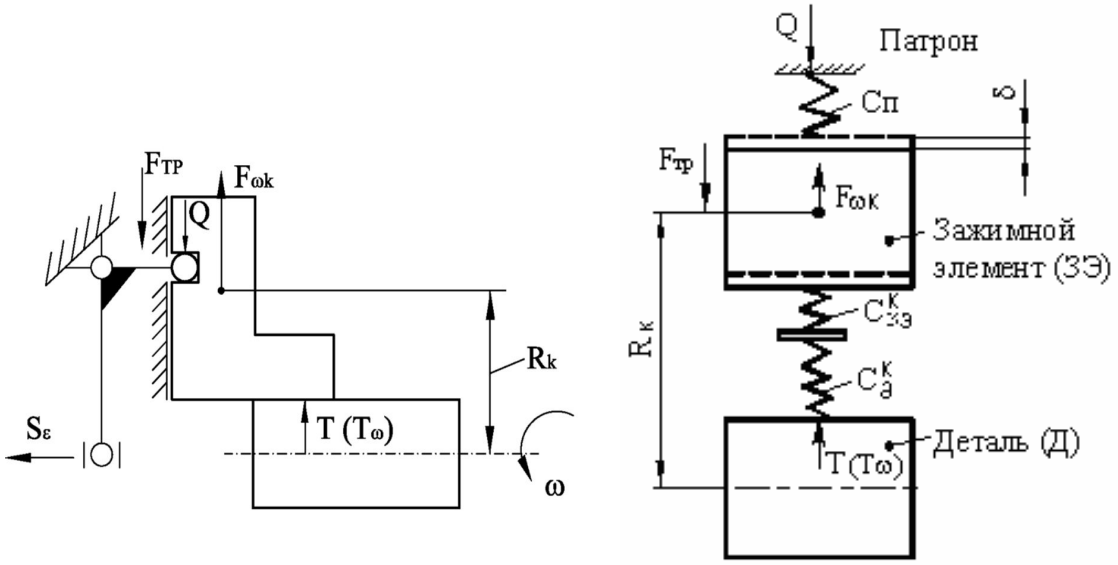
Якщо в ЗП закріплюються жорсткі (суцільні) заготовки максимального

діаметра Dmax, що вимагають чорнової обробки на високих режимах різання, то за відсутності компенсації відцентрових сил можна збільшувати початкову радіальну силу затиску до *T2=Tmax*. Частота обертання збільшується, що в цьому випадку допускається, до n_{2max} (т. А2), а при введенні компенсатора – до $n_{2\max}^{k}$ (т. В2). Виникає ще великий резерв Δn_2 для підвищення швидкохідності токарного верстата. Обмеженням може виявитися міцність корпусу або інших слабких ланок ВШЗП, що визначаються критичною частотою $n_{кр}$ (т. С2).

Заштриховані зони a і b показують різні можливості ЗП залежно від початкової сили затиску з компенсацією і без компенсації відцентрових сил.

Для забезпечення безаварійної надійної роботи ВШЗП необхідно для кожної конструкції патрона і відповідних діаметрів заготовок (суцільних і тонкостінних), що затискаються складати спеціальні діаграми затискних зусиль залежно від частоти обертання шпинделя. За цими діаграмами, побудованими на підставі розрахунків і експериментів знаходиться зусилля затиску T_{Σ} залежно від приводної сили *S*, діаметра затиску і частоти обертання з урахуванням положення і форми змінних кулачків.

У зв'язку з тим, що у ВШЗП для токарних верстатів, судячи з формули (6.3), зменшення маси m і відстані R_k можливо до певної межі, тому основний шлях створення ВШЗП – це компенсація відцентрової сили або істотне зниження її впливу на втрату сили затиску. Для цього на прикладі кулачкового для важеля патрона (рис. 6.41, а), розглянемо спрощену пружно-фрикційну модель підсистеми патрон – затискний елемент (ЗЕ) – деталь (Д) при зведенні вхідної сили *Q*, відцентрової сили $F_{\omega k}$ і радіальної сили *T* до однієї площини (рис. 6.41, б).



а б

Рис. 6.41. Спрощена схема обертового кулачково-важільного ЗП (а) і пружно-фрикційна модель системи патрон – затискний елемент – деталь (б)

При дії відцентрової сили $F_{\omega k}$ затискною елемент отримує пружний зсув на величину:

$$\delta = \frac{F_{\omega k} - F_{тр}}{C_n}, \tag{6.11}$$

де $F_{тр}$ – сила тертя, що перешкоджає пружному переміщенню затискного елементу; C_n – жорсткість патрона з боку вхідної (від приводу) сили Q. В той же час в місці контакту затискного елемента (куркулька) з деталлю знімається натяг на ту ж величину δ, пропорційну зменшенню радіальної сили затиску на величину:

$$\Delta T = T - T_{\omega} = \delta \cdot C^{к}_{зэ-д}, \tag{6.12}$$

де $C^{к}_{зэ-д}$ – приведена (сумарна) контактна жорсткість стику, затискний елемент – деталь, рівна

$$C^{к}_{зэ-д} = \frac{C^{к}_{зэ} \cdot C^{к}_{д}}{C^{к}_{зэ} + C^{к}_{д}}, \tag{6.13}$$

де $C^{к}_{зэ}$ – контактна жорсткість затискного елементу; $C^{к}_{д}$ – контактна жорсткість деталі.

Підставивши (6.12) в (6.13), отримаємо:

$$\Delta T = \frac{F_{\omega k} - F_{тр}}{C_n} \cdot C^{к}_{зэ-д}. \tag{6.14}$$

Введемо відносні показники: $\frac{\Delta T}{F_{\omega k}} = \alpha_T$ – втрати сили затиску при дії відцентрової сили; $\frac{C^{к}_{зэ-д}}{C_n} = \alpha_C$ – співвідношення жорсткостей підсистем «затискний елемент–деталь» і «затискний елемент–патрон».

Тоді відносна втрата радіальної сили затиску складе:

$$\alpha_T = \alpha_C \left(1 - \frac{F_{тр}}{F_{\omega k}}\right). \tag{6.15}$$

Повна втрата радіальної сили затиску відповідає $\alpha_{T=1}$, а при $\alpha_{T=0}$ відсутній вплив відцентрової сили, тому для зменшення α_T необхідно пошук нових схем ВШЗП вести в наступних напрямах:

- зменшувати співвідношення α_c за рахунок зменшення жорсткості підсистеми затискний елемент – деталь $C^{к}_{зэ-д}$ (очевидно, що при затиску деталей низької жорсткості – тонкостінних чи м'яких вплив відцентрової сили зменшується);
- зменшувати співвідношення α_c за рахунок збільшення жорсткості патрона C_n (закриття контура, додатковий натяг системи);
- зменшувати силу $F_{\omega k}$ за рахунок її компенсації, не збільшуючи сили тертя *Fтр*, оскільки це веде до зниження статичного коефіцієнта посилення патрона *Кп*.

6.8. Принципи створення високоточних (ВЦП) і широкодіапазонних (ШЦП) цангових патронів

Цей підрозділ присвячений створенню ВЦП з пружним фланцем (ПФ), який жорстко зв'язаний з шпинделем, і ШЦП, пристосованим для затиску некаліброваних заготовок і, зокрема, гарячекатаних прутків на токарних верстатах різних типів.

Для синтезу ВЦП з ПФ при різних зв'язках з приводом затиску і конструктивних виконаннях шпиндельного вузла застосований системно-морфологічний підхід і диференційно-морфологічний метод.

Так як ВЦП можуть застосовуватись для затиску прутків, труб, штучних заготовок і різальних інструментів в токарних, сверлильних, фрезерних, багатоцільових і інших верстатах з різноманітними діями зусилля затиску від привода, що представлено в морфологічній таблиці (табл. 6.3).

Для пошуку нових рішень ВЦП фланцевого типу, при модернізації і створенні нових токарних автоматів виділимо основні конструктивні елементи – ознаки патрона, обмежувавшись умовами:

Таблиця 6.3. Морфологічна таблиця входу і виходу ($M_{вх\text{-}вих}$) в ВЦП

Вхід	Вихід
Дія зусилля від приводу (У)	Об'єкт закріплення (О)
Тягуче осьове S_{Σ} Нажимне осьове S_{Σ} Скручуюче (тангенціальне) $P_{скр}$ ($M_{кр}$) Радіальне R Комбіноване $S_{\Sigma} \Rightarrow M_{кр}$ Об'ємне	Пруток 0.1. Круглий 0.2. Гранний 0.3. Профільний вздовж 0.4. Труба 0.5. Штучна заготовка Інструмент з хвостовиком 0.6. Циліндричним 0.7. Конічним

- Об'єкт закріплення – пруток.
- Зв'язок конструктивних елементів патрона зі шпинделем через фланець ззовні (для виключення осьового зміщення), тобто зі сторони переднього торця.
- Затиск одинарний;

Кількість функціональних елементів не більше 4.

Для системи привід затиску – патрон ВЦП – об'єкт закріплення (пруток, труба, штучна заготовка, ріжучий інструмент) побудована структурна схема (рис. 6.42) і граф ВЦП з внутрішніми і зовнішніми зв'язками (рис. 6.43).

Морфологічну таблицю конструктивних схем ВЦП ($M_{ВЦП}$) з врахуванням його взаємодії з приводом затиску (вхід) і об'єктом закріплення (вихід) можна представити у вигляді з'єднаних між собою трьох морфологічних таблиць: входу – виходу – $M_{вх\text{-}вих}$ (табл. 6.3); структури ВЦП – $M_{ст}$ (табл. 6.4); зв'язків у ВЦП – $M_{зв}$ (табл. 6.5).

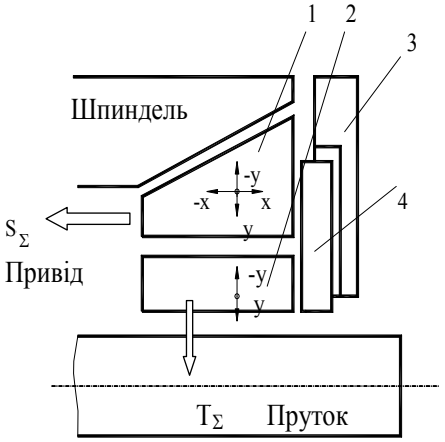


Рис. 6.42. Структура ВЦП з ПФ: 1 – Основний затискний елемент (ОЕ). 2 – Проміжний затискний елемент (ПЕ). 3 – З'єднувальний елемент – фланець (Ф). 4 – Допоміжний елемент (ДЕ)

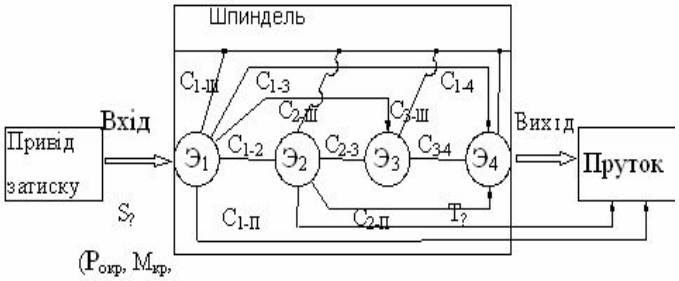


Рис. 6.43. Структурна схема взаємодії елементів ВЦП (внутрішнього і зовнішнього: з приводом – вхід; з прутком – вихід)

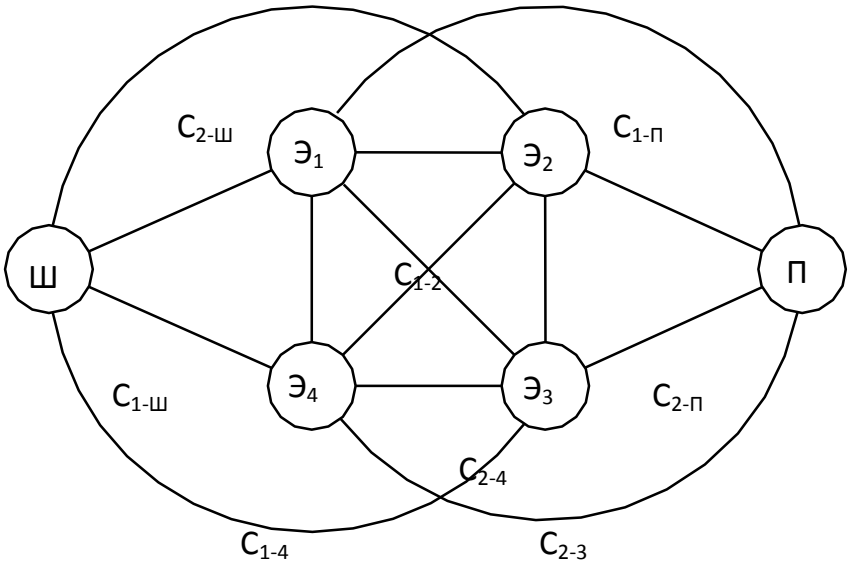


Рис. 6.44. Граф ВЦП і зовнішні зв'язки

Таким чином,

$$M_{ВЦП}=M_{вх\text{-}вих} \wedge M_{ст} \wedge M_{зв}. \qquad (6.16)$$

Морфологічні таблиці (табл. 6.1 – 6.3) можна представити у вигляді морфологічної матриці у звернутому і развернутому числовому вигляді:

$$M_{ВЦП}=M_{вх} \times M_{ст} \times M_{зв} \times M_{вих,} \qquad (6.17)$$

$$M_{ВЦП}=\begin{vmatrix} B.1 \\ B.2 \\ B.3 \\ B.4 \\ B.5 \\ B.6 \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 1.1 & 2.1 & 3.1 & 4.1 \\ 1.2 & 2.2 & 3.2 & 4.2 \\ 1.3 & 2.3 & 3.3 & 4.3 \\ 1.4 & 2.4 & 3.4 & 4.4 \\ 1.5 & 2.5 & 3.5 & 4.5 \\ 1.6 & 2.6 & 3.6 & 4.6 \\ 1.7 & 2.7 & 3.7 & 4.7 \\ 1.8 & 2.8 & 3.8 & 4.8 \\ 1.9 & 2.9 & 3.9 & 4.9 \\ 1.10 & 2.10 & 3.10 & 4.10 \\ 1.11 & 2.11 & 3.11 & 4.11 \\ 1.12 & 2.12 & 3.12 & 4.12 \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 5.1 & 6.1 & 7.1 & 8.1 & 9.1 & 10.1 \\ 5.2 & 6.2 & 7.2 & 8.2 & 9.2 & 10.2 \\ 5.3 & 6.3 & 7.3 & 8.3 & 9.3 & 10.3 \\ 5.4 & 6.4 & 7.4 & 8.4 & 9.4 & 10.4 \\ 5.5 & & & 8.5 & & 10.5 \\ 5.6 & & & & & \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 0.1 \\ 0.2 \\ 0.3 \\ 0.4 \\ 0.5 \\ 0.6 \end{vmatrix}. \qquad (6.18)$$

Загальне число можливих і неможливих конструктивних схем ВЦП:
$N_{ВЦП} = 6 \cdot |12 \cdot 12 \cdot 12 \cdot 12| \cdot |6 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 5| \cdot |6| = 7166561600$.

Урізана морфологічна матриця конструктивних схем ВЦП для токарного автомата:

$$M'_{ВЦП} = \begin{vmatrix} B.1 \\ B.2 \\ B.3 \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 1.1 & 2.1 & 3.1 & 4.1 \\ 1.2 & 2.2 & 3.2 & 4.2 \\ 1.3 & 2.3 & 3.3 & 4.3 \\ 1.4 & 2.4 & 3.4 & 4.4 \\ 1.5 & 2.5 & 3.5 & 4.5 \\ 1.6 & 2.6 & 3.6 & 4.6 \\ & & 3.7 & \\ & & 3.8 & \\ & & 3.9 & \\ & & 3.10 & \\ & & 3.11 & \\ & & 3.12 & \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 5.1 & 6.1 & 7.1 & 8.1 & 9.1 & 10.1 \\ 5.2 & 6.2 & 7.2 & 8.2 & & 10.2 \\ 5.3 & 6.3 & 7.3 & 8.3 & & \\ & & 7.4 & & & \end{vmatrix} \wedge |0.1|. \qquad (6.19)$$

В цьому випадку загальна кількість схем ВЦП суттєво скоротиться, однак складе значну величину:

$N'_{ВЦП} = 3 \cdot 6 \cdot 6 \cdot 12 \cdot 6 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 1 = 1679616$.

Для практичного використання при модернізації затискних механізмів БТА може бути застосована спрощена морфологічна матриця конструктивних схем ВЦП фланцевого типу для прутків:

Таблиця 6.4— Морфологічна таблиця структури $M_{ст}$ ВЦП

П А Т Р О Н			
С т р у к т у р а (е л е м е н т и)			
1. Основний затиснй елемент (ОЕ)	2. Проміжний затискний элемент (ПЕ)	3. З'єднувальний елемент – фланець (Ф)	4. Допоміжний елемент (ДЕ)
E_1	E_2	E_3	E_4
Передаточно-підсилююча ланка (ППЛ) конічна: 1.1. Губка з поздовжніми пелюстками, направляючим пояском і різьбою. 1.2. Губка з поздовжніми пелюстками і направляючим пояском. 1.3. Губка без поздовжніх пелюсток ППЛ сферична: 1.4. Губка з поздовжніми пелюстками, направляючим пояском і різьбою. ППЛ спіраль Архімеда: 1.5. Губка без поздовжніх пелюсток. 1.6. Губка з поздовжніми пелюстками і направляючим пояском. ППЛ плоский клин: 1.7. Губка вздовж. 1.8. Губка впоперек. 1.9. Тороїдальна оболонка під тиском. 1.10. Тороїдальна оболонка з металевими шариками. 1.11. Концентричні втулки з конусами. 1.12. Відсутній.	2.1. Циліндрична губка. 2.2. Циліндрична цанга з поздовжніми пелюстками. 2.3. Відсутній. 2.4. Циліндрична цанга з поздовжніми основними і додатковими пелюстками. 2.5. Як 2, але з додатковими надрізами губок. 2.6. Губка з трикутним поперечним перерізом. 2.7. Губка с прямокутним поперечним перерізом. 2.8. Циліндрична пружина з круглим чи іншим перерізом. 2.9. Те ж що 2.7, але з поздовжніми пелюстками. 2.10. Концентричні втулки з двосторонніми відповідними конусами. 2.11. Циліндрична втулка з поздовжніми чи гвинтовими пазами (внутрішніми і зовнішніми).	3.1. Плоский диск з круглим отвором. 3.2. Плоский сегмент. 3.3. Плоский диск зі шліцевим чи різьбовим отвором. 3.4. Плоский диск із виступами. 3.5. Гайка упорна. 3.6. Диск із поперечними пазами, що утворюють пелюстки. 3.7. Диск із спіральними пазами (по Архімеду). 3.8. Диск із прямими чи нахиленими пазами. 3.9. Диск із радіальними пазами. 3.10. Диск із гофрами. 3.11. Диск із штирями. 3.12. Відсутній.	4.1. Упорна гайка. 4.2. Запобіжная (захисна прокладка) різноманітного перерізу. 4.3. Мембрана з відігнутими пелюстками (чи набір). 4.4. Відсутній. 4.5. Конусна втулка із сторони приводу затиску (ПУЗ). 4.6. Поворотна втулка із спіральними поверхнями. 4.7. Втулка із сторони переднього торця шпинделя з конічним отвором. 4.8. Теж, що 4.7 з багатостороннім нахиленим отвором (типу зрізаної піраміди). 4.9. Циліндрична шестерня з отвором. 4.10. Штовхач чи ролик. 4.11. Комбінація 4.9 і 4.10. 4.12. Окремі пелюстки (чи набір).

Таблиця 6.5. Морфологічна таблиця зв'язків M_{CB} в ВЦП

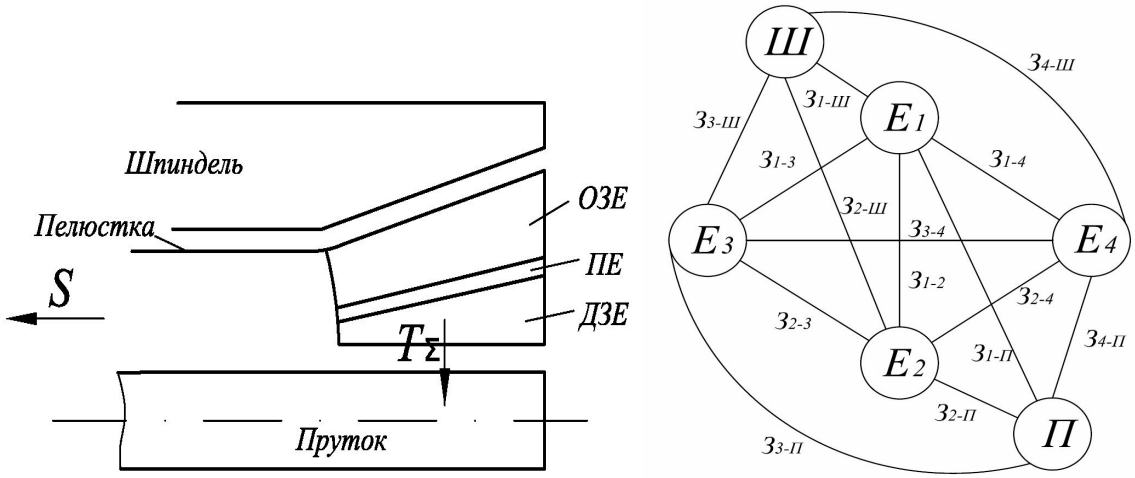
ЗВ'ЯЗКИ					
Внутрішні			Зовнішні		
Основного затискного елемента (ОЕ) з		Проміжного елемента (ПЕ) з	Ш п и н д е л я (Ш) з		
5. Проміжним (C_{1-2})	6. Фланцем (C_{1-3})	7. Фланцем (C_{2-3})	8. Основним затискним елементам – ОЕ ($C_{1-Ш}$)	9.Проміжним елементам – ПЕ ($C_{2-Ш}$)	10. Фланцем – Ф ($C_{3-Ш}$)
5.1. Жорстка. 5.2. Немає. 5.3. Фрикційний ковзання. 5.4. Пружний. 5.5. Фрикційний кочення. 5.6. Пружно-фрикційний	6.1. Жорсткий. 6.2. Пружний. 6.4. Фрикційний ковзання.	7.1. Фрикційний ковзання. 7.2. Жорсткий. 7.3. Немає. 7.4. Пружний	8.1. Фрикційний ковзання по конусу і направляючому пояску. 8.2. Фрикційний ковзання по конусу. 8.3. Немає. 8.4. Фрикційний. 8.5. Фрикційний ковзання по нахиленій площині	9.1. Немає. 9.2. Фрикційний ковзання ззовні. 9.3. Фрикційний ковзання всередині. 9.4. Пружний	10.1. Жорсткий ззовні. 10.2. Фрикційний ззовні. 10.3. Жорский всередині. 10.4. Фрикційний всередині. 10.5. Немає

$$M''_{ВЦП}=\left|B.1\right|\wedge\begin{vmatrix}1.1 & 2.1 & 3.1 & 4.1\\ 1.2 & 2.2 & & \\ 1.3 & & 3.3 & 4.3\\ 1.4 & 2.4 & 3.4 & 4.4\\ & 2.5 & 3.5 & \\ & 2.6 & 3.6 & \\ & & 3.7 & \\ & & 3.8 & \end{vmatrix}\wedge\begin{vmatrix}5.1 & 6.3 & 7.1 & 8.1 & 9.1 & 10.1\\ & & 7.2 & 8.2 & & \\ 5.3 & & & 8.3 & & \\ 5.4 & & 7.4 & & & \\ 5.5 & & & & & \end{vmatrix}\wedge\left|0.1\right|. \quad (6.20)$$

Дана матриця дає загальне число схем ВЦП:

$N''_{ВЦП}=1\times3\times5\times7\times3\times4\times1\times3\times3\times1\times1=11340.$

Для пошуку нових рішень ШЦП при модернізації і створенні нових токарних верстатів виділимо основні конструктивні елементи – ознаки патрона, обмежившись умовами: об’єкт закріплення – пруток; зв'язок зі шпинделем зі сторони основних додаткових елементів; затиск одинарний. Для системи привід затиску – патрон ШЦП – об’єкт закріплення будуємо граф ШЦП з внутрішніми і зовнішніми зв’язками (рис. 6.45, б).



а *б*

Рис. 6.45. Конструктивні функціональні елементи ШЦП (а) і граф ШЦП та зовнішні зв’язки (б)

Виходячи із графа взаємодій і аналізуючи властивості патрона, за аналогією з ВЦП, побудовано морфологічну таблицю схем ШЦП з одинарною мультиплікацією з покращеними демпфуючими властивостями (табл. 6.6), ознаками в якій є форма та матеріал основних затискних елементів (ОЗЕ), допоміжних затискних елементів (ДЗЕ), проміжних елементів (ПЕ), пелюсток та зв’язки між ОЗЕ–ПЕ, ОЗЕ–пелюстка, ОЗЕ–ДЗЕ і ДЗЕ–пелюстка.

Морфологічна таблиця у вигляді морфологічної матриці в розвернутому числовому вигляді:

Таблиця 6.6. Морфологічна таблиця схем ШЦП з одинарною мультиплікацією і покращеними демпфуючими властивостями

Елементи				Зв'язки				
ОЗЕ	ДЗЕ	ПЕ	Пелюстка	ОЗЕ–ПЕ	ОЗЕ–пелюстка	ОЗЕ–ДЗЕ	ДЗЕ–пелюстка	ОЗЕ–корпус
1.1. Суцільний	2.1. Суцільний	3.1. Пластина	4.1. Поз-довжня	5.1. Гвинтами	6.1. За одне ціле	7.1. Тертя ковзання	8.1. За одне ціле	9.1 Тертя ковзання
1.2. Суцільний з мікрорельєфом	2.2. З отворами	3.2. Кулька	4.2. Попереч-на	5.2. Гвинт і шайба	6.2. Шарнірно	7.2. Тертя кочення	8.2. Жорстке з'єднання	9.2 Тертя кочення
1.3. З отворами і кульками в них	2.3. З поперечними прорізями	3.3. Ролик	4.3. Немає	5.3. Гвинт і дві шайби	6.3. Байонет-ний замок	7.3. Комбіне-ване	8.3. Шарнірне з'єднання	
1.4. З отворами, кульками, сепаратором	2.4. Окремий модуль	3.4. Оболонка		5.4. Гвинт, шайба і гумова прокладка	6.4. Еластична вставка		8.4. Відсутній	
1.5. З отворами, підпружиненими кульками, сепаратором	2.5. З кульками на контактних поверхнях	3.5. Ексцент-рик		5.5. Підпру-жинений гвинт	6.5. Жорстке з'єднання			
1.6. Кривий брус – аркова конструкція	2.6. З мікро-рельєфом на контактних поверхнях	3.6.Немає		5.6. Гумова прокладка				

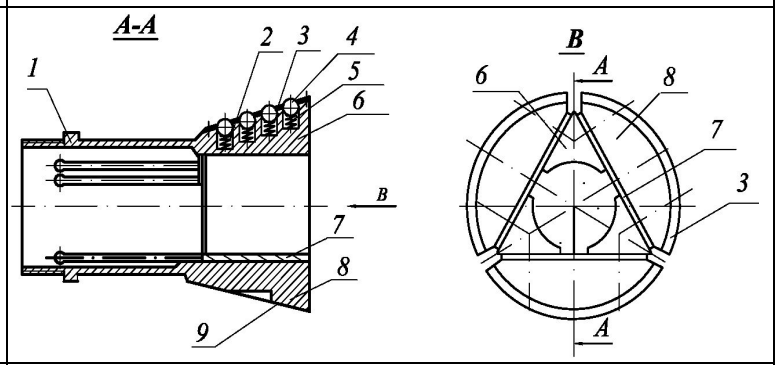
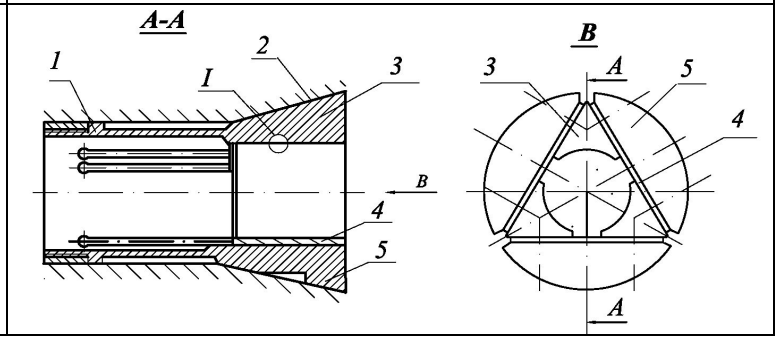
$$M_{ШЦП}=\begin{vmatrix} 1.1 & 2.1 & 3.1 & 4.1 \\ 1.2 & 2.2 & 3.2 & 4.2 \\ 1.3 & 2.3 & 3.3 & 4.3 \\ 1.4 & 2.4 & 3.4 & \\ 1.5 & 2.5 & 3.5 & \\ 1.6 & 2.6 & 3.6 & \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 5.1 & 6.1 & 7.1 & 8.1 & 9.1 \\ 5.2 & 6.2 & 7.2 & 8.2 & 9.2 \\ 5.3 & 6.3 & 7.3 & 8.3 & \\ 5.4 & 6.4 & & 8.4 & \\ 5.5 & 6.5 & & & \\ 5.6 & & & & \end{vmatrix}. \quad (6.21)$$

Загальна кількість можливих і неможливих конструктивних схем ШЦП

$$N_{ШЦП} = |6 \cdot 6 \cdot 6 \cdot 3 \cdot 6 \cdot 5 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 2| = 466560.$$

Запропоновано нові конструкції ШЦП (табл. 6.7) з перспективою подальшого розвитку і використання цангових механізмів (патронів), в т.ч. для високошвидкісної і прецизійної обробки.

Таблиця 6.7. Запропоновані нові конструкції широкодіапазонних цангових патронів

№ з/п	Морфологічна формула	Схема конструкції
1	$\|1.1-2.5-3.1-4.1\|\wedge$ $\|5.1-6.1-7.1-8.1-9.2\|$	
2	$\|1.1-2.5-3.1-4.1\|\wedge$ $\|5.1-6.1-7.1-8.1-9.1\|$	

6.9. Синтез ВШЗП методом морфологічного аналізу

Для цього розглянемо структуру ВШЗП для токарного верстата (рис. 6.46), де: ПРЗ – привід затиску; ОЗ – об'єкт закріплення; К – корпус патрона; Э1 – передавальний - підсилювальна ланка (ППЛ); Э2 – затискний елемент (основний і змінний кулачки), що створює несприятливі відцентрові сили; Э3 – врівноважуючий елемент з додатковими сприятливими відцентровими силами; Э4 – допоміжний елемент

(передавальна або перетворююча ланка).

На неврівноважений затискний елемент (Э2) діє відцентрова сила $F_{\omega k}$ від маси кулачка, а на врівноважуючий елемент (Э3) діє відцентрова сила $F_{\omega h}$ від маси вантажів, бажаюча компенсувати силу $F_{\omega k}$ або істотно понизити її вплив на втрату радіальної сили затиску Т, що створюється ручним або механізованим приводом затиску (ПРЗ) з навантаженням на вході у вигляді моменту ручного затиску Мр від ключа або сили S (крутного моменту Мкр) від механізованого приводу.

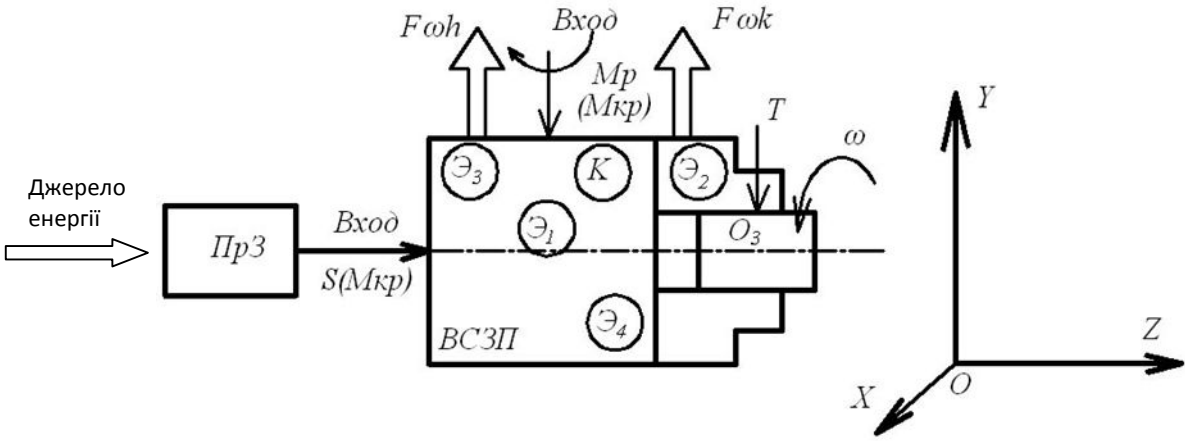
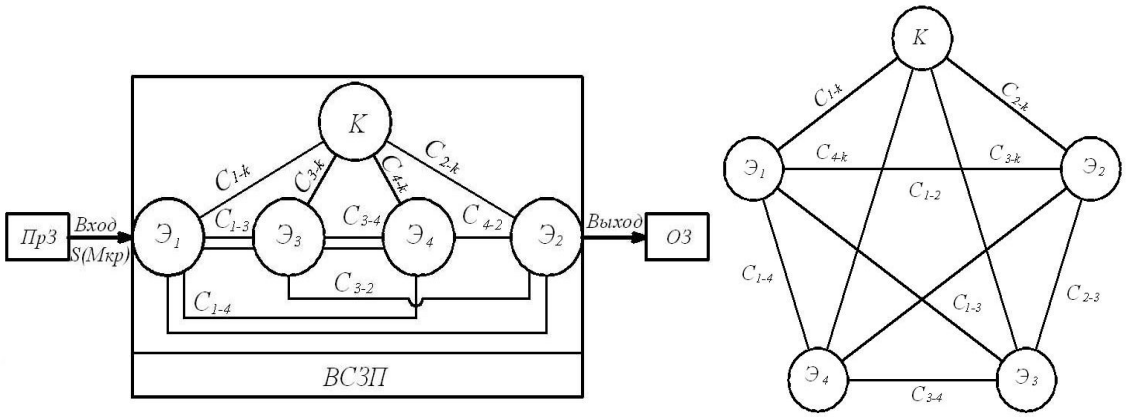


Рис. 6.46. Структура ВШЗП токарного верстата в системі координат XYZ

Передача зусилля від джерела енергії (приводу затиску) до об'єкта закріплення (деталі або інструменту) можлива за різними силовими потоках: 1. *S-T(S -T)*; 2. $M_{KP} > S > T$; 3. $M_P > M_{KP} > T$; 4. $M_{KP} > T$; 5. $S > M_{KP} > T$ і т.д.

При цьому в патроні закриття замкнутого силового контура є, відсутнє або виникає після остаточного затиску. Виходячи із структурної схеми (рис. 6.47, а) з можливими зв'язками між елементами у вигляді повного графа (рис. 6.47, б) будується морфологічна таблиця схем ВШЗП з використанням додаткових відцентрових сил врівноважуючих елементів



а б

Рис. 6.47. Структурна схема (а) і повний граф (б) ВШЗП

(УЭ) (табл. 6.8). Ця таблиця може бути представлена у вигляді згорнутої морфологічної матриці:

$$M_{ВШЗП}=M_{СТ}\wedge M_{СВ}, \qquad (6.22)$$

де *Мст*, *Мсв* – морфологічні матриці відповідно структури і зв'язків, сформовані в цифровому вигляді на основі даних табл. 6.8 і в розгорнутому вигляді представляють:

$$M_{ВСЗП}=\begin{vmatrix} 1.1 & 2.1 & 3.1 & 4.1 \\ 1.2 & 2.2 & 3.2 & 4.2 \\ 1.3 & 2.3 & 3.3 & 4.3 \\ 1.4 & 2.4 & 3.4 & 4.4 \\ 1.5 & & 3.5 & 4.5 \\ & & 3.6 & 4.6 \\ & & & 4.7 \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 5.1 & 6.1 & 7.1 & 8.1 & 9.1 & 10.1 & 11.1 \\ 5.2 & 6.2 & 7.2 & 8.2 & 9.2 & 10.2 & 11.2 \\ & & & & & & 11.3 \end{vmatrix}. \qquad (6.23)$$

Загальне число можливих структур ВШЗП $N_{СТ}=5\cdot4\cdot6\cdot7=840$, зв'язків $N_{СВ}=2\cdot2\cdot2\cdot2\cdot2\cdot2\cdot3=192$, а схем $N_{СХ}=N_{СТ}\cdot N_{СВ}=840\cdot192=161280$.

Як початкові об'єкти удосконалення вибираємо два типи широко поширених ЗП: кулачковий для важеля і клиново-кулачковий.

З морфологічної таблиці (табл. 6.8) і матриці (6.23) їх морфологічні формули наступні:

$$X_1=|1.1\text{-}2.1\text{-}3.6\text{-}4.7|\wedge|5.1\text{-}6.2\text{-}7.2\text{-}8.2\text{-}9.2\text{-}10.2\text{-}11.1|$$

$$X_2=|1.2\text{-}2.1\text{-}3.6\text{-}4.7|\wedge|5.1\text{-}6.2\text{-}7.2\text{-}8.2\text{-}9.2\text{-}10.2\text{-}11.1|.$$

Для підвищення коефіцієнта посилення розглянемо варіант ЗП (без компенсації відцентрових сил) з двома передавально-підсилюючими ланками: важелем і клиновим (альтернатива 1.5), як третій тип об'єкта для удосконалення за морфологічною формулою:

$$X_3>|1.5\text{-}2.1\text{-}3.6\text{-}4.7|\wedge|5.1\text{-}6.2\text{-}7.2\text{-}8.2\text{-}9.2\text{-}10.2\text{-}11.1|.$$

Для синтезу ВШЗП з компенсацією відцентрових сил на основі трьох базових об'єктів як врівноважуючі елементи вибрані повзун (альтернатива 3.1), а як допоміжний елемент (передавальної ланки) – важіль (альтернатива 6.3). Традиційні затискні патрони і синтезовані ВШЗП в подовжній площині зв'язків (альтернатива 11.1) представлені на рис. 6.50.

Для порівняння вибраних варіантів затискних патронів (рис. 6.48) виконаний аналіз передачі сил згідно з розрахунковими схемами (рис. 6.49) для випадків: а) статика – n=0; б) обертання патронів ($n \neq 0$) без компенсації відцентрових сил; в) обертання ($n \neq 0$) з компенсацією відцентрових сил.

Статичний коефіцієнт посилення патрона (n=0) важеля без урахування тертя в опорі важеля:

$$K_n = K_p . K_{пл} = \frac{a_P}{b_P} \cdot \frac{1-2f\dfrac{a}{l}}{1+2f\dfrac{b}{l}}, \qquad (6.24)$$

.

Таблиця 6.8. Морфологічна таблиця ВШЗП для токарних верстатів з використанням додаткової відцентрової сили

Структура(елементи)				Зв'язки						
1.Передавально-підсилююча ланка (ППЛ)	2.Затискний елемент (ЗЭ)	3.Врівнова-жуюючий елемент (УЭ)	4.Допоміж-ний елемент (ВЭ)	Затискний елемент (ЗЭ) з			ППЛ з		10.УЭ з ВЭ	11. Площина зв'язків
				5.ППЛ	6.УЭ	7.ВЭ	8.УЭ	9.ВЭ		
Э1	Э2	Э3	Э4	C_{2-1}	C_{2-3}	C_{2-4}	C_{1-3}	C_{1-4}	C_{3-4}	ПС
1.1. Важільна	2.1.Кулачок	3.1.Повзун	4.1.Повзун клинової	5.1.Є	6.1. Є	7.1.Є	8.1.Є	9.1.Є	10.1.Є	11.1.Поздовжня (YZ)
1.2.Клинова	2.2.Цанга	3.2.Тіло кочення	4.2.Втулка конусна	5.2.Немає	6.2.Немає	7.2.Немає	8.2.Немає	9.2.Немає	10.2.Немає	11.2.Попе-речна (XY)
1.3.Спіральна	2.3.Клин	3.3.Клин	4.3.Важіль							11.3.Поздовжньо-поперечна (XYZ)
1.4.Зубчата	2.4.Ексцентрик	3.4.Рейка зубчата	4.4.Шестерня							
1.5.Комбіно-вана		3.5.Повзун регульований	4.5.Шток							
		3.6.Немає	4.6.Рейка зубчата							
			4.7.Немає							

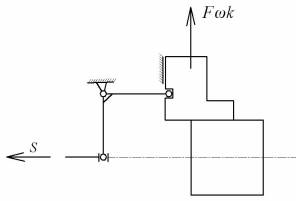
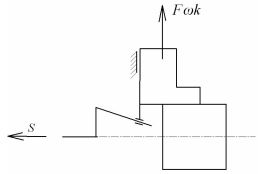
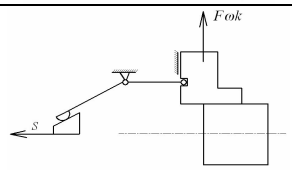
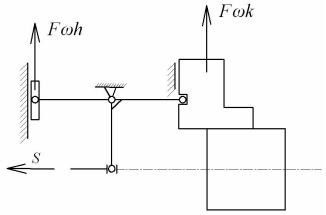
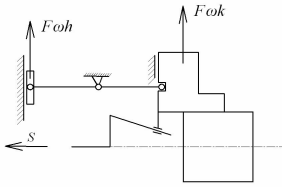
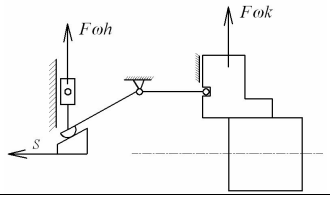
Варіант	Схема ЗП (ВШЗП)	Морфологічна формула
X_1		|1.1-2.1-3.6-4.7|^|5.1-6.2-7.2-8.2-9.2-10.2-11.1|
X_2		|1.2-2.1-3.6-4.7|^|5.1-6.2-7.2-8.2-9.2-10.2-11.1|
X_3		|1.5-2.1-3.6-4.7|^|5.1-6.2-7.2-8.2-9.2-10.2-11.1|
X_4		|1.1-2.1-3.1-4.3|^|5.1-6.1-7.2-8.1-9.2-10.1-11.1| (підкреслені альтернативи в порівнянні з X1)
X_5		|1.2-2.1-3.1-4.3|^|5.1-6.1-7.2-8.2-9.2-10.1-11.1| (підкреслені альтернативи в порівнянні з X2)
X_6		|1.5-2.1-3.1-4.5|^|5.1-6.1-7.2-8.1-9.1-10.1-11.1| (підкреслені альтернативи в порівнянні з X3)

Рис. 6.48. Традиційні ЗП без компенсації відцентрових сил (X_1–X_3) і синтезовані ВШЗП з компенсацією відцентрових сил (X4-X6) за табл. 6.8 в поздовжній площині YZ

де $K_p = \dfrac{a_p}{b_p}$ – коефіцієнт підсилення важельної передачі; $K_{пл} = \dfrac{1 - 2f\dfrac{a}{l}}{1 + 2f\dfrac{b}{l}}$ – коефіцієнт підсилення повзуна – постійного кулачка. Приймемо умови, що при обертанні ($n \neq 0$) статична радіальна сила затиску T без компенсації зменшується на величину $\Delta T\omega = F\omega к$. Тоді динамічний коефіцієнт підсилення патрона стане рівним

$$Кп\omega = \frac{T - F\omega k}{S} = \frac{T}{S} - \frac{F\omega k}{S} = Кп - \frac{F\omega k}{T} Кп = Кп(1 - \frac{F\omega k}{T}). \qquad (6.25)$$

Варіанти Х1 і Х4 (рис. 6.49, а)

Позначимо відношення відцентрової сили неврівноваженого кулачка до $F_{\omega k} = m_k R_k \cdot \omega^2$ статичної радіальної сили затиску Т через показник рівня падіння вихідної силової характеристики патрона:

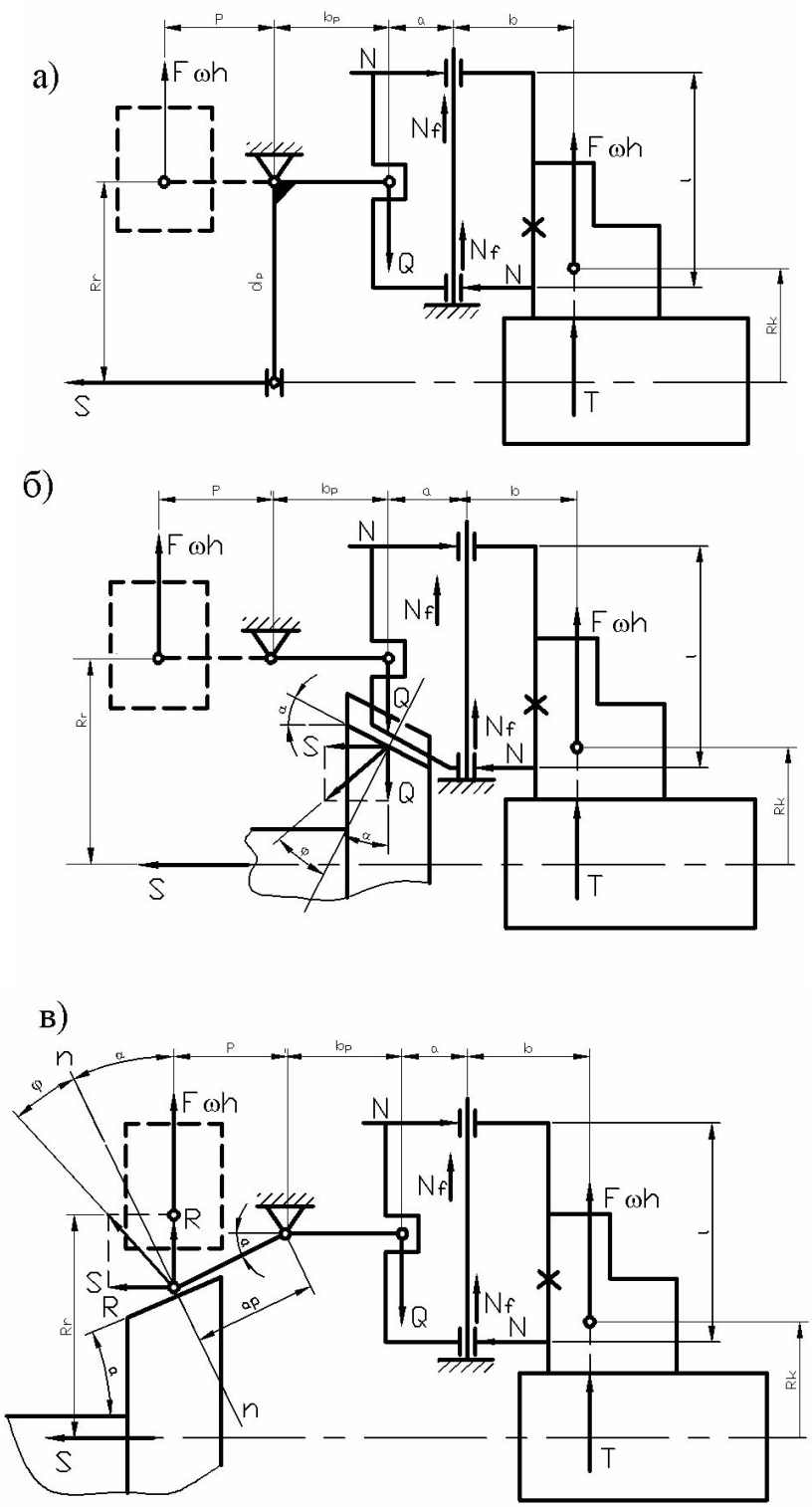


Рис. 6.49. Передача сил в затискних патронах, що обертаються, з відкритим замкнутим контуром: а – важільний; б – клиновий; в – клиноважільний

$$\lambda_{T\omega} = \frac{F\omega k}{T}. \qquad (6.26)$$

Тоді динамічний коефіцієнт підсилення буде

$$Kn\omega = Kn(1-\lambda_{T\omega}) = \frac{a_P}{b_P} \cdot \frac{1-2f\dfrac{a}{l}}{1+2f\dfrac{b}{l}} \cdot (1-\lambda_{T\omega}). \qquad (6.27)$$

Введення додаткового вантажу з радіусом центра тяжіння Rr, зв'язаного через передачу важеля з додатковим плечем p, створює додаткову відцентрову силу $F\omega h = m_Г \cdot R_Г \cdot \omega^2$, що дозволяє компенсувати відцентрову силу $F\omega k$, а значить збільшити динамічний коефіцієнт підсилення патрона за рахунок коефіцієнта підсилення передачі важеля з умови:

$$S \cdot a_P + F\omega h.p = Qb_P. \qquad (6.28)$$

Позначимо відношення відцентрової сили вантажу $F\omega h$ до осьової сили S, що розвивається приводом і що приводиться на один затискний елемент – кулачок, через показник рівня зростання вхідної силової характеристики приводу:

$$\lambda_{T\omega} = \frac{F\omega h}{S} \cdot \qquad (6.29)$$

Підставивши формулу (6.29) в рівняння (6.28) і перетворивши, отримаємо коефіцієнт передачі важеля компенсатора:

$$K_P^K = \frac{a_P}{b_P}(1+\lambda_{S\omega}) = K_P.(1+\lambda_{S\omega}), \qquad (6.30)$$

а динамічний коефіцієнт підсилення важеля ВШЗП (варіант Х4) з компенсатором стане

$$K_{П\omega}^K = K_P \cdot K_{пл} = \frac{a_P}{b_P} \cdot \frac{1-2f\dfrac{a}{l}}{1+2f\dfrac{b}{l}}(1-\lambda_{T\omega})(1+\lambda_{S\omega}). \qquad (6.31)$$

<u>Варіанти Х2 і Х5 (рис. 6.49, б)</u>

Користуючись аналогічно вище приведеним міркуванням, знайдемо статичний коефіцієнт підсилення клинового патрона (n=0):

$$K_n = K_{кл}.K_{пл} = ctg(\alpha+\varphi) \cdot \frac{1-2f\dfrac{a}{l}}{1+2f\dfrac{b}{l}}, \qquad (6.32)$$

де $K_{кл} = ctg(\alpha+\varphi)$ – коефіцієнт підсилення клинової передачі; α – кут клину; φ – кут тертя.

Динамічний коефіцієнт підсилення клинового патрона, що обертається ($n \neq 0$) без компенсатора:

$$K_{n\omega} = K_n(1-\lambda_{T\omega}) = ctg(\alpha+\varphi).\frac{1-2f\dfrac{a}{l}}{1+2f\dfrac{b}{l}}\cdot(1-\lambda_{T\omega}), \qquad (6.33)$$

а ВШЗП з компенсатором (варіант Х5):

$$K_{П\omega}^{K} = ctg(\alpha+\varphi)\cdot\frac{1-2f\dfrac{a}{l}}{1+2f\dfrac{b}{l}}(1-\lambda_{T\omega})[1+\lambda_{S\omega}\cdot tg(\alpha+\varphi)]. \qquad (6.34)$$

<u>Варіанти Х3 і Х6 (рис. 6.49, в)</u>

Статичний коефіцієнт підсилення клино-важільного патрона (n=0):

$$K_n = K_{кл}.K_P\cdot K_{пл} = ctg(\alpha+\varphi)\frac{a_P\cdot\cos\alpha}{b_P}\cdot\frac{1-2f\dfrac{a}{l}}{1+2f\dfrac{b}{l}}, \qquad (6.35)$$

а динамічний коефіцієнт підсилення ($n \neq 0$) без компенсатора:

$$K_{n\omega} = K_n(1-\lambda_{T\omega}) = ctg(\alpha+\varphi)\frac{a_P\cdot\cos\alpha}{b_P}\cdot\frac{1-2f\dfrac{a}{l}}{1+2f\dfrac{b}{l}}\cdot(1-\lambda_{T\omega}), \qquad (6.36)$$

і ВШЗП з компенсатором (варіант 6):

$$K_{П\omega}^{K} = ctg(\alpha+\varphi)\cdot\frac{a_P\cdot\cos\alpha}{b_P}\cdot\frac{1-2f\dfrac{a}{l}}{1+2f\dfrac{b}{l}}(1-\lambda_{T\omega})[ctg(\alpha+\varphi)+\lambda_{S\omega}]. \qquad (6.37)$$

Синтез оригінальних схем ВШЗП може бути запропонований введенням різних альтернатив для основних ознак і розглядом способів урівноваження відцентрових сил не тільки в поздовжній площині YZ (рис. 6.47, 6.50), але і поперечній площині XY (рис. 6.51).

На рис. 6.50 представлені синтезовані схеми ВШЗП: Х7 – кулачково-важельного за рахунок урівноваження відцентрової сили вантажем, пов'язаним з важелем зубчатої передачі (рейка-сектор); Х8 – кулачково-важельний за рахунок закриття силового контура патрона конусною втулкою з конічною (клиновою) внутрішньою поверхнею, що взаємодіє з клиновою поверхнею кулачка; Х9 – кулачково-важільний вдосконалений варіант Х8 з використанням тіл кочення, що створюють додаткову відцентрову силу $F_{\omega h}$. На рис. 6.51 представлені синтезовані схеми ВШЗП з врівноважуючим вантажем: Х10 – через передачу важеля; Х11 – через зубчату передачу; Х12 і Х13 – з протилежного боку кулачка через тягу відповідно без регулювання центру тяжіння вантажу і з регулюванням.

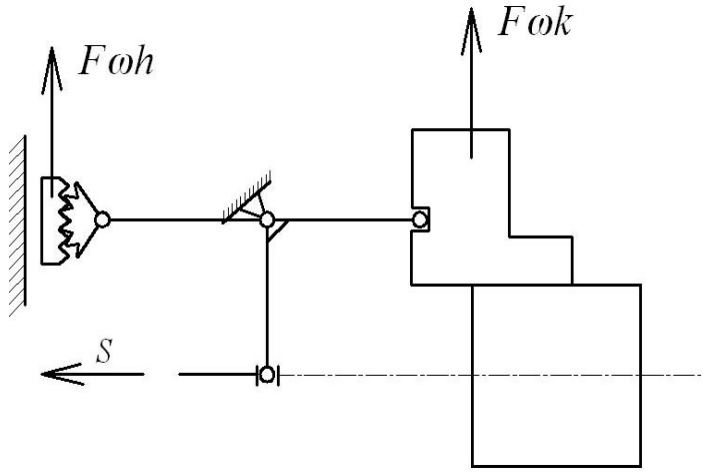
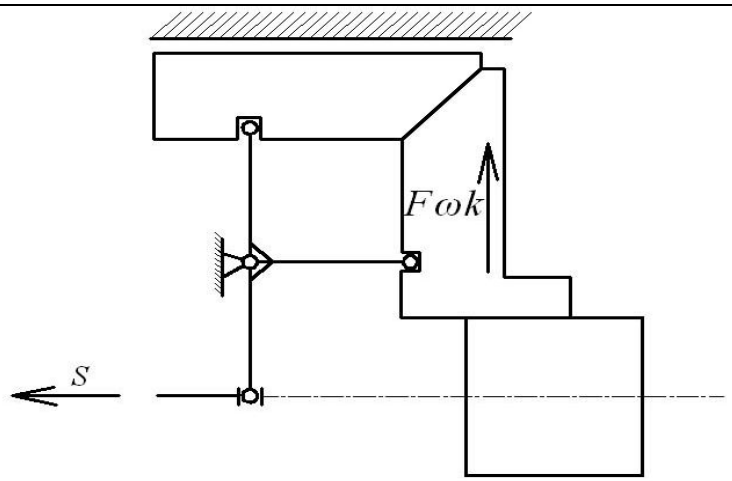
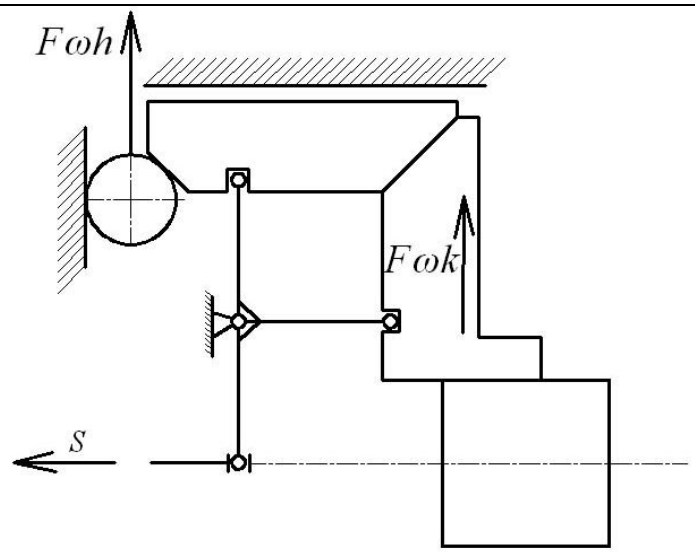
Варіант	Схема ВШЗП	Морфологічна формула
X7		|1.1-2.1-3.4-4.7|^|5.1-6.1-7.2-8.1-9.2-10.2-11.1|
X8		|1.1-2.1-3.6-4.1|^|5.2-6.2-7.1-8.2-9.1-10.2-11.1|
X9		|1.1-2.1-3.2-4.1|^|5.1-6.2-7.1-8.2-9.1-10.2-11.1|

Рис. 6.50. Синтезовані важільно-кулачкові ВШЗП з використанням вантажу і зубчато-рейкової передачі і закриттям силового контура в поздовжній площині YZ

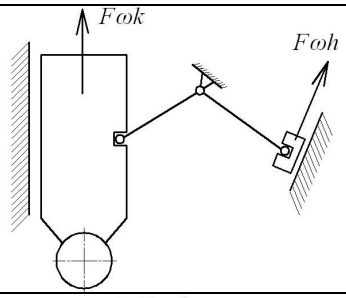
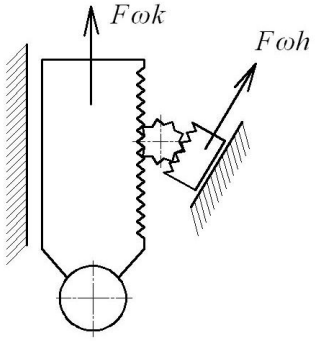
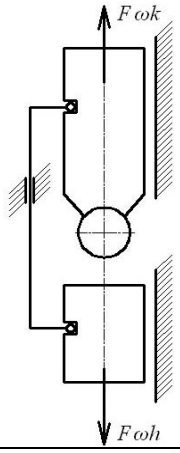
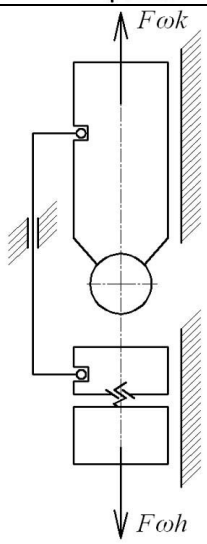
Варіант	Схема ВШЗП	Морфологічна формула
X10		|1.1-2.1-3.1-4.3|^|5.1-6.1-7.1-8.2-9.2-10.1-11.3|
X11		|1.1-2.1-3.4-4.4|^|5.1-6.1-7.1-8.2-9.2-10.1-11.3|
X12		|1.1-2.1-3.1-4.5|^|5.1-6.1-7.1-8.2-9.2-10.1-11.3|
X13		|1.1-2.1-3.5-4.5|^|5.1-6.1-7.1-8.2-9.2-10.1-11.3|

Рис. 6.51. Синтезований важільно- кулачковий ВШЗП з використанням урівноваження в поперечній площині XY при передавально - підсилюючій ланці в поздовжній площині YZ (варіанти X1–X3 на рис. 6.48).

РОЗДІЛ 7. ДОСЛІДЖЕННЯ І РОЗРАХУНКИ ЗАТИСКНИХ МЕХАНІЗМІВ ДЛЯ ПРУТКІВ І ШТУЧНИХ ЗАГОТОВОК

7.1. Динамічні пружно-силові характеристики ВШЗП

Для досліджень був обраний синтезований варіант ВШЗП з компенсацією відцентрових сил (рис. 6.48, варіант X_6) згідно з патентом України № 74683 (рис. 7.1).

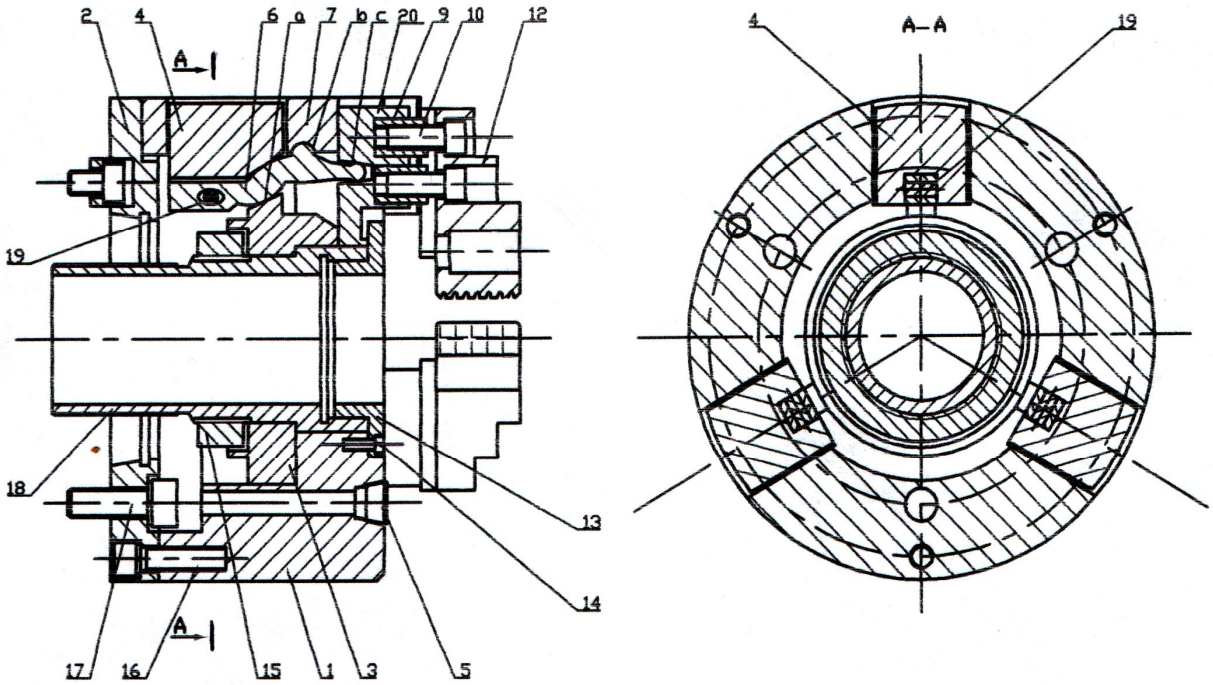


Рис. 7.1. Клиноважільний кулачковий ВШЗП з компенсацією відцентрових сил згідно з патентом України № 74683: 1 – корпус, 3 – клин, 4 – груз, 6 – важіль, 12 – затискний кулачок, 15 – гайка, 18 – тяга, 19 – вісь

При силовому аналізі запропонованої конструкції ВШЗП (рис 7.1) виконувалося моделювання силових характеристик патрона в статиці (*n=0*) і при обертанні на різних частотах n без компенсації і з компенсацією відцентрових сил з врахуванням розподілу сил на затискному елементі-кулачку (рис. 7.2).

На кулачок (рис.7.2, а) діють: радіальна сила тиску *q(x)* на робочій поверхні, характер розподілу якої за довжині контакту лінійного стику *q(x)=A+Bx* (де *A, B* – коефіцієнти функції розподілу тиску), R_1, R_2 – результуючі реакції в напрямних пазах патрона, fR_1, fR_2 – сили тертя в напрямних пазах, R_3 – сила, що передається на кулачок від приводу; $T = \int_0^m q(x)dx = Am + 0.5Bm^2$ – радіальна сила затиску деталі одним кулачком, яка діє на відстані від напрямних $X_T = X_1 + (\frac{1}{2}Am^2 + \frac{1}{3}Bm^3)/(Am + \frac{1}{2}Bm^2)$.

Після перетворення отримана система рівнянь затискного кулачка:

$$\begin{cases} R_2\left(\frac{2}{3}l - fb\right) = R_3 d + A\left(mx_1 + mb + 0.5m^2\right) + B\left(0.5m^2 x_1 + 0.5m^2 b + \frac{1}{3}m^3\right) \\ R_1\left(\frac{2}{3}l + fb\right) = R_3(d+b) + A(mx_1 + 0.5m^2) + B\left(0.5m^2 x_1 + \frac{1}{3}m^3\right) \\ R_1 = R_2 \end{cases} . \qquad (7.1)$$

В ньому невідомими величинами є:R_1, R_2, A, B. Для їх находження використовуємо додаткове рівняння кутових переміщень

$$K_{пов} \cdot R_1 \cdot \frac{2}{3}l - \Theta_P = B \cdot m \cdot Kp, \qquad (7.2)$$

де $K_{пов}$ – поворотна податливість стику кулачок-напрямні; l – довжина напрямних;

Θ_P – кут розточування кулачка, рад; m – довжина робочої частини кулачка; Kp – контактна податливість стику кулачок-деталь.

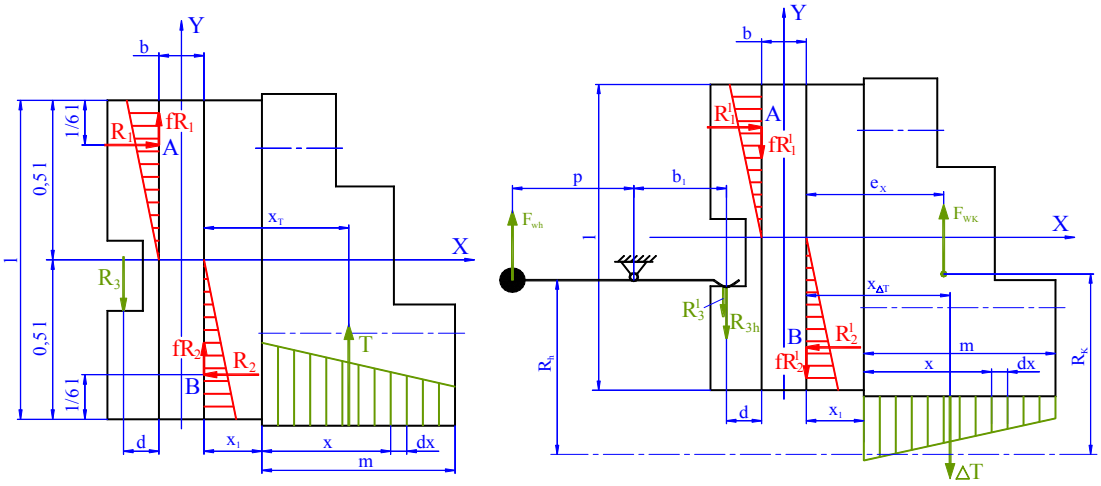
Відцентрова сила $F_{\omega к} = m_к \cdot R_к \left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2$, (де $m_К$ і $R_К$ – відповідно маса і радіус центра мас основного і накладного кулачків) при n>0 (рис. 7.2, б) викликає додаткове навантаження напрямних кулачків і їх поворот, що в кінцевому результаті призводить до зменшення сили затиску

$\Delta T = \int_0^m (A' + B' \cdot x)dx = A' \cdot m + 0.5B' \cdot m^2$ на відстані

$X_{\Delta T} = x_1 + \left(\frac{1}{2}A' \cdot m^2 + \frac{1}{3}B' \cdot m^3\right) / \left(A' \cdot m + \frac{1}{2}B' \cdot m^2\right)$ і за розподілу тиску за довжині кулачка:

$$q'(x) = A' + B' \cdot x,$$

де A', B' – нові коефіцієнти функції розподілу тиску. При цьому система п'яти рівнянь затискного кулачка стане:



а *б*

Рис. 7.2. Розподіл сил, які діють на кулачку ВШЗП при n=0 (а) і n>0 (б)

$$\begin{cases} R_2 z_2 = F_{\omega к}\left(e_x + b\right) + K_3 d - AW_1 - BW_2 \\ R_1^{'} z_1 = F_{\omega к} e_x + R_3^{'}(\alpha + b) - A^{'} N_3 - B^{'} W_4 \\ R_1^{'} = R_2^{'} \\ K_{пов} R_1^{'} \dfrac{2}{3} l = B^{'} mKp \\ K_{оп} R_3^{'} = A^{'} mKp \end{cases}, \qquad (7.3)$$

де невідомі A', B', R'_1, R'_2, R'_3; $К_{оп}$ – контактна піддатливість опори важеля;

e_x – відстань від центра мас основного і накладного кулачків;

$z_1 = \frac{2}{3} l - fb$; $z_2 = \frac{2}{3} l + fb$; f – коефіцієнт тертя; $W_1 = mx_1 + mb + 0.5m^2$;

$W_2 = 0.5m^2 x_1 + 0.5m^2 b + \frac{1}{3} m^3$; $W_3 = mx_1 + 0.5m^2$; $W_4 = 0.5m^2 x_1 + \frac{1}{3} m^3$.

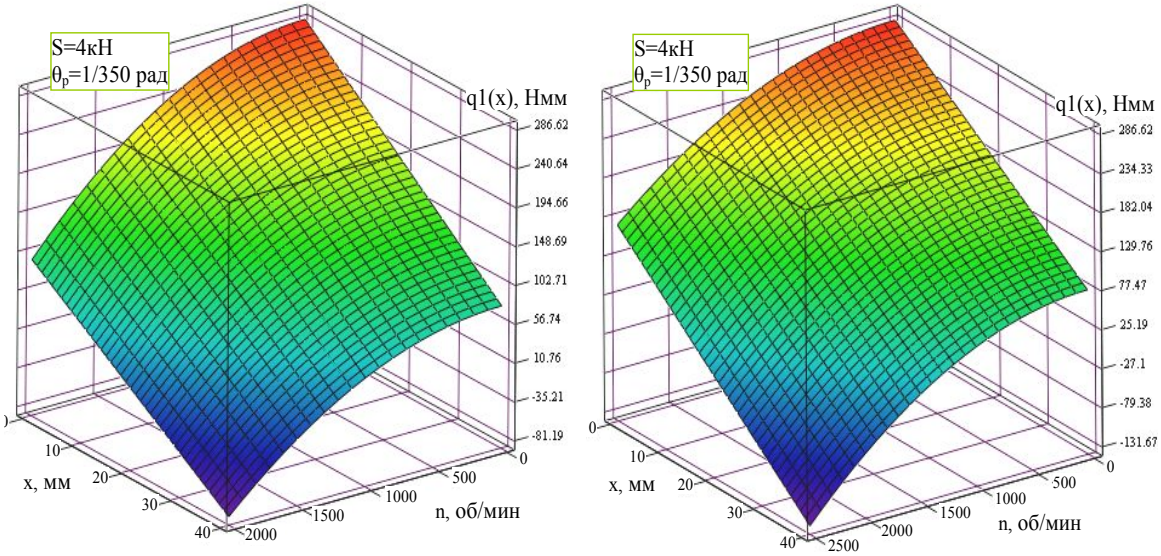
Розв'язання системи рівнянь (7.40) дає можливість визначити розподіл радіального тиску

$$q_1(x) = q(x) - q'(x) = A - A' + (B - B')x, \qquad (7.4)$$

сумарної динамічної сили затиску ВШЗП без компенсації відцентрових сил

$$T_{\Sigma дин} = 3(T - \Delta T) = 3\left[(A - A')m + 0.5m^2 (B - B')\right]. \qquad (7.5)$$

Дослідження впливу частоти обертання на характер розподілу радіальної сили затиску здійснювалося за допомогою ПЕОМ (рис. 7.3).



а) б)

Рис. 7.3. Характер розподілу радіальної сили затиску $q_1(x)$ за довжині кулачка x для осьової сили від приводу S=4кН і куту розточування кулачка Θр =1/350 рад при використанні накладних кулачків: а – призматичних типу КМ – WBL – 80; б – ступінчастих типу SHB – J80

Залежності сумарної радіальної сили $T_{\Sigma дин}$ від частоти обертання n показали, що при сумарній осьовій силі привода S_Σ=3S=12кН сила $T_{\Sigma дин} = 0$

для призматичних стальних кулачків при $n = 2035$ об/хв, а для ступінчастих при $n = 2460$ об/хв.

Використовуючи систему рівнянь, аналогічну системі (7.2), отримані коефіцієнти функції розподілу тиску за довжині робочої поверхні кулачка і реакції в напрямних основних кулачків, а також сумарна радіальна сила затиску ВШЗП з компенсацією відцентрових сил:

$$T_{\Sigma дин}^{комп} = 3\left[\left(A''-A'\right)m + 0.5m^2\left(B''-B'\right)\right]. \qquad (7.6)$$

Використання компенсатора у вигляді врівноваженої ваги – повзуна (альтернатива 3.1, табл. 7.8) масою $m_h = 1.3\,êã$ призводить до підвищення робочих частот обертання в 1.57 і 3.12 разів відповідно для призматичних і ступінчастих накладних кулачків в порівнянні з ВШЗП без компенсатора (рис. 7.4).

Теоретично доведено, що затискається, призводить до суттєвого зниження сумарної сили затиску при підвищенні частоти обертання ВШЗП з компенсатором. Так при $S_\Sigma = 12кН$, $V_P = 1/350\,рад$, $n = 3000îá\ /\ õâ$ і податливості деталі $100мкм/Н$ сила $T_{\Sigma дин}^{комп} = 27кН$, а при податливості деталі $400мкм/Н$ сила зменшиться до $T_{\Sigma дин}^{комп} = 14кН$, тобто приблизно в 2 рази, що робить обробку небезпечною.

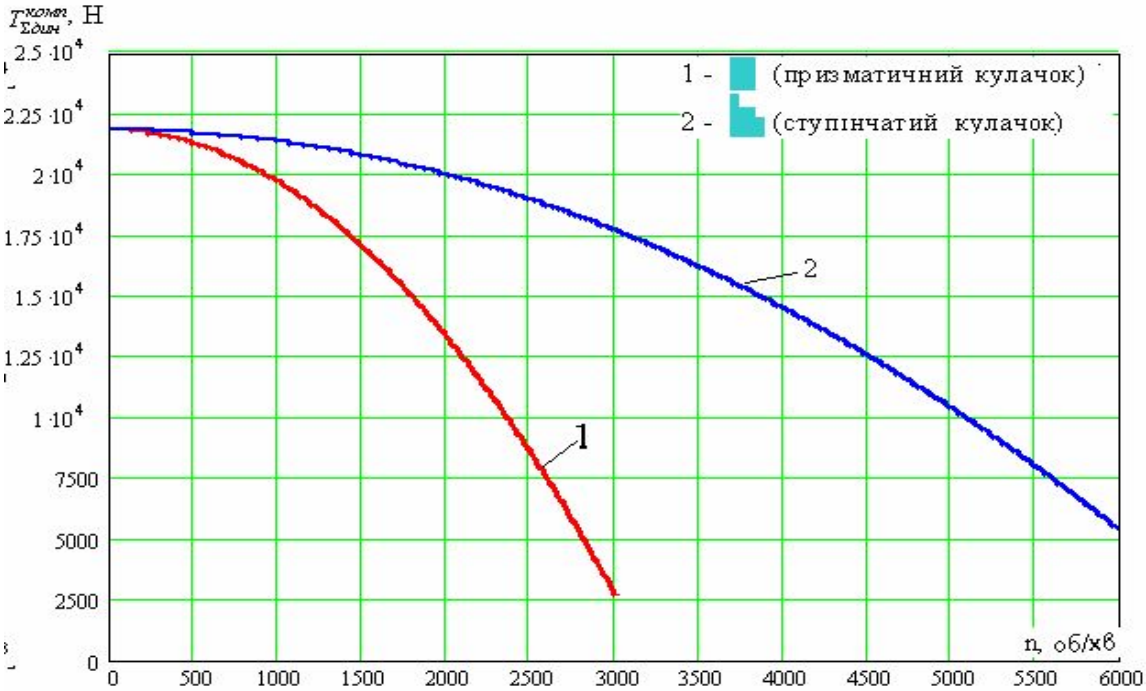


Рис. 7.4. Залежність сумарної радіальної сили затиску $T_{\Sigma дин}^{комп}$ від частоти обертання для ВШЗП з компенсатором ($m_h = 1.3кг$)

Для теоретичного дослідження напружено-деформованого стану корпуса ВШЗП використано метод скінчених елементів (МСК), який є одним із найрозповсюдженіших в техніці числових методів вирішення задач теорії пружності завдяки таким властивостям як універсальність,

хороша алгоритмізованість, хороша чисельна стійкість МСЕ– алгоритмів.

При використанні МСЕ для вирішення задачі про напружено-деформований стан корпуса ВШЗП суцільне пружне тіло заміняється сукупністю окремих скінчених елементів, зв'язаних між собою у вузлових точках. Між вузловими зусиллями $\{R\}$ і вузловими переміщеннями $\{q\}$ існує залежність:

$$\{R\} = [K]\{q\}, \tag{7.7}$$

де $\{R\}$ і $\{q\}$ – вектор-стопці вузлових зусиль і переміщень; $[K]$ – матриця жорсткості, що визначає пружні властивості елемента, що розглядається.

Повний цикл аналізу напружено-деформованого стану корпуса ВШЗП за допомогою розрахункового програмного комплексу MSC Nastran for Windows включає наступні етапи: розробку геометричної твердотільної моделі; задання характеристик матеріалів; вибір типу скінченних елементів і ввід їх параметрів; розбиття геометричної моделі на скінченні елементи; задання граничних умов, що накладаються на корпус ВШЗП, та формування системи навантажень; перевірка коректності розробленої скінченно-елементної моделі; моделювання напружено-деформованого стану; аналіз результатів моделювання.

Геометрична модель корпуса ВШЗП (рис. 7.5) створена за допомогою засобів, що базуються на геометричному ядрі твердотільного моделювання. Розроблена твердотільна модель враховує практично всю геометрію реальної конструкції.

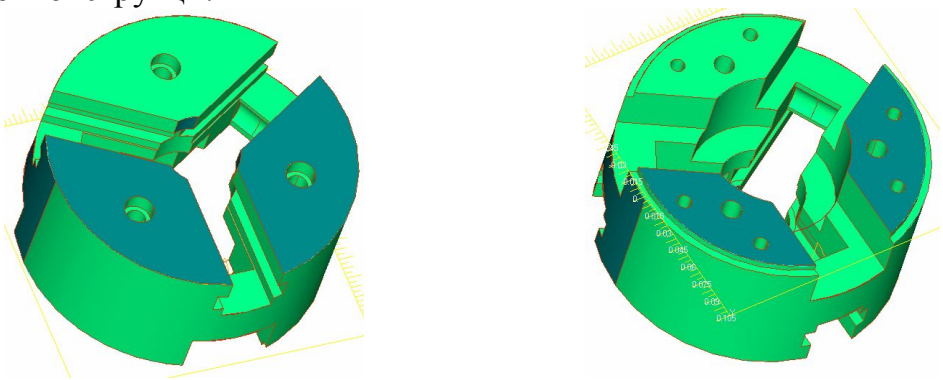


Рис. 7.5. Твердотільна геометрична модель корпуса ВШЗП

Генерація скінченно-елементної сітки здійснена автоматично з використанням опцій керування її параметрами, які дозволяють встановити розмір скінченного елемента, коригування сітки на складних ділянках та ін. Геометрія корпуса ВШЗП описана сіткою тетраедральних скінчених елементів (рис. 7.7), кількість яких становить 12648. Використані десятивузлові тетраедральні скінченні елементи, які забезпечують другий порядок апроксимації, що дозволяє краще описувати криволінійні границі і забезпечує високу точність розрахунку. Після створення скінченно-елементної сітки задані граничні умови, роль яких при статичному розрахунку виконують закріплення корпуса ВШЗП. На корпус ВШЗП в процесі обертання діють зовнішні об'ємні навантаження, викликані

відцентровими силами інерції.

Моделювання напружено-деформованого стану проводилося в діапазоні частот обертання ВШЗП 0 – 11000 об/хв результатами моделювання корпуса ВШЗП, навантаженого силами інерції, що викликані кінематичною дією, є еквівалентні напруження в елементах корпуса. Значення еквівалентних напружень розрахувалися за гіпотезою енергії зміни форми Ріхарда Фон Мізеса:

$$\sigma_{экв} = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^{2+} + 6\left(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2\right)}, \qquad (7.8)$$

де $\sigma_x = \sigma_{11}$, $\sigma_y = \sigma_{22}, \sigma_z = \sigma_{33}$, $\tau_{xy} = \sigma_{12}, \tau_{yz} = \sigma_{23}$, $\tau_{zy} = \sigma_{31}$ – компоненти тензора напружень в розглядуваній точці елемента корпуса ВШЗП.

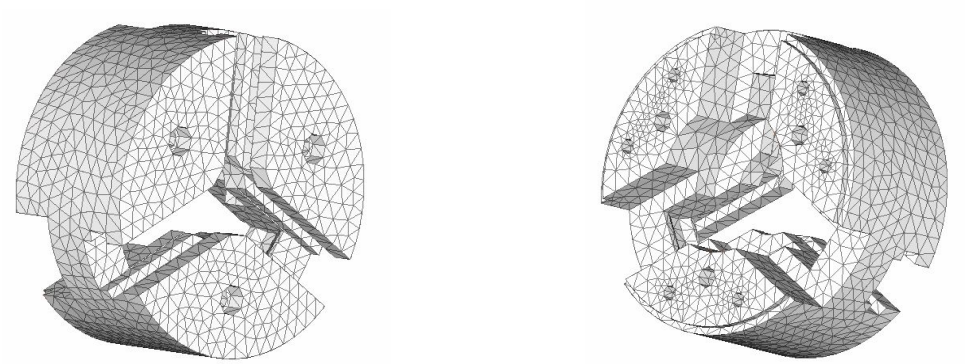


Рис. 7.6. Згенерована скінченно-елементна сітка корпуса ВШЗП

На рис.7.7 наведений графік розрахункових величин еквівалентних напружень за вузлах скінченно-елементної сітки. Аналогічно проведено моделювання для решти частот обертання.

Із отриманих результатів випливає, що найбільші напруження виникають в елементах корпуса між заглибленнями під важелі переміщень кулачків і пазами кулачків. Це пояснюється тим, що в результаті виконання пазів з напрямними кулачків отримуються три консольні сегменти, які в процесі обертання ВШЗП стараються під дією відцентрових сил повернутися відносно умовної площини їх закріплення.

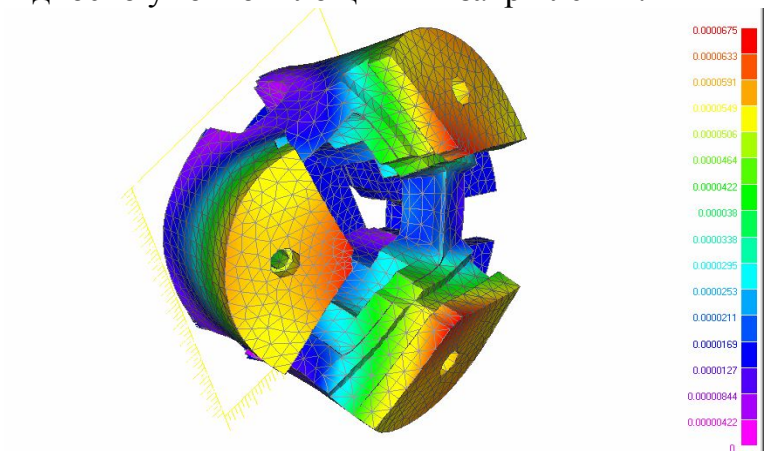


Рис. 7.7. Розподіл еквівалентних напружень за вузлах скінченно-елементної сітки

У результаті обробки даних за результатами моделювання отримана квадратична залежність максимальних еквівалентних напружень, що виникають в елементах корпуса ВШЗП від частоти обертання:

$$\sigma_{экв.\max} = 1.048 \cdot 10^{-5} n^2, \qquad (7.9)$$

де n – частота обертання ВШЗП.

Допустима частота обертання, обмежена міцністю корпуса ВШЗП, виготовленого із різних марок сталей приведена в табл. 7.1.

Таблиця 7.1. Допустима частота обертання, обмежена міцністю ВШЗП

Матеріал	$n_{доп}$, *об/хв*	Матеріал	$n_{доп}$, *об/хв*
Сталь 45	8950	Сталь 40ХН	9770
Сталь 40Х	9670	Сталь 45ХН2МФА	11770

7.2. Силові і пружно-демпфуючі характеристики ВЦП і ШЦП

Приведені основні результати теоретичних досліджень ВЦП (рис. 7.8) і ШЦП, які підтверджені експериментальними дослідженнями. Патрон складається із затискної цанги (ЗЦ) 3 тянучого типу, губки якої по зовнішньому конусу взаємодіють із шпинделем верстата 1, а по циліндричному отвору із внутрішньою поверхнею губок циліндричної цанги 4. Проміжна цанга, виконана за одне ціле з пружним фланцем (ПЦ з ПФ) і нерухомо закріплена до шпинделя (Ш) верстата за допомогою гвинтів 2.

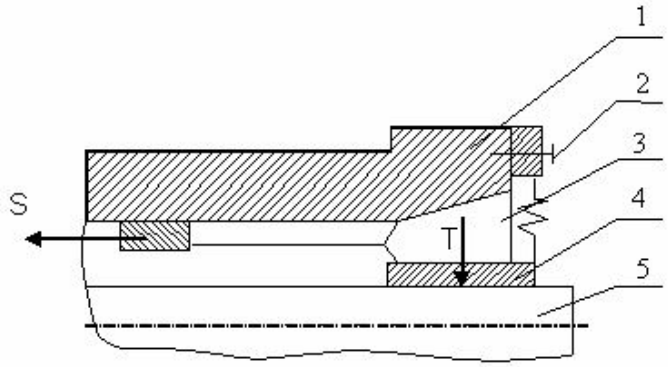


Рис. 7.8. Конструктивна схема ВЦП з ПФ

У залежності від регулювання ЗМ з ВЦП можливі різні варіанти вихідного положення затяжної і циліндричної цанг:

1 – між губками цанг зазор ($\Delta' = 0$) відсутній, а є тільки зазор Δ між губками циліндричної цанги і заготовкою (прутком);

2 – існує два зазори Δ' і Δ, при чому $\Delta' < \Delta$;

3 – відсутні зазори Δ' і Δ (що найменш ймовірно).

Крім того, можлива різна початкова взаємодія конічної поверхні конуса затискної цанги зі шпинделем (корпусом):

1 – кут конуса цанги α, більший ніж кут конуса шпинделя α' ($\alpha > \alpha'$) і початковий контакт буде спереду патрона по більшому діаметру;

2 – кут конуса цанги α рівний куту конуса шпинделя α' ($\alpha = \alpha'$) і початковий контакт по всій конічній поверхні, що утворюється;

3 – кут конуса цанги α менший ніж кут конуса шпинделя α' ($\alpha < \alpha'$) і початковий контакт буде в кінці конічної поверхні губок по меншому діаметру.

Таким чином, можлива кількість з'єднань початкової взаємодії в поздовжньому напрямку і при різних плечах контакту рівна $3^2=9$.

Із цих дев'яти варіантів потрібно вибрати найбільш вдале з'єднання з точки зору забезпечення максимальної сили затиску, тобто, $T_\Sigma=max$, $K_П=max$, $\eta_П=max$, і мінімальних похибок базування і затиску, тобто, $\Delta_P=min$, $\Delta_{03}=min$.

На ці характеристики і стан контактної взаємодії впливають також відхилення Δd діаметра робочого отвору проміжної цанги d_0 від діаметра заготовки, що затискається (прутка, інструмента) d, де можливі три випадки:

1 – $\Delta d = d - d_0 > 0$ (кращий випадок з точки зору сили затиску, але потрібне розведення губок циліндричної цанги для вільного проходження прутка при подачі чи заготовки при завантаженні);

2 – $\Delta d = d - d_0 = 0$ (ідеальний випадок, еффективний при затиску каліброваного прутка 1–2 класів чи ріжучого інструмента з циліндричним хвостовиком, що потребує при подачі прутка чи установці ріжучого інструменту точного центрування без перекосів і додаткових зусиль);

3 – $\Delta d = d - d_0 < 0$ (найбільш сприятливий випадок з точки зору штучних заготовок чи встановлення невеликого значення Δd в мінус).

Практично можлива кількість взаємодій затискної цанги зі шпинделем і проміжною цангою, а проміжної цанги з деталлю (прутком, заготовкою, інструментом) в поздовжньому і поперечному перерізах буде $3^3 = 27$.

При малих швидкостях затиску ($n_{PB}\to 0$) процес можна розглядати як статичний. Рішення задачі передачі сил в цанговому патроні і визначення коефіцієнта підсилення зводиться до розв'язання систем рівнянь, які відповідають етапам затиску: вибір радіальних зазорів і поворот губки циліндричної цанги до контакту всієї твірної робочого отвору із деталлю, що затискається; кінцева затяжка цанги до одержання потрібної сили затиску. Сумарна осьова сила S_Σ, яка створюється приводом і забезпечує потрібну радіальну силу затиску T_Σ, рівна:

$$S_\Sigma = z.(S_1 + S_2),$$

де S_1 – осьова сила, утворена приводом для переміщення губки ЗЦ і ПЦ до повного вибору радіальних зазорів $\Delta' + \Delta$; S_2 – осьова сила утворена приводом до одержання необхідної потрібної радіальної сили затиску $T_\Sigma = z.T$; z – кількість пелюсток; T – радіальна сила затиску утворена однією губкою.

Співвідношення між силами S_Σ і T_Σ в більшості визначається конструкцією затискного патрона і є функцією: а) розміщення плеч рівнодійних сил в місцях спряження затискної цанги з конусом шпинделя, між губками цанги і між губкою проміжної цанги деталі, що обробляється;

б) коефіцієнтів тертя; в) жорсткості пелюсток цанг.

ПЦ з ПФ представляє собою складну просторову геометричну форму і для її міцністного і деформаційного розрахунку класичні методи застосовуються важко. Універсальним наближеним методом для вирішення задачі такого типу є метод кінцевих елементів (МКЕ). За допомогою програмного продукту COSMOS/M. Розрахункова схема розглянутої конструкції проміжної цанги з пружним фланцем показана на рис. 7.9. Виходячи із її функціонального призначення, маючи на увазі, що вона працює в умовах тримірного напруженого стану, при дослідженні моделюється як об'ємне тіло.

Прийняті такі допущення: матеріал ПЦ з ПФ (сталь 65Г) гомогенний і ізотропний; ПЦ з ПФ лінійно-деформуюча: деформаційний стан в точці описується тензором Коші для безкінечно малих деформацій, а залежність між напруженнями і деформаціями підкоряється узагальненому закону Гука.

Для аналізу вибрана просторова 3D геометрична модель, складена із шестистінних простих об'ємів, які належним чином розділяють просторову модель. Для кінцевих елементів сітки використані ізопараметричні об'ємні тіла (SOLID) з 8 вузлами і 24 степенями свободи, які мають матеріальні константи: модуль пружності E=2,05·105 МПа і коефіцієнт Пуассона μ=0,28 (сталь 65Г) (рис. 7.10).

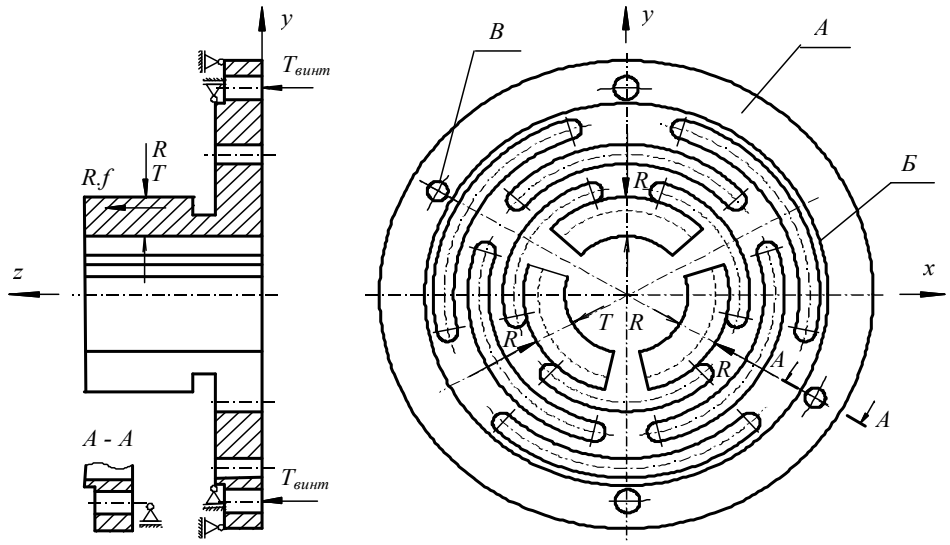


Рис. 7.9. Розрахункова схема ПЦ з ПФ

Модель реалізована в параметричному вигляді, що дозволяє легко і швидко коректувати матеріальні характеристики, як і кількість кінцевих елементів у всіх трьох напрямках. Геометричні розміри моделі також задані в параметричному вигляді. Для різних схем навантаження (рис. 7.11) і передаючого зусилля при різних геометричних параметрах виконана кількісна оцінка міцності, радіальної і осьової жорсткості проміжної цанги з пружним фланцем (ПЦ з ПФ).

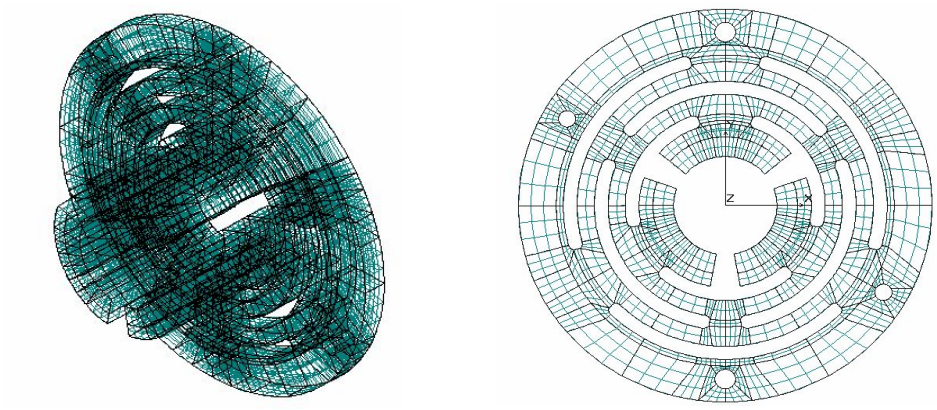
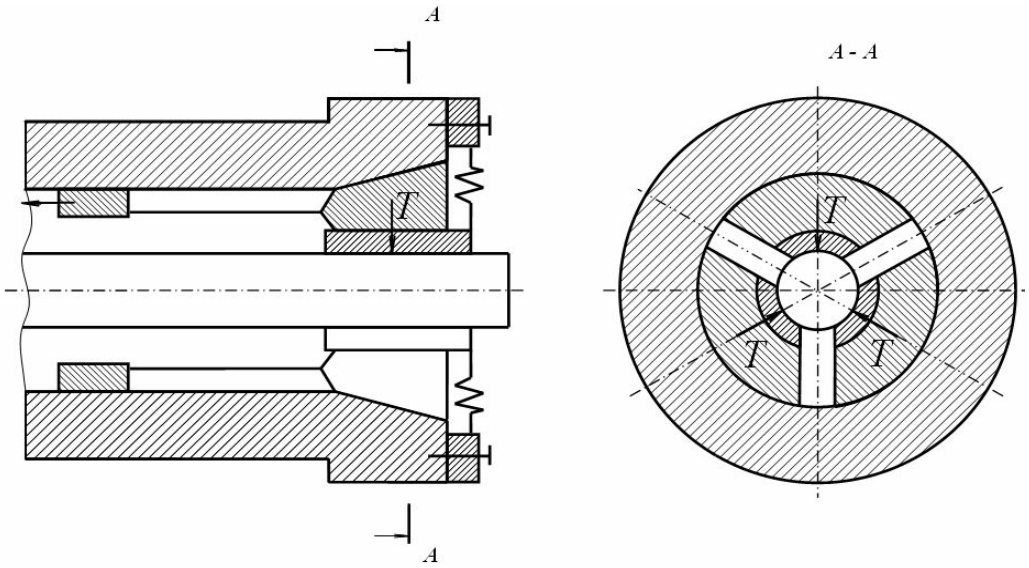
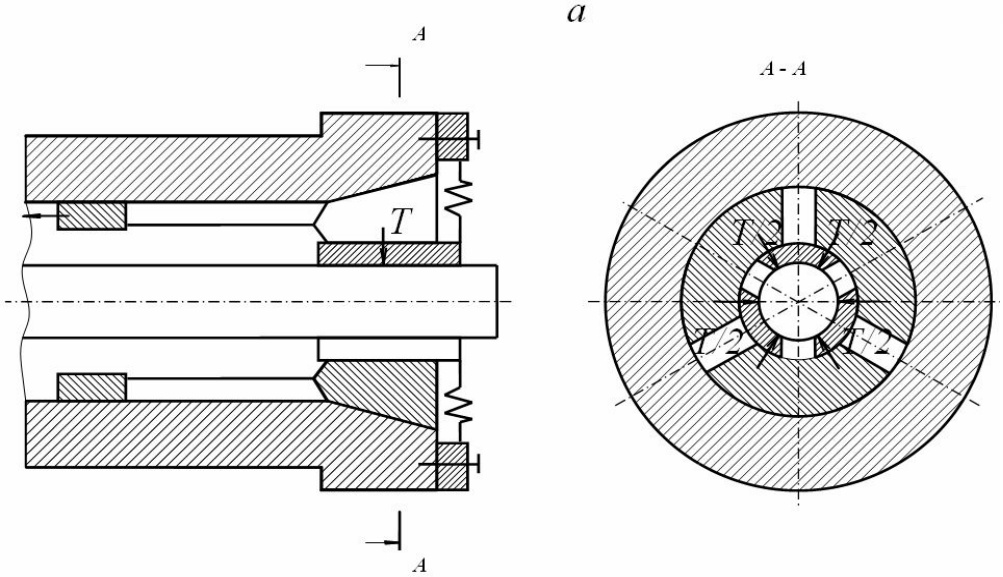


Рис. 7.10. Кінцевоелементна модель ПЦ з ПФ



а



б

Рис. 7.11. Схеми навантаження ВЦП з ПФ: а) по осі симетрії губки; б) за осі симетрії поздовжніх розрізів губки

Порівняння пружньо-деформованого стану ПЦ з ПФ, яке зроблено на основі результатів кінцево-елементного рішення математичних моделей, що відрізняються цілісністю губок цанги і розташуванням навантажень (рис. 7.12) підтверджує переваги конструкції з поздовжнім розрізом і навантаженням – семетричною осі прорізів губки цанги. Ця конструкція невеликої радіальної жорсткості і високої осьової точності затиску.

Невелика радіальна жорсткість конструкції цанг з поздовжнім розрізом дозволяє затискати прутки з великим відхиленням діаметра. Зазор між затискуваною поверхнею каліброваного прутка і затискним елементом (губки цанги) для діаметра прутка 30 мм повинен бути не менше 0,2 мм. На рис. 7.63 показаний міцністно-жорсткісний порівняльний портрет ПЦ з ПФ з цільною губкою (пунктирні криві 1) і прорізаною губкою (суцільні криві 2) при конкретних значеннях геометричних параметрів.

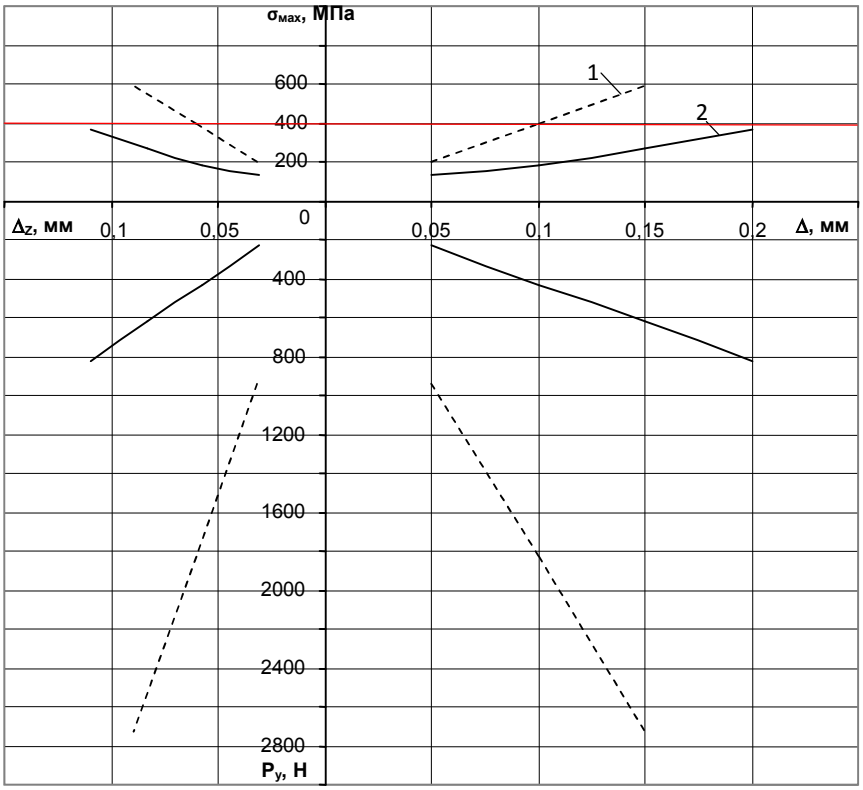


Рис. 6.12. Міцністно-жорсткісний порівняльний портрет ВЦП з ПФ з суцільною губкою – 1 і прорізаною губкою – 2, для геометричених параметрів: D=5,5 мм, h=9,5 мм

Теореотичний аналіз впливу геометричних параметрів ВЦП з ПФ дозволив зробити висновок, що найбільший вплив здійснюють такі параметри, як (рис. 7.12):

- кут ψ, який найбільш за все впливає на довжину пружної частини поперечного перерізу пелюстка циліндричної цанги;
- діаметр концентричних пазів – *D* і товщина фланця – *h*, які

визначають момент інерції поперечного перерізу пелюстка;

- довжина губки циліндричної цанги – b.

Для визначення жорсткості і аналізу пружної системи шпиндель – ШЦП – деталь – конструкцію ШЦП представляємо у вигляді пружно-фрикційного шарніру, який характеризується трьома складовими жорсткості (радіальної Ср, поворотної Сп, осьової Со), коефіцієнтом демпфування Н та моментом тертя М (рис. 7.13).

Диференціальне рівняння повороту прутка, затиснутого в ШЦП буде:

$$I_n \cdot \vartheta_n + H \cdot \vartheta_n + C_n \cdot \vartheta_n + M_{m0} \cdot sign\vartheta_n = M_{p0} + \Delta M_{p0} cos(\omega_3 t + \varphi) + M_n - M_{mp}, \quad (7.47)$$

де I_n – момент інерції прутка відносно точки 0; H – коефіцієнт демпфування; C_n – поворотна жорсткість; M_{m0} – момент сухого тертя; M_{p0} – момент сил різання; $\Delta M_{p0}\cos(\omega_3 t + \varphi)$ – коливання моменту сил різання;

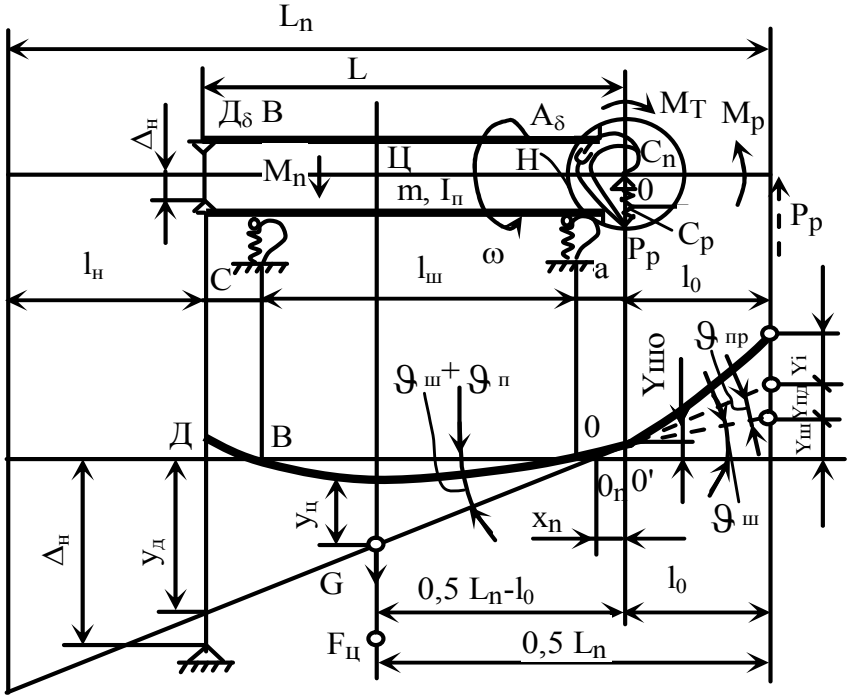


Рис. 7.13. Динамічна модель системи шпиндель–ШЦП–деталь при обробці

ω_3 – частота поперечних коливань прутка; t – час; φ – фазовий кут зсуву; M_n – момент неврівноваженого зміщення, ϑ_n – кут повороту заготовки, затиснутої в патроні.

Для математичного опису параметра радіальної жорсткості патрона використана математична модель у вигляді квазістатичного випадкового процесу. При цьому прийнято, що математичне сподівання змінюється залежно від полярного кута φ, а дисперсія не залежить від зміни кута φ. Відповідно даній моделі радіальна жорсткість цангового патрону визначається залежністю:

$$C_{(\varphi)} = m_{c(\varphi)} + \delta c, \quad (7.10)$$

де m_c – математичне сподівання, δc – випадкові зміни жорсткості в перерізі, що являють собою гаусівський випадковий процес із постійною дисперсією.

Для моделювання випадкових змін жорсткості використано канонічний розклад випадкового процесу δc за системою синусоїдальних функцій.

Математичне сподівання радіальної жорсткості описано полігармонічним процесом. Відповідно залежність радіальної жорсткості від полярного кута набуде наступного вгляд:

$$C_{(\varphi)} = \sum_{k=1}^{M} a_k \sin(k\varphi + \psi_k) + \sum_{n=1}^{N} u_n \cos(m\varphi) + v_n \sin(m\varphi), \qquad (7.11)$$

де a_k, ψ_k – амплітуди і початкові фази гармонік, які описують математичне сподівання радіальної жорсткості; u_n, v_n – випадкові величини з нормальним законом розподілу з дисперсією δ_{cr}^2.

Розроблена методика дослідження, яка базується на тому, що в полігармонічному законі головною є гармоніка з номером 3 (цанга має симетрію за трьома вісями. Суттєвою є гармоніка з номером 6, яка приблизно відповідає точкам контакту країв губок цанги із деталлю. Заготовка має суттєві похибки форми, які відповідають ексцентричності і овальності перерізу заготовки. Тому суттєвою гармонікою є друга, що визначає овальність перетину заготовки.

Проведено математичне моделювання процесу контактної взаємодії заготовки. Процес описує закономірності контакту двох реальних деталей: заготовки і губки цанги.

З метою перевірки теоретичного складеного рівняння і підтвердження правомірності прийнятих припущень розроблено на основі рівняння розрахункову процедуру в пакеті Matlab. У процесі досліджень визначена динамічна характеристика процесу деформування. Статична характеристика процесу описує повільні усталені процеси. Динамічна характеристика відповідає швидкій зміні, враховує швидкість його зміни і інші зміни (похідні). Динамічна характеристика процесу формується як лінійна частина загальної моделі. Теоретичною основою побудови моделі є лінеаризація загальної характеристики за допомогою ряду Тейлора:

$$P = P_0 + c_1\delta + c_2 V + c_3 a, \qquad c_1 = \left.\frac{\partial P(\delta, V, a)}{\partial \delta}\right|_{\substack{\delta=0\\V=0\\a=0}}, \qquad c_2 = \left.\frac{\partial P(\delta, V, a)}{\partial V}\right|_{\substack{\delta=0\\V=0\\a=0}},$$

$$c_3 = \left.\frac{\partial P(\delta, V, a)}{\partial a}\right|_{\substack{\delta=0\\V=0\\a=0}}.$$ Здійснено вибір апроксимуючої залежності петлі гістерезису у вигляді тангенса гіперболічного.

У результаті проведених досліджень сформована загальна залежність жорсткості від параметрів патрона:

$$c = \pm a + \left[\sum_{k=1}^{6} a_k \sin(k\varphi + \psi_k) + \sum_{n=1}^{N} (u_n \cos(m\varphi) + v_n \sin(m\varphi)) \right] th(cr + d) \quad (7.12)$$

Розроблена пружно-деформаційна модель ШЦП (з двоконтурним замиканням) (рис. 7.14).

В розрахунковій схемі (рис. 7.14) враховано наявність проміжних затискних елементів і відповідно контактних груп. Знайдено матриці жорсткості К цих патронів, які зводяться до наступного вигляду:

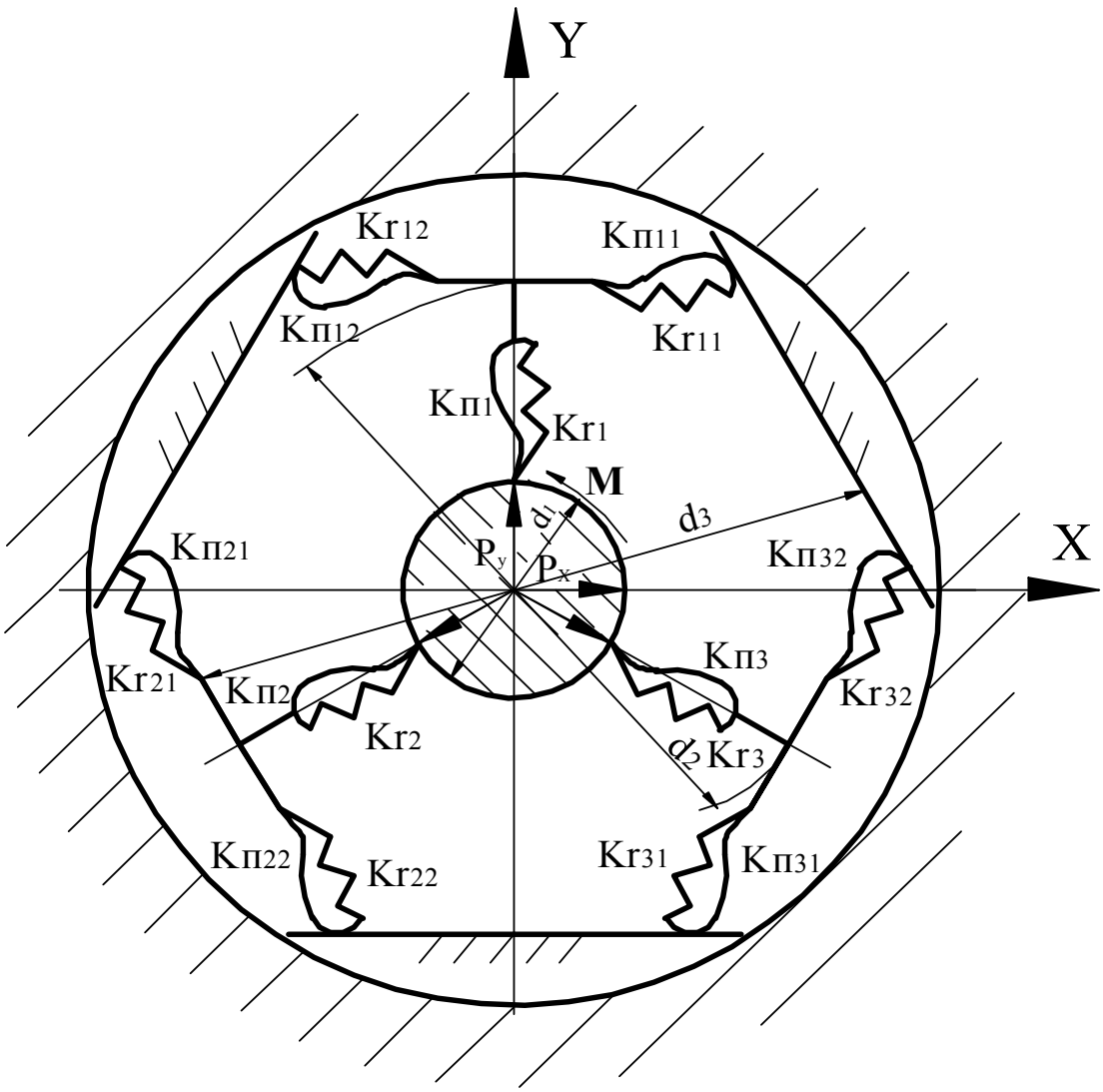


Рис. 7.14. Розрахункова схема ШЦП

$$K = \begin{bmatrix} K_x & K_{xy} & 0 & 0 \\ K_{yx} & K_y & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{nx} & K_{nxy} \\ 0 & 0 & K_{nxy} & K_{ny} \end{bmatrix}.$$

Складові матриці [К] будуть визначатись залежностями:

$$K_x = \sum_{i=1}^{3} K_{r\,npi} \cdot \cos^2 \varphi_i \,;\; K_y = \sum_{i=1}^{3} K_{r\,npi} \cdot \sin^2 \varphi_i \,;$$

$$K_{Пx} = \sum_{i=1}^{3} K_{П\,npi} \cdot \sin^2 \varphi_i \,;\; K_{Пy} = \sum_{i=1}^{3} K_{П\,npi} \cdot \cos^2 \varphi_i \,;$$

$$K_{xy} = K_{yx} = \sum_{i=1}^{3} K_{r\,npi} \cdot \sin \varphi_i \cdot \cos \varphi_i \,;\; K_{Пxy} = K_{П\,yx} = -\sum_{i=1}^{3} K_{П\,npi} \cdot \sin \varphi_i \cdot \cos \varphi_i$$

де для ШЦП, з двоконтурним з'єднанням

$$K_{r\,npi} = \frac{K_{ri} + 2K_{r_j} \cdot \cos^2 \psi}{2K_{ri} \cdot K_{r_j} \cdot \cos^2 \psi},\; K_{П\,npi} = \frac{K_{Пi} + 2K_{П_j} \cdot \cos^2 \psi}{2K_{Пi} \cdot K_{П_j} \cdot \cos^2 \psi},$$

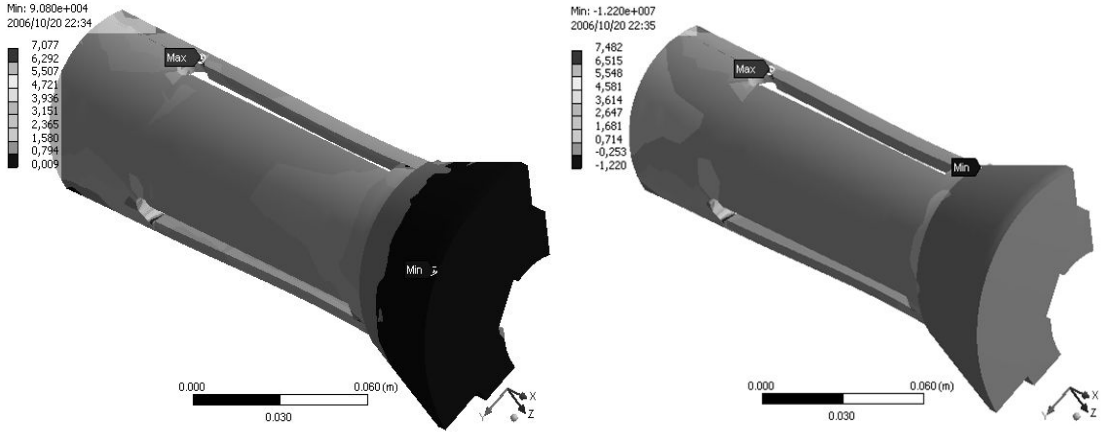
j – номер контактної групи II-го контуру, приєднаної до i-ї пружної опори I-го контуру; ψ – кут розміщення пружних опор j-ї контактної групи.

За значеннями складових матриці К заданого закону навантаження **F** здійснюється розрахунок пружних зміщень Δ:

$$\Delta = [K]^{-1} \cdot F,$$

де $F=(P_x, P_y, M_x, M_y)^T$ – вектор зовнішніх навантажень;
$\Delta=(\delta_x, \delta_y, \alpha, \beta)^T$, δ_x, δ_y – малі зміщення заготовки в напрямку осей OX, OY;
α, β – малі кути повороту заготовки навколо осей OX, OY.

Для перевірки адекватності аналітичних розв'язків проведено твердотільне моделювання конструкції методом кінцевих елементів, де оцінено вплив діючих навантажень на їх напружено-деформований стан. Порівнюючи напруження за Мізесом і дотичні напруження в ШЦП (рис. 7.15), які виникають при затиску заготовок максимального і мінімального діаметру, видно, що максимальні напруження в корені пелюстка (защімленні) основних і додаткових затискних елементів, причому циліндричний отвір викликає максимальні напруження в додаткових затискних елементів.



а *б*

Рис. 7.15. Напруження ШЦП за Мізесом (а) і дотичні напруження, які виникають в цанзі (б)

7.3. Уточнення методики розрахунку точності затиску деталей у цангових патронах і їх напруженого стану

Характер взаємодії губок затяжної цанги з деталлю за різних відхилень її діаметра від діаметра отвору цанги при однаковому конусі цанги та шпинделя (рис.7.16) по різному впливає на радіальне биття, причому мінімальне биття заготовки відповідає випадку коли $d_н=d_0$ $\Delta d=0$.

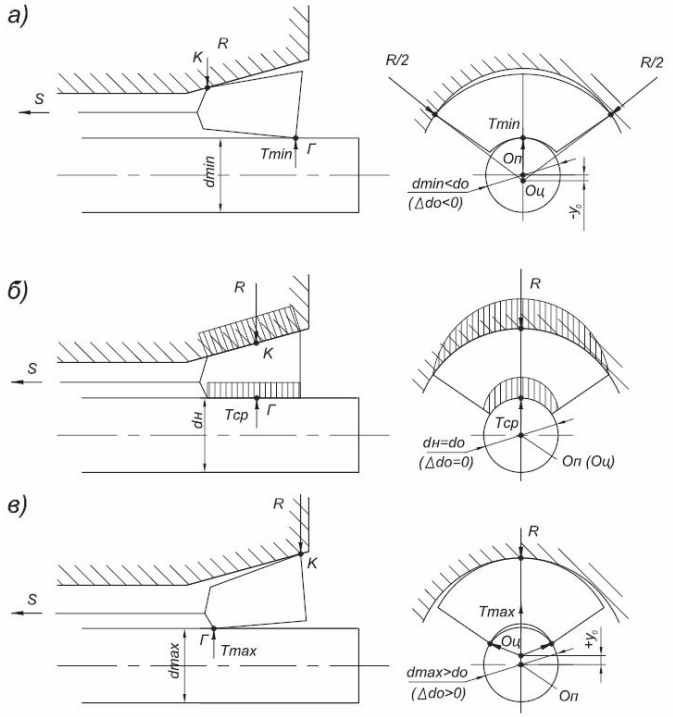


Рис. 7.16. Характер взаємодії губок затяжної цанги з деталлю при різних відхиленнях її діаметра від діаметра отвору цанги при однаковому конусі цанги та шпинделя: а – Δd=dmin-do<0; б – Δd=0; в – Δd=dmax–do>0

У роботі аналітично показано, що при двох затискних елементах (z=2) зсуви й повороти в основному перебувають у площині середніх утворюючих й результуючі похибки можна представити у вигляді різниці убік більшого значення.

Але при z>2 зсуви й повороти відбуваються в просторі й при визначенні результуючих похибок варто розглядати векторну суму.

Радіальне биття на певному вильоті від центра повороту заготовки можна представити як подвоєну векторну суму.

$$\overrightarrow{\Delta_p} = 2(\overrightarrow{\Delta_Г} + \overrightarrow{\Delta_C} + \overrightarrow{\Delta_M}), \qquad (7.13)$$

де $\overrightarrow{\Delta_Г}$ – зсув центра через геометричну неточність виготовлення й складання патрона;

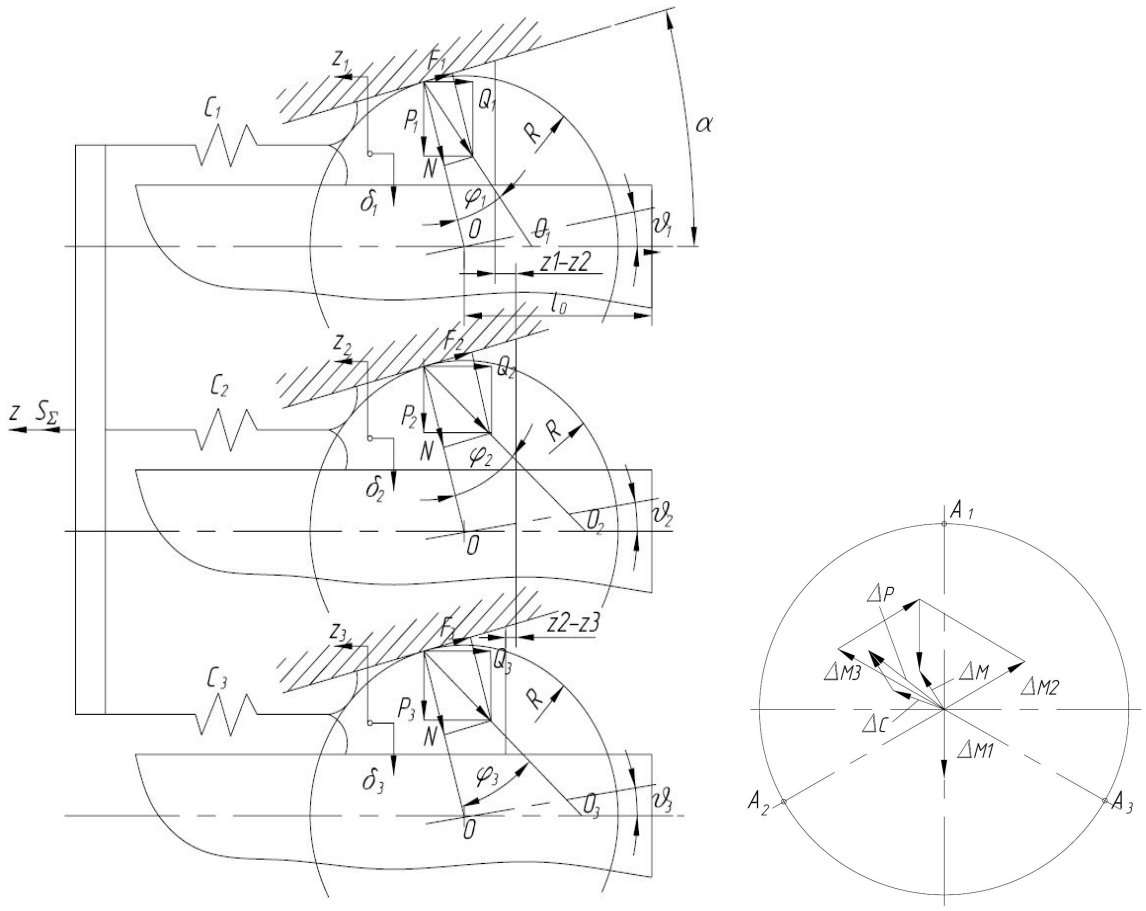
І. Розкид сил тертя в конічному з'єднанні між шпинделем і губками цанги при умові нерівності коефіцієнтів тертя f ($f_1 \neq f_2 \neq f_3 \neq f_k$) або кутів тертя φ ($\varphi_1 \neq \varphi_2 \neq \varphi_3 \neq \varphi_k$) і однакові жорсткості пелюстків $C_1 = C_2 = C_3 = C_k$ (рис. 7.17, а). У цьому випадку сили тертя F_1, F_2, F_3, …F_k на кожній губці повертає вісь деталі відповідно на кут:

$$\vartheta_{f_1} = \frac{M_{F_1}}{C_n} = \frac{S_\Sigma \cdot f_1 \cdot R}{C_n[k \cdot \sin\alpha + \cos\alpha(f_1 + f_2 + f_3 ... + f_k)]},$$

$$\vartheta_{f2} = \frac{M_{F_2}}{C_n} = \frac{S_\Sigma \cdot f_2 \cdot R}{C_n[k \cdot \sin\alpha + \cos\alpha(f_1 + f_2 + f_3 ... + f_k)]},$$

$$\vartheta_{f3} = \frac{M_{F_3}}{C_n} = \frac{S_\Sigma \cdot f_3 \cdot R}{C_n[k \cdot \sin\alpha + \cos\alpha(f_1 + f_2 + f_3 ... + f_k)]}, \qquad (7.14)$$

$$\vartheta_{fk} = \frac{M_{F_k}}{C_n} = \frac{S_\Sigma \cdot f_k \cdot R}{C_n[k \cdot \sin\alpha + \cos\alpha(f_1 + f_2 + f_3 ... + f_k)]},$$



а *б*

Рис. 7.17. Розрахункова схема для визначення радіальних биттів і перекосів заготовки, що затискається, при розкиді сил тертя (а) і зсуву осі заготовки (б)

Стріла повороту осі відносно зміщеного центра через момент сил тертя M_{F1} й поворотної жорсткості затискного елемента C_n, у площині симетрії губки на вильоті заготовки l_0 відповідно $-\overrightarrow{\Delta_{M_{F1}}} = \vartheta(f)_1 \cdot l_0$; $\overrightarrow{\Delta_{M_{F2}}} = \vartheta_{f2} \cdot l_0$; $\overrightarrow{\Delta_{M_{F3}}} = \vartheta_{f3} \cdot l_0$ і $\overrightarrow{\Delta_{M_{Fk}}} = \vartheta_{fk} \cdot l_0$ (рис.7.17,б). Вектор $\overrightarrow{\Delta_{M_F}} = \overrightarrow{\Delta_{M_{F1}}} + \overrightarrow{\Delta_{M_{F2}}} + \overrightarrow{\Delta_{M_{F3}}} + ... + \overrightarrow{\Delta_{M_{Fk}}}$ є однією зі складового радіального зсуву осі заготовки.

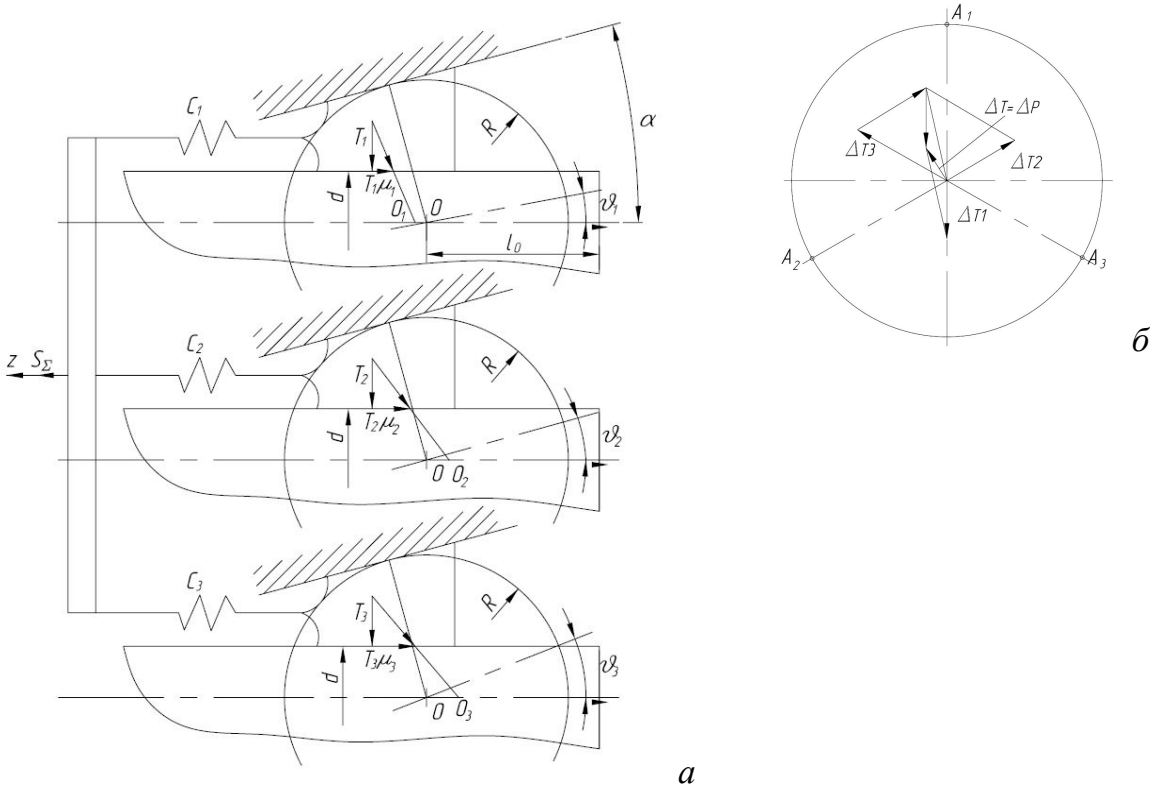


Рис. 7.18. Розрахункова схема для визначення радіальних биттів і перекосів заготовки, що затискається, при розкиді сил зчеплення (а) і сумарного зсуву осі заготовки (б)

II. Розкид сил зчеплення в сполученні між губками цанги й заготовки, за умови нерівності коефіцієнтів зчеплення μ: ($\mu_1 \neq \mu_2 \neq \mu_3 \neq \mu_k$), однаковій силі затиску кожною губкою ($T_1=T_2=T_3=T_k=T$) і жорсткості пелюстків ($C_1=C_2=C_3=C_k$) (рис. 7.18, а). Через різницю виникаючих крутних моментів $M_{T1} = T\mu_1 \frac{d}{2}$, $M_{T2} = T\mu_2 \frac{d}{2}$, $M_{T3} = T\mu_3 \frac{d}{2}$, $M_{Tk} = T\mu_k \frac{d}{2}$ виникає поворот осі деталі навколо центра шарніра *O*: кожний з яких викликає поворот осі відповідно на кут

$$\vartheta_{\mu_1} = \frac{Td\mu_1}{2C_n},\ \vartheta_{\mu_2} = \frac{Td\mu_2}{2C_n},\ \vartheta_{\mu_3} = \frac{Td\mu_3}{2C_n},\ \vartheta_{\mu_k} = \frac{Td\mu_k}{2C_n}. \qquad (7.15)$$

Стріла повороту осі відносно зміщеного центра через момент сил тертя M_{T1} і поворотної жорсткості затискного елемента C_n, у площині симетрії губки на вильоті заготовки l_0 ; відповідно $-\overrightarrow{\Delta_{M_{T1}}} = \vartheta(\mu)_1 \cdot l_0$ $\overrightarrow{\Delta_{M_{T2}}} = \vartheta_{\mu_2} * l_0$; $\overrightarrow{\Delta_{M_{T3}}} = \vartheta\mu_3 \cdot l_0$; $\overrightarrow{\Delta_{M_{Tk}}} = \vartheta_{\mu_k} \cdot l_0$ (рис. 7.18, б). Вектор $\overrightarrow{\Delta_{M_T}} = \overrightarrow{\Delta_{M_{T1}}} + \overrightarrow{\Delta_{M_{T2}}} + \overrightarrow{\Delta_{M_{T3}}} + ... + \overrightarrow{\Delta_{M_{Tk}}}$ є однією зі складового зсуву осі заготовки.

III. При неоднаковій жорсткості пелюстків $C_1 \neq C_2 \neq C_3 \neq C_k$, тобто при різній площі поперечного перерізу пелюстків різна $F_1 \neq F_2 \neq F_3 \neq ... \neq F_k$ і однаковій осьовій силі натягу $Q_1=Q_2=Q_3=Q_k=...=\frac{S_\Sigma}{k}$ зсув губок різний (рис. 7.19).

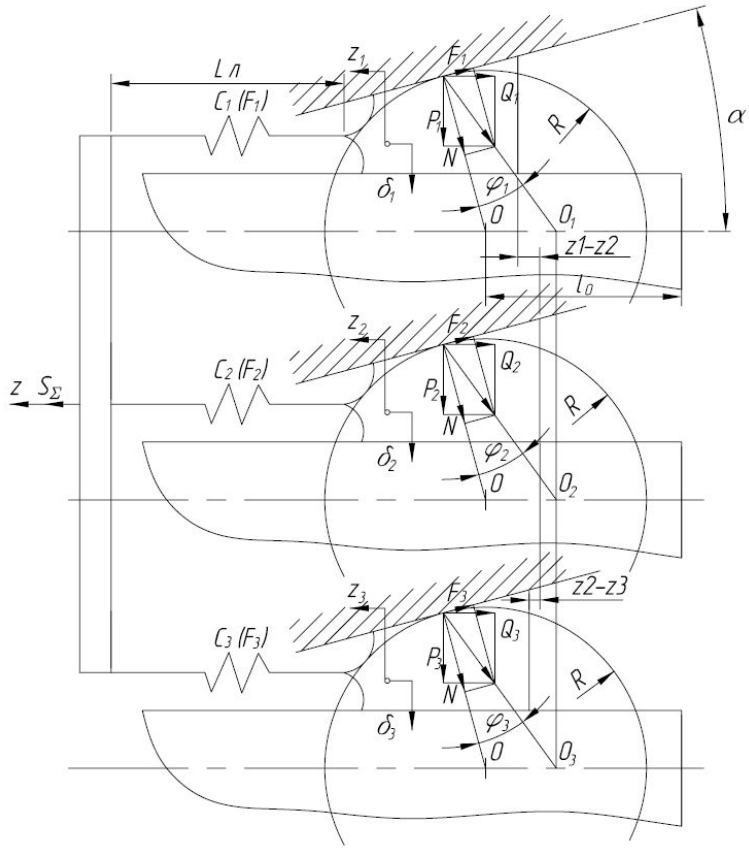


Рис. 7.19. Розрахункова схема для визначення радіальних биттів і перекосів заготовки, що затискається, при розкиді жорсткості пелюстків

Зсув кожної губки k-пелюсткової цанги:

$$\delta_{C1} = \frac{S_\Sigma \cdot tg\alpha}{k \cdot C_1}, \quad \delta_{C2} = \frac{S_\Sigma \cdot tg\alpha}{k \cdot C_2} \quad \delta_{C3} = \frac{S_\Sigma \cdot tg\alpha}{k \cdot C_3} \quad \delta_{Ck} = \frac{S_\Sigma \cdot tg\alpha}{k \cdot C_k} \qquad (7.16)$$

де $C = \frac{E \cdot F}{l_л}$, $F=0,00873\psi(R^2-r^2)$.

Векторна сума зсувів кожної губки k-пелюсткової цанги визначає зсув осі заготовки Δc’.

7.4. Теоретичні дослідження приводів затискних механізмів з геометричним замиканням на високих частотах обертання

На зміну сил затиску заготовок в токарних верстатах при високих частотах обертання виникає привид затиску, який для токарних верстатів з паралельною кінематикою з точки зору зменшення енергетичних витрат повинен бути з геометричним замиканням, як це використовується в одношпиндельних (ОТА) і багатошпиндельних (БТА) токарних автоматах.

Широке застосування приводів з геометричним замиканням обумовлено наступними їх перевагами:

- енергетична економічність – потреба у підведенні енергії зовні тільки для замикання-розмикання (затиску-розтиску) механізму;
- безпека при аварійному вимкненні джерела енергії в період, коли заготовка затиснута;

– можливість отримання великих зусиль затиску заготовки при малих габаритах;
– швидкодія, що досягається завдяки малим масам і переміщенням деталей привода.

Передавально-підсилюючий механізм є останньою ланкою підсилення підсистеми "привод-патрон". Його ведуча ланка забезпечує стійку рівновагу цієї системи в геометрично замкнутому стані. Основні конструктивні варіанти передавально-підсилюючого механізму постійної структури можна розбити на чотири групи за принципом передачі руху і сил від ведучої до ведомої ланки: 1) з розклинюючими елементами (кулькові або роликові); 2) з двоплечими важелями (важільні); 6) з шарнірними багатоланковиками; 6) з передаточними ланками змішаного типу. Механізми змішаного типу практично не застосовується в приводах затиску через підвищену чутливість зусиль і переміщень до похибок довжини ланок і зносу слабкої ланки – осі шарніра. Переважна більшість приводів затиску оснащена передавально-підсилювальними механізмами перших двох типів.

Для використання потенційних можливостей затискного механізму верстата варто дослідити залежність його силових характеристик від частоти обертання шпиндельного вузла.

Нижче розглядаються порівняльні силові характеристики механізму затиску (рис.7.20), з геометричним замиканням, багатошпиндельного токарного автомата (БТА) мод.1Б260-6 з цанговим і важільно-кулачковим патроном на різних частотах обертання (більше паспортних даних, до 6000 об/хв).

Механізм затиску БТА містить у своєму складі два основних вузла: привод затиску і затискний патрон, що з’єднані між собою послідовним кінематичним зв’язком. Тому послідовно розглянемо процес передачі сил, що відбувається у приводі затиску і двох варіантах затискного патрона (рис.7.21). Враховуючи дію відцентрових сил інерції на важіль привода затиску (n≠0, ω≠0) і сили тертя в його опорі складаємо рівняння рівноваги моментів сил, які діють на привод затиску. Ці рівняння є дійсними при використанні обох затискних патронів:

$$S_{\Sigma} \cdot a - Q \cdot ctg(\beta + \varphi) \cdot b - F_{\omega B} \cdot c + M_{TP} = 0,$$

де b – велике плече важеля; a – мале плече важеля; c – плече сили $F_{\omega B}$; $F_{\omega B}$ – відцентрова сила інерції, що діє на важелі привода затиску під час його обертання навколо своєї осі; β – кут між дотичною до профілю муфти затиску й віссю шпинделя; S_{Σ} – реакція взаємодії короткого плеча важеля з упором, яка чисельно рівна сумарній осьовій силі затягування затискного патрона; Q – осьова сила, що подається на муфту затиску; M_{TP} – момент, який створюється силами тертя в шарнірі O; φ – кут тертя (приймаємо однаковий для всіх контактуючих поверхонь механізму). Після підстановки в попереднє рівняння $M_{TP} = \left(Q \cdot ctg(\beta + \varphi) + F_{\omega B}\right) \cdot r_0 \cdot tg\varphi$ та $F_{\omega B} = m_B \cdot \omega^2 \cdot r_B$ і перетворень отримуємо вираз для знаходження S_{Σ}:

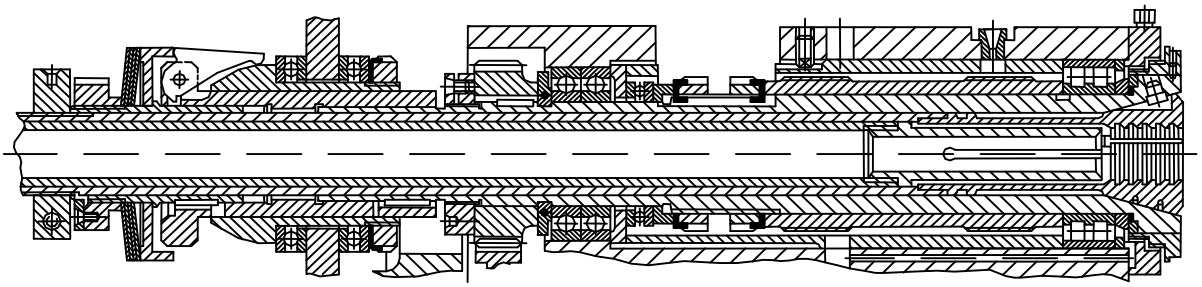


Рис. 7.20. Шпиндельний вузол БТА мод. 1Б260–6 з важільним приводом затиску і цанговим патроном

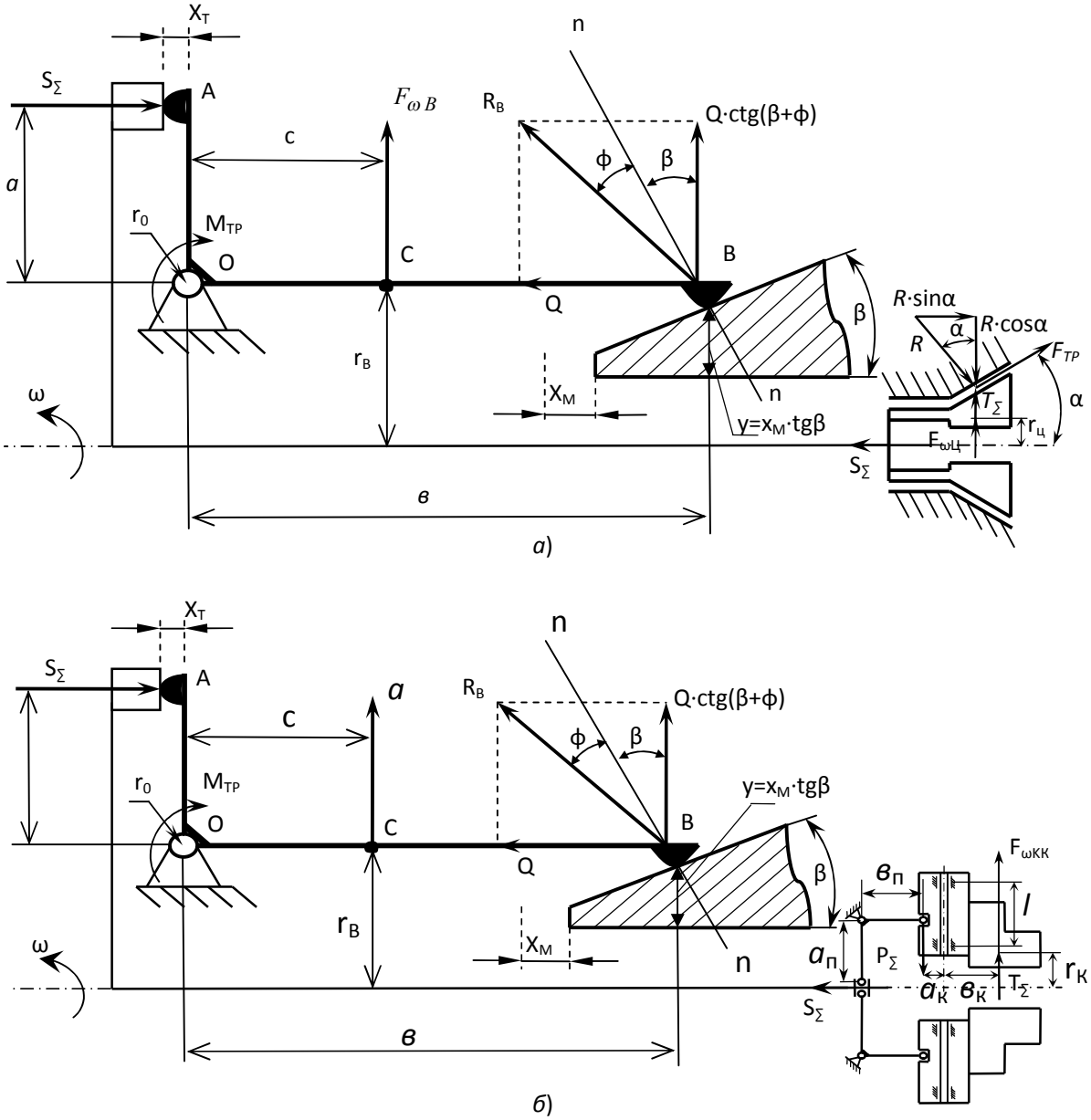


Рис. 7.21. Розрахункова схема затискного механізму БТА мод.1Б260-6 з цанговим (а) і важільно-кулачковим (б) затискним патроном

$$S_{\Sigma} = \frac{Q \cdot ctg(\beta + \varphi) \cdot (b - r_0 \cdot tg\varphi)}{a} + \frac{m_B \cdot \omega^2 \cdot r_B \cdot (c - r_0 \cdot tg\varphi)}{a}, \quad (7.14)$$

де m_B – маса важелів привода затиску; ω – кутова швидкість шпинделя; r_B – відстань від осі обертання шпинделя до центра ваги важеля привода затиску; r_0 – радіус вала циліндричного шарніра *O*.

Відповідно до розрахункової схеми (рис.7.21,*а*) дослідимо передачу сил у цанговому патроні прийнявши такі припущення: затяжна цанга без упора (тобто відсутня сила тертя у контакті заготовки і губок цанги); силами пружності пелюсток цанги нехтуємо.

Рівняння рівноваги сил, які діють на цангу:

$$F_1 \cdot \cos\alpha + R \cdot \sin\alpha - S_{\Sigma} = 0; \quad (7.18)$$

$$F_1 \cdot \sin\alpha - R \cdot \cos\alpha + T_{\Sigma ц} + F_{\omega Ц} = 0, \quad (7.19)$$

де $T_{\Sigma Ц}$ – сумарна радіальна сила затиску заготовки механізмом з цанговим патроном; *R*– нормальна реакція шпинделя на конус цанги; F_1– сила тертя на затискному конусі цанги; α– половина кута конуса цанги; $F_{\omega Ц}$– відцентрова сила інерції, що діє на пелюстки цангового патрона під час його обертання навколо своєї осі.

Врахувавши, що $F_{\omega Ц} = m_ц \cdot \omega^2 \cdot r_ц$; $F_1 = R \cdot f$; $f = tg\varphi$ виражаємо з (7.19) R і підставляємо в (7.61). $S_{\Sigma} = \left(T_{\Sigma ц} + m_ц \cdot \omega^2 \cdot r_ц\right) \cdot \frac{\sin\alpha + tg\varphi \cdot \cos\alpha}{\cos\alpha - tg\varphi \cdot \sin\alpha}$,

де $m_ц$ – маса пелюсток цанги; $r_ö$ – радіус центра ваги пелюстки цанги; f – коефіцієнт тертя.

Після перетворень попереднього виразу отримуємо залежність, що описує передачу сил у цанговому патроні з врахуванням дії відцентрової сили:

$$S_{\Sigma} = \left(T_{\Sigma ц} + m_ц \cdot \omega^2 \cdot r_ц\right) \cdot tg(\alpha + \varphi). \quad (7.20)$$

Після перетворень отримуємо вираз для знаходження сумарної радіальної сили затиску заготовки затискним механізмом з цанговим патроном при врахуванні дії відцентрових сил.

$$T_{\Sigma \omega ц} = \frac{Q \cdot ctg(\beta + \varphi) \cdot (b - r_0 \cdot tg\varphi)}{a \cdot tg(\alpha + \varphi)} + \frac{m_B \cdot \omega^2 \cdot r_B \cdot (c - r_0 \cdot tg\varphi)}{a \cdot tg(\alpha + \varphi)} - m_ц \cdot \omega^2 \cdot r_ц. \quad (7.21)$$

Запишемо вираз (7.18) у скороченому виді:

$$T_{\Sigma \omega ц} = A_{ТЦ} + \omega^2 \cdot B_{ТЦ}, \quad (7.22)$$

де $A_{ТЦ} = \frac{Q \cdot ctg(\beta + \varphi) \cdot (b - r_0 \cdot tg\varphi)}{a \cdot tg(\alpha + \varphi)}$; $B_{ТЦ} = \frac{m_B \cdot r_B \cdot (c - r_0 \cdot tg\varphi)}{a \cdot tg(\alpha + \varphi)} - m_ц \cdot r_ц$.

З (7.22) видно, що залежність $T_{\Sigma \omega ц}$ від ω є квадратичною. Величина $A_{ТЦ}$ може бути лише додатною, оскільки всі її множники в дійсності набирають лише додатних значень. Тому, при $\omega = 0$ величина $T_{\Sigma \omega ц}$ рівна $A_{ТЦ}$ і може бути лише додатною, що відповідає дійсності. $B_{ТЦ}$ може мати

як додатне, так і від'ємне значення в залежності від відношення абсолютних величин доданків, що у ній віднімаються, тобто від значення $\frac{m_B \cdot r_B \cdot (c - r_0 \cdot tg\varphi)}{m_ц \cdot r_ц \cdot a \cdot tg(\alpha + \varphi)} = D_Ц$. Віднімання доданків у величині $B_{ТЦ}$ відображає протилежність впливу сил $F_{\omega Ц}$ і $F_{\omega B}$ на значення $T_{\Sigma\omega ц}$. Тому сумарне радіальне зусилля затиску $T_{\Sigma\omega ц}$, при збільшенні частоти обертання шпинделя, може збільшуватися, зменшуватися або залишатися сталим відповідно до значення якого набирає $B_{ТЦ}$. З останнього висновку випливає умова, при якій затискний механізм, незалежно від значення кутової швидкості ω, зберігає стале радіальне зусилля затиску $T_{\Sigma\omega ц} = const$ при $D_Ц = 1$. При збільшенні ω значення $T_{\Sigma\omega ц}$ буде збільшуватися (механізм буде наближатись до центробіжного), якщо виконуватиметься умова $D_Ц > 1$, і навпаки зменшуватиметься якщо $D_Ц < 1$.

Враховуючи все вищевикладене, стає очевидним вплив відцентрових сил інерції також на величину осьової сили *Q*, що прикладається до муфти механізму затиску під час затиску заготовки. Затиск заготовки у металообробному обладнанні може відбуватися у двох станах:

- під час обертання шпиндельного вузла (ω≠0), як у багатошпиндельних токарних автоматах у тому числі мод.1Б260-6;
- при зупиненому шпинделі (ω=0) так, як у багатошпиндельних токарних напівавтоматах 1Б260П-6 з гідроприводом затиску, токарних верстатах з ЧПК і токарно-револьверних верстатах.

При затиску заготовки під час обертання шпинделя, для забезпечення необхідної величини T_Σ і геометричного замикання привода, зусилля *Q* буде змінюватися відповідно до величини ω. Зміна величини осьової сили $Q_{\omega ц}$, прикладеної до муфти механізму затиску з цанговим патроном від кутової швидкості обертання шпинделя, описується виразом, що випливає з (7.21):

$$Q_{\omega ц} = \frac{\left(T_{\Sigma ц} + m_ц \cdot \omega^2 \cdot r_ц\right) \cdot a \cdot tg(\alpha + \varphi)}{ctg(\beta + \varphi) \cdot (b - r_0 \cdot tg\varphi)} - \frac{m_B \cdot \omega^2 \cdot r_B \cdot (c - r_0 \cdot tg\varphi)}{ctg(\beta + \varphi) \cdot (b - r_0 \cdot tg\varphi)} \qquad (7.23)$$

або в скороченому виді:

$$Q_{\omega ц} = A_{QЦ} + \omega^2 \cdot B_{QЦ}, \qquad (7.24)$$

де $A_{QЦ} = \frac{T_{\Sigma ц} \cdot a \cdot tg(\alpha + \varphi)}{ctg(\beta + \varphi) \cdot (b - r_0 \cdot tg\varphi)}$;

$B_{QЦ} = \frac{m_ц \cdot r_ц \cdot a \cdot tg(\alpha + \varphi) - m_B \cdot r_B \cdot (c - r_0 \cdot tg\varphi)}{ctg(\beta + \varphi) \cdot (b - r_0 \cdot tg\varphi)}$. В свою чергу осьова сила *Q* визначає потужність *N*, що затрачається для здійснення процесу затиску заготовки.

$$N = Q \cdot \frac{X_M}{t} = Q \cdot V_M,$$

де t – час протягом якого прикладається осьова сила Q; X_M – робочий хід муфти затиску; V_M – швидкість руху муфти затиску під час її робочого ходу.

Залежність потужності, яка споживається для затиску заготовки механізмом затиску з цанговим патроном, від кутової швидкості обертання шпинделя ω виразимо через показник відносної зміни потужності затиску $\psi_{NЦ}$, що є відношенням потужності $N_{\omega ц}$ необхідної для затиску заготовки при обертанні шпинделя до потужності $N_ц$ необхідної для затиску заготовки при зупиненому шпинделі.

$$\psi_{NЦ} = \frac{N_{\omega ц}}{N_ц} = \frac{Q_{\omega ц} \cdot V_M}{Q_ц \cdot V_M} = \frac{Q_{\omega ц}}{Q_ц}. \tag{7.25}$$

$$\psi_{NЦ} = 1 + \frac{\omega^2}{T_{\Sigma ц}} \cdot \left(m_ц \cdot r_ц - \frac{m_B \cdot r_B \cdot (c - r_0 \cdot tg\varphi)}{a \cdot tg(\alpha + \varphi)} \right). \tag{7.26}$$

Працездатність будь-якого механізму в тому числі і затискного можна визначити також за основній силовій характеристиці – коефіцієнту підсилення, що є відношенням вихідного навантаження $T_{\Sigma\omega ц}$ до вхідного $Q_ц$. Тому, динамічний коефіцієнт підсилення $K_{\omega ц}$ розглядуваного механізму затиску в скороченому виді наступний:

$$K_{\omega ц} = A_{KЦ} + \omega^2 \cdot B_{KЦ}, \tag{7.27}$$

де $A_{KЦ} = \dfrac{ctg(\beta + \varphi) \cdot (b - r_0 \cdot tg\varphi)}{a \cdot tg(\alpha + \varphi)}; B_{KЦ} = \dfrac{1}{Q_ц} \cdot \left(\dfrac{m_B \cdot r_B \cdot (c - r_0 \cdot tg\varphi)}{a \cdot tg(\alpha + \varphi)} - m_ц \cdot r_ц \right).$

Отже, необхідно зазначити, що залежність величин $T_{\Sigma\omega ц}$, $Q_{\omega ц}$, $\psi_{NЦ}$ і $K_{\omega ц}$ від кутової швидкості ω є квадратичною, а умови їх стабільності як функцій від ω, є повністю ідентичними і визначаються як $D_Ц = 1$. У випадку збільшення кутової швидкості обертання шпинделя значення величин $T_{\Sigma\omega ц}$ і $K_{\omega ц}$ зростають при $D_Ц > 1$, та спадають при $D_Ц < 1$, а величини $Q_{\omega ц}$ і $\psi_{NЦ}$ – навпаки, при $D_Ц < 1$ будуть зростати і $D_Ц > 1$ спадати, що проілюстровано графіками (рис.7.74–7.77) при наступних значеннях геометричних та масових параметрів механізму затиску: *a=0,0185м; b=0,056м; c=0,0175;* m_K*=3,3кг;* r_K*=0,065м;* m_B*=0,516кг;* r_B*=0,06625м; f=0,15;* r_0*=0,01м;* $a_П$*=0,023м;* $b_П$*=0,016м;* a_K*=0,016м;* b_K*=0,055м; l=0.035м;* $m_ц$*=1,28кг;* $r_ц$*=0,028м.*

Окремі вузли механізму затиску, що з'єднані між собою послідовним кінематичним зв'язком, по різному реагують на зміну частоти обертання шпинделя і вносять різний вклад у зміну характеристик механізму вцілому. Взаємодіючи між собою, вони підсилюють або взаємокомпенсують ті зміни, які відбуваються у механізмі затиску під дією відцентрових сил, що заважає виявленню причин виникнення цих змін, їх дослідженню та усуненню. Тому для більш повного дослідження впливу відцентрових сил інерції на механізм затиску заготовок проведемо аналогічне дослідження

його силових характеристик при використанні у його конструкції важільно-кулачкового затискного патрона (рис. 7.21,б) замість цангового.

Користуючись розрахунковою схемою (рис. 7.21,б), дослідимо передачу сил у важільно-кулачковому патроні затиску через значення його коефіцієнта підсилення:

$$K_П = K_B \cdot K_K = \frac{T_{\Sigma BK}}{S_\Sigma},$$

де $K_B = \frac{a_П}{b_П} = \frac{P_\Sigma}{S_\Sigma}$ – коефіцієнт підсилення важільного механізму патрона затиску; $K_K = \frac{1 - 2 \cdot f \cdot \frac{a_K}{l}}{1 + 2 \cdot f \cdot \frac{b_K}{l}} = \frac{T_{\Sigma BK}}{P_\Sigma}$ – коефіцієнт підсилення повзуна (постійного кулачка) важільно-кулачкового патрона затиску; $T_{\Sigma BK}$ – сумарна радіальна сила затиску заготовки затискним механізмом з важільно-кулачковим патроном; P_Σ – сила, що передається важільним механізмом патрона на постійні кулачки; $b_П$ і $a_П$ – плечі важеля важільно-кулачкового патрона затиску; a_K і b_K – плечі сил відповідно P_Σ та $T_{\Sigma BK}$ відносно осі направляючих постійного кулачка; l – відстань між нормальними реакціями направляючих повзуна важільно-кулачкового патрона затиску.

При обертанні затискного патрона навколо своєї осі, сумарна радіальна сила затиску $T_{\Sigma BK}$ послаблюється на величину відцентрової сили інерції $F_{\omega K}$, що діє на всі його кулачки:

$$F_{\omega K} = m_K \cdot \omega^2 \cdot r_K,$$

де $m_K = z \cdot m_{1K}$ – маса кулачків затискного патрона; z – кількість затискних кулачків; m_{1K} – маса одного затискного кулачка; r_K – відстань від осі обертання шпинделя до центра ваги кулачка.

Таким чином динамічний коефіцієнт підсилення $K_{\omega П}$ важільно-кулачкового патрона затиску рівний:

$$K_{\omega П} = \frac{T_{\Sigma BK} - F_{\omega K}}{S_\Sigma} = K_П - \frac{m_K \cdot \omega^2 \cdot r_K}{S_\Sigma} = \frac{T_{\Sigma \omega BK}}{S_\Sigma}.$$

Помножимо останній вираз на S_Σ:

$$K_П \cdot S_\Sigma - m_K \cdot \omega^2 \cdot r_K = T_{\Sigma \omega BK} \quad . \qquad (7.28)$$

Після підстановки відповідних виразів:

$$T_{\Sigma \omega BK} = \frac{a_П}{b_П} \cdot \frac{1 - 2 \cdot f \cdot \frac{a_K}{l}}{1 + 2 \cdot f \cdot \frac{b_K}{l}} \cdot \frac{Q \cdot ctg(\beta + \varphi) \cdot (b - r_0 \cdot tg\varphi) + m_B \cdot \omega^2 \cdot r_B \cdot (c - r_0 \cdot tg\varphi)}{a} - m_K \cdot \omega^2 \cdot r_K. \qquad (7.29)$$

У скороченій формі вираз (13) має вигляд:

$$T_{\Sigma\omega BK} = A_{T\,BK} + \omega^2 \cdot B_{T\,BK},$$

де $A_{T\,BK} = \dfrac{a_П \cdot \left(1 - 2 \cdot f \cdot \dfrac{a_K}{l}\right) \cdot Q \cdot ctg(\beta + \varphi) \cdot (b - r_0 \cdot tg\varphi)}{b_П \cdot \left(1 + 2 \cdot f \cdot \dfrac{b_K}{l}\right) \cdot a}$;

$$B_{T\,BK} = \frac{a_П \cdot \left(1 - 2 \cdot f \cdot \dfrac{a_K}{l}\right) \cdot m_B \cdot r_B \cdot (c - r_0 \cdot tg\varphi)}{b_П \cdot \left(1 + 2 \cdot f \cdot \dfrac{b_K}{l}\right) \cdot a} - \frac{b_П \cdot \left(1 + 2 \cdot f \cdot \dfrac{b_K}{l}\right) \cdot a \cdot m_K \cdot r_K}{b_П \cdot \left(1 + 2 \cdot f \cdot \dfrac{b_K}{l}\right) \cdot a}.$$

З (7.29) випливає залежність осьової сили $Q_{\omega BK}$, прикладеної до муфти механізму затиску з важільно-кулачковим патроном, від кутової швидкості обертання шпинделя.

$$Q_{\omega\,BK} = \frac{\left(T_\Sigma + m_K \cdot \omega^2 \cdot r_K\right)}{ctg(\beta + \varphi) \cdot (b - r_0 \cdot tg\varphi)} \cdot \frac{a \cdot b_П}{a_П} \cdot \frac{1 + 2 \cdot f \cdot \dfrac{b_K}{l}}{1 - 2 \cdot f \cdot \dfrac{a_K}{l}} - \frac{m_B \cdot \omega^2 \cdot r_B \cdot (c - r_0 \cdot tg\varphi)}{ctg(\beta + \varphi) \cdot (b - r_0 \cdot tg\varphi)}. \quad (7.30)$$

У скороченій формі:

$$Q_{\omega\,BK} = A_{Q\,BK} + \omega^2 \cdot B_{Q\,BK},$$

де $A_{Q\,BK} = \dfrac{T_\Sigma \cdot a \cdot b_П \cdot \left(1 + 2 \cdot f \cdot \dfrac{b_K}{l}\right)}{ctg(\beta + \varphi) \cdot (b - r_0 \cdot tg\varphi) \cdot a_П \cdot \left(1 - 2 \cdot f \cdot \dfrac{a_K}{l}\right)}$.

$$B_{Q\,BK} = \frac{m_K \cdot r_K \cdot a \cdot b_П \cdot \left(1 + 2 \cdot f \cdot \dfrac{b_K}{l}\right)}{ctg(\beta + \varphi) \cdot (b - r_0 \cdot tg\varphi) \cdot a_П \cdot \left(1 - 2 \cdot f \cdot \dfrac{a_K}{l}\right)} - \frac{m_B \cdot r_B \cdot (c - r_0 \cdot tg\varphi) \cdot a_П \cdot \left(1 - 2 \cdot f \cdot \dfrac{a_K}{l}\right)}{ctg(\beta + \varphi) \cdot (b - r_0 \cdot tg\varphi) \cdot a_П \cdot \left(1 - 2 \cdot f \cdot \dfrac{a_K}{l}\right)}.$$

Відповідно до (7.28) відносна зміна потужності затиску рівна:

$$\psi_{N\,BK} = 1 + \frac{\omega^2}{T_\Sigma} \times \left(m_K \cdot r_K - m_B \cdot r_B \cdot (c - r_0 \cdot tg\varphi) \cdot \frac{a_П}{b_П \cdot a} \cdot \frac{1 - 2 \cdot f \cdot \dfrac{a_K}{l}}{1 + 2 \cdot f \cdot \dfrac{b_K}{l}} \right). \quad (7.31)$$

З (7.72) випливає формула динамічного коефіцієнта підсилення $K_{\omega\,BK}$.

$$K_{\omega BK} = \frac{a_П}{b_П} \cdot \frac{1 - 2 \cdot f \cdot \dfrac{a_K}{l}}{1 + 2 \cdot f \cdot \dfrac{b_K}{l}} \times \left(\frac{ctg(\beta + \varphi) \cdot (b - r_0 \cdot tg\varphi)}{a} + \frac{m_B \cdot \omega^2 \cdot r_B \cdot (c - r_0 \cdot tg\varphi)}{a \cdot Q} \right) - \frac{m_K \cdot \omega^2 \cdot r_K}{Q}. \quad (7.32)$$

$$K_{\omega\,BK} = A_{K\,BK} + \omega^2 \cdot B_{K\,BK},$$

$$B_{K\,BK}=\frac{m_B\cdot r_B\cdot(c-r_0\cdot tg\varphi)\cdot a_П\cdot\left(1-2\cdot f\cdot\frac{a_K}{l}\right)}{a\cdot Q\cdot\left(1+2\cdot f\cdot\frac{b_K}{l}\right)\cdot b_П}-\frac{m_K\cdot r_K\cdot a\cdot\left(1+2\cdot f\cdot\frac{b_K}{l}\right)\cdot b_П}{a\cdot Q\cdot\left(1+2\cdot f\cdot\frac{b_K}{l}\right)\cdot b_П};$$

$$A_{K\,BK}=\frac{a_П}{b_П}\cdot\frac{1-2\cdot f\cdot\frac{a_K}{l}}{1+2\cdot f\cdot\frac{b_K}{l}}\cdot\frac{ctg(\beta+\varphi)\cdot(b-r_0\cdot tg\varphi)}{a}.$$

Умова стабільності та характер зміни силових характеристик механізму затиску з важільно-кулачковим патроном від частоти обертання шпинделя визначається наступним відношенням:

$$D_{BK}=\frac{m_B\cdot r_B\cdot(c-r_0\cdot tg\varphi)\cdot a_П\cdot\left(1-2\cdot f\cdot\frac{a_K}{l}\right)}{m_K\cdot r_K\cdot a\cdot b_П\cdot\left(1+2\cdot f\cdot\frac{b_K}{l}\right)}.$$

У випадку коли $D_{BK}>1$, збільшення частоти обертання шпинделя призводить до зростання величин $T_{\Sigma\omega\,BK}$ і $K_{\omega\,BK}$ та зменшення $Q_{\omega\,BK}$, $\psi_{N\,BK}$. Якщо ж $D_{BK}<1$, то при збільшенні ω зростають величини $Q_{\omega\,BK}$, і $\psi_{N\,BK}$ та зменшуються $T_{\Sigma\omega\,BK}$ і $K_{\omega\,BK}$. Умовою стабільності величин $T_{\Sigma\omega\,BK}$, $Q_{\omega\,BK}$, $\psi_{N\,BK}$, $K_{\omega\,BK}$ як функцій від кутової швидкості шпинделя, є рівність $D_{BK}=1$. З графіків (рис. 7.21 – 7.23) видно значну відмінність між залежностями від частоти обертання шпинделя відповідних силових характеристик двох механізмів затиску. Першою причиною цієї відмінності є різні геометричні та масові параметри затискних патронів, а другою і основною – їх принципово різні конструкції, що визначають схему замикання затискних сил.

Саме закритий замкнутий силовий контур цангового патрона нейтралізує вплив відцентрових сил інерції на механізм затиску в цілому. Однак через наявність тертя у конічному з’єднанні, показники працездатності механізму затиску з цанговим патроном є більш чутливі до зміни коефіцієнта тертя, що свідчить про необхідність обов’язкового змащування деталей патрона. Відкритий силовий контур важільно-кулачкового патрона робить силові характеристики механізму затиску більш залежними від впливу відцентрових сил інерції і менш залежними від зміни коефіцієнта тертя. Кулькові (роликові) механізми завдяки очевидним технологічним перевагам протягом багатьох років застосовувалися в конструкціях багатошпиндельних токарних автоматів Київського заводу верстатів-автоматів ім. Горького (зараз ВАТ "Веркон"), Московського заводу ім. С.Орджонікідзе, фірм New Britain (USA), Amtec France (Франція), револьверних верстатів Новочеркаського верстатобудівного заводу та верстатів ряду інших фірм.

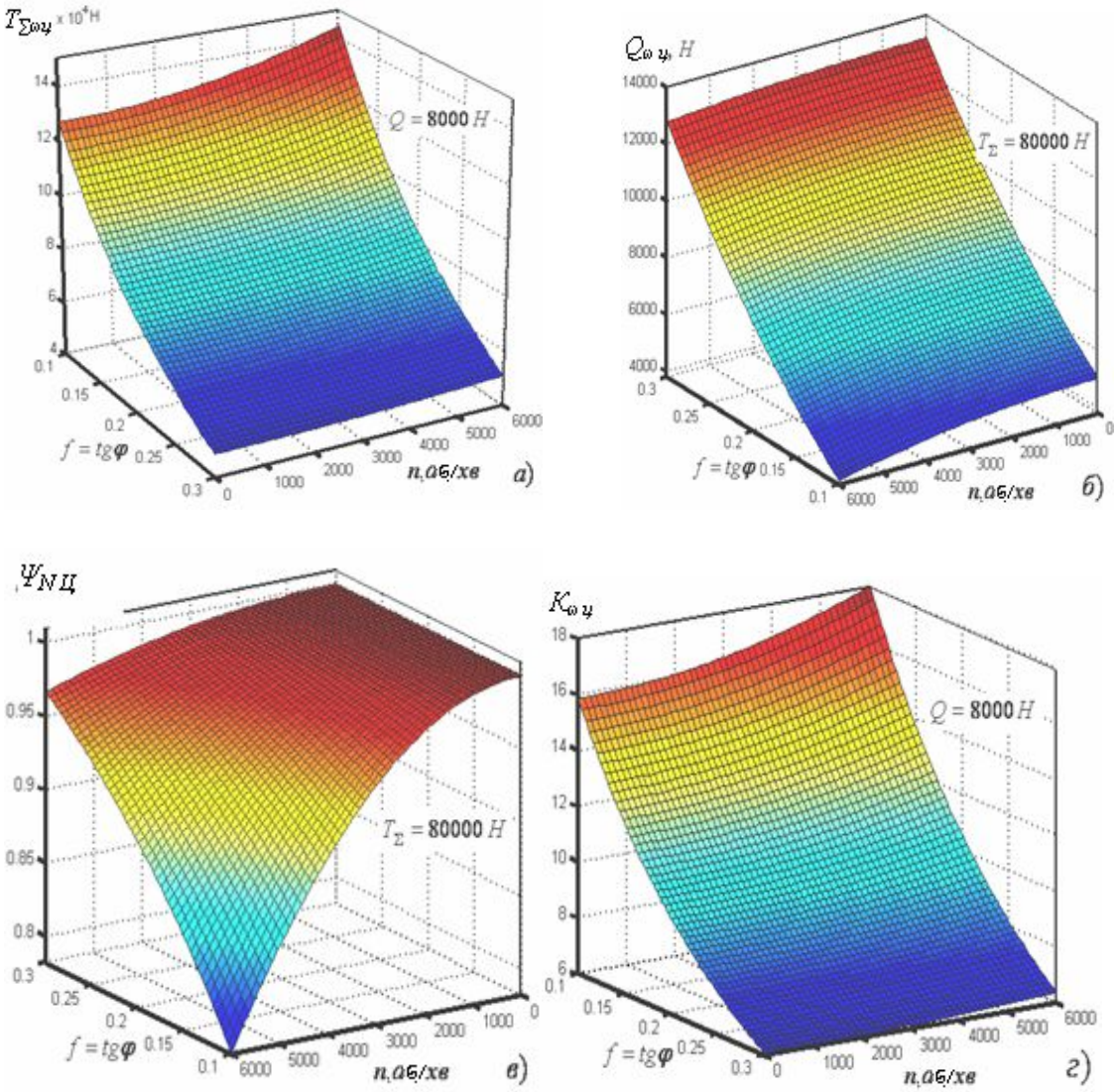


Рис. 7.21 – Графіки залежності силових характеристик механізму затиску з цанговим патроном від частоти обертання шпинделя n і величини коефіцієнта тертя f: а) $T_{\Sigma\omega ц}$; б) $Q_{\omega ц}$; в) $\psi_{NЦ}$; г) $K_{\omega ц}$

Параметрична надійність механізму затиску, що має привод затиску з геометричним замиканням, визначається зносостійкістю всіх ланок, що входять в ланцюг замикання. В даному випадку критерієм довговічності є не тільки такі фактори, як, наприклад, збереження шару цементації на поверхнях, що зношуються, але, в першу чергу, збереження необхідної для нормального функціонування механізму величини переміщення веденої ланки передавально-підсилюючого механізму і підтримка необхідної сили затиску.

На основі раніше проведених досліджень можна зробити висновок про практичну рівноцінність за ККД кулькових та важільних механізмів з однаковими кінематичними показниками. При цій умові варто віддати перевагу механізму (визнати кращим механізм), який має більш просту, технологічну і компактну конструкцію.

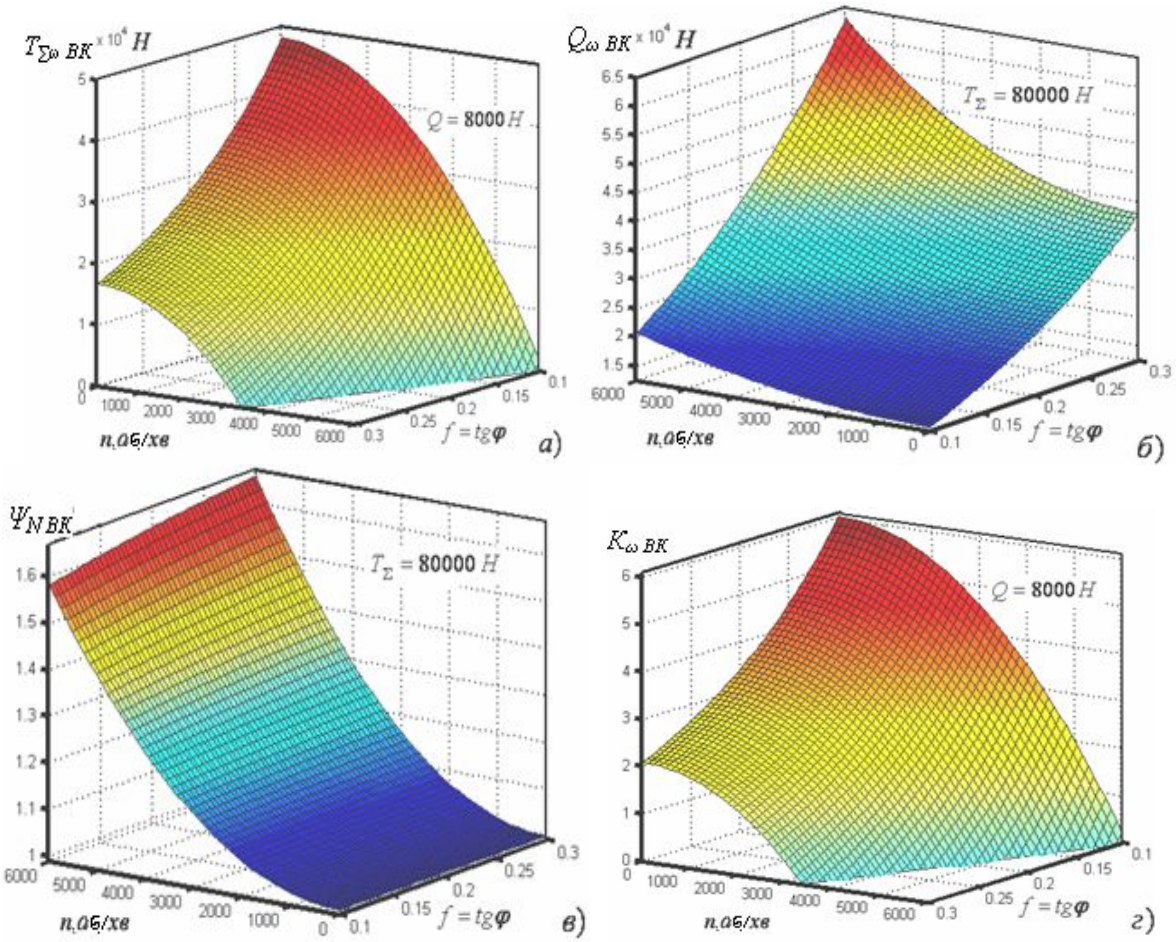


Рис. 7.22. Залежність силових характеристик механізму затиску з важільно-кулачковим патроном від частоти обертання шпинделя n та величини коефіцієнта тертя f: а) $T_{\Sigma\omega BK}$; б) $Q_{\omega BK}$; в) $\psi_{N\,BK}$; г) $K_{\omega BK}$

В аспекті простоти, технологічності та ремонтопридатності переваги кулькового механізму перед важільним очевидні. Економічність конструкції кулькового механізму підвищується, крім того, за рахунок можливості використання стандартних кульок (роликів), які випускаються підшипниковою промисловістю. Деяке підвищення ККД, котре можна отримати для важільних механізмів за рахунок введення ролика на кінці довгого плеча важеля, супроводжується появою додаткових двох деталей (ролика та осі), тобто за рахунок ускладнення конструкції.

Варто переглянути і питання зносостійкості розглядуваних типів механізмів. Якщо кількість важелів, які можуть бути встановлені, не перевищує трьох, то кількість встановлених кульок може досягати 12…16. Таким чином, при однакових загальних навантаженнях на механізми і близьких ККД, навантаження, яке припадає на один робочий контакт, в кулькових механізмах в декілька разів менше ніж у важільних, що повинно обумовлювати більш високу довговічність кулькових механізмів. Крім того, кулькові механізми не містять таких сильно навантажених деталей, як важелі та осі.

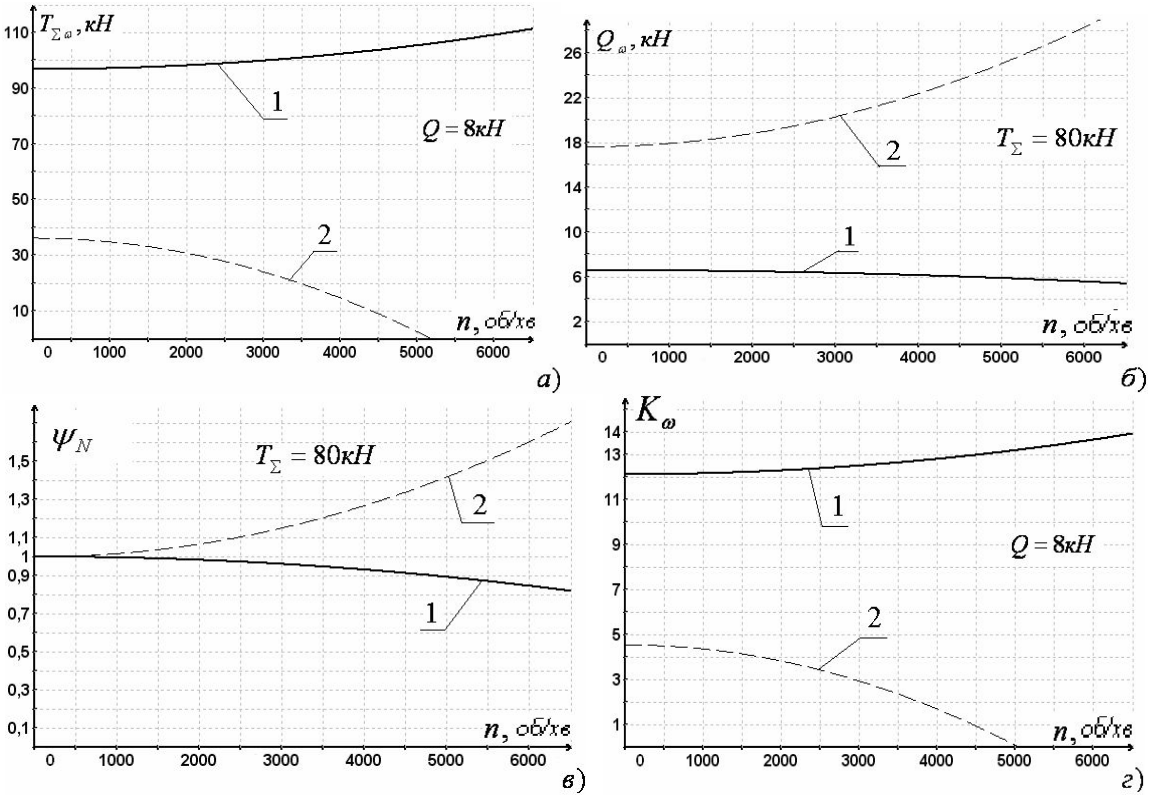


Рис. 7.23. Залежності силових характеристик механізмів затиску від частоти обертання n шпинделя верстата: а) $T_{\Sigma\omega}$; б) Q_ω; в) ψ_{NBK}; г) K_ω. Характеристика механізму затиску з цанговим –1 та важільно-кулачковим –2 патронами при f=0,15

Порівняння габаритів кулькових та важільних передавально-підсилюючих механізмів показує, що при однакових силових та кінематичних характеристиках їх радіальні габарити можна вважати однаковими. Однак для важільних механізмів потрібно більше місця в осьовому напрямі, оскільки вздовж осі механізму розміщується довге плече важеля, яке в декілька раз перевищує за довжині коротке, що визначає радіальний габарит.

Силові характеристики передавально-підсилюючих механізмів можна описати коефіцієнтом підсилення. У механізмах з розклинюючими елементами величина коефіцієнта підсилення обмежується умовами розклинювання (розмикання механізму). У важільному механізмі можна отримати коефіцієнт підсилення у 3,5–6 раз більший порівняно з кульковим. Це дає можливість важільному механізму, при інших однакових параметрах, розвивати відносно більші зусилля на веденій ланці або зменшити необхідну величину вхідного зусилля, яке прикладається до ведучої ланки (муфти затиску). Такі можливості дозволяють підвищити зносостійкість муфти затиску, але разом з тим збільшують величину її ходу, тобто тривалість затиску (зменшується швидкодія).

Порівняльний аналіз обох розглянутих типів передавально-підсилюючих механізмів показав їх рівноцінність за ККД при перевагах

кулькових (роликових) механізмів за технологічності, ремонтопридатності, довговічності і компактності. Чи не єдиним недоліком кулькових передавально-підсилюючих механізмів (рис.7.24, *а*) і, як наслідок, приводів затиску класичної конструкції, що містять у своєму складі ці механізми, є обмеженість їх силових характеристик та втрата ККД на високих частотах обертання.

В роботі представлена формула для знаходження коефіцієнта підсилення $K_П$ в кульковому механізмі без врахування впливу відцентрових сил інерції кульки та її провороту відносно контактуючих поверхонь.

$$K_Ї = \frac{S}{Q} = \frac{\cos(\alpha+\varphi)\cdot\cos(\gamma-\beta)}{\sin(\beta+\varphi)\cdot\sin(\alpha+\gamma+2\varphi)}, \qquad (7.33)$$

де *α, β, γ* – величини геометричних кутів механізму; φ – значення кута тертя; *Q* і *S* – відповідно вхідне (прикладене до муфти затиску) і вихідне (прикладене до затискної труби) зусилля (рис.7.24, *а*).

Зважаючи на, продиктоване технічним прогресом, підвищення частоти обертання шпиндельних вузлів металообробних верстатів і необхідність компенсації втрати зусиль затиску заготовки, доцільними є теоретичні і практичні дослідження передачі сил в кульковому механізмі з врахуванням впливу сил інерції.

Знайдемо коефіцієнт підсилення механізму з охоплюючою муфтою затиску (рис. 7.24, *а*) з врахуванням впливу відцентрової сили інерції кульки $F_Ц = z\,m\,\omega^2\,r$ де: *z* – кількість кульок; *m* – маса однієї кульки; *ω* – частота обертання; *r* – відстань центра тяжіння кульки від осі обертання привода (шпинделя).

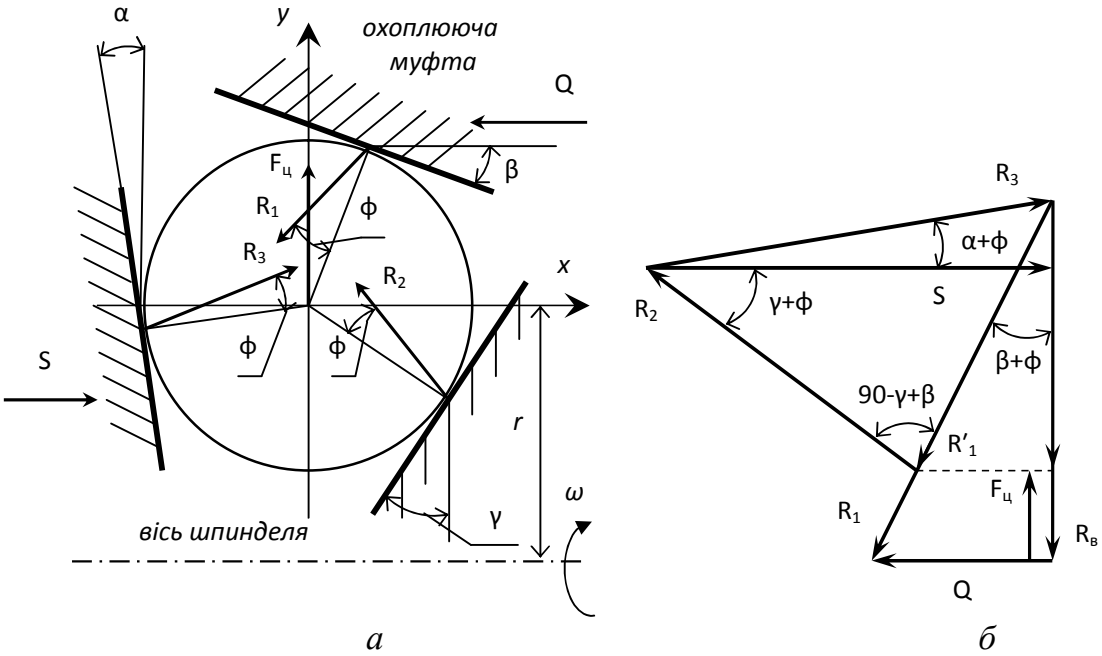


Рис. 7.24. Розрахункова схема (а) та співвідношення сил (б) передавально-підсилюючого механізму з розклинюючими елементами і охоплюючою муфтою

З рис.7.24, *б* $R_B' = R_B - F_Ц = \dfrac{Q}{tg(\beta+\varphi)} - F_Ц = \dfrac{Q - F_Ц \cdot tg(\beta+\varphi)}{tg(\beta+\varphi)}$

$$R_1' = \frac{R_B'}{\cos(\beta+\varphi)} = \frac{Q - F_Ц \cdot tg(\beta+\varphi)}{\sin(\beta+\varphi)}; \quad R_3 = \frac{S}{\cos(\alpha+\varphi)}$$

З теореми "синусів" випливає:

$$\frac{\sin(\alpha+\gamma+2\varphi)}{R_1'} = \frac{\cos(\gamma-\beta)}{R_3}$$

Підставимо в останній вираз попередні

$$\frac{\sin(\alpha+\gamma+2\varphi)\cdot\sin(\beta+\varphi)}{Q - F_Ц \cdot tg(\beta+\varphi)} = \frac{\cos(\gamma-\beta)\cdot\cos(\alpha+\varphi)}{S}$$

$$\frac{S}{Q - F_Ц \cdot tg(\beta+\varphi)} = \frac{\cos(\gamma-\beta)\cdot\cos(\alpha+\varphi)}{\sin(\alpha+\gamma+2\varphi)\cdot\sin(\beta+\varphi)}$$

Поділимо на Q. Таким чином отримуємо формулу для визначення коефіцієнта підсилення розглянутого кулькового механізму $K_{П1}$

$$K_{П1} = \frac{S}{Q} = \frac{\cos(\gamma-\beta)\cdot\cos(\alpha+\varphi)\cdot\left[1 - \omega^2 \cdot \dfrac{z\cdot m\cdot r}{Q}\cdot tg(\beta+\varphi)\right]}{\sin(\alpha+\gamma+2\varphi)\cdot\sin(\beta+\varphi)} \qquad (7.34)$$

Оскільки у виразі (7.79) величина ω знаходиться в чисельнику із знаком "мінус", то збільшення частоти обертання механізму призведе до зменшення коефіцієнта підсилення $K_{П\ 1}$ (рис.7.23), тобто до погіршення роботи механізму, і ще більше при збільшенні кута тертя φ.

Отримання додаткового зусилля на виході привода затиску (покращення силових характеристик) можливе при застосуванні механізму з охопленою розклинюючими елементами муфтою затиску (рис. 7.25, *а*) на токарних верстатах, які працюють в автоматичному циклі (затиск і розтиск під час обертання шпинделя) на високих частотах обертання. При цьому відцентрові сили інерції, що діють на розклинюючі елементи, виконують корисну роботу, яка затрачається на збільшення сили затиску навіть після силового замикання і на зменшення витрат енергії в процесі затиску.

Знайдемо коефіцієнт підсилення механізму з охопленою муфтою затиску (рис. 7.26, *а*) з врахуванням впливу відцентрової сили інерції кульки $F_ц$. За аналогією з попереднім механізмом (з охоплюючою муфтою), опираючись на схему рис. 7.26, б, отримуємо вираз для визначення коефіцієнта підсилення $K_{П2}$ кулькового механізму з охопленою муфтою затиску. $K_{П2} = \dfrac{\cos(\gamma-\beta)\cdot\cos(\alpha+\varphi)\cdot\left[1 + \omega^2 \cdot \dfrac{z\cdot m\cdot r}{Q}\cdot tg(\beta+\varphi)\right]}{\sin(\alpha+\gamma+2\varphi)\cdot\sin(\beta+\varphi)}$.

Такий принцип роботи реалізований в затискному механізмі (рис. 7.27), що містить охоплену тілами кочення затискну муфту 5 виконану як одне ціле з поршнем підпружиненим пружинами 7. Фасонний профіль 5 утворений

кутом β і відвернутий від осі обертання механізму. Пружини 7 забезпечують переміщення муфти 5 при затиску. При обертанні механізму на тіла кочення 2 діють відцентрові сили, які за рахунок "закритого" гострого кута γ (спрямованого в напрямку їх дії) утвореного торцями нерухомого 1 і рухомого 3 упорів додатково штовхають останній. Це зумовлює появу додаткового зусилля затиску заготовки 6. Для відводу рухомого упору 1 при розтиску передбачені пружини 6.

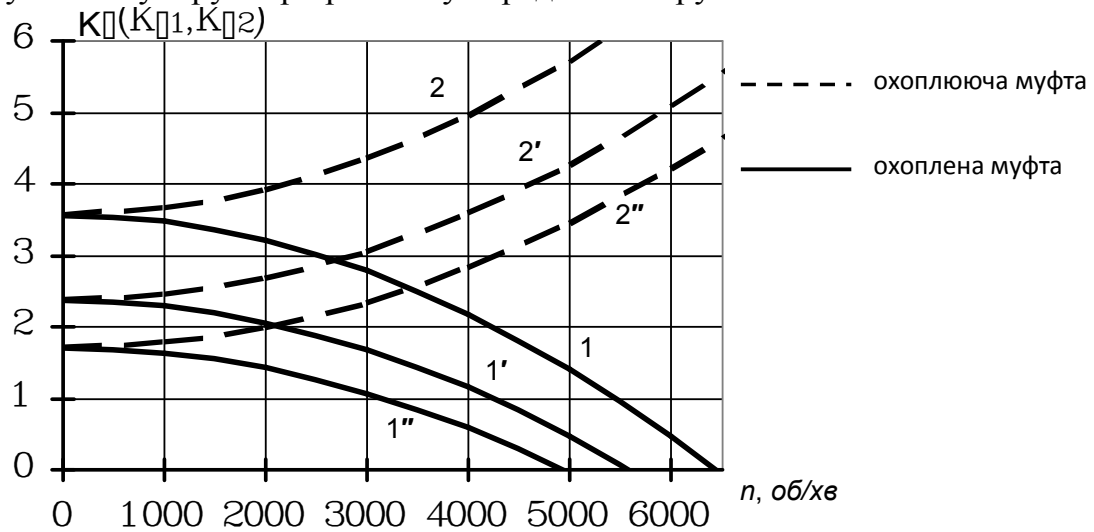


Рис. 7.25. Залежності коефіцієнта підсилення кулькового привода з геометричним замиканням від впливу відцентрових сил при α+γ=35°, β=15°, однакових інших геометрично-масових параметрах (z=8, m=0,06кг, r=0,06м) та різних φ: 1(2)=6°; 1'(2')=12°; 1"(2")=18°

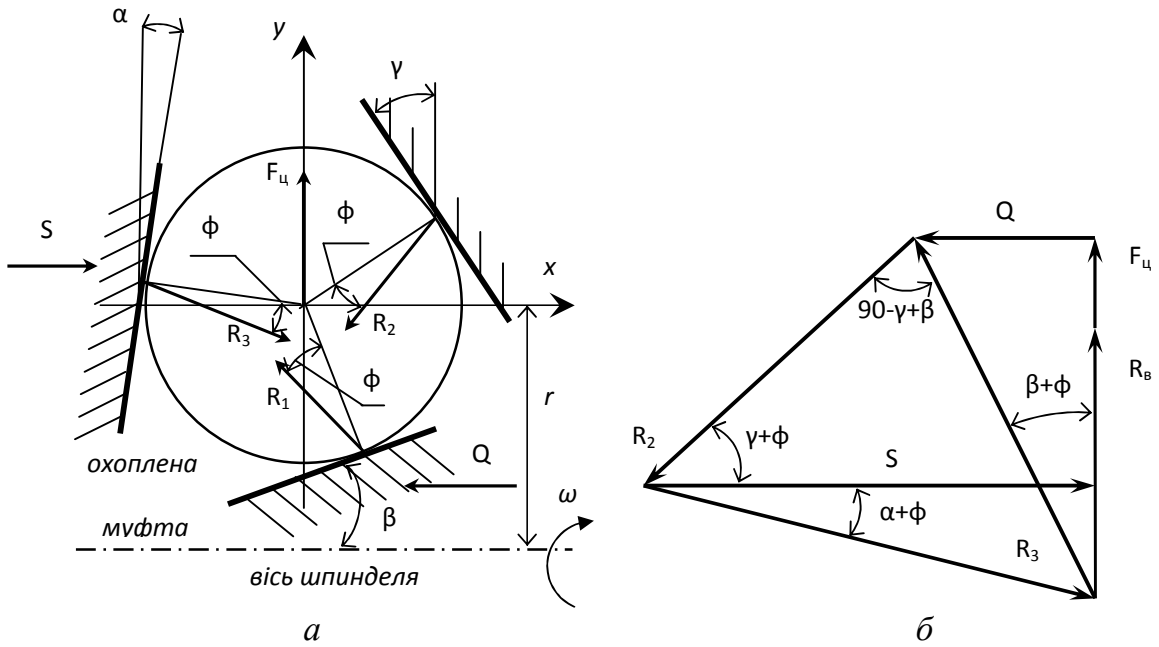


Рис. 7.26. Розрахункова схема а та співвідношення сил б передавально-підсилюючого механізму з розклинюючими елементами і охопленою муфтою

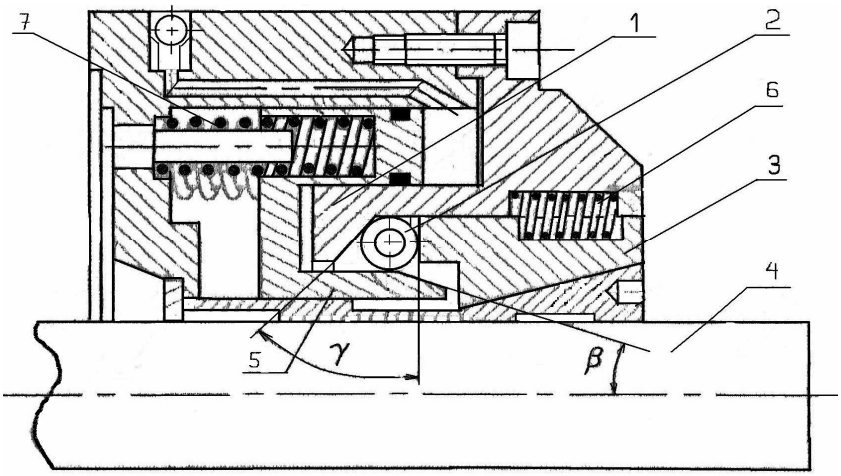


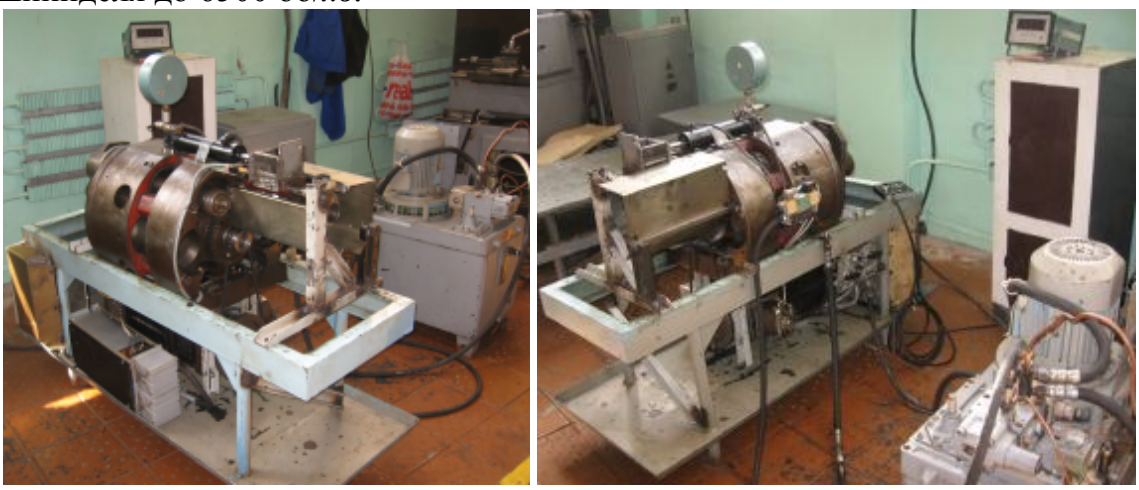
Рис. 7.27. Затискний механізм з геометричним замиканням (роликовий або кульковий) і охопленою муфтою затиску за патенту України № 83859

7.5 Стенд для експериментальних досліджень затискних механізмів на високих частотах обертання

Для проведення подальших експериментальних і теоретичних досліджень працездатності ЗМ, а особливо їх привода, на високих частотах обертання. З цією метою, на базі лабораторії металообробного обладнання кафедри "Комп'ютерного проектування верстатів і технології машинобудування" Луцького національного технічного університету, створено спеціальний стенд для проведення експериментальних досліджень роботи вже існуючих і заново створених ЗМ з приводами затиску з геометричним і силовим замиканням та затискних патронів у специфічних умовах. У дослідному стенді (рис.7.28) функціонують механічна, гідравлічна, електрична та електронна системи, а його базовим вузлом є модернізований шпиндельний барабан багатошпиндельного токарного автомата.

Стенд містить привод обертання шпинделя, систему затиску заготовки, електричну систему живлення і керування, засоби вимірювання і сигналізації (рис.7.29). Привод обертання шпинделя приводиться в дію електродвигуном *1* (рис.7.30) потужністю 11кВт постійного струму живлення з незалежним збудженням та номінальною і максимальною частотою обертання відповідно 1000 і 3000 об/хв. Від електродвигуна *1* через клинопасову передачу *2–3* крутний момент передається на вал *I*, від якого через зубчату пару *6–5* рух передається шпинделю *II*, що базується у шпиндельному барабані на двох опорах кочення. Шляхом підбору величини шківів клинопасової передачі можна отримувати необхідний діапазон частот обертання шпинделя. Описана конструкція привода обертання шпинделя дозволяє отримувати частоту його обертання в діапазоні від 0 до 3500 *об/хв* за умови змащування опор оливами з низькою в'язкістю типу И–20А і ИГП–18. Такий частотний діапазон вже дозволяє проявити вплив відцентрових сил інерції на привод затиску, затискний патрон та інші вузли ЗМ. При потребі проведення досліджень на більш високих частотах можна

використати потенційні швидкісні можливості привода обертання шпинделя. Підвищення швидкості обертання в даному випадку стримується рядом факторів, першорядними з яких є опори шпинделя (головним чином упорний та в меншій мірі роликовий дворядний підшипники) і зубчата передача. Усунення проблем, пов'язаних із швидкохідністю лише шпиндельних опор, дає змогу підняти максимальну частоту обертання шпинделя до 6500 об/*хв*.



а *б*

Рис. 7.28. Стенд для дослідження затискних механізмів: а і б– вид відповідно з правого і лівого боків

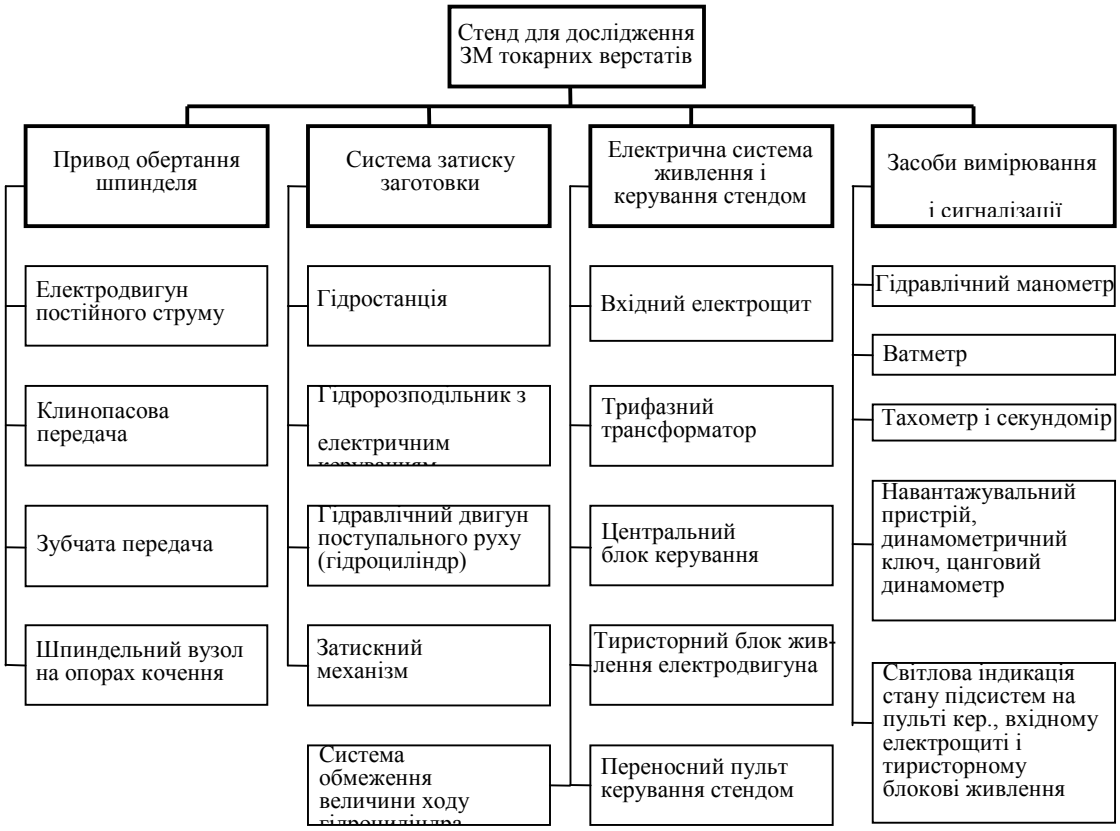


Рис. 7.29. Структура створеного науково-дослідного стенда

Система затиску заготовки містить у своєму складі механічну і гідравлічну частини. Подача механічної енергії на вхід ЗМ через гідросистему дозволяє отримати ряд переваг, пов'язаних з автоматизацією цього процесу, управлінням та визначенням величини його параметрів.

Основою механічної частини є досліджуваний ЗМ. Джерелом енергії ЗМ є прикріплений на сферичній опорі до шпиндельного барабана гідроциліндр (ГЦ) 8 (рис. 7.30), який подає зусилля через вилку 6, що рухається за напрямній 7, на опорні підшипники муфти затиску 9. Далі зусилля передається через передавально-підсилювальний механізм досліджуваного привода затиску, в даному випадку важіль 10, пакет тарільчатих пружин 11 та тягу затиску 12, до затискного патрона 13. Затискні патрони, які можуть встановлюватися в ЗМ для проведення їх дослідження, можуть бути, як вже існуючого принципу дії, наприклад важільний (зображений на рис.7.83), клиновий, цанговий, так і принципово нові, що призначені для роботи в автоматичному циклі і потребують індивідуального експериментального дослідження.

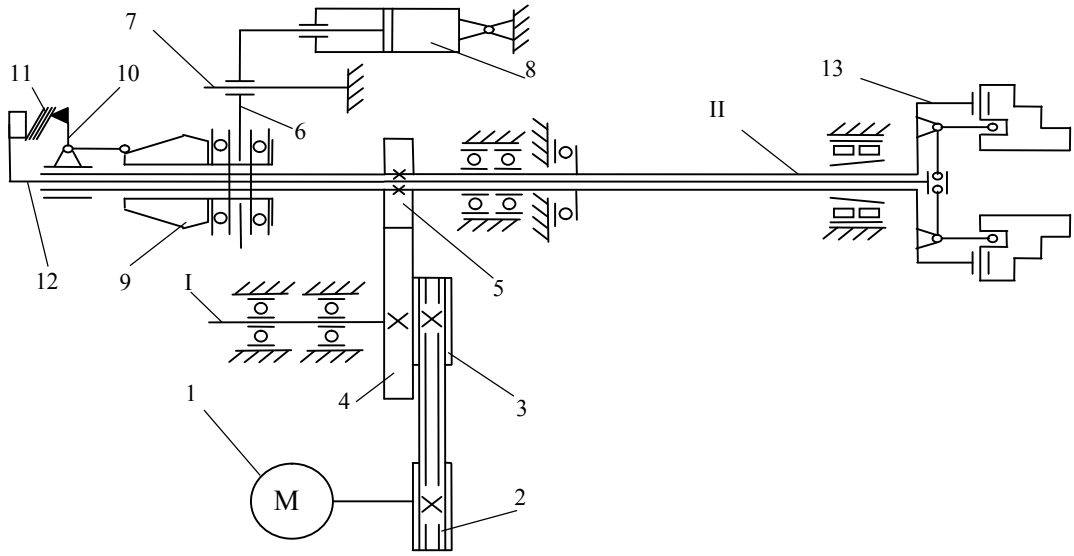


Рис. 7.30. Кінематична схема стенда

Дослідження приводів затиску з геометричним замиканням є основними із запланованих досліджень, які можливо провести на даному науково-дослідному стенді. Типи досліджуваних на даному стенді приводів затиску з геометричним замиканням можуть бути різні: нові і вже відомі – важільний (верстат мод. 1Б260), роликовий (верстат мод. 1А260), привод з механізмом самоналагодження та інші. Дослідження можуть стосуватися не лише типу (принципу роботи) привода вцілому, а й впливу внесення змін у окремі частини вже існуючих приводів: геометрично-масові параметри елементів передавально-підсилювального механізму, конструкцію і характеристики пружної ланки, профіль муфти затиску, матеріал елементів і т.д. Також можна проводити дослідження розроблюваних нових типів затискних приводів з геометричним замиканням, що прогнозовано мають

хороші експлуатаційні характеристики при високих частотах обертання.

Гідравлічна частина системи затиску заготовки (рис.7.31) має у своїй основі уніфіковану насосну установку типу Г68–2, що приводиться у дію асинхронним електродвигуном фланцевого виконання потужністю 3кВт і частотою обертання вала 1650 *об/хв*.

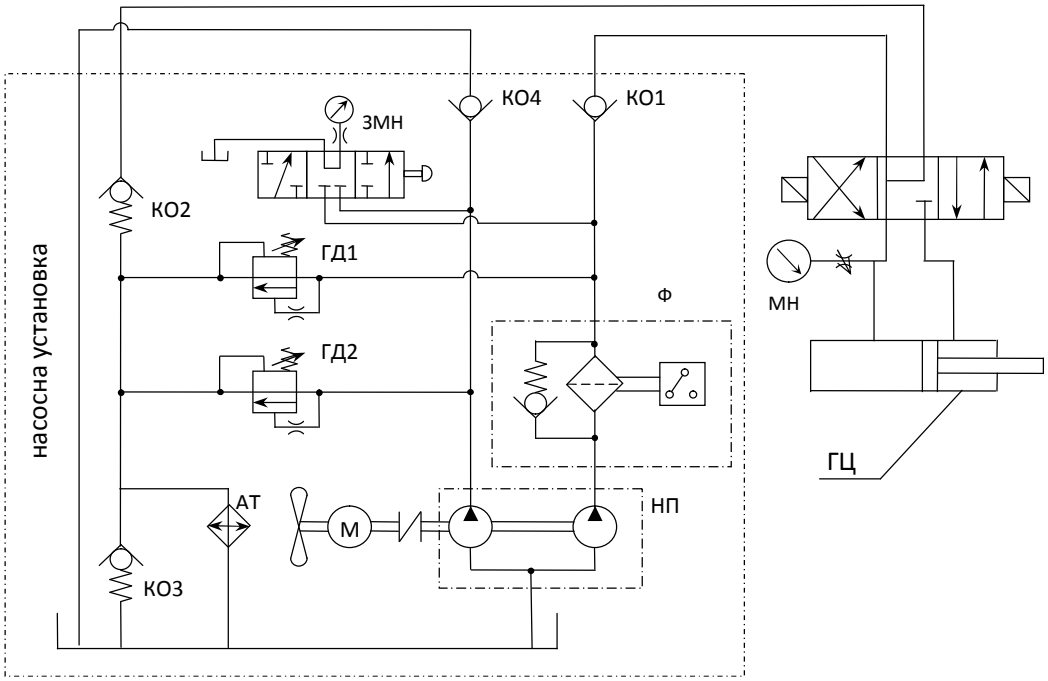


Рис. 7.31. Гідравлічна схема стенда

В якості робочої рідини, у гідросистемі стенда, використовується масло індустріальне типу И–30А. Насосна установка поєднує у собі всю гідроапаратуру, необхідну для живлення і регулювання роботи гідроприводу та забезпечує подачу масла 15л/хв та максимальний тиск не менше 6,3МПа. Керування потоками масла і відповідно роботою ГЦ, який є джерелом механічної енергії для ЗМ, здійснюється трьохпозиційним гідророзподільником типу ВЕ6 з електричним керуванням. Робоча площа поршня ГЦ у безштоковій камері рівна $19{,}6\times10^{-6} м^2$. Це дозволяє отримувати максимальне зусилля на вході ЗМ величиною 11кН, що змінюється відповідно до потреб експерименту за допомогою регулюючої гідроапаратури насосної установки. Гідравлічний манометр МН, що з'єднаний з безштоковою камерою ГЦ через дросель змінного січення для запобігання його швидкого виходу з ладу, дозволяє вимірювати тиск масла і, як наслідок, величину сили, яка утворюється на штокові.

Електрична система живлення і керування стендом (рис.7.32) є найбільш розгалуженою, оскільки її елементи присутні у всіх інших системах. Живлення електросистеми переважно забезпечує трифазний трансформатор з вхідною напругою 380В трифазного струму промислової частоти. Одним з основних вузлів, що поєднує між собою всі електричні підсистеми та безпосередньо керує їх роботою, є центральний блок керування. Він являється проміжним елементом керування і виконує

функцію підсилення та обробки команд, які поступають від елементів ручного (переносний пульт керування) і автоматичного (система обмеження ходу ГЦ) керування. Плавне регулювання частоти обертання вала електродвигуна постійного струму привода обертання шпинделя виконується з допомогою тиристорного блоку живлення. Підключення електросистеми стенда до силової мережі лабораторії здійснюється через роз'єм XS на вхідному електрощиті. Далі струм подається паралельно через вимикачі QS1 та QS2 на трансформатор і магнітні пускачі центрального блоку керування, які вмикають, за команді з переносного пульта керування, відповідно електродвигун насосної установки та електродвигун привода обертання шпинделя. Також безпосередньо від роз'єму XS струм подається на вимикач SB7, що вмикає вентилятор охолодження електродвигуна постійного струму.

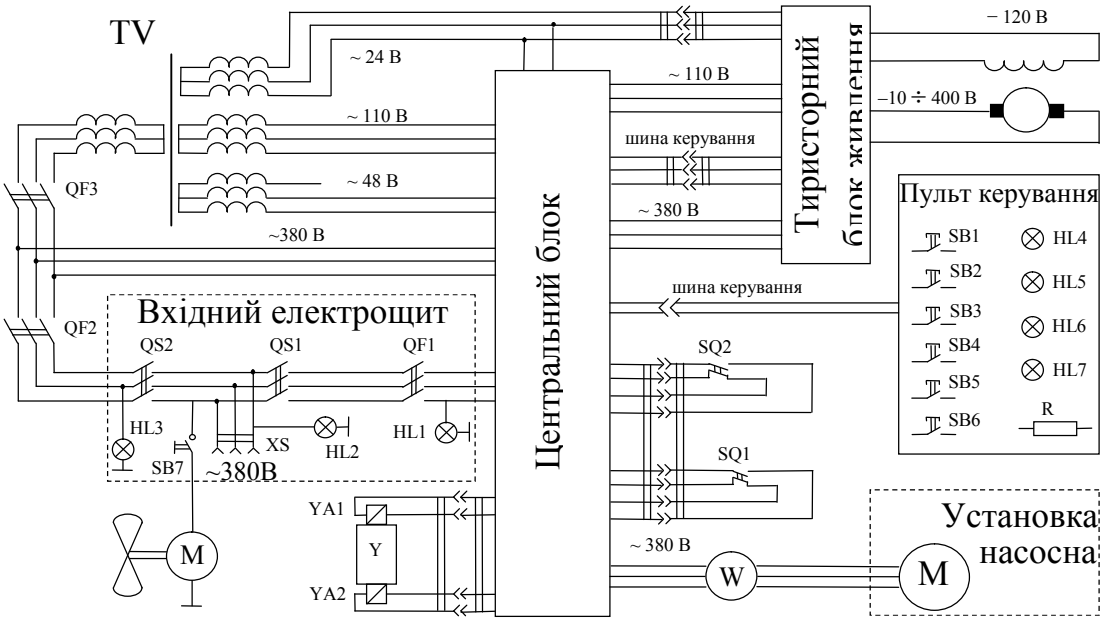


Рис. 7.32. Функціональна електрична схема стенда

Для запобігання пошкодження електросистеми від проходження струму надмірної сили, внаслідок перевантаження її елементів чи випадкового короткого замикання, встановлені автоматичні вимикачі: QF1– для кола живлення електродвигуна насосної установки; QF2–кола живлення якоря електродвигуна постійного струму; QF3– живлення трансформатора та під'єднаних до нього споживачів в тому числі статора електродвигуна постійного струму. Передбачена також електрична система автоматичного обмеження величини ходу ГЦ, яка попередньо налаштовується відповідно до величини ходу муфти затиску досліджуваних ЗМ. Ця система містить у собі шляхові вимикачі SQ1 та SQ2, електромагніти гідророзподільника YA1 та YA2, відповідну релейну апаратуру центрального блоку керування і спрацьовує самостійно при виконанні операції розтиску або затиску заготовки.

Для можливості здійснення дистанційного керування системами

стенда при його огорожі, або розташуванні в ізольованій кімнаті та контролю за їх станом створений переносний пульт керування, що з'єднаний з дослідним стендом багатожильним кабелем (шиною керування) довжиною 5,2 м через багатоштекерний роз'єм. Така конструкція пульта значно підвищує зручність, функціональність і безпеку при користуванні дослідним стендом. Розміщені на пульті вимикачі натискного (кнопкового) типу SB1–SB6 опосередковано (через центральний блок керування) вмикають і вимикають відповідно привод обертання шпинделя, електропривод насосної установки та процес розтиску і затиску заготовки, а змінний резистор R регулює кутову швидкість шпинделя. Також наявні на пульті керування сигнальні лампи HL6–HL7 сигналізують про: наявність напруги на вторичних обмотках трансформатора і, як наслідок, живлення елементів системи керування; наявність напруги на обмотках статора і якоря електродвигуна привода обертання шпинделя (увімкнутий електродвигун може не обертатися при установці регулятора кутової швидкості шпинделя в нульове положення); крайні положення муфти затиску ЗМ, що відповідають стану "затиснуто" чи "розтиснуто". Останнє є незамінним засобом постійного здійснення точного, зручного та ефективного контролю надійності геометричного замикання привода ЗМ, особливо під час випробувань в динаміці (при закритому захисному кожухові). Це необхідно як для дослідження конструкції ЗМ, так і для дотримання норм безпеки.

Сигнальні лампи вхідного електрощита сигналізують про наявність напруги: HL1(червоний) – для можливості запуску насосної установки; HL2 (яскраво-зелений) – на електросиловому вході стенда, тобто роз'ємі XS (як застереження про наявність струму); HL3(жовтий) – на елементах системи керування і для можливості запуску привода обертання шпинделя. Тиристорний блок живлення електродвигуна привода обертання шпинделя містить у своїй конструкції сигнальні лампи наявності напруги окремо на кожній з трьох електричних фаз і сигнальні лампи спрацювання чи виходу з ладу його плавких запобіжників. Згідно норм техніки безпеки, стенд оснащений захисними кожухами найбільш небезпечних відкритих обертових частин один з яких є відкидним для можливості прямого доступу та візуального огляду елементів привода затиску. Для запобігання ураження людей електричним струмом виконано заземлення всіх відкритих струмопровідних конструкцій дослідного стенда в тому числі насосної установки.

Перелік вимірювальних приладів для оснащення стенда не є стандартним і формується у відповідності до об'єкта і характеру експериментальних досліджень. Основними та найбільш універсальними в даному випадку є тахометр, гідравлічний манометр, ватметр і динамометр для вимірювання радіальної сили затиску в патроні під час його обертання. Такий набір вимірювальних приладів дозволяє оцінити головні вхідні і вихідні характеристики при динамічному і статичному дослідженні ЗМ

вцілому. Це також передбачає дослідження елементів ЗМ окремо, наприклад підсистеми "привод-патрон", при наявності способу абстрагування від впливу всіх інших. Для більш ґрунтовного дослідження підсистеми "патрон-деталь" і підтвердження теоретичних досліджень використовують, крім того, ще навантажувальні пристрої і динамометричний ключ. Ватметр, встановлений в електричному колі електродвигуна насосної установки, дає змогу вимірювати споживану ним потужність, і як наслідок, оцінювати потужність, що затрачається (необхідно подати на вхід ЗМ) для затиску заготовки у різних випадках. Гідравлічний манометр дає змогу визначити величину вхідного зусилля ЗМ та у поєднанні з секундоміром може використовуватися також для відносної оцінки потужності споживаної ЗМ при затиску заготовки. Ця потужність визначається як робота поділена на час, за який вона виконана (визначається секундоміром за сигналах відповідних ламп сигналізації на пульті керування). Робота є добутком сили (визначається з допомогою манометра) на шлях, який рівний ходу муфти затиску і для одного привода затиску є величиною сталою. З допомогою динамометричного ключа визначається мінімальний момент прокручування, а з допомогою навантажувальних пристроїв сила проштовхування, радіальні віджаття та жорсткість на різних вильотах різних заготовок затиснутих в досліджуваному патроні. При дослідженні цангового патрона може визначатися, за допомогою індикатора часового типу, величина відтягування заготовки під час її затиску. Ширший спектр вимірювань, в тому числі всі вищеописані, можна провести з допомогою більш сучасного і універсального методу – тензометричних вимірювань.

7.6 Експериментальні дослідження силових характеристик затискних патронів при різних частотах обертання

Для експериментальної оцінки критичних частот обертання затискного патрона (навіть до його руйнації) було створено спеціальне устаткування (рис.7.33), яке для безпеки розташовано в окремому приміщенні, а керування (включення електродвигуна) здійснювалося з другого приміщення.

Для механізованих затискних патронів з гідроприводом використовувався стенд на базі токарно-револьверного верстата, розташований в лабораторії верстатів з ЧПК кафедри “Конструювання верстатів та машин” НТУУ “КПІ”. Виробничі дослідження затискних патронів проводилися на токарних верстатах в лабораторії тієї ж кафедри з використанням виготовленого автором цангового динамометра (рис.7.34, а), що дозволяє вимірювати радіальну силу затиску на ходу верстата (рис.7.34,б). За об’єкт дослідження був обраний спірально-кулачковий патрон з ручним приводом затиску, корпус якого із зовнішнім діаметром $D_н=130мм$ був виготовлений із органічного скла, а інші деталі – дюралюмінію.

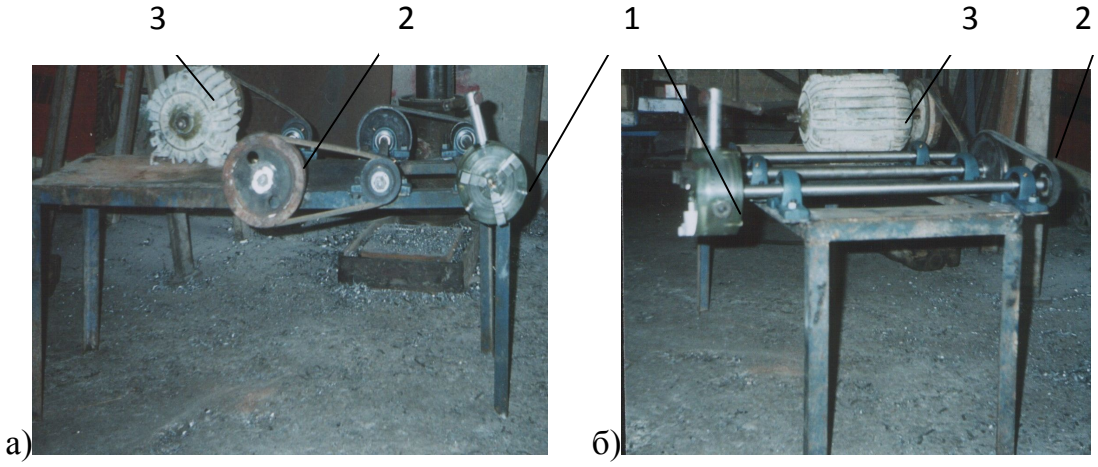


Рис. 7.33. Загальний вигляд устаткування для дослідження критичних частот обертання затискного патрона: а – вигляд попереду; б – вигляд збоку; 1 – затискний патрон; 2 – пасові прискорюючі передачі; 3 – електродвигун

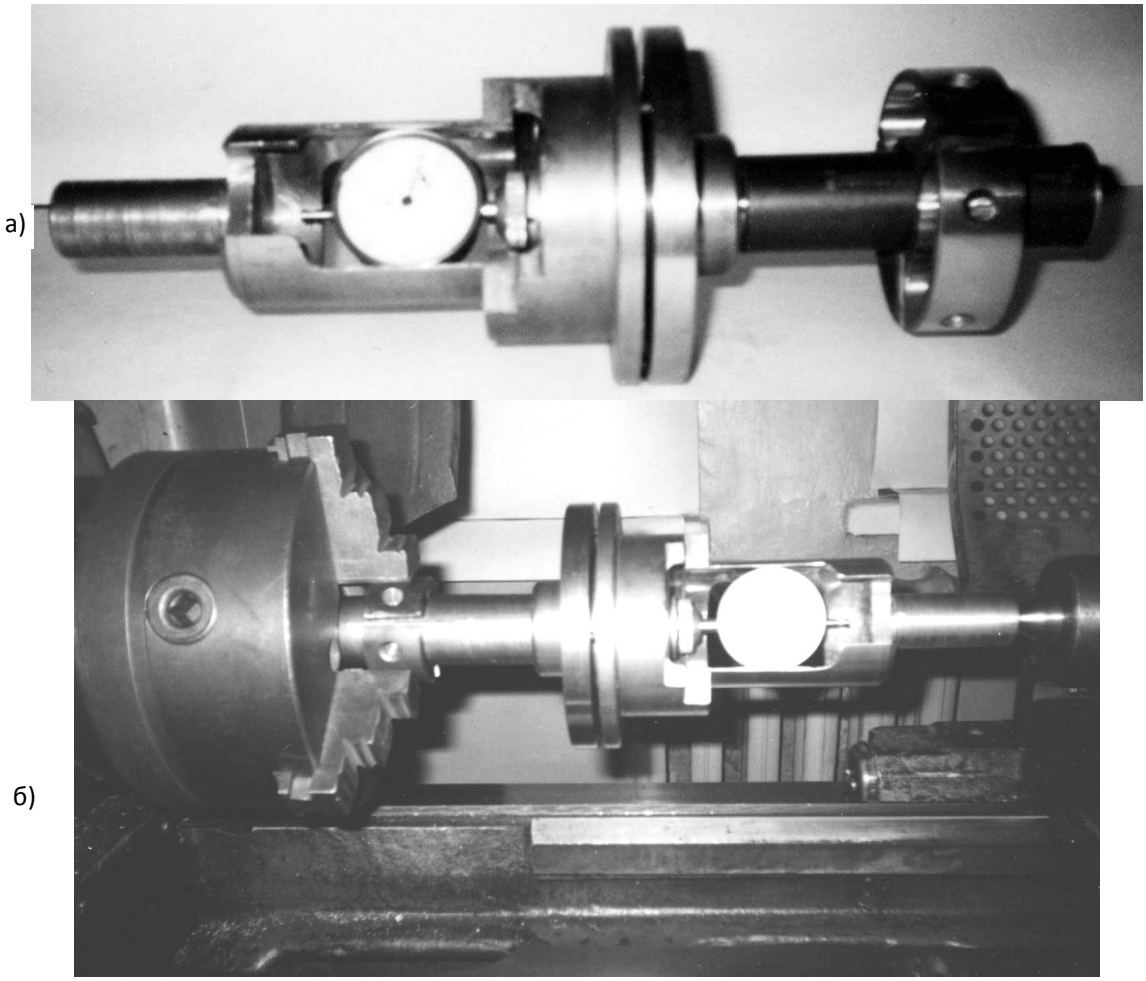


Рис. 7.34. Зовнішній вигляд спеціального цангового динамометра (а) і робоча зона токарного верстата з ним (б) для вимірювання радіальної сили затиску при різних частотах обертання

Тарировка динамометра при установці в призмі здійснювалася на спеціальному устаткуванні кафедри опору матеріалів НТУУ “КПІ”.

Випробування проводилися при імітації затиску заготовок з різних матеріалів, різних діаметрів і різної жорсткості (суцільних і тонкостінних). За результатами вимірювань для різних статичних сил затиску T_{Σ} побудовані графіки залежності сили $T_{\Sigma дин}$ від частоти обертів n (в межах діапазону частот верстата) затискних патронів без компенсації відцентрових сил.

Для прикладу на рис.7.35 наведені графіки $T_{\Sigma дин} = f(n)$ при статичній початковій сили затиску $T_{\Sigma дин}^{комп} = 14.5кН$ накладок $D_н$=*100мм.* Встановлено, що при зменшенні жорсткості заготовки (накладок) вплив відцентрових сил незрівноважених затискних елементів зменшується, а при збільшенні зовнішнього діаметра заготовок (накладок) падіння динамічної сили затиску помітно збільшується, що підтверджує результати теоретичних досліджень

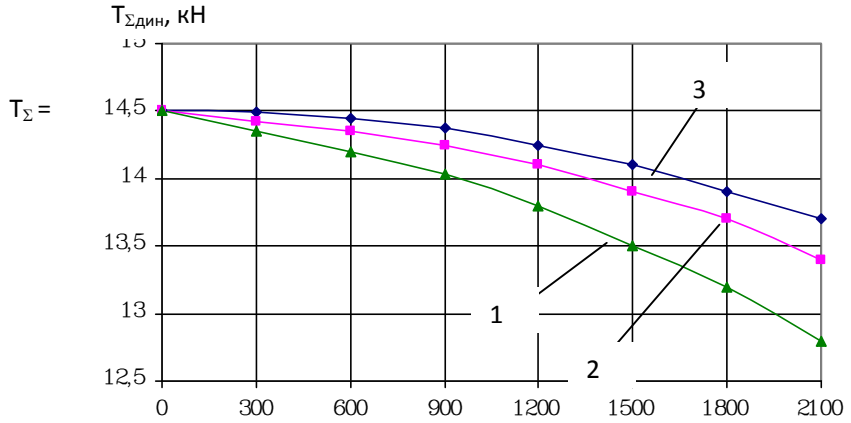


Рис. 7.35. Графіки залежності динамічної радіальної сили затиску від частоти обертання патрона для накладок різної жорсткості: 1 – стальних цільних; 2 – дюралюмінієвих цільних; 3 – стальних тонкостінних

7.7 Експериментальні дослідження високоточного цангового патрона з пружним фланцем

З метою перевірки достовірності аналітичних залежностей коефіцієнта передачі сил і жорсткості закріплення прутка в цангових патронах з пружним фланцем були проведені експериментальні дослідження патронів на верстаті моделі 1Б260-6. Для порівняльних експериментальних досліджень були вибрані: 1 – стандартний цанговий патрон із затяжною цангою – СЦП з ЗЦ; 2 – високоточний цанговий патрон з пружним фланцем – ВЦП з ПФ (рис.7.36).

Силові характеристики – сила проштовхування $P_{ПР}$, момент ручного затиску M_P, і момент прокручування $M_{ПР}$ вимірювалися при однаковій настройці на діаметр оправки d, рівний діаметру робочого отвору d_0, тобто при $d = d_0 = 29{,}6$ мм (рис. 7.37).

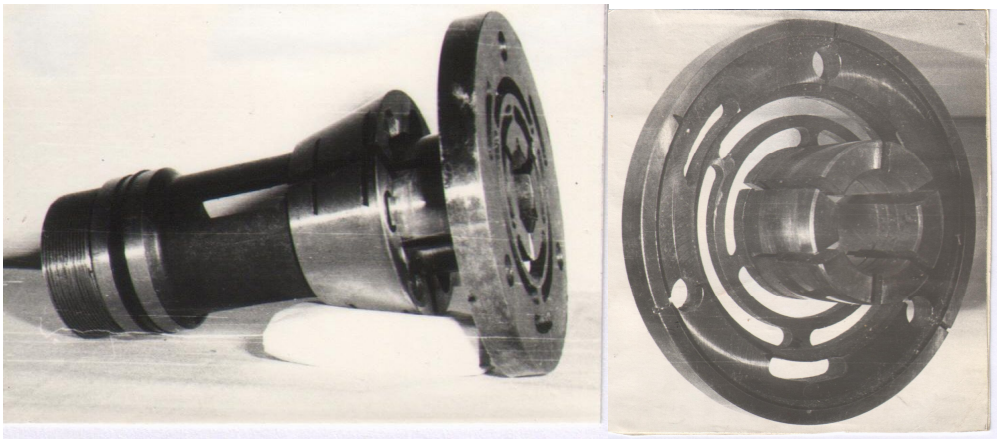
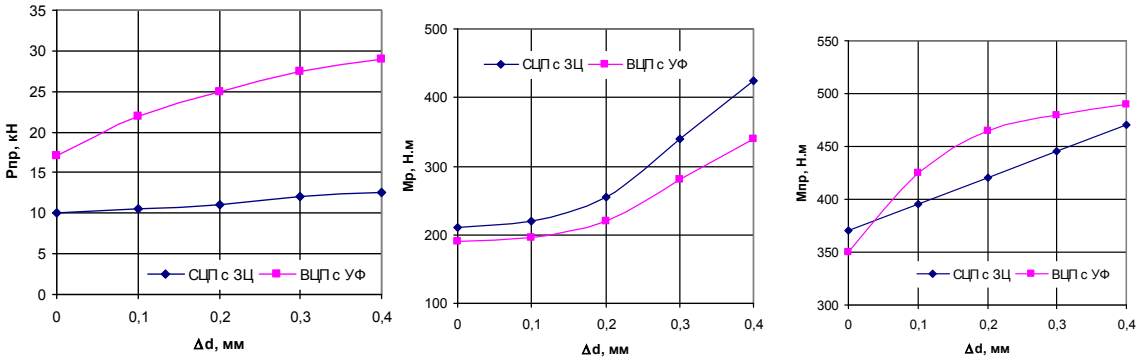


Рис. 7.36. ВЦП з ПФ до БТА моделі 1Б240-6

Встановлено, що із збільшенням діаметра прутка, що затискується, сила проштовхування $P_{ПР}$ значно збільшується для ВЦП з ПФ ніж для стандартного патрона із затяжною цангою і приблизно в два рази вища для ВЦП з ПФ (рис. 7.37, а). Момент ручного затиску M_P інтенсивніше зростає для стандартного патрона із затяжною цангою, однак їх відхилення не перевищує 20–25% (рис. 7.37, б). Момент прокручування $M_{ПР}$, інтенсивніше підвищується для ВЦП з ПФ і носить нелінійний характер від $\Delta d=d-d_0$, в той час як в стандартному патроні залежність практично лінійна (рис. 7.90, в).



а *б* *в*

Рис. 7.37. Графіки залежності силових характеристик від відхилення діаметра оправок: а – сили проштовхування; б – момент ручного затиску; в – момент прокручування

Для визначення радіальної статичної жорсткості j_p системи патрон–деталь, радіальна сила навантаження P_P, яка діє на пруток на відстані l_P=100мм від торця цанги , що імітує силу різання Py=1кН, створювалася навантажувальним пристроєм і вимірювалася динамометром стиску. Відтиски прутка в патроні вимірювались індикатором.

Експериментально встановлено (рис. 7.38), що середня радіальна жорсткість j_P підвищується при збільшенні відхилення діаметра прутка Δd, а залежність наближається до лінійної, причому інтенсивніше для стандартного патрона, а середнє значення жорсткості j_P на 25% вище у

стандартного патрона ніж у ВЦП, що пояснюється додатковими стиками і контактними зближеннями між губками циліндричної і затяжної цанг.

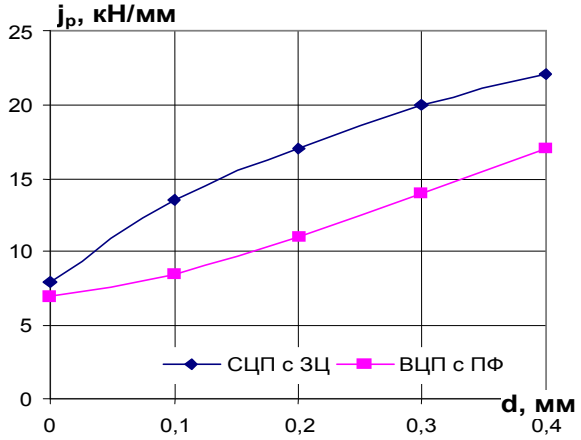
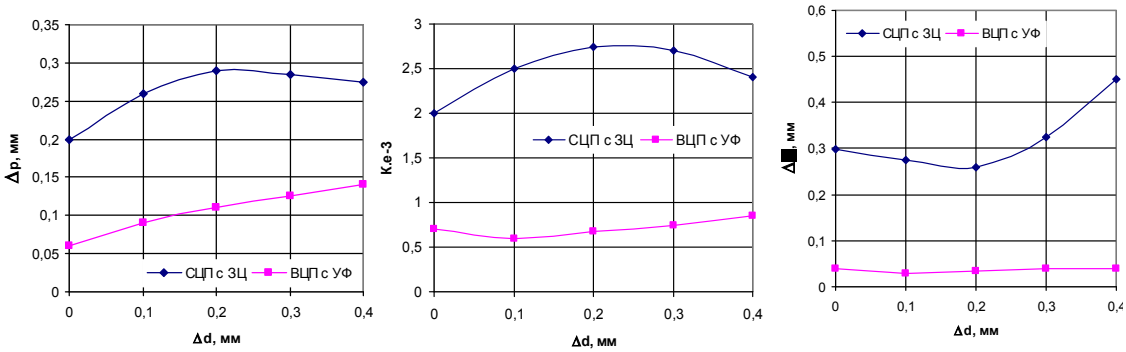


Рис. 7.38. Графіки залежності радіальної жорсткості системи патрон – деталь від відхилення діаметра затиснутої оправки

Вимірювалися наступні точностні характеристики затискних патронів: осьова точність, що визначається величиною відтягувння Δоз заготовки при затиску; точність затиску прутка по діаметру, що встановлюється як радіальне биття $\Delta_П$ прутка на відстані 100 мм від торця цанги; перекос *К* (конусність), рівний відношенню різниці радіального биття в двох точках, які розташовані на певній відстані від створюючої оправки, затиснутої в цанговому патронові, до відстані між цими точками.

Результати виміру точнісних характеристик патронів показали, що осьова точність затиску Δоз (рис. 7.39,в), знайдена як різниця положень торця заготовки відносно торця шпинделя до і після затиску в декілька разів (до 8) вище у ВЦП з ПФ, що пояснюється практично відсутністю осьового зміщення циліндричної цанги з пружним фланцем в осьовому напрямі. Крім того, якщо для стандартного патрона залежність *Δоз* від *Δd* носить нелінійний характер (для *Δd* до 0,2 мм мало змінюється, а *Δd >0*,2 значно), то для ВЦП з ПФ *Δоз* практично не змінюється від Δd і має тенденцію стабільності.



а *б* *в*

Рис. 7.39. Графіки залежності величини відтягування оправок від відхилень діаметрів

На одному із заводів були проведені порівняльні випробування патронів на точність обробки деталей в радіальному і осьовому напрямках.

Результати обміру партії деталей (об'єм вибірки N=60 деталей) показали переваги ВЦП з ПФ в порівнянні зі стандартною затискною цангою і підтвердили теоретичні дослідження.

Створена розрахункова комп'ютерна модель ВЦП з ПФ (рис. 7.40) з використанням модуля для скінченно-елементного аналізу COSMOSWorks, інтегрованого в систему просторового параметричного моделювання SolidWorks. Вона дає можливість теоретично дослідити процес затиску заготовок з урахуванням впливу сил тертя та контактних деформацій на силу, точність та жорсткість затиску. Завдяки цій моделі є можливість визначити величину та розкид характеристик затискного механізму.

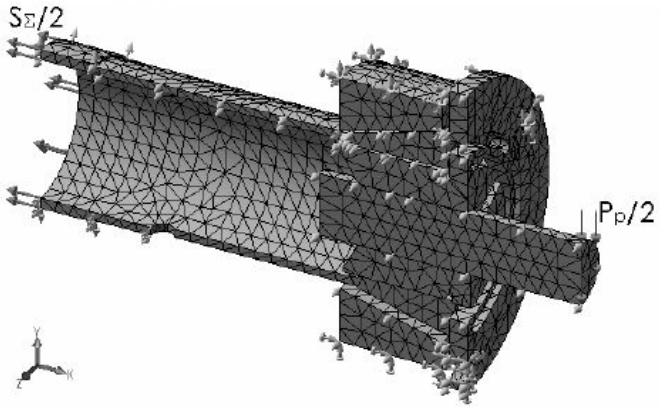


Рис. 7.40. Скінчено-елементна модель ВЦП з ПФ

Розроблена скінченно-елементна модель ВЦП з ПФ та системи «патрон—деталь» дозволяє проводити порівняльні експериментальні дослідження процесу затиску заготовок з урахуванням впливу різних факторів на силу, точність та жорсткість затиску, а також оптимізувати геометрію конструкції з метою стабілізації основних характеристик.

На основі розробленої скінченно-елементної параметричної моделі ВЦП з ПФ в системі «патрон—деталь» досліджена стабільність характеристик патрона при наступних значеннях основних параметрів: діаметр заготовки, що затискається d = 28 мм; осьова сила тяги S_Σ = 30кН; радіальне навантаження P_p = 1000 Н на вильоті l_p = 50 мм з урахуванням впливу величини зазору Δd між поверхнею робочого отвору ПЦ і поверхнею затиску заготовки та різниці діаметрів ΔD поверхонь контакту основної цанги ОЦ і ПЦ. Отримані дані показують графіки (рис. 7.41– 7.44).

Проведені дослідження (рис. 7.41–7.44) дали такі результати:

1. Осьовий зсув заготовки при затиску збільшується при збільшенні різниці діаметрів основної і проміжної цанги.

2. Радіальний пружний відтиск і коефіцієнт підсилення при збільшенні цієї різниці діаметрів і діаметрів проміжної цанги і заготовки – несуттєво зменшуються, а інтенсивність зменшення носить лінійний характер.

3. Критичним з погляду еквівалентної напруги для пелюсток проміжної цанги є зазор між нею і заготовкою.

4. При робочих навантаженнях замкненість контуру пелюсток цанги приводить до складного вигину в корінні перших і других пелюсток і виникнення значної стискуючої і розтягуючої напруги відповідно.

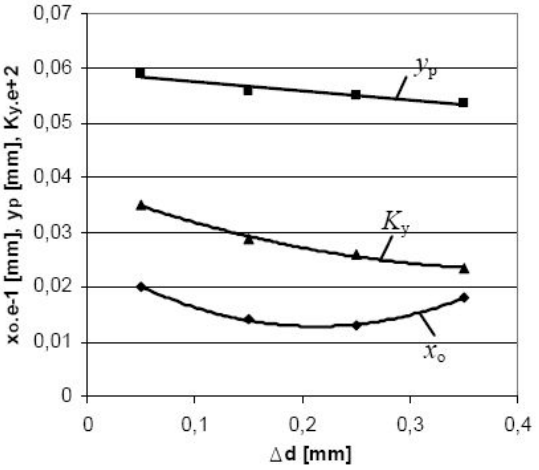


Рис. 7. 41. Залежності осьового зсуву заготовки x_o, радіального пружного відтиску y_p і коефіцієнта посилення K_y від зазору між робочим отвором ПЦ та заготовки при ΔD=0

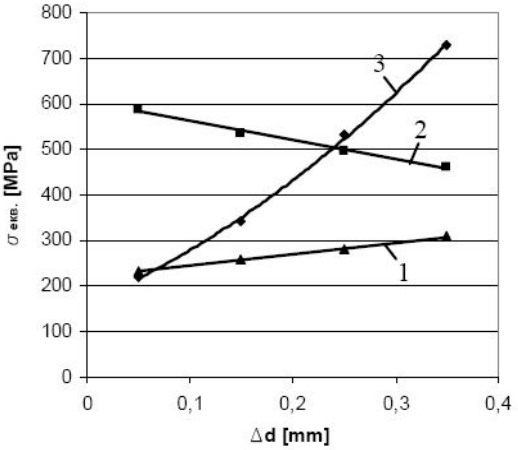


Рис. 7.42. Залежності еквівалентних напруг в кінці (1) і початку (2) пелюсток ОЦ та початку пелюсток ПЦ (3) від зазору між робочим отвором ПЦ та заготовкою при ΔD=0

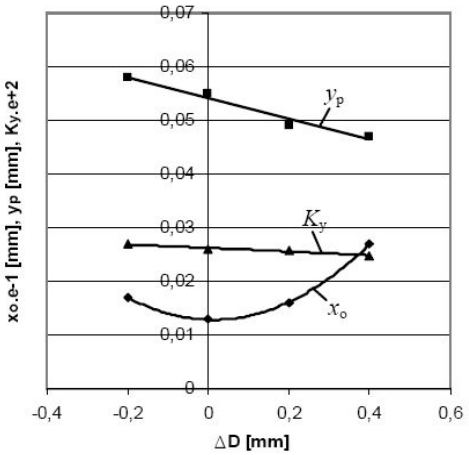


Рис. 7.43. Залежності осьового зсуву заготовки x_o, радіального пружного відтиску y_p і коефіцієнта посилення K_y від різниці діаметрів поверхонь контакту ОЦ й ПЦ при Δd=0,25 мм

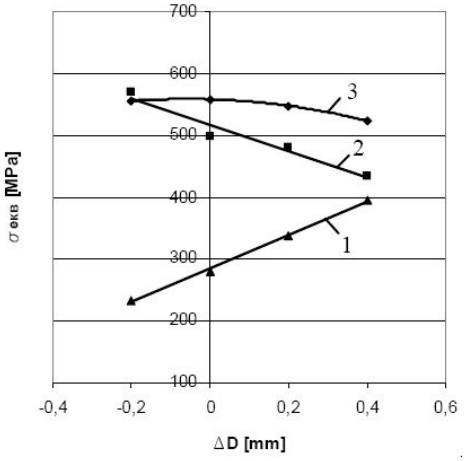


Рис. 7.44. Залежності еквівалентних напруг в кінці (1) і початку (2) пелюсток ОЦ та початку пелюсток ПЦ (3) від різниці діаметрів поверхонь контакту ОЦ й ПЦ при Δd=0,25 мм

5. Мультиплікація даної конструкції забезпечує радіальне переміщення губок проміжної цанги з ПФ лише для затиску каліброваного прутка 1–2 класів.

6. Запропонована нова конструкція ВЦП з ПФ (рис. 7.45), що має додаткову циліндричну цангу (поз. 7), пелюстки якої розташовані всередині пелюсток ПЦ з ПФ (поз. 6). Причому елементи мультиплікації – пелюстки трикутного перерізу – має не ЦП з ПФ, а додаткова циліндрична цанга. Отвір же основної цанги в перерізі – круг.

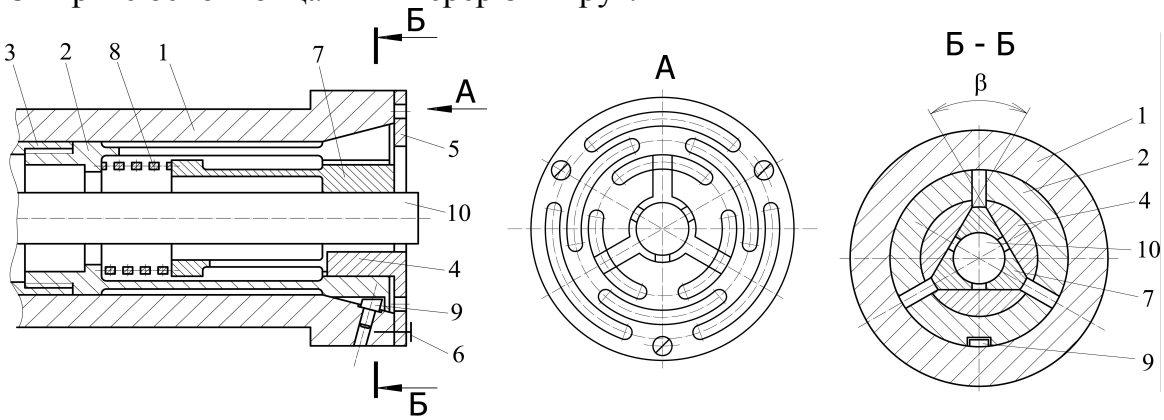


Рис. 7.45. Високоточний цанговий патрон з пружним фланцем та додатковою циліндричною цангою: 1 – корпус шпинделя; 2 – основна циліндрична цанга з зовнішнім конусом; 3– тяга; 6 – губки допоміжної циліндричної цанги з ПФ; 5 – пружний фланець; 6 – гвинт; 7 – додаткова циліндрична цанга; 8 – пружина; 9 – шпонка фіксації; 10 – пруток

В цьому патроні, не змінюючи конструкцію ПФ, збільшується радіальне переміщення робочих пелюсток додаткової цанги. До того ж, за допомогою додаткової циліндричної цанги зазор між її пелюстками та пелюстками ПЦ контролюється.

7.8. Експериментальні дослідження ШЦП

Об’єктами порівняльних експериментальних досліджень є традиційний ЦП (рис.7.46 а, б) і ШЦП з одинарною мультиплікацією (рис.7.46, в, г). Традиційний ЦП містить корпус 1 з пружними пелюстками 2 виконаними як одне ціле з губками 3 – основними затискними елементами, до яких гвинтами 6 прикріплені змінні накладки 5. ШЦП містить корпус 1, основні 2 і додаткові 3 затискні елементи – губки з пелюстками. До додаткових губок 3 з середини гвинтами 6 прикріплені пластини 6, що містяться в прорізях між ними, змінні накладки 5.

За розробленими методиками проводились дослідження силових характеристик, характеристик жорсткості та точності (радіальної, осьової), та аналіз впливу на них різних факторів, зокрема зміни діаметра затискуваної заготовки (Δd=6мм) ШЦП з мультиплікацією без зміни накладок та порівняння їх з характеристиками, отриманими при дослідженні традиційного ЦП.

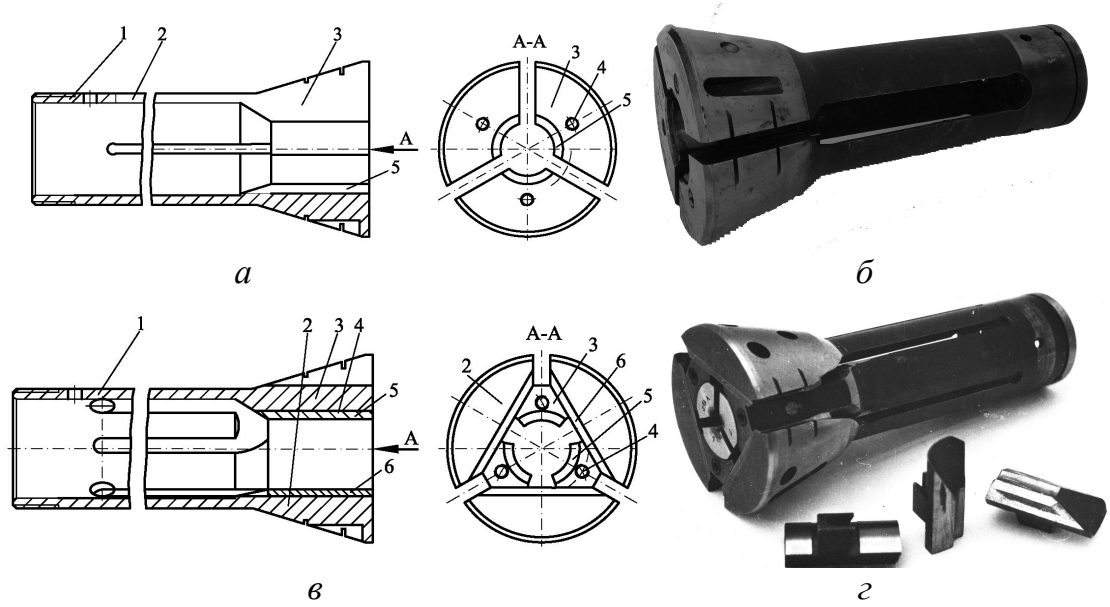


Рис. 7.46. Традиційний (а, б) і широкодіапазонний (в, г) цангові патрони ТРВ мод. 1В360Ф30: а, в – поздовжній розріз, б, г – загальний вигляд

Вимірювання радіальних відтискань оправки відносно шпинделя проводилось на експериментальному стенді на базі токарно-револьверного верстата мод. 1А360Ц, де закріплено спеціальний навантажувальний пристрій (рис.7.47).

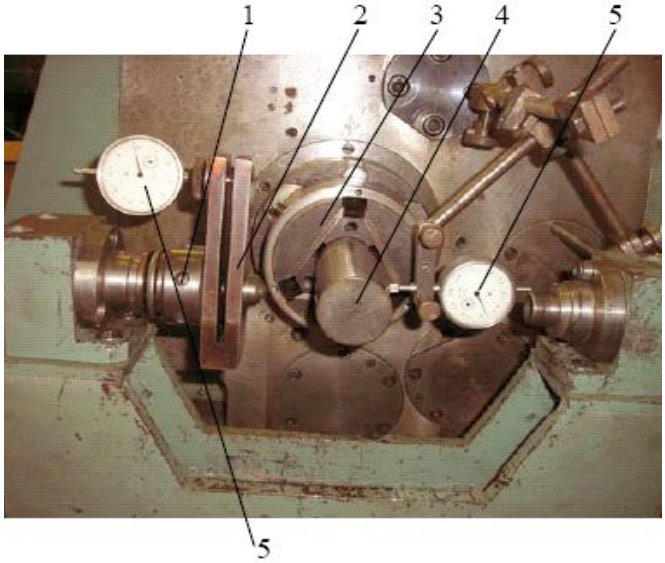


Рис. 7.47. Схема вимірювань радіальних відтискань оправки відносно шпинделя на експериментальному стенді: 1 – спеціальний навантажувальний пристрій; 2 – динамометр камертонного типу; 3 – ШЦП; 6 – оправка; 5 – індикатори

Для отримання математичної моделі пружних відтискань системи П–Д розроблено повний чотирьох-факторний план експерименту і згідно цього плану було проведено значно меншу кількість вимірювань, які дозволили повно і якісно виконати регресійний аналіз відтискань від декількох факторів в n-мірному просторі. Визначено, що основними факторами є: діаметр затискуваної заготовки $(\overline{X}_1)$; тиск в гідросистемі $(\overline{X}_2)$; кутове положення цанги $(\overline{X}_3)$; величина навантаження

$(\overline{X}_4)$. Вибрані рівні та інтервали варіювання представлені в табл. 7.2.

В якості моделі для апроксимації результатів експерименту прийнято поліном другого порядку:

$$J = b_0 + \sum_{i=1}^{n} b_i \overline{X}_i + \sum_{i;l=1}^{n} b_{il} \overline{X}_i \overline{X}_l + \sum_{i=1}^{n} b_{ii} \overline{X}^2{}_{ii}$$

де J – вихідний параметр (жорсткість);

$\overline{X}_i, \overline{X}_l$ – керовані фактори, що впливають на відгук системи;

b_0, b_i, b_{il}, b_{ii} – коефіцієнти рівняння регресії.

Аналіз результатів експерименту здійснювався на ЕОМ за допомогою пакету прикладних програм Statistica. Аналіз експериментальних даних проводився за допомогою спеціального модуля, де в якості залежної змінної виступає вихідна величина (жорсткість), а в якості змінних – фактори $\overline{X}_1$, $\overline{X}_2$, $\overline{X}_3$, $\overline{X}_4$. Із таблиці дисперсійного аналізу визначили, що найбільший вплив на відгук системи чинить такий статистично значимий ефект як діаметр затиску. Для нього рівень довірчої ймовірності менше 0,05.

Таблиця 7.2.–Рівні факторів та інтервали варіювання

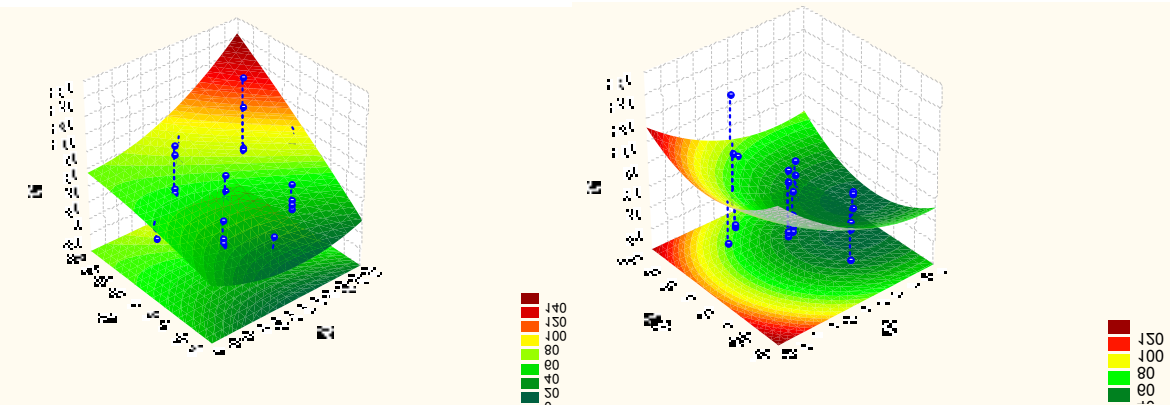
№ з/п	Фактори	Рівні факторів			Інтервал варіювання
		нижній -1	основний 0	верхній +1	
1	діаметр оброблюваної заготовки, мм $(\overline{X}_1)$	67	68,5	50	1,5
2	тиск в гідросистемі, МПа $(\overline{X}_2)$	1	1,5	2	0,5
3	кутове положення цанги, град. $(\overline{X}_3)$	0	30	60	30
6	величина навантаження, кН $(\overline{X}_4)$	1	3	5	2

Модель апроксимації результатів експерименту:

$$J = -920{,}767 + 34{,}071 \cdot d - 31{,}216 \cdot p - 7{,}07 \cdot L_p + 152{,}508 \cdot P + 0{,}568 \cdot d \cdot p + 0{,}132 \cdot d \cdot L_p -$$

$$-3{,}301 \cdot d \cdot P + 0{,}018 \cdot p \cdot L_p - 0{,}181 \cdot p \cdot P + 0{,}016 \cdot L_p \cdot P - 0{,}275 \cdot d^2 + 0{,}17 \cdot p^2 + 0{,}006 \cdot L_p{}^2 + 0{,}772 \cdot P^2$$

На основі аналізу поверхонь відгуків (рис. 7.101) можна зробити висновок, що із збільшенням величини діаметра закріплюваної заготовки ($\overline{X}_1$) жорсткість ШЦП збільшується, що пояснюється збільшенням кута охоплення заготовки губками цанги. При збільшенні тиску в гідросистемі ($\overline{X}_2$) жорсткість теж зростає, що пояснюється збільшенням сили затиску. Кут повороту цанги ($\overline{X}_3$) має специфічний вплив на жорсткість, що зв'язане з конструктивними особливостями ШЦП. Найвища жорсткість при куті біля 0^0, тобто коли навантаження прикладене навпроти середини губки цанги. Із зростанням величини навантаження ($\overline{X}_4$) жорсткість падає, що пояснюється збільшенням відтискань в системі патрон-деталь. Тому для отримання більшої жорсткості необхідно збільшувати фактори $\overline{X}_1$ та $\overline{X}_2$, зменшувати фактор $\overline{X}_4$, а фактором $\overline{X}_3$ керувати в залежності від необхідної величини.



а *б*

Рис. 7.48. Поверхні відгуку при зміні факторів: а) $\bar{X}_1$ та $\bar{X}_2$ при $\bar{X}_3 = 30^0$, $\bar{X}_4 = 3$ кН; б) $\bar{X}_3$ та $\bar{X}_4$ при $\bar{X}_1 = 68{,}5$ мм, $\bar{X}_2 = 1{,}5$ МПа

При двохсторонньому навантаженні оправки для визначення зони нечутливості та демпфуючих властивостей системи проводили порівняльні дослідження для ШЦП і стандартної цанги. На основі результатів вимірювання при навантаженні заготовки з двох сторін силами $+P_p$ і $-P_p$ побудовані діаграми відтискань у вигляді петлі гістерезису. Приклад такої діаграми поданий на рис.7.49.

Враховуючи, що площа епюри відтискань (петлі гістерезису) $y = f(P_p)$ чисельно рівна роботі, що затрачена на пружно-пластичні деформації цангового патрона, можна прийняти роботу деформації A_n за критерій визначення якості затиску прутка. Визначено мінімальний коефіцієнт демпфування ξ, за величиною якого судять про демпфуючі властивості патрона. За допомогою ЕОМ було обчислено площі гістерезисів і, відповідно, коефіцієнт демпфування. Величини коефіцієнтів демпфування ШЦП і стандартної цанги при різних варіантах навантаження та діаметрі затиснутої заготовки 50 мм подані в табл. 7.3.

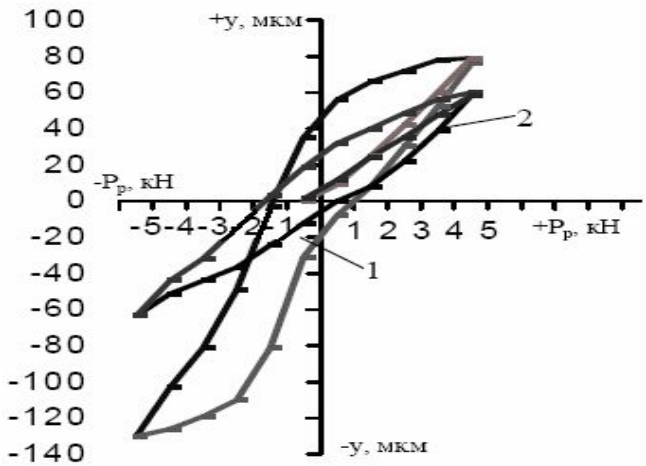


Рис. 7.49. Діаграми радіальних відтискань оправки, затиснутої в ШЦП (1) і в стандартній цанзі (2) при тиску в гідроприводі 2 МПа і кутовому положенні цанги 30^0

Таблиця 7.3. Величина коефіцієнтів демпфування ШЦП і стандартної цанги

Умови навантаження		ξ	
		ШЦП	стандартна цанга
p, МПа	α, ^{0}		
1	0	0,585	0,699
1,5	0	0,796	0,692
2	0	0,865	0,612
1	30	0,606	0,686
1,5	30	0,875	0,228
2	30	1,159	0,351
1	60	0,906	0,657
1,5	60	0,799	0,235
2	60	0,906	0,229

Величина коефіцієнта демпфування (рис. 7.49, табл.7.3) в залежності від умов навантаження становить для стандартної цанги (0,228–0,699), для ШЦП (0,585–1,159), що майже вдвічі більше, і свідчить про високі пружно-демпфуючі властивості ШЦП за рахунок наявності додаткових стиків (проміжних затискних елементів та пластин) в замкненому силовому контурі.

РОЗДІЛ 8. ІНСТРУМЕНТАЛЬНІ ЗАТИСКНІ ПАТРОНИ

8.1. Класифікація і відомі конструкції інструментальних затискних патронів

Інструментальній оснастці для верстатів з ЧПК необхідно забезпечити наступні особливості: 1. Висока безпека. 2. Регулювання в осьовому напрямку. 3. Можливість до різних видів обробки. 4. Взаємозаміна. 5. Висока жорсткість. 6. Висока точність. 7. Безперервне керування. 8. Низька вартість.

Для забезпечення цих вимог необхідна систематизація існуючої і розробка принципово нової інструментальної оснастки для верстатів з ЧПК, серед яких основне місце займають інструментальні затискні патрони (ІЗП).

В автоматичному циклі роботи верстата будь-який затискний механізм виконує функції затиску – розтиску й утримання об'єкта закріплення у затискному стані в процесі різання.

Важко створити ефективний затискний механізм, який значною мірою задовольняє вимогам як забезпечення високої точності, так і необхідності отримання великих зусиль закріплення на високих частотах обертання шпинделя. Тому проектування ефективних затискних механізмів повинне базуватися на досить глибокому аналізі параметрів процесу різання при взаємодії їх основних елементів і фактори, які впливають на високошвидкісну і прецизійну обробку на верстатах свердлильно-фрезерної групи рис. 8.1.

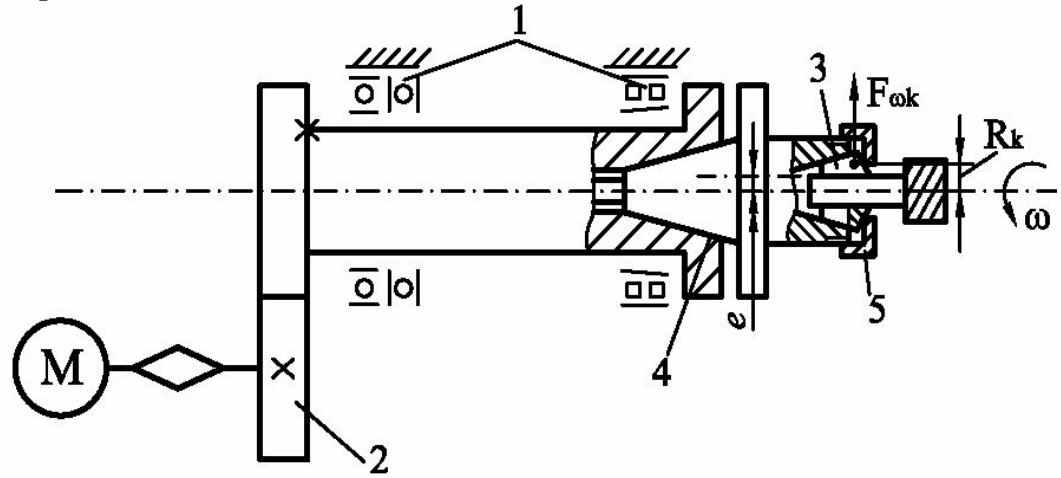


Рис. 8.1 Шпиндельний вузол фрезерного верстата з вказівкою джерел – місць обмеження частоти обертання: 1 – опори; 2 – передача обертання на шпиндель від двигуна М; 3 – затискний патрон (інструментальна оправка із затискним пристроєм) з радіусом $R_к$ неврівноважених затискних елементів; 4 – система шпиндель-патрон-деталь з ексцентриситетом е (дисбалансом); 5 – привід затиску

Основна увага приділена ІЗП, тому що при частотах n>30 тис.об/хв і дисбалансі інстументу особливо малих розмірів на перший план стає техніка безпеки, що пов’язано з руйнуванням ріжучого інструменту (фрез, свердл, тощо).

Відома конструкція гідростатичного затискного патрона (патент США №3677559) (рис. 8.2), що містить корпус 7, нерухомий затискний елемент *2* у вигляді тонкостінної з циліндричним отвором під заготовку втулки 5, яка виконана з еластичного матеріалу, наприклад, нейлону. Такий патрон працює за рахунок тиску на гнучку поверхню еластичного матеріалу, що дозволяє пристосовуватися до зміни форм заготовки, але при високих частотах обертання патрона за рахунок дії відцентрових сил суттєво знижується сила затиску заготовки.

Затискні патрони, в яких сила затиску підвищується за рахунок відцентрових сил додаткових елементів, кінематично зв'язаних із затискними елементами, де кожний із інерційних елементів виконаних у вигляді двохплечового важеля, одне плече якого зв'язане із затискною цангою, а друге містить вантаж і діє на цангу в напрямку, в протилежному її пружному переміщенню. Такі патрони можуть працювати на високих частотах обертання до певної межі (до *5...10* тис. об/хв), після якої можливі руйнування елементів патрона від тих же відцентрових сил (розрив осей, важелів, відрив вантажів тощо). Це знижує надійність і підвищує небезпеку роботи патрона, що може призвести до травматизму.

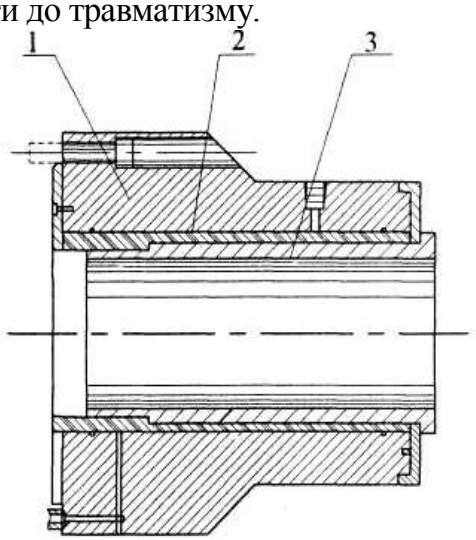


Рис. 8.2. Гідростатичний затискний патрон по патенту США №3677559: 1 – корпус, 2 – нерухомий затискний елемент, 3 – втулка

Підвищення точності затиску хвостового інструменту (фрез, свердел тощо) досягається за рахунок конічних затискних цанг без наскрізних прорізей (рис. 8.3), пружних втулок і циліндричних цанг (рис. 7.4, рис. 8.5).

Найбільш вдалим затискним механізмом, що спроможний вирішити проблеми, які виникають в процесі роботи зазначених вище затискних механізмів, є гідромеханічний патрон *Coro Grip*™ (рис. 8.6) (патент США №6473954), що містить затискний патрон з нерухомим затискним елементом у вигляді тонкостінної втулки з циліндричним отвором під інструмент або заготовку, з торцями по обидві сторони і зовнішньою конічною поверхнею між ними, по якій нерухома втулка взаємодіє з рухомою в повздовжньому напрямку втулкою з каналами для підводу рідини. Між торцями затискного елемента і рухомої втулки по обидві сторони розташовані дві барокамери – одна для затиску і друга для розтиску.

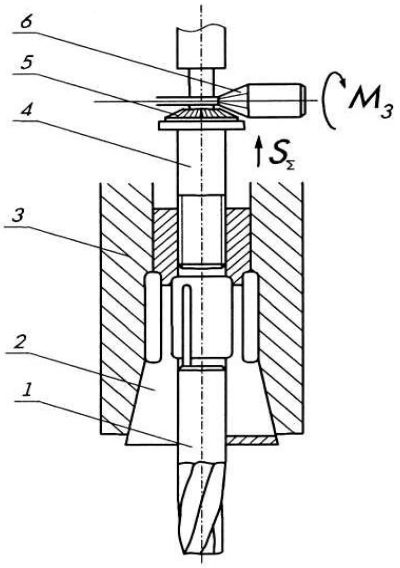


Рис. 8.3. Цанговий патрон для затиску фрез фірми Lindex: 1 – фреза, 2 – затискна цанга з зустрічними пазами, 3 – корпус оправки, 4 – шток, 5 – зубчастий вінець (конічна шестерня), 6 – затискний болт із зубчастим вінцем (конічною шестернею)

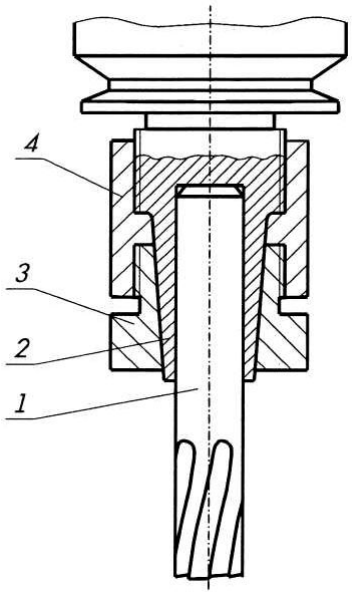


Рис. 8.4. Затискний патрон для кінцевого інструменту по міжнародному патенту WO 00/47411: 1 – інструмент, 2 – корпус оправки з хвостовиком у вигляді тонкостінної втулки із само гальмуючим конусом, 3 – гайка з конічним отвором, 4 – двохстороння накидна гайка з різьбами різного напрямку

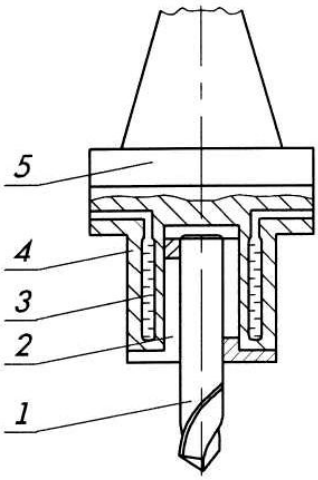


Рис. 8.5. Цанговий гідропатрон по патенту США № 5067861: 1– інструмент, 2 – цанга циліндрична, 3 – барокамера, 4 – насадка з пружною оболонкою, 5 – оправка

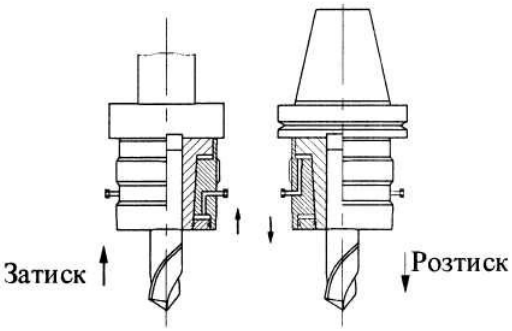


Рис. 8.6. Конструктивна схема затискного патрона Coro Crip™

Збільшені зусилля закріплення в широкому діапазоні Coro Grip ™ забезпечують у 2 рази більше зусилля затиску, ніж при термозатиску, і в 3 рази більше, ніж при будь-якому іншому гідравлічному затиску. Порівняльні

залежності крутильного моменту від частоти обертання наведені на рис. 8.7, дані зведені в табл.. 8.1.

Високий тиск затиску патрона *Coro Grip*™ створюється зовнішнім гідравлічним насосом, який забезпечує тиск 80 МПа при затиску та розтиску. Оскільки механізм являється самозатягуючий, при роботі гідравлічний тиск відсутній. Для заміни інструмента в патронах *Coro Grip*™ застосовуються два типи насосів – портативний ручний переносний насос і стаціонарний насос, що працює від пневмосистеми цеха (потребує мінімальний тиск 0,8МПа*)*.

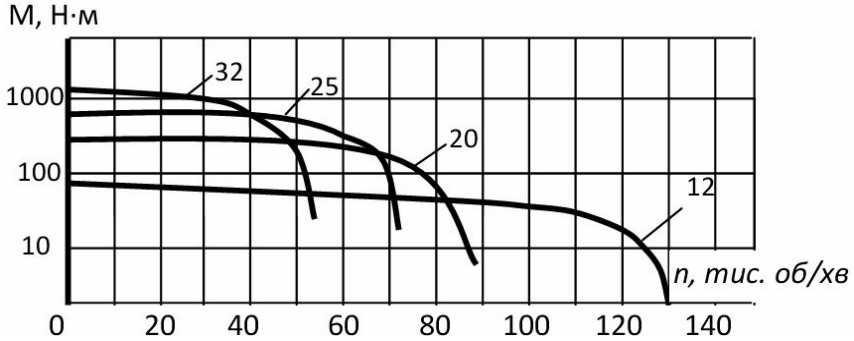


Рис. 8.7. Графік залежності крутильного моменту, який передається патроном Coro Grip™, від швидкості обертання шпинделя для різних діаметрів хвостового інструменту

Таблиця 8.1. Величина крутильного моменту в залежності від діаметра хвостовика та виробника

Діаметр хвостовика, мм	Крутильний момент, Н·м	Патрони
12	72 50 93	Термозатиск Гідравлічний Coro Grip
20	243 181 440	Термозатиск Гідравлічний Coro Grip
25	421 365 804	Термозатиск Гідравлічний Coro Grip
32	— 651 1521	Термозатиск Гідравлічний Coro Grip

Використання будь-якого із зазначених насосів достатньо зручне і не виникає жодних складностей – завжди до хвостовика інструмента застосовується постійне зусилля закріплення. Дякуючи високій точності виготовлення патрона, радіальне биття, що виміряне на відстані трьох діаметрів від торця патрона, складає 0,002...0,006 *мм.* Радіальне биття при роботі залишається постійним, що збільшує стійкість інструмента та якість обробки. Патрони *Coro Grip*™ випускаються з хвостовиками *Coromant Carlo, HSK* і з конусом 7:24 відповідно до DIN69871. Для закріплення інструмента з хвостовиками діаметром 12 *мм* і менше можливе збільшене використання патрона. Закріплення інструмента в патроні може здійснюватися через перехідну цангу чи без неї. Метод закріплення, що застосовується в новому патроні *Coro*

Grip™, забезпечує значне збільшення продуктивності в порівнянні з любими іншими методами кріплення, а також ідеально підходить для високошвидкісної обробки (з великою швидкістю обертання шпинделя).

Але недоліком зазначених варіантів є, по-перше, необхідність підвищення тиску рідини при затиску для компенсації дії відцентрових сил, які знижують силу затиску при підвищенні частоти обертання патрона; по-друге, при використанні затискного елемента з самогальмуючим конусом для розтиску патрона необхідно тиск рідини підвищувати в 2–3 рази і більше; по-третє, залежність динамічної сили затиску патрона, який обертається, від діаметра інструменту (заготовки) – чим більше діаметр, тим менша динамічна сила затиску. Вищезазначені недоліки знижують максимальні частоти обертання і тим самим обмежують можливість підвищення продуктивності швидкісного різання.

Альтернативою для гідравлічних ІЗП є термопатрони (рис. 8.8). що використовуються при високопродуктивній обробці. Розроблені фірмою Haimer GmbH термопатрони оснащені системою «SafeLosk». В термопатроні 5 з настановним гвинтом 4 виконані спеціальні кулькові захвати 3, встановлені в гвинтах 2, що входять в криволінійні пази хвостовика інструменту 1. При цьому виникає додаткова фрикційна сила затиску інструменту в патроні, що призводить до запобігання появи мікроповзучих зсувів. Патрони з силовим запресовуванням інструменту (холоднопосадкові патрони) побудовані на принципі кріплення інструмента виключно за рахунок зусиль повернення матеріалу в початкове положення. Великою перевагою цього способу кріплення інструмента в порівнянні з термозатиском є швидкість виконання процесу кріплення (приблизно 50 с) у зв'язку з відсутністю необхідності часу на його нагрівання та охолодження. Фірмою Schunk GmbH запропонована система силового затиску інструменту TRIBOS. Існує чотири варіанти таких патронів – гнучкий (TRIBOS-S), що забезпечує оптимальні передумови для виконання обробки у важкодоступних місцях, жорсткий (TRIBOS-R), що представляє собою нову концепцію кріплення інструментів для отримання високої жорсткості кріплення з достатнім демпфіруванням, компактний (TRIBOS-RM) для високошвидкісного фрезерування і мініатюрний (TRIBOS-Mini) для затиску інструментів дуже маленького діаметра при високоточній обробці. Другий варіант найбільш прийнятний в тих випадках, коли інструментальний патрон повинен витримувати при обробці високі затискні зусилля і високі зусилля різання.

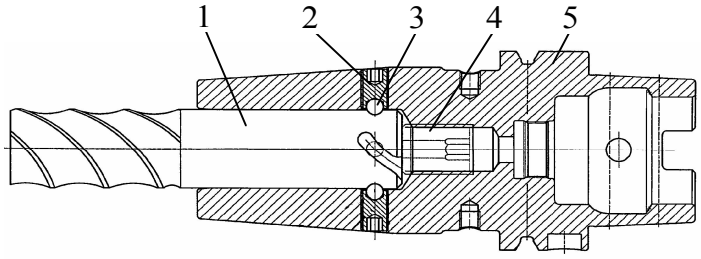


Рис. 8.8. Термопатрон з системою «SafeLosk» фірми Haimer GmbH

Всі варіанти відповідають вимогам, що пред'являються до систем високошвидкісної обробки. Наприклад, варіант TRIBOS-S при максимально

допустимих значеннях відцентрових сил витримує частоти обертання до 205000 об / хв, а варіант TRIBOS-R – до 110000 об / хв. З урахуванням вимог техніки безпеки допустимі частоти обертання для варіанта TRIBOS-S становлять 85000 об/хв, а для варіантів TRIBOS-R і TRIBOS-RM до 55000 об / хв.

У порівнянні з наявними на ринку системами затиску інструментів системи TRIBOS володіють наступними перевагами: простота і швидкість поводження з ними; мінімальні витрати на технічне обслуговування; відсутність зносу у зв'язку з відсутністю рухомих деталей; тривалий термін служби через відсутність теплового навантаження на матеріал; застосовність для чорнової і чистової обробки; простота принципу кріплення; висока точність радіального биття і точність повторення затиску <3 мкм; демпфірування коливань.

Функція кріплення інструмента системи TRIBOS заснована на використанні пружної деформації інструментальної оправки. Затискна система TRIBOS виконана таким чином, що при цілеспрямованій деформації багатокутного посадкового отвору він стає циліндричним (рис.8.9). У такому стані в затискний отвір утримувача TRIBOS можна ввести хвостовик інструменту. При скиданні тиску інструмент затискається з силовим замиканням за допомогою пружної деформації матеріалу. Система TRIBOS-R (рис.8.9, б) відрізняється від системи TRIBOS-S (рис.8.9, а) камерною системою, заповненою спеціальним матеріалом, що зменшує вібрацію в процесі різання. Відмінною особливістю системи TRIBOS-RM (рис.8.9, в) є прорізи – три виконані концентрично, а три радіально. Деформація багатокутного профілю відбувається в області пружної деформації сталі, тобто нижче межі умовної межі текучості, що виключає появу небезпечних структурних змін. У порівнянні з існуючим в даний час термозатиском у методі силового запресовування TRIBOS виключений процес нагрівання та охолодження, а ріжучий інструмент з допомогою гідравлічного затискного пристрою можна замінити за декілька секунд.

Не створює проблем і застосування в цьому випадку системи ідентифікації інструменту. В одному і тому ж ІЗП можна закріплювати твердосплавні і швидкорізальні інструменти. В системі силового запресовування немає рухомих деталей, що робить її механічно нечутливою, тобто виключається зношення при затиску. Ще однією позитивною якістю системи є виконання затискних патронів у вигляді цілісних і симетричних тіл обертання, що забезпечує оптимальне балансування системи і мінімальні на неї витрати.

Слід також зазначити, що і пов'язані з впровадженням системи TRIBOS інвестиції на 30–50% нижче, ніж при впровадженні систем термозатиска, а в порівнянні з системами, що не потребують затискних пристроїв, система силового запресовування у зв'язку з невеликою ціною патрона окупається вже після впровадження декількох затискних патронів. Конструкції патронів з силовим запресовуванням інструменту наведені на рис.8.10.

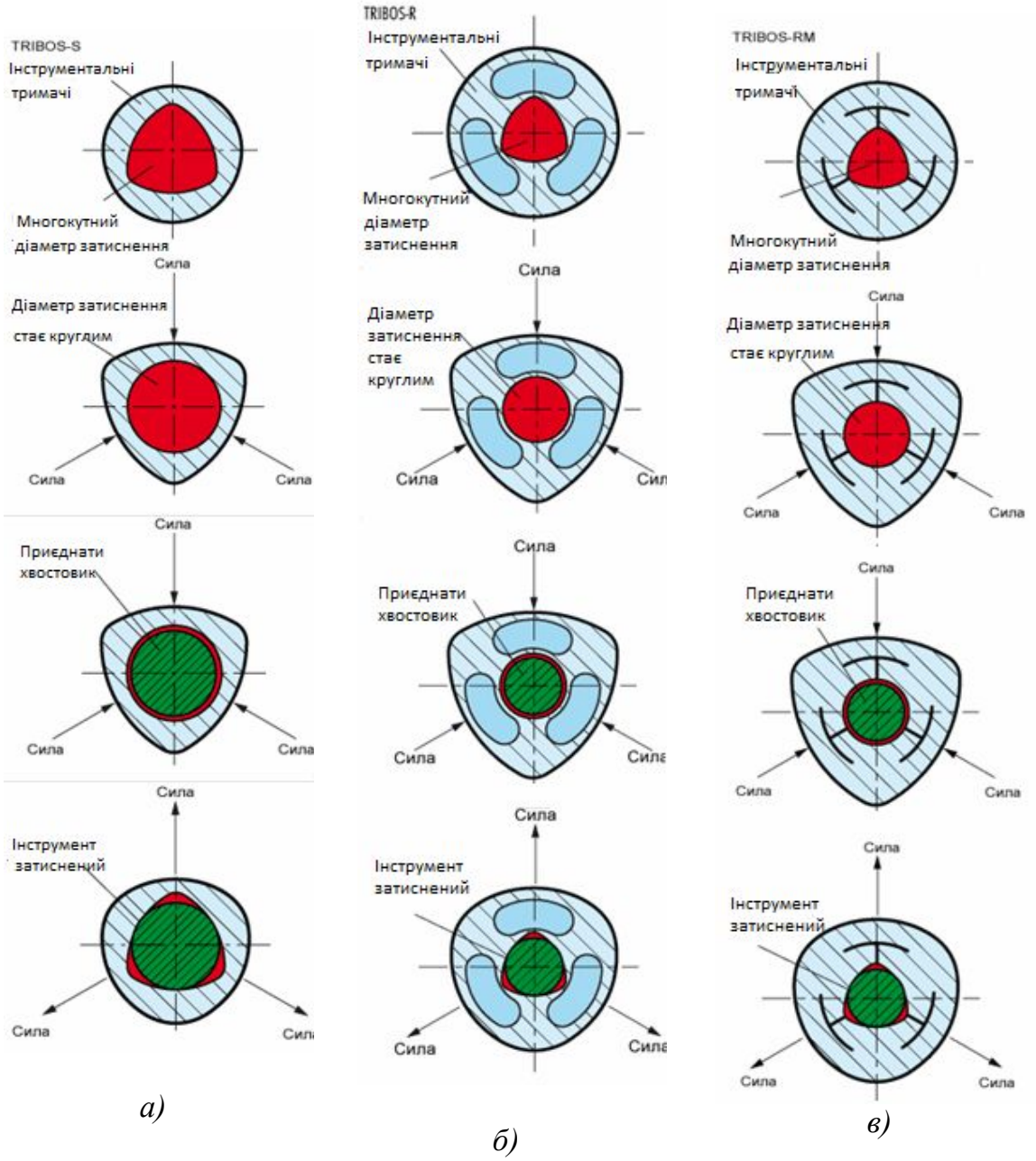
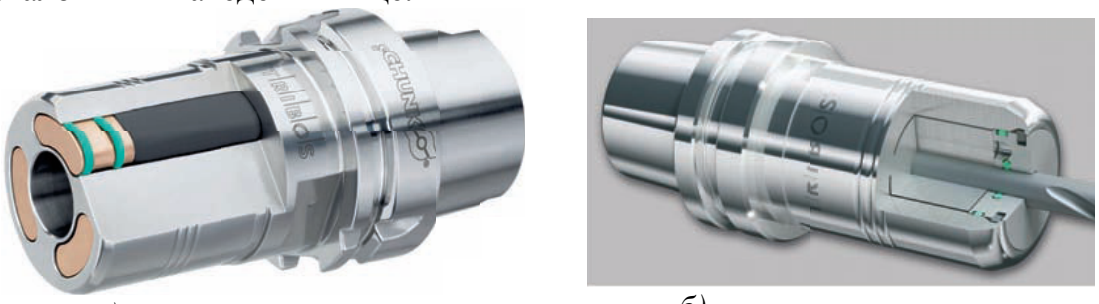


Рис. 8.9. Процес затиску інструменту в інструментальних патронах TRIBOS-S (а), TRIBOS-R (б) і TRIBOS-RM (в) фірми Schunk GmbH

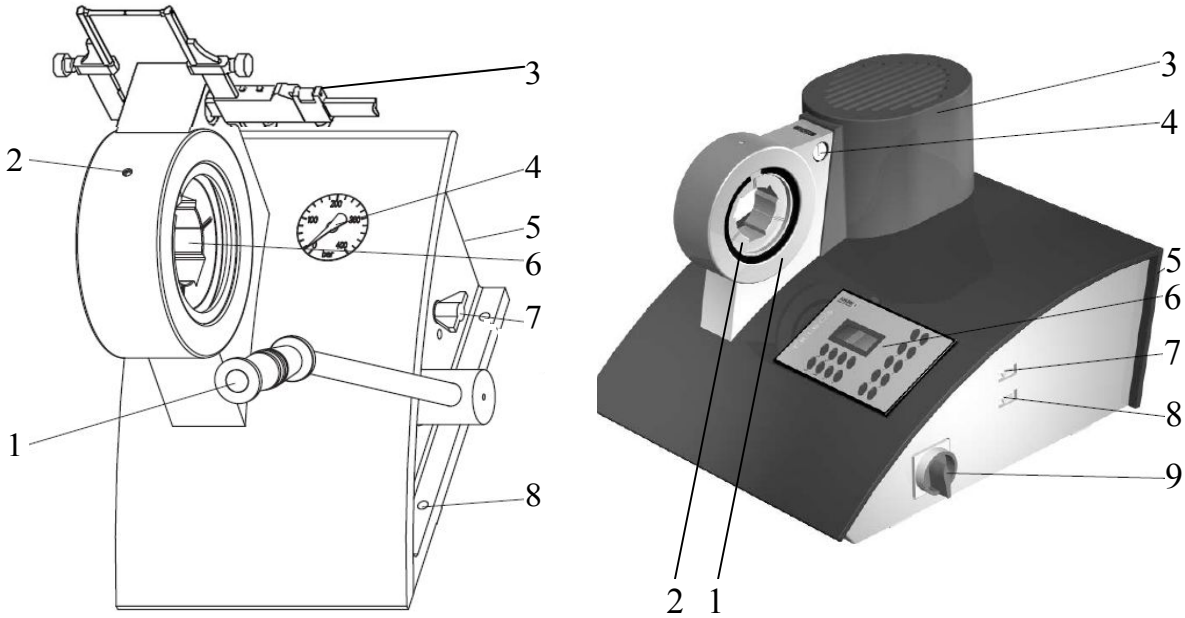
Хвостовик ріжучого інструменту затискається за допомогою гідравлічного затискного пристрою. Фірма Schunk GmbH випускає гідравлічні полігональні затискні пристрої з ручним (SVP2) і механізованим (SVP3) приводом затиску. Пристрій затиску SVP2 (рис.8.11, а) плитою 8 з отворами встановлюється на стіл. Затискний патрон встановлюється в перехідну втулку 6 з затискними сегментами затискної головки 2, виконаної разом з корпусом 5. За допомогою приводного важеля 1 вручну створюється відповідний тиск, настроюваний напірним клапаном 7, при дії якого

переміщуються затискні елементи затискної головки, деформуючи затискну частина патрона. Після цього в отвір патрона встановлюється ріжучий інструмент, виліт якого виставляється за допомогою вимірювально-інсталяційного пристосування 3. Для контролю тиску напору служить манометр 4. Затиск хвостовика інструменту в патроні здійснюється за рахунок пружної деформації матеріалу патрона при скиданні тиску в системі. У корпусі 5 пристрої затиску SVP3 (рис.8.11, б) встановлено гідроагрегат 3, що створює тиск затиску через затискну головку 1 з проміжною втулкою 2, а також встановлена панель управління 6 і роз'єми 7, 8 для введення-виведення даних і діагностики пристрою відповідно. Включення приладу здійснюється перемикачем 9. В затискній голівці виконано отвір 4 для установки вимірювально-інсталяційного пристосування, аналогічного як у приладу SVP2. Затиск інструмента в патроні здійснюється в послідовності, аналогічній наведеній вище.



а) *б)*

Рис. 8.10. Патрони з силовим запресовуванням інструменту фірми Schunk GmbH: а) TRIBOS-R, б) TRIBOS-RM



а) *б)*

Рис. 8.11. Гідравлічні полігональні затискні пристрої фірми Schunk GmbH: а) SVP2; б) SVP3

Високий рівень універсальності при обробці може бути забезпечений за рахунок використання подовжувачів з силовим запресовуванням інструменту TRIBOS-SVL, принцип затиску інструменту в яких ідентичний затиску в патронах TRIBOS-S.

Гідромеханічні затискні патрони характеризуються великими зусиллями закріплення, високою точністю, швидкістю зміни інструменту і універсальністю, які обумовлені принципом затиску цих патронів. В таких патронах використовується самогальмівний механізм закріплення. У робочому стані всередині патрона відсутній надлишковий тиск на відміну від гідравлічних затискних патронів.

Затискні патрони типу Weldon здійснюють затиск інструмента з циліндричними хвостовиками за допомогою одного або декількох кріпильних елементів. У стандартному виконанні патронів типу Weldon затиск хвостовика інструменту здійснюється одним (рис.8.12) або двома гвинтами встановленими в одному ряду. При цьому на хвостовику інструменту повинні бути виконані плоскі поверхні (лиски) під гвинти. Контакт інструменту з патроном проходить по одній лінії, що є причиною великого радіального биття (може перевищувати 0,01 мм). Використання двох затискних гвинтів замість одного дозволяє збільшити статичну і динамічну жорсткість до 50%.

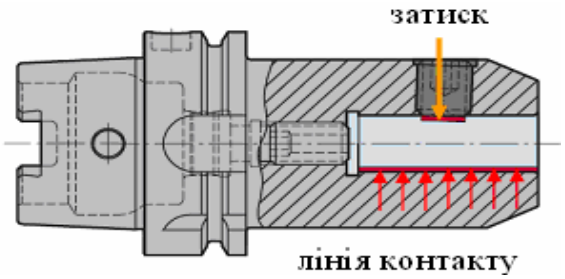


Рис. 8.12. Затискний патрон типу Weldon з одним затискним гвинтом

Затискні патрони типу Weldon найменш підходящі для високошвидкісної обробки (максимальна частота обертання до 12000 об / хв), так як при дії відцентрових сил відбувається ослаблення з'єднання хвостовика інструменту з затискною частиною патрона. Крім того, динамічна жорсткість таких патронів низька, особливо в напрямку, перпендикулярному затискним гвинтам, що викликає високу вібрацію і відповідно знижує стійкість інструменту. З метою збільшення динамічної жорсткості використовуються конструкції патронів типу Weldon, що мають два затискних гвинти в одному діамертальном перерізі. Це дозволяє підвищити граничні частоти обертання таких патронів, але все одно вони не підходять для високих частот обертання і високопродуктивної обробки.

Кулачкові ІЗП використовуються для закріплення інструментів з циліндричними хвостовиками діаметром до 16мм. Вони кріпляться до шпинделя верстата за допомогою хвостовиків SK або HSK, забезпечують точне центрування (радіальне биття не більше 0,02 мм) і достатнє зусилля затиску хвостових інструментів при частоті обертання до 6000 об/хв. Свердлильні самоцентрувальні патрони є універсальними і швидкодіючими затискними пристроями, за допомогою яких ріжучий інструмент може

швидко і надійно затискатися в певному положенні. Універсальність забезпечується рухливістю затискних елементів патрона, які за допомогою спеціального механізму переміщуються взаємозалежно і синхронно на однакову відстань від осі. З усього діапазону затискних патронів для закріплення інструменту (свердлильного, фрезерного) необхідно щоб габарити патронів були сумірні з діаметрами закріплювальних інструментів (наприклад, габаритний діаметральний розмір патрона не більше ніж в два рази більше максимального діаметра затискуваного хвостовика інструменту). Для цього найбільш вдалими є послідовно пов'язані гвинтова пара і клинова передача з властивою їм великою компактністю. Класифікація кулачкових свердлильно–фрезерних патронів наведена на рис.8.13

Свердлильний трикулачковий патрон без ключа SBF фірми Albrecht показаний на рис.8.14. Принцип дії патрона полягає в наступному: при додатку крутного моменту до втулки 7 гвинт 2, який за допомогою сепаратора 1 штифта і клинів пов'язаний з втулкою 3, переміщується вздовж осі щодо нерухомого корпуса 4. Гвинт діє на клини 6, які стискають хвостовик інструменту. Під час роботи під дією моменту різання гвинт, виконаний з лівою різьбою, прагне відштовхнутися від корпусу. 4. Це сприяє збільшенню сили затиску, тобто призводить до самозакручуванння, що збільшує надійність затиску. Для зменшення сили тертя інструменту між торцем корпуса 4 і втулкою 3 встановлені кульки 9. При розтисканні інструменту втулку 7 обертають у зворотний бік. При цьому гвинт 2 угвинчується в корпус і за рахунок Т-подібних каналів в передній частині втулки зрушує клини 6, що ковзають в Т-подібних каналах конусного сепаратора 1; клини розходяться і звільняють інструмент.

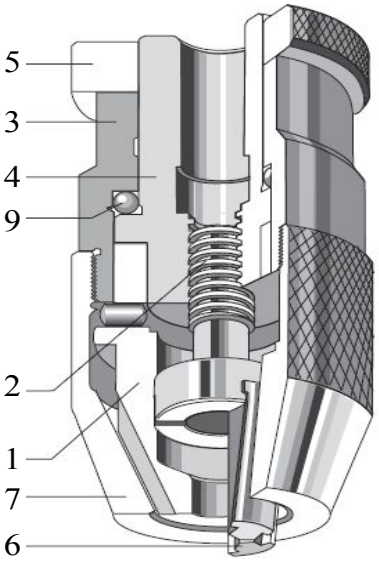


Рис. 8.14. Свердлильний трикулачковий затискний патрон SBF фірми Albrecht

Свердлильний трикулачковий патрон з ключем AKL фірми Albrecht показаний на рис.8.15. Патрон складається з корпуса 11 з приєднувальним конусом, розташованим в сепараторі 4 затискних клинових кулачків 1, зовнішньої конічної різьбової втулки 2, пов'язаної з сепаратором за допомогою штифта 4. Задні частини кулачків входять в Т-образні пази гвинта 3, загвинчені в різьбовий отвір черв'ячного колеса 7. Опорами черв'ячного колеса служить отвір корпуса і отвір сепаратора. Обертання черв'ячного колеса здійснюється від черв'яка 8, який встановлений в отворі корпуса на кульку 9 з метою зменшення тертя при обертанні і застопорений пружним кільцем 12. Для зменшення тертя при обертанні черв'ячного колеса служать кульки 6, а для запобігання потрапляння бруду під деталі – ущільнення 15, 16 і 17..

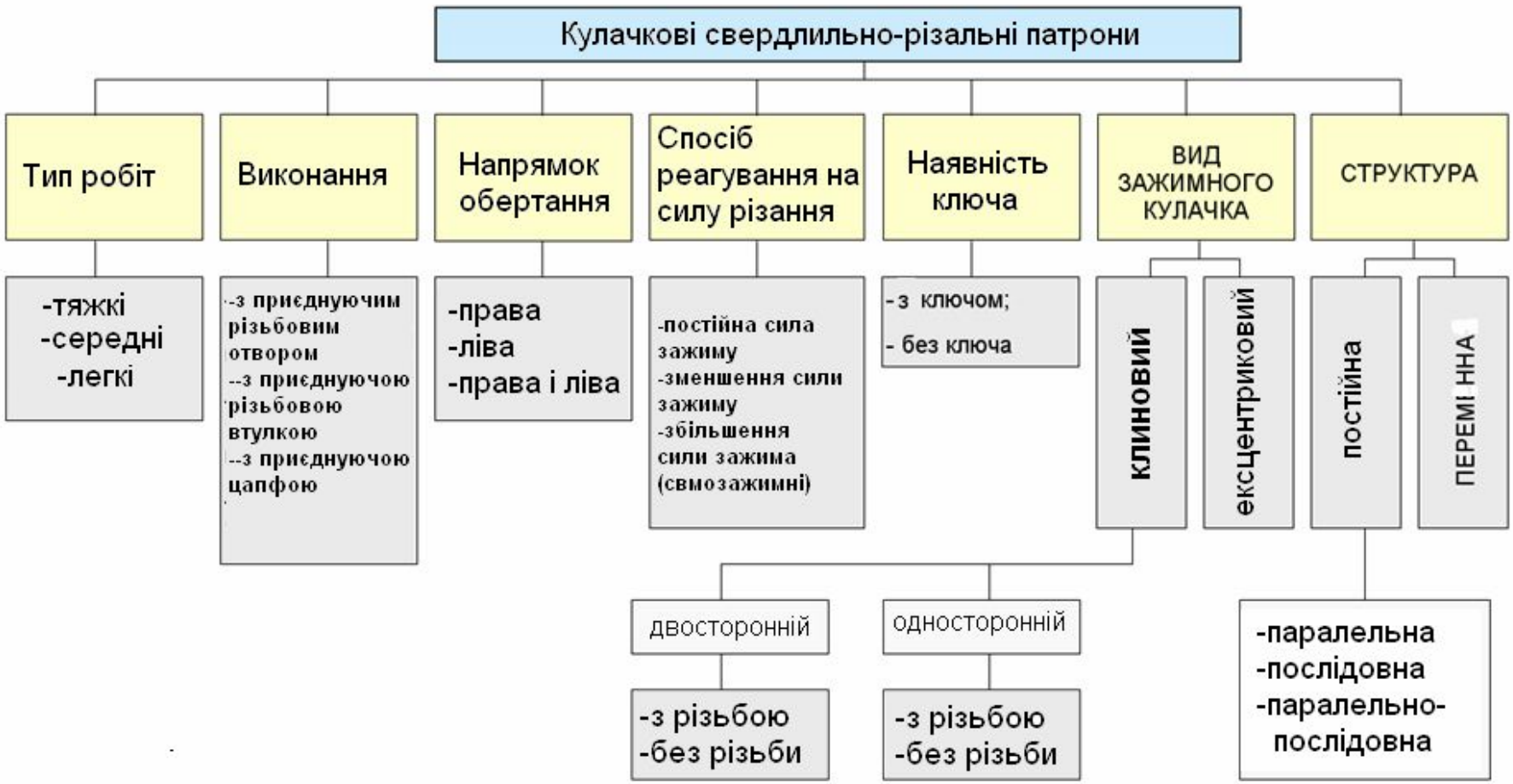


Рис. 8.13. Класифікація кулачкових свердлильно-фрезерних патронів

Принцип дії патрона заключається в наступному: для попереднього затиску крутний момент додається до втулки 2, яка за допомогою сепаратора 4 штифта і клинів, переміщує гвинт 3 вздовж осі щодо нерухомого черв'ячного колеса 7. Гвинт діє на кулачки 6, які стискають хвостовик різального інструменту. Остаточний затискач здійснюється ключем з шестигранною головкою, який обертаючи черв'як 8 приводить у рух черв'ячне колесо 7. При обертанні черв'ячного колеса 7 гвинт 3 додатково переміщує кулачки в сепараторі і створює додаткову силу затиску. Під час роботи під дією моменту різання гвинт, виконаний з лівою різьбою, прагне відштовхнутися від черв'ячного колеса 7 і сприяє підвищенню сили затиску в процесі роботи.

Аналогічну конструкцію має свердлильний трикулачковий патрон з ключем фірми Gewefa Spannwerkzeuge, в якому замість гвинтової передачі використовується конічна зубчаста передача.

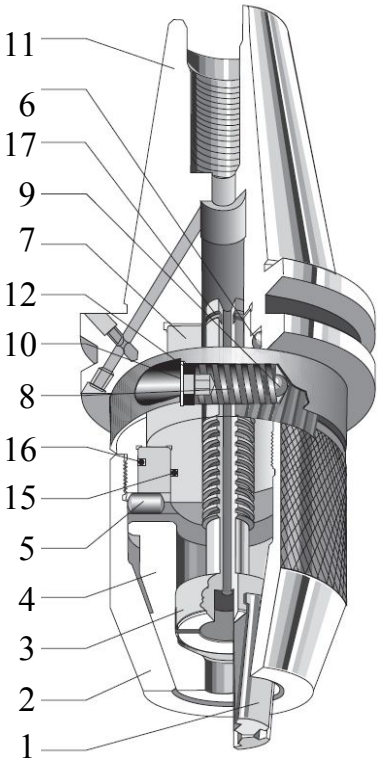


Рис. 8.15. Свердлильний трикулачні затискної патрон AKL фірми Albrecht

Клиновий свердлильний патрон без ключа (рис. 8.16), розроблений в Болгарії та модернізований ТОВ «ЗМОК» (Україна), містить корпус 1, циліндричну 5 і конусну 9 втулки, які нерухомо пов'язані між собою за допомогою різьблення; при чому втулка підібрана до корпусу через кульки 4, що знижують втрати на тертя. В конусній втулці 9 розміщені клини 10, встановлені в сепараторі 6 і головної частини гвинта 8, пов'язаного з корпусом через різьбу, що забезпечує можливість осьового переміщення. У головній частині гвинта 8 виконані Т-подібні похилі пази, в яких розміщені затискні клини 10. Для полегшення зміни інструменту на корпусі може бути встановлена за допомогою гвинта 2 розрізна втулка 3. При роботі під дією моменту різання гвинт 8, виконаний з лівою різьбою, прагне віджатися від корпусу 1, що призводить до додаткового затискача хвостовика Істру-менту. Клиновий фрезерний патрон без ключа (рис.8.17), розроблений в Болгарії,

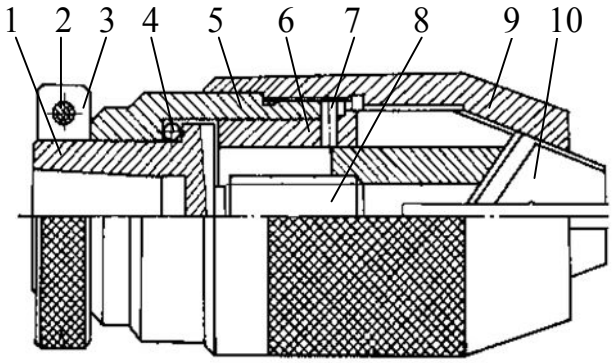


Рис. 8.16. Клиновий патрон без ключа

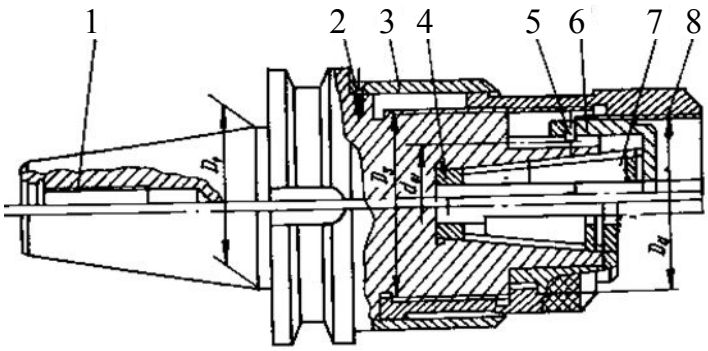


Рис. 8.17. Клиновий фрезерний патрон без ключа

складається з корпуса 1 з конічним отвором, в якому встановлені сепаратори 4 і затискні клини 7, розміщені в Т-подібних каналах сепаратора і торця втулки 6. Останній встановлений на корпусі з можливістю осьового переміщення і обмеження від провороту штифтом 5, який входить в поздовжній паз корпуса. На втулці 6 виконана різьба з кроком Р1, на яку нагвинчена гільза 8, задній кінець якої закінчується також різьбленням з кроком Р1>Р1 і пригвинчений до корпуса 1.

Принцип роботи патрона наступний. При повороті гільзи 8, виконаної з правим різьбленням по обидві сторони, але з різним кроком, починається осьове переміщення щодо нерухомого корпуса 1. При цьому втулка 6 також переміщається в осьовому напрямку з меншою осьовою швидкістю за рахунок різниці кроків. Клини 7, пов'язані нерухомо в осьовому напрямку через Т-подібні пази з втулкою 6, пересуваються в Т-подібних каналах сепаратора 4. В результаті клини 7 розходяться, забезпечуючи розтиск, а при зворотному обертанні – затиск хвостовика інструменту. Втулка 3 прикріплена до корпуса 1 за допомогою гвинта 2 і обмежує осьової хід гільзи 10.

8.2. Принципи створення ІЗП для високошвидкісної і прецизійної обробки

Використання сучасних інструментальних матеріалів для механічної обробки дозволяє суттєво підвищити швидкості різання на металорізальних верстатах, зокрема на свердлувальних, фрезерувальних і багатоцільових, в тому числі нового покоління з паралельною кінематикою.

Одним із стримуючих факторів підвищення частоти обертання хвостового циліндричного ріжучого інструменту при використанні високошвидкісних шпиндельних вузлів (мотор – шпинделів) є відцентрові сили незрівноважених елементів затискних патронів і інструментальних оправок, а також радіальні биття їх осей відносно осі шпинделя.

Тому актуальним питанням є створення інструментальних прецизійних затискних патронів і оправок, які забезпечують високу силу затиску для компенсації відцентрових сил:

$$F_ц = m\omega^2(R+e), \qquad (8.1)$$

де m – масса незрівноваженого затискного елемента патрона (оправки);

ω – частота обертання інструментального шпинделя з патроном (оправкою);

(R+e) – зміщення від осі обертання (радіус *R* і ексцентриситет *e*) центру маси не зрівноваженого елемента.

З формули (8.1) видно, що для зменшення відцентрової сили необхідно: зменшувати масу *m* і радіус *R* (ексцентриситет *e*) незрівноважених частин; компенсувати вплив частоти обертання ω, яка впливає суттєво (в квадраті) і визначається режимами обробки.

В зв'язку з вищевикладеним необхідно провести пошук нових технічних рішень в напрямках: зменшення діаметральних габаритів патронів (оправок) і вибору легких міцних матеріалів; зменшення радіального биття (ексцентриситету *e*) затискних елементів; зведення радіуса *R* незрівноважених затискних елементів до мінімального і закриття замкнутого силового контуру за рахунок виконання затискних елементів як одне ціле в площині, перпендикулярній осі деталі; підвищення сили затиску від привода; використання додаткових фізичних ефектів, наприклад, додаткових гравітаційних, магнітних, електромагнітних полів для компенсації негативної дії відцентрових сил і навіть для збільшення сили затиску при підвищенні частот обертання.

Для цілеспрямованого пошуку нових технічних рішень розглянемо систему прецизійного ІЗП з клиновою передавально-підсилюючою ланкою в двох варіантах: 1 – затискні елементи виконані окремо і жорсткість їх зв'язку між собою по круговому контуру дуже мала або наближається до нуля ($C_y = 0$); 2 – затискні елементи виконані як одне ціле у вигляді конусної втулки і жорсткість їх зв'язку суттєва ($C_y >> 0$).

<u>Процес затиску</u> (статика)

При затиску інструменту патрон є нерухомим, тобто не обертається ($\omega = 0$) і відцентрові сили, які діють на затискні елементи, відсутні ($F_ц = 0$). В цьому випадку сумарна осьова сила затиску S_Σ (рис. 8.18, а) при відкритому силовому контурі патрона рівномірно розподіляється на *Z* затискних елементів, якщо вони виконані окремими у вигляді клинів або консольних пелюсток (губок) цанги з половиною кута конуса α, тобто $S_\Sigma = Z \cdot S$ (де *S* – осьова сила від привода, яка припадає на один затискний елемент).

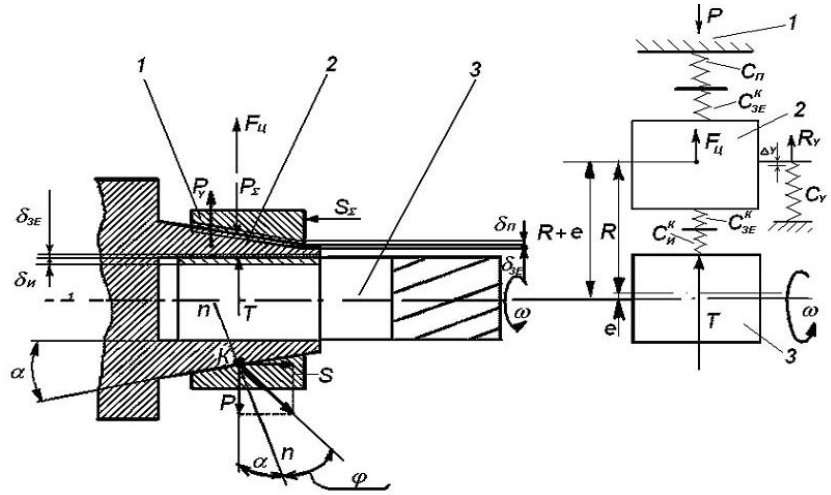
Якщо затискні елементи виконані у вигляді суцільної тонкостінної конічної втулки, то осьова сила S_Σ створює рівномірний тиск в повздовжньому і поперечному перерізах з результуючою силою P_Σ, яка діє в радіальному напрямку на затискні елементи:

$$P_\Sigma = S_\Sigma \cdot ctg\,(\alpha + \varphi), \qquad (8.2)$$

де φ – кут тертя на конічній поверхні між передавально-підсилюючою ланкою 1 і затискними елементами 2. При окремих затискних елементах з кількістю *Z*, радіальна сила, що діє на один елемент

$$P = \frac{P_\Sigma}{Z} = S \cdot ctg\,(\alpha + \varphi). \qquad (8.3)$$

З деякими припущеннями для двох варіантів виконання затискних елементів розглянемо загальну модель пружної системи інструмент – затискний елемент – патрон (як корпус) (рис. 8.18, б).



а *б*

Рис. 8.18. Розрахункова схема інструментального затискного патрона з пружним конічним затискним елементом (а) і модель пружної системи інструмент – затискний елемент – корпус патрона (б): 1 – передавально-підсилююча ланка (ППЛ) у вигляді втулки з конічним отвором; 2 – затискний елемент у вигляді цанги або пружної втулки із зовнішнім конусом; 3 – ріжучий інструмент з циліндричним хвостовиком

Варіант 1. При роздільних затискних елементах і $C_y = 0$, сумарна радіальна сила затиску

$$T_\Sigma = P_\Sigma = S_\Sigma \cdot ctg\,(\alpha + \varphi), \tag{8.4}$$

а коефіцієнт підсилення патрона

$$K_n = \frac{T_\Sigma}{S_\Sigma} = ctg\,(\alpha + \varphi). \tag{8.5}$$

В затиснутому стані система натянута, а сили в місцях контакту і жорсткості стиків дорівнюють:

$$T_\Sigma = C^K_{i\text{-}зе}\,(\delta_i + \delta_{зе}), \tag{8.6}$$

$$P_\Sigma = C_{зе\text{-}п}\,(\delta'_{зе} + \delta_п), \tag{8.7}$$

де δ_i, $\delta_{зе}$, $\delta'_{зе}$, $\delta_п$ – контактні зближення відповідно інструменту, затискного елемента (з середини, з зовні) і патрона;

$C^K_{i\text{-}зе}$ – приведена сумарна контактна жорсткість поверхонь стику підсистеми інструмент (C^K_i) – затискний елемент ($C^K_{зе}$), яка дорівнює

$$C^K_{i-зе} = \frac{C^K_i \cdot C^K_{зе}}{C^K_i + C^K_{зе}}, \tag{8.8}$$

$C_{зе\text{-}п}$ – приведена (сумарна) контактна жорсткість поверхонь стику підсистеми затискний елемент ($C^K_{зе}$) – патрон ($C_п$) з врахуванням радіальної деформації корпуса, яка дорівнює

$$C_{зе\text{-}п} = \frac{C^K_{зе} \cdot C_п}{C^K_{зе} + C_п}. \tag{8.9}$$

Варіант 2. При суцільному затискному елементі і $C_y >> 0$ сумарна радіальна сила затиску

$$T_\Sigma = P_\Sigma - P_y = S_\Sigma \cdot ctg\,(\alpha + \varphi) - C_y\,\Delta_y, \qquad (8.10)$$

де Δ_y – радіальна деформація кільцевого пружного затискного елемента, яка пропорційна сумарній радіальній силі пружності P_y. Для забезпечення необхідної сили T_Σ, виходячи з негативного впливу сили P_y, в конструкціях патронів зменшують кут конуса α до 1º– 3º, що робить патрон самогальмуючим і потребує більшу силу для розтиску.

Коефіцієнт підсилення таких патронів

$$K_П = ctg\,(\alpha + \varphi) - \frac{C_Y \cdot \Delta_Y}{S_\Sigma}, \qquad (8.11)$$

а приведена сумарна жорсткість підсистеми інструмент 3 – затискний елемент 2 (рис.8.19):

$$C^K_{i-зе} = \frac{C^K_i \cdot C^K_{зе}}{C^K_i + C^K_{зе}} + C_y, \qquad (8.12)$$

Інші залежності аналогічні формулам (8.85), (8.86), (8.88) для варіанта 1.

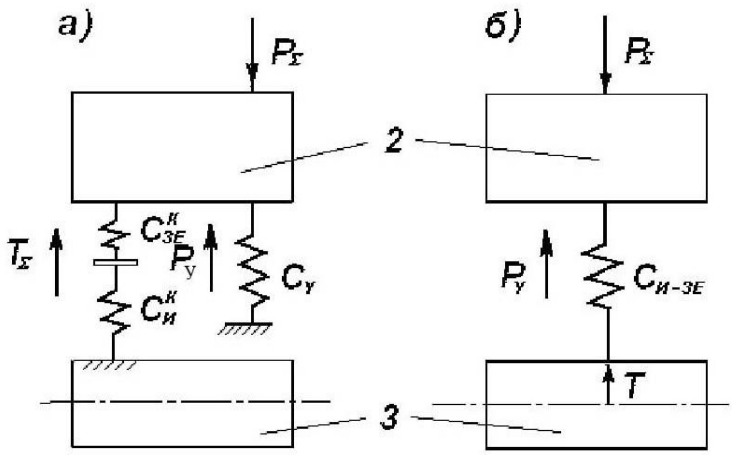


Рис. 8.19. Модель пружної підсистеми інструмент – затискний елемент: а – реальна; б – приведена

<u>Процес обертання до різання</u> (квазідинаміка)

Для здійснення процесу різання патрон обертається ($\omega \neq 0$) і на нього діють відцентрові сили $F_ц$, які приводять до перерозподілу пружних віджать і контактних навантажень стиків в системі інструмент – затискний елемент – патрон.

Пружне віджаття затискного елемента від сили $F_ц$ складає

$$\delta = \frac{F_ц}{C_{зе-п}} \qquad (8.13)$$

і приводить до зменшення натягу в підсистемі інструмент – затискний елемент на цю ж величину δ, а також до втрати сумарної радіальної сили затиску на величину

$$\Delta T_\Sigma = \delta \cdot C^K_{i-зе}. \qquad (8.14)$$

Динамічна сумарна радіальна сила затиску при певній частоті обертання буде

$$T_{\Sigma\omega} = T_\Sigma - \Delta T_\Sigma. \qquad (8.15)$$

Варіант 1. Після підстановки формул (8. 12), (8.13), (8.8) в формулу (8.14) отримаємо

$$\Delta T_{\Sigma} = \frac{F_ц}{C_{зе-п}} \cdot C^K_{i-зе} = F_ц \cdot \frac{C^K_i}{C_п} \cdot \frac{C^K_{зе} + C_п}{C^K_{зе} + C^K_i}, \qquad (8.16)$$

Якщо прийняти $C^K_{зе} = C^K_i = C_п$, то

$$\Delta T_{\Sigma} = \frac{F_ö}{2} \cdot \left(1 + \frac{C_i}{C_п}\right). \qquad (8.17)$$

Введемо відносний коефіцієнт втрати радіальної сили затиску для подальшого аналізу:

$$\alpha_{T1} = \frac{\Delta T_{\Sigma}}{F_ö} = 0{,}5\left(1 + \frac{C_i}{C_п}\right). \qquad (8.18)$$

Варіант 2. Після підстановки формул (8.13), (8.12) і (8.8) в формулу (8.14) отримаємо

$$\Delta T_{\Sigma} = \frac{F_ц}{C_{зе-п}} \cdot C_{i\text{-}зе} = F_ц \cdot \frac{\left[C^K_i \cdot C^K_{зе} + C_у\left(C^K_i + C^K_{зе}\right)\right] \cdot \left(C^K_{зе} + C_п\right)}{\left(C^K_i + C^K_{зе}\right) \cdot C^K_{зе} \cdot C_п}. \qquad (8.19)$$

Якщо прийняти $C^K_{зе} = C^K_i = C_п$, то

$$\Delta T_{\Sigma} = F_ц \cdot \frac{\left(C_i + 2C_у\right) \cdot \left(C_i + C_п\right)}{2 \cdot C_i \cdot C_п}, \qquad (8.20)$$

а відносний коефіцієнт втрати радіальної сили затиску буде

$$\alpha_{T2} = \frac{\Delta T_{\Sigma}}{F_ö} = \frac{\left(C_i + 2C_у\right) \cdot \left(C_i + C_п\right)}{2 \cdot C_i \cdot C_п}. \qquad (8.21)$$

Для можливості порівняльного аналізу варіантів і пошуку нових рішень приймемо $C_у = C_i$ у формулі (8.20) і отримаємо

$$\alpha_{T2} = 1{,}5\left(1 + \frac{C_i}{C_п}\right). \qquad (8.22)$$

Аналіз формул (8.18) і (8.22) при різних співвідношеннях $\alpha_C = \frac{C_i}{C_п}$ і різних виконаннях затискних елементів свідчить про те, що найкращі рішення треба шукати в області (рис. 8.20), де при необхідній радіальній точності втрати динамічної сили радіального затиску будуть найменшими.

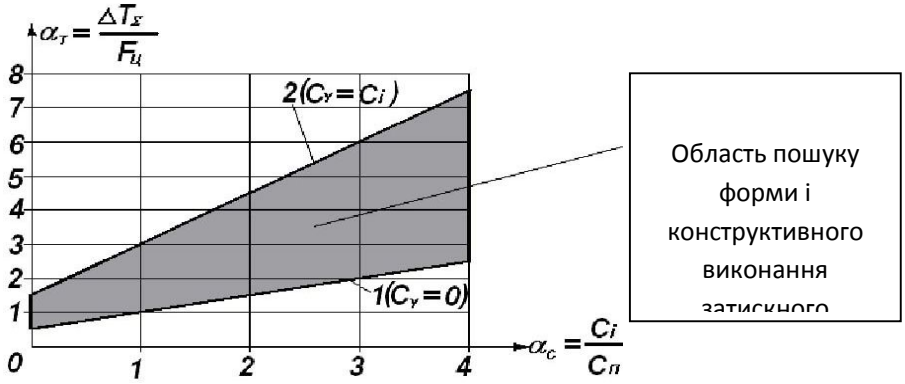


Рис. 8.20. Залежність втрати радіальної сили затиску під дією відцентрових сил від співвідношення жорсткостей інструменту C_i, патрона $C_п$ і пружного затискного $C_у$.

Це забезпечується закритим силовим контуром патрона, в якому затискні елементи зв'язані між собою, але з невисокою жорсткістю затискних елементів і хвостовика інструмента, який, наприклад, може бути трубчатої форми. Для стабілізації сили затиску доцільно використовувати різні способи компенсації відцентрових сил з використанням фізичних та інших ефектів.

8.3. Синтез ІЗП для високошвидкісної і прецизійної обробки

З врахуванням вищевикладених міркувань для синтезу високошвидкісних прецизійних ІЗП використаємо метод морфологічного аналізу. В якості основних ознак будуть:

1. Хвостовик кінцевого інструмента.
2. Структура патрона (корпус, основний і проміжний затискний елемент, передавально-підсилююча ланка).
3. Зв'язки корпуса з основним затискним елементом і шпинделем.
4. Способи затиску – розтиску і компенсації відцентрових сил.

Для кожної ознаки запропонуємо різні альтернативи реалізації і побудуємо морфологічну таблицю (табл. 8.2), яку можна доповнювати новими ознаками і альтернативами.

Морфологічну таблицю можна записати у вигляді морфологічної матриці ІЗП:

$$M_{ІЗП} = M_i \wedge M_{ст} \wedge M_{зв} \wedge M_{сп}, \qquad (8.23)$$

де M_i, $M_{ст}$, $M_{зв}$, $M_{сп}$,– морфологічні матриці відповідно інструмента, структури патрона, зв'язків і способів.

В розгорнутому вигляді морфологічна матриця (8.23) буде

$$M_{ІЗП} = \begin{vmatrix} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \\ 1.4 \\ 1.5 \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 2.1 & 3.1 & 4.1 & 5.1 \\ 2.2 & 3.2 & 4.2 & 5.2 \\ 2.3 & 3.3 & 4.3 & 5.3 \\ & 3.4 & 4.4 & 5.4 \\ & 3.5 & 4.5 & \\ & 3.6 & & \\ & 3.7 & & \\ & 3.8 & & \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 6.1 & 7.1 \\ 6.2 & 7.2 \\ 6.3 & 7.3 \\ 6.4 & 7.4 \\ & 7.5 \\ & 7.6 \\ & 7.7 \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 8.1 & 9.1 & 10.1 \\ 8.2 & 9.2 & 10.2 \\ 8.3 & 9.3 & 10.3 \\ 8.4 & 9.4 & 10.4 \\ 8.5 & 9.5 & 10.5 \\ 8.6 & 9.6 & 10.6 \\ 8.7 & 9.7 & \\ 8.8 & & \end{vmatrix}. \qquad (8.24)$$

Загальна кількість можливих варіантів конструктивних схем прецизійних ІЗП складає число N = 5·3·8·5·4·4·8·7·6 = 22579200, що для повного перебору варіантів потребує багато часу. Тому для пошуку нових рішень обмежимося кількістю альтернатив, орієнтуючись на конкретний верстат, наприклад, фрезерувальний з ЧПК, в якому використовуються стандартні кінцеві фрези з циліндричним суцільним хвостовиком (альтернатива 1.1). Для основного затискного елемента залишимо альтернативи 3.1 – 3.4, для зв'язків корпуса зі шпинделем – альтернативу 7.1, для способів затиску – розтиску – альтернативи 8.1 – 8.3, 9.1 – 9.3. При таких умовах морфологічна матриця (8.24) прийме наступний вигляд:

Таблиця 8.2. Морфологічна таблиця інструментальних затискних патронів (ІЗП) для високошвидкісної і прецизійної обробки

1.Хвостовик ріжучого інструмента	Структура патрона				Зв'язки корпуса з		Спосіб		
	2.Корпус	Затискний елемент (ЗЕ)		5.Передавально-підсилююча ланка (ППЛ)	6. ОЗЕ	7.Шпинделем по	8. Затиску	9.Розтиску	10.Компенсації відцентрових сил
		3.Основний (ОЗЕ)	4.Проміжний (ПЗЕ)						
1.1.Циліндричний суцільний 1.2.Трубчатий 1.3.Гранний 1.4.З лапкою 1.5.З лискою	2.1. Цільна оправка 2.2.Складена оправка 2.3.Кінець шпинделя	3.1. Цанга конічна 3.2.Пружна конічна втулка 3.3.Пружна циліндрична втулка 3.4.Пружна втулка з гранним отвором 3.5.Пружна втулка гофрована 3.6.Цанга конічна з пружним фланцем 3.7.Клин 3.8. Конічна пружина	4.1.Цанга циліндрична 4.2.Цанга циліндрична з пружним фланцем 4.3.Пружна циліндрична втулка 4.4.Циліндрична пружина 4.5. Немає	5.1. Втулка з конічним отвором 5.2. Гайка з конічним отвором 5.3.Поворотна гайка 5.4. Немає	6.1.Жорсткий 6.2. До упора 6.3.Плаваючий 6.4. Немає	7.1. Конусу 7.2.Торцю 7.3. Конусу і торцю 7.4. Різьбі 7.5.Циліндру 7.6.Циліндру і торцю 7.7. Немає	8.1.Гідравлічний 8.2.Механічний 8.3. Гідро - механічний 8.4.Електромеханічний 8.5.Термічний 8.6.Магнітний 8.7.Пружносиловий 8.8. Ручний	9.1.Гідравлічний 9.2.Механічний 9.3.Гідро - механічний 9.4.Електромеханічний 9.5.Термічний 9.6.Магнітний 9.7. Ручний	10.1. Тілами кочення 10.2.Важелями 10.3.Затискними елементами 10.4.Магнітним полем 10.5.Термічним полем 10.6. Немає

$$M_{ІЗП} = |1.1| \wedge \begin{vmatrix} 2.1 & 3.1 & 4.1 & 5.1 \\ 2.2 & 3.2 & 4.2 & 5.2 \\ 2.3 & 3.3 & 4.3 & 5.3 \\ & 3.4 & 4.4 & 5.4 \\ & & 4.5 & \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 6.1 & 7.1 \\ 6.2 & \\ 6.3 & \\ 6.4 & \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 8.1 & 9.1 & 10.1 \\ 8.2 & 9.2 & 10.2 \\ 8.3 & 9.3 & 10.3 \\ 8.4 & & 10.4 \\ & & 10.5 \\ & & 10.6 \end{vmatrix}, \qquad (8.25)$$

а число варіантів суттєво зменшиться і стане $N^1 = 1 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 1 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 6 = 69120$.

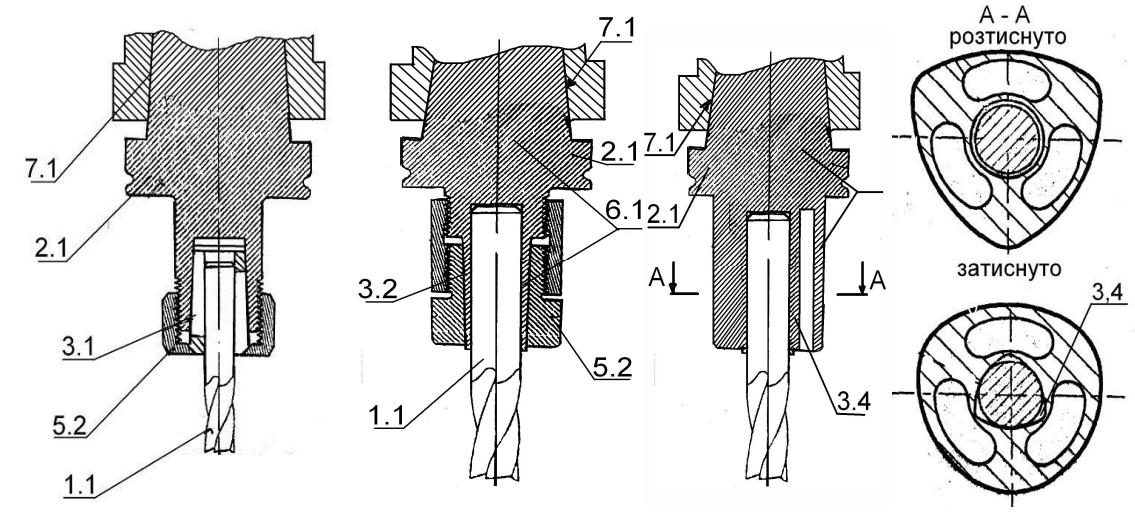
В якості прикладів синтезу нових рішень (рис. 8.20) розглянемо наступні сполучення альтернатив з морфологічної матриці (8.25) і запишемо у вигляді морфологічних формул

$$X1 \longrightarrow |1.1| \wedge |2.1 - 3.1 - 4.5 - 5.2| \wedge |6.3 - 7.1| \wedge |8.2 - 9.2 - 10.6| \qquad \text{(рис 8.21,а)},$$

$$X2 \longrightarrow |1.1| \wedge |2.1 - \underline{3.2} - 4.5 - 5.2| \wedge |\underline{6.1} - 7.1| \wedge |8.2 - 9.2 - 10.6| \qquad \text{(рис 8.21,б)},$$

$$X3 \longrightarrow |1.1| \wedge |2.1 - \underline{3.4} - 4.5 - \underline{5.1}| \wedge |\underline{6.1} - 7.1| \wedge |\underline{8.4} - \underline{9.3} - 10.6| \qquad \text{(рис 8.21,в)}.$$

У варіантах X_2 – X_3 підкреслені ті альтернативи ознак, які відрізняються від варіанта X_1.



4.5, 6.3, 8.2, 9.2, 10.6 — *а*

4.5, 8.2, 9.2, 10.6 — *б*

4.5, 5.4, 8.7, 9.2, 10.6 — *в*

Рис. 8.21. Приклади синтезованих ІЗП з механічним приводом: а – традиційний; б – патент WO 00/47411; в – фірми SCHUNK.

З використання морфологічного аналізу для вирішення поставленої задачі на кафедрі конструювання верстатів та машин НТУУ „КПІ" розроблений гідромеханічний затискний патрон, шляхом введення в барокамеру затиску кульок і виконанням торця рухомої втулки конічним, що дозволяє забезпечити технічний результат – підвищення максимальних частот обертання патрона і продуктивності швидкісного і надшвидкісного різання. Гідромеханічний затискний патрон містить нерухомий затискний елемент у вигляді тонкостінної втулки *1* (рис. 8.21, 8.22) з циліндричним отвором під інструмент (або заготовку) *2* з торцями "а" і "б" по обидві сторони і зовнішньою конічною

поверхнею "є" з кутом а між ними (рис. 8.24). По зовнішній конічній поверхні V затискний елемент *1* взаємодіє з рухомою в повздовжньому напрямку втулкою *3* (рис, 8.22) з каналами для підводу рідини *4* – для затиску і 5 – для розтиску.

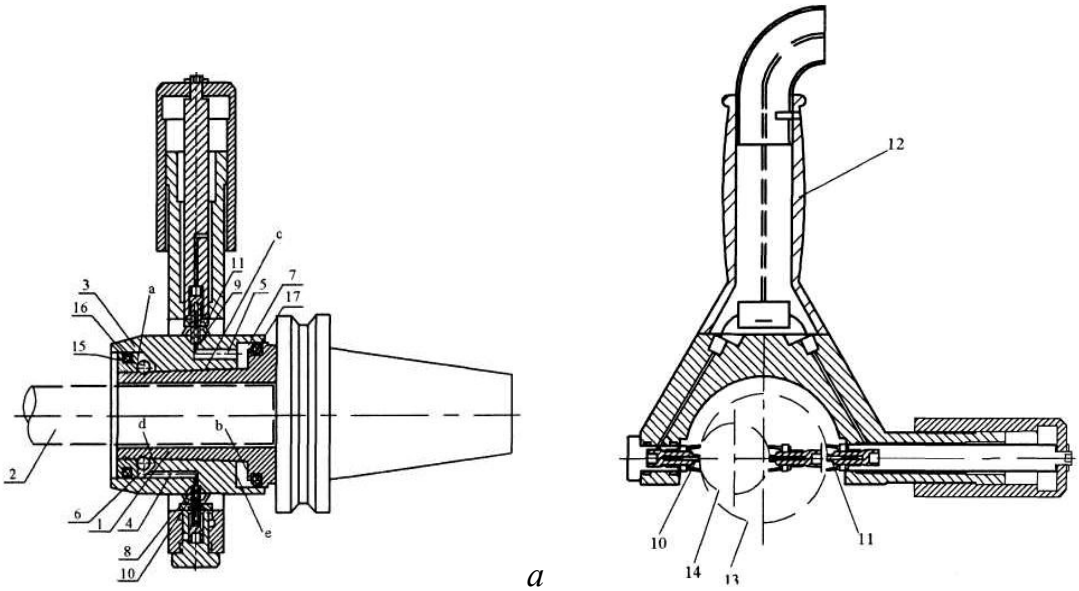


Рис. 8.22. Гідромеханічний затискний патрон: а – повздовжній переріз, б – поперечний переріз скоби з приводом затиску

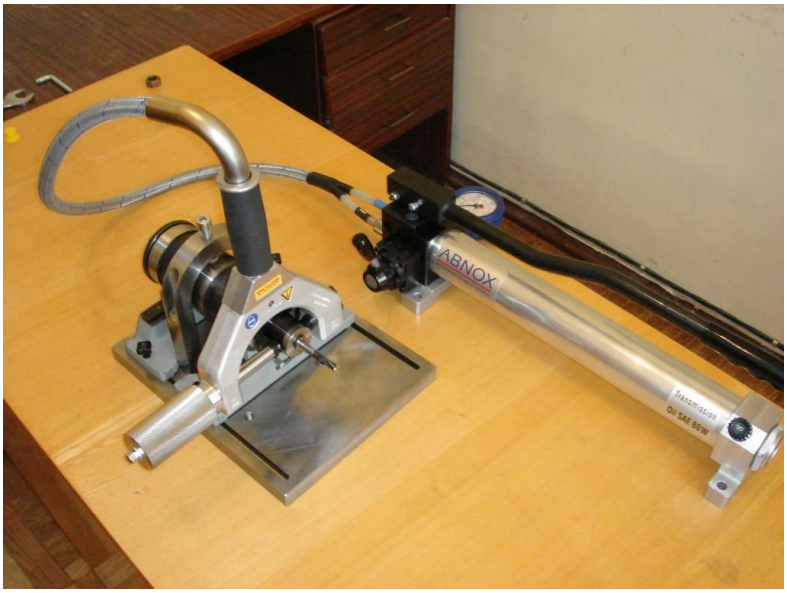


Рис. 8.23. Загальний вигляд гідромеханічного затискного патрона

Між торцями "а", "b" затискного елемента *1* і торцями "d', "е", рухомої втулки *3* по обидві сторони розташовані дві барокамери б, 7, з яких барокамера 6 призначена для затиску, а барокамера 7 – для розтиску. Барокамери б, 7 містять відповідно входи/виходи *8,* 9, що розміщені на протилежних сторонах периферії рухомої втулки *3* патрона. Отвори входу/виходу *8, 9* призначені для стикування із соплами *10,11* (рис. 8.24), які розміщені в опорах на хомуті *12* і

пристосованими для входу в отвори на периферії рухомої втулки 3, причому одне сопло *10* – нерухоме, а друге сопло *11* має можливість осьового переміщення для настроювання на різні діаметри патрона (максимальний діаметр – коло *13,* мінімальний діаметр – коло *14).* В барокамері затиску 6 по колу розташовані кульки *15* (рис 8.22, *б*), які з одного боку взаємодіють з торцем "а" затискного елемента, а з другого – з рухомою втулкою *3* (рис. 8.22 та 8.25) по торцю *"d"* який виконаний конічним з кутом β (рис. 8.25). Кут β спрямований протилежно куту а конічної поверхні затискного елемента *1.* Між затискним елементом *1* і рухомою втулкою *3* розміщені по обидві сторони ущільнення *16 і 17* (рис.8.22 та 8.25).

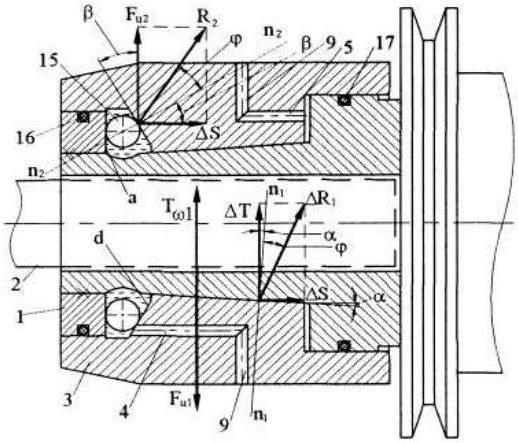


Рис. 8.24. Схема дії сил в гідромеханічному затискному патроні

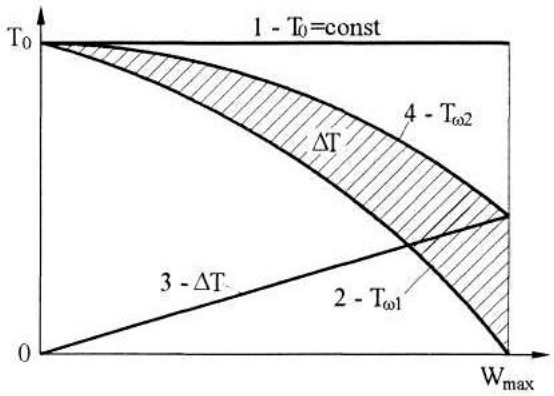


Рис. 8.25. Графік залежності радіальної сили затиску від частоти обертання

Гідромеханічний затискний патрон працює наступним чином. При розтиснутому патроні (рис. 8.22) рідина під тиском через сопло *11* подається в отвір входу 9 і по каналу 5 в барокамеру розтиску 7. При цьому патрон не обертається, а кульки *15* знаходяться в початковому вихідному положенні (як зображено на рис. 8.22). Для розтиску інструменту (або заготовки) 2 рідина під тиском подається через сопло *10* в отвір *8,* а далі по каналу *4* в барокамеру затиску б. В той же час рідина з барокамери розтиску 7 по каналу *5* витікає через отвір 9 і сопло *11.*

Під дією сил від тиску рідини в барокамері затиску б (рис. 8.24) рухома втулка *3* переміщається вправо по конічній поверхні затискного елемента 7, який деформується в радіальному напрямку і затискує інструмент (або заготовку) *2* з радіальною силою T_0 (рис. 8. 25).

При обертанні патрона за рахунок відцентрових сил *Fц* (рис. 8.25), які діють на кульки 15, що розходяться, і через конічну поверхню "d" додатково діють на рухому втулку *3* та переміщують її вправо під дією додаткової осьової складової сили *ΔS,* що в результаті дає додаткову радіальну силу затиску ΔT (рис. 8.24 та 8.25). В результаті дії додаткової сили Δ*T* (рис. 8.25) суттєво зменшується вплив частоти обертання на радіальну силу затиску *T,* яка змінюється від величини $T_{\omega 1}$ (крива 2) до величини $T_{\omega 2}$ (крива 4) в сторону збільшення.

Отже, на основі вищезазначеного можна зробити висновок, що за допомогою нового технічного рішення досягається підвищення максимальної частоти обертання патрона, продуктивності обробки деталей на металорізальних верстатах.

8.4 Синтез схем і конструкцій свердлильних патронів без ключа

Свердлильні самоцентрувальні патрони є універсальними і швидкодіючими затискними пристроями, за допомогою яких ріжучий інструмент в певному діапазоні розмірів може швидко і надійно затискатися. Універсальність забезпечується рухливістю затискних елементів патрона, які за допомогою спеціального механізму переміщуються взаємозалежно і синхронно на однакову відстань від осі.

Широко застосовуються трикулачкові свердлильні патрони, які залежно від способу застосування затискного зусилля бувають двох видів: 1) з ключем, 2) без ключа. Перші мають багато недоліків: необхідність використання спеціального ключа; швидкий знос різьби і клинів; порівняно мала точність центрування; тенденція до саморозбивання інструменту при роботі; небезпека травмування, пов'язана з наявністю відкритої зубчастої передачі. Через зазначені недоліки кращими є патрони без ключа.

Незалежно від широкого застосування трикулачкові свердлильні патрони без ключа не задовольняють вимогу надійного закріплення через коефіцієнт посилення; мають відносно великий радіальний габарит, що істотно позначається на збільшенні сил інерції (відцентрових сил) для високооборотних верстатів. Ці недоліки зумовлюють необхідність створення трикулачкових свердлильних патронів без ключа з підвищеними силовими та іншими технічними характеристиками і зменшеними радіальними габаритами.

Основні вимоги, пропоновані до трикулачкових свердлувальних патронів без ключа, – жорсткість і точність затиску осьових інструментів з широким діапазоном їх діаметрів. Для виконання цих вимог необхідна наявність в патроні ланок, які багаторазово збільшують силу, прикладену на початку силового шляху (від привода). Для цього найбільш вдалими є послідовно пов'язані гвинтова пара і клинова передача з властивою їм великою компактністю, що використовується рядом фірм.

Розроблена морфологічна модель (табл.8.3) дозволяє синтезувати багато функціональні схеми $M_{сх}$ клинових патронів, утворених від множин структур $M_{ст}$ та зв’язків $M_{св}$. На основі табл.8.3 множини $M_{ст}$ та $M_{св}$ можна представити у виді матриць структур $Ст$ та зв’язків $Св$, позначивши елементи матриці через відповідну нумерацію альтернатив.

Для отримання функціональних схем трикулачкових свердлильних патронів без ключа необхідно взяти поєднання різних елементів і зв'язків, вибравши по одній альтернативі від кожного ряду двох матриць. Отримані таким чином схеми підлягають всебічному розбору, критиці і порівняльній оцінці.

За морфологічною матрицею (8.26) можна визначити раціональні схеми (рис.8.26). Схема на рис. 8.26, а – комбінація елементів матриць структур і зв'язків у вигляді морфологічної формули (1.1 – 2.1 – 3.1 – 4.1 – 5.1 – 6.1) + (7.1 – 8.1 – 9.4 – 10.3 – 11.2 – 1.2) – являє трикулачкові свердлильні патрони без ключа фірми , патрон SBF фірми Albrecht (рис.8.14). Виконання різьбового зв'язку між циліндричною та конусною втулками замість 4.1 і 5.1 у вигляді 4.2 і 8.2 і заміна зв'язків втулки з корпусом 8.1 та 9.4 на 8.3 та 9.2 призводить до підвищення радіальної точності затиску інструменту, так як конусна втулка базується по корпусі (рис.8.26, б).

$$Cm = \begin{vmatrix} 1.1 & 1.2 & 1.3 & 1.4 \\ 2.1 & 2.2 & 2.3 & 2.4 \\ 3.1 & 3.2 & 3.3 & 3.4 \\ 4.1 & 4.2 & 4.3 & 4.4 \\ 5.1 & 5.2 & 5.3 & 5.4 \\ 6.1 & 6.2 & 6.3 & 6.4 \end{vmatrix}; \quad Cв = \begin{vmatrix} 7.1 & 7.2 & 7.3 & – \\ 8.1 & 8.2 & 8.3 & 8.4 \\ 9.1 & 9.2 & 9.3 & 9.4 \\ 10.1 & 10.2 & 10.3 & – \\ 11.1 & 11.2 & 11.3 & – \\ 12.1 & 12.2 & 12.3 & – \end{vmatrix}. \qquad (8.26)$$

Таблиця 8.3– Морфологічна таблиця клинових свердлильних патронів

Структура				
Елементи	1	2	3	4
1. Корпус	1.1. З внутрішньою різьбою	1.2. Із зовнішньою різьбою	1.3. З опорною різьбою	1.4. Без різьби
2. Гвинт або втулка	2.1. Гвинт із зовнішньою різьбою	2.2. Втулка з внутрішньою різьбою	2.3. Без різьби	2.4. Без гвинта або втулки
3. Сепаратор	3.1. З каналами вздовж осі	3.2. З нахиленими каналами	3.3. З радіальними каналами	3.4. Без сепаратора
4. Конусна втулка	4.1. З внутрішньою різьбою	4.2. Із зовнішньою різьбою	4.3. Без різьби	4.4. Без конусної втулки
5. Циліндрична втулка	5.1. Із зовнішньою різьбою	5.2. З внутрішньою різьбою	5.3. Без різьби	5.4. Без циліндричної втулки
6. Клин	6.1. Односторонній	6.2. Двосторонній	6.3. Двосторонній комбінований	6.4. Прямокутний
Зв’язки між елементами				
7. Корпус-гвинт	7.1.Циліндрична різьба	7.2. Конусна різьба	7.3. Немає зв’язку	–

Продовження таблиці 8.3

8. Корпус-конусна втулка	8.1. Радіаль-не тертя ковзання, осьове тертя кочення	8.2. Осьове тертя кочення	8.3. Радіаль-не тертя ковзання	8.4. Немає зв’язку
9. Корпус-циліндрична втулка	9.1. Радіальне тертя ковзання, осьове тертя кочення	9.2. Осьове тертя кочення	9.3. Радіальне тертя ковзання	9.4. Немає зв’язку
10. Корпус-клин	10.1. Конусна різьба	10.2. Опорна різьба	10.3. Немає зв’язку	-
11. Гвинт-клин	11.1. Тертя кочення	11.2. Тертя ковзання	11.3. Немає зв’язку	-
12. Клино-конусна втулка	12.1. . Тертя кочення	12.2. Тертя ковзання	12.3. Немає зв’язку	-

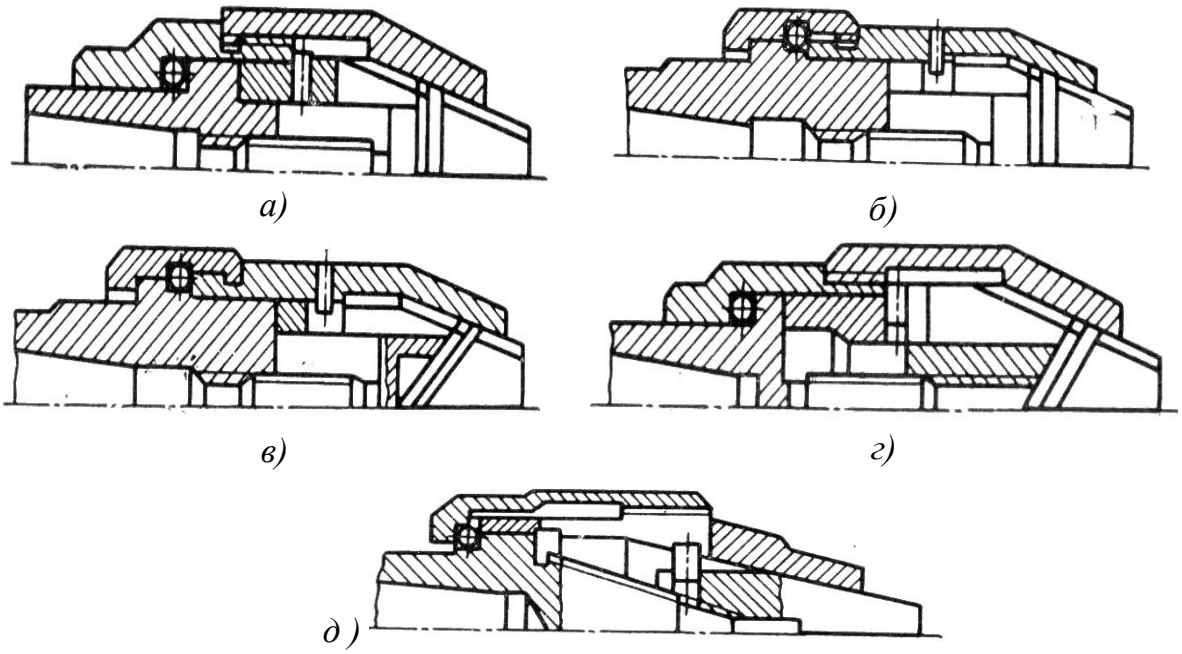


Рис. 8.26. Схеми клинових свердлильних патронів, синтезованих по табл.9.4. з комбінацією елементів структури Ст і зв'язків *Св :а) (1.1 – 2.1– 3.1 – 4.1 – 5.1 – 6.1)+(7.1 – 8.1 – 9.4 – 10.3 – 11.2 – 12.2);б) (1.1– 2.1– 3.1 – 4.2 – 5.2 – 6.1)+(7.1 – 8.3 – 9.2 – 10.3 – 11.2 – 12.2); в) (1.1– 2.1 – 3.1 – 4.2 – 5.2 – 6.2)+(7.1 – 8.3 – 9.2 – 10.3 – 11.2 – 12.2); г) (1.2 – 2.2 – 3.1 – 4.1 – 5.1 – 6.2)+(7.1 – 8.4 – 9.1 – 10.3 – 11.2 – 12.2); д) (1.2 – 2.4 – 3.4 – 4.2 – 5.2 – 6.3)+(7.3 – 8.3 – 9.2 – 10.1 – 11.3 – 12.2)*

Коефіцієнт посилення патрона підвищується, якщо клини замість односторонніх 6.1 виконати двосторонніми 6.2 (рис.8.26, в). Найбільш високий коефіцієнт посилення і можливість розширення охоплення діаметрів деталей які затискаються забезпечує схема (рис.8.26, г) завдяки збільшенню осьового ходу різьбової втулки (заміна 1.1 та 2.1 на 1.2 і 2.2). Схема (рис.8.26, д) дозволяє підвищити коефіцієнт посилення патрона завдяки мінімізації тертя між корпусом патрона і торцевою поверхнею клина при радіальному переміщенні.

Механічні перетворювачі в розглянутих схемах представляють послідовно пов'язані гвинтову пару і клинову передачу. Основними характеристиками цих механічних перетворювачів є кінематичне передавальне відношення u_n, коефіцієнт посилення k_n і ККД η_n патрона, умова самогальмування, компактність та технологічність.

Коефіцієнт посилення патрона $k_n = T_\Sigma / P_{окр}$, де T_Σ – сума сил трьох клинів, що притискають інструмент; $P_{окр}$ – умовна периферійна сила, що діє на плече $R_o = D/2$, представляє радіальний габарит патрона. Коефіцієнт k_i можна представити як витвір приватних коефіцієнтів зусилля $k_{ус1}$ и $k_{ус2}$, які враховують втрати на тертя в силовому потоці: $k_n = k_{ус1} k_{ус2}$.

Коефіцієнт посилення гвинтової пари визначається залежністю:

$$k_{ус1} = \frac{D}{(tg\psi + \rho')d_2 + 2R_m}, \qquad (8.27)$$

де D – зовнішній діаметр патрона; R_m – радіус тертя в опорі гвинта; ψ, d_2 та ρ' – відповідно кут підйому гвинтової лінії, середній діаметр та приведений кут тертя різьби. Величини D, R_m та ρ' являються конструктивними параметрами.

Для підвищення $k_{ус1}$ необхідно, щоб діаметр d_2 та крок різьби p гвинтової пари приймали мінімальне значення, визначені умовою міцності. Окрім того, варто використовувати шліфовані різьби і різьбові профілі з малим кутом, наприклад, трапецеідальні.

Коефіцієнт посилення клинової передачі визначається залежністю $k_{ус2} = (a/b)\eta_2$, де a – осьовий хід гвинта; b – радіальний хід клина; η_2 – ККД клинової передачі.

Принцип віртуальних переміщень дає можливість порівняти по коефіцієнту $k_{ус2}$ односторонній (рис.8.27,*а*) та двосторонній (рис.8.27,*б*) клини та встановити переваги патрона з двостороннім клином. Рівняння віртуальних робіт діючих сил мають вигляд:

– для одностороннього клина:

$$\sum_{i=1}^{n} \delta A_i = S_\Sigma \delta_a - \mu S_\Sigma \delta_r - \mu N \delta_n - T_\Sigma \delta_r = 0, \qquad (8.28)$$

– для двостороннього переміщення точок докладання діючих сил:

$$\sum_{i=1}^{n}\delta A_i = S_\Sigma\delta_a - \mu F\delta_f - \mu N_1\delta_{n1} - T_{\Sigma 1}\delta_r = 0 \qquad (8.29)$$

Віртуальна робота сил тертя μS_Σ та μN є постійною величиною, а віртуальна робота сил тертя μF та μN_1 – функцією x, $\delta A_x(x) = \mu F\delta_f + \mu N_1\delta_{n1}$. Після перетворення цієї формули та диференціювання по x прирівнюємо її до нуля; отримаємо корінь рівняння $x = 0{,}5a$. Так як графік функції $\frac{d}{dx}(\delta A(x))$ міняє знак від «+» до «–», то відношення $x = d/2$ обумовлює мінімум функції $\delta A_x(x)$. Остання змінюється по параболічному закону, має мінімум при $x = a/2$ та найвище значення при $x = 0$ і $x = a$. Отже, при використанні двостороннього клина коефіцієнт зусилля $k_{ус2}$ підвищується через менші втрати роботи від сил тертя.

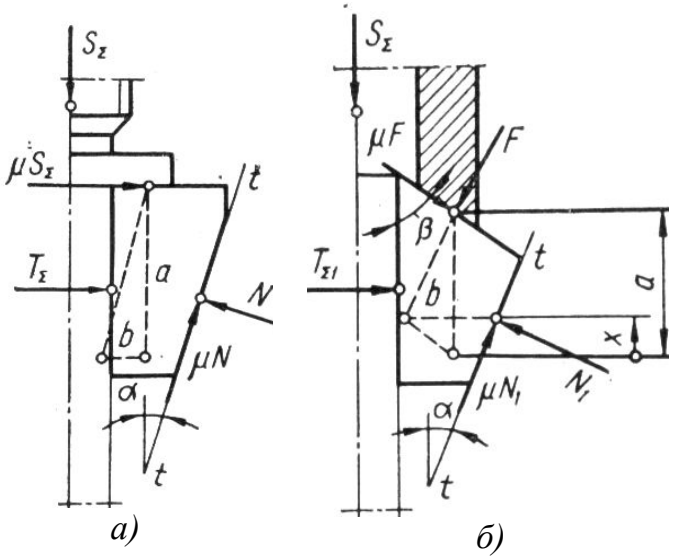


Рис. 8.27. Схеми силової взаємодії гвинтової пари с одностороннім (а) та двостороннім (б) клинами

Вагомий вплив на коефіцієнт зусилля $k_{ус2}$ та ККД η_2 здійснює відношення осьового ходу a гвинта до радіального ходу b клина (рис.8.28). При заданих значеннях a і b $k_{ус2}$ має максимальне значення при рівності кутів двостороннього клину α і β ($\alpha = \beta$):

$$k_{ус2} = 2ctg(\alpha + \rho), \qquad (8.30)$$

де ρ – кут тертя між клином та опорною поверхнею. ККД – відношення отриманого коефіцієнта зусилля до ідеального, що представляє обернену величину передатного відношення:

$$\eta_2 = \frac{ctg(\alpha + \rho)}{ctg\alpha} = ctg(\alpha + \rho)\cdot tg\alpha\,. \qquad (8.31)$$

Зі схеми переміщень (рис.8.29) гвинтової пари та клинової передачі вираз для $k_{ус2}$ і η_2 можна записати так:

$$k_{ус2} = a/(b + \Delta b);\;\; \eta_2 = b/(b + \Delta b). \qquad (8.32)$$

Після заміни Δb через a і b, приймаючи $z = a/b$ і $tg\rho = \mu$, отримуємо

$$k_{ус2} = (2z - 4\mu)/(2 + \mu z);\;\; \eta_2 = (2z - 4\mu)/(2z + \mu z^2). \qquad (8.33)$$

Функція $k_{ус2} = k_{ус2}(z)$ є монотонно зростаючою, межа якої при $z \to \infty$ рівна $2/\mu$. Після диференціювання η_2 по z і прирівнюванню до нуля

отримаємо $z_{опт} = 2\left(\mu + \sqrt{1+\mu^2}\right)$, при якому $\eta_2 \to \max$. Часто $\mu = 0{,}15$, отже, оптимальне значення $z_{опт} = 2{,}3$ и $\eta_2 = 0{,}75$ (рис.8.28).

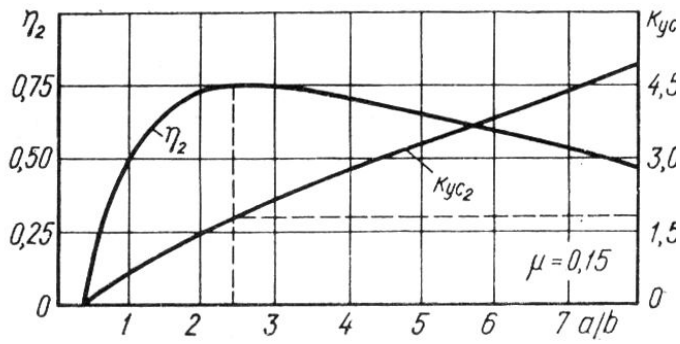


Рис. 8.28. Графіки залежності ККД та коефіцієнта зусиль клинової передачі від відношення a/b

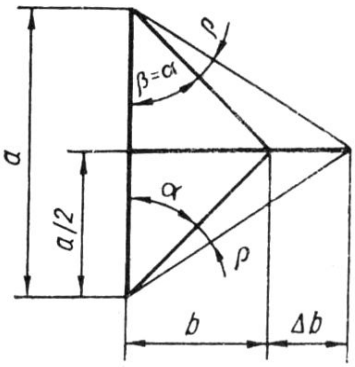


Рис. 8.29. Схема переміщення гвинтової пари та клинової передачі

При взаємодії гвинтової пари і двосторонньої клинової передачі можливі три випадки (рис.8.30):

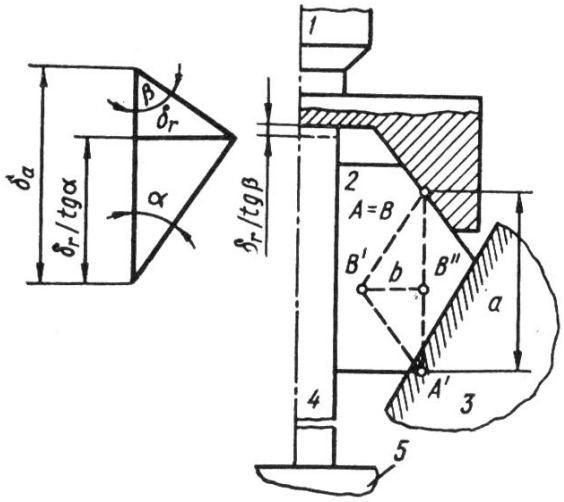


Рис. 8.30. Розрахункова схема для визначення пружного переміщення при взаємодії гвинтової пари та двостороннього клина: 1 – гвинт; 2 – клин; 3 – направляюча; 4 – інструмент; 5 – упор

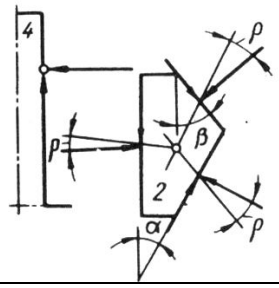
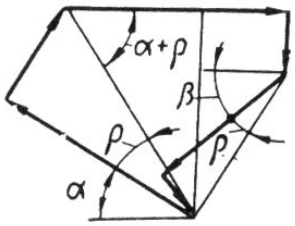
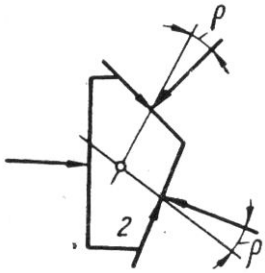
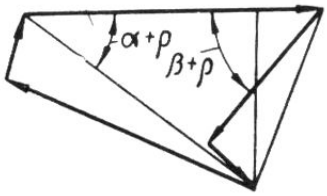
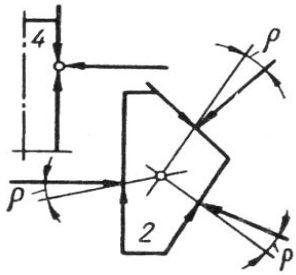
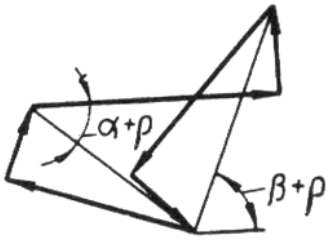
1) Тверде торкання між торцем хвостовика інструменту і головкою гвинта з переміщенням опори 5 на відстань $\delta_r/tg\alpha$, де δ_a та $\delta_r/tg\alpha$ пружні переміщення в осьовому напрямі гвинта 1 та клина 2; 2) відстань між торцем хвостовика інструменту та головкою гвинта більше ніж $\delta_r/tg\beta$, з переміщенням опори 5 на відстань $\delta_r/tg\alpha$; з точки зору надійності кріплення цей випадок найзручніший, так як забезпечують саме затиск не тільки від моменту різання, але і під дією осьової сили різання; 3) відстань між торцем хвостовика інструмента і головкою гвинта тим більше, чим більше $\delta_r/tg\beta$, має нерухому опору.

Схеми навантаження і коефіцієнти підсилення для трьох випадків наведені в табл. 8.4. На основі диференційно морфологічного методу синтезу функціональних схем розроблені нові конструкції клинових свердлильних патронів без ключа. Основною передумовою для створення патронів з

використанням двостороннього клина є забезпечення малих втрат на роботу сил тертя.

Високоточний клиновий патрон без ключа (рис.8.31, а) складається з корпуса 1, циліндричної 5 і конусної 9 втулок, нерухомо пов'язаних між собою за допомогою різьби; причому втулка 6 підтиснута до корпуса через кульки 4, що знижують втрати на тертя. В конусній втулці 9 розміщені клини 10, встановлені в сепараторі 6 і головній частині гвинта 5, пов'язаного з корпусом через різьбу, що забезпечує можливість осьового переміщення. У головній частині гвинта 8 виконані Т-подібні похилі пази, в яких розміщені затискні клини 10. В останніх виконані похилі канали під кутом, рівним куту нахилу пазів в головній частині гвинта 8. Для полегшення зміни інструменту на корпусі 1 може бути встановлена за допомогою гвинта 2 розрізна втулка 3.

Таблиця 8.4. До розрахунку коефіцієнтів зусилля $k_{ус}$ клинової передачі клинових свердлильних патронів без ключа

Схема навантаження	Силовий багатокутник	Формула
		$\frac{ctg(\alpha+\rho)+ctg(\beta+\rho)}{1-tg\rho\cdot ctg(\alpha+\rho)}$
		$ctg(\alpha+\rho)+ctg(\beta+\rho)$
		$\frac{ctg(\alpha+\rho)+ctg(\beta+\rho)}{1+tg\rho\cdot(ctg(\alpha+\rho)+ctg(\beta+\rho))}$

При обертанні конусної втулки 9 на корпусі 1 за допомогою штифта 7 і сепаратора 6 затискні клини 10 обертають гвинт 8, в результаті чого останній

переміщається уздовж осі і переміщає клини 10 щодо втулки 9 в поздовжніх Т-подібних пазах сепаратора 6. Таким чином клини 10 розходяться, а при зворотному обертанні сходяться, закріплюючи ріжучий інструмент. При роботі під дією моменту різання гвинт 8, виконаний з лівою різьбою, прагне віджатися від корпуса 1, що призводить до додаткового затискання різального інструменту. Патрон (рис.8.31, а) встановлюють у шпиндель верстата за допомогою отвору з конусом Морзе, а патрон (рис.8.31, б) – за допомогою різьби. Такі патрони призначені для закріплення переважно свердел з циліндричним хвостовиком, а також зенкерів, розгорток та інших подібних інструментів. Окрім підвищення коефіцієнта посилення перевагою патронів є висока радіальна точність затиску інструменту і підвищена технологічність конструкції.

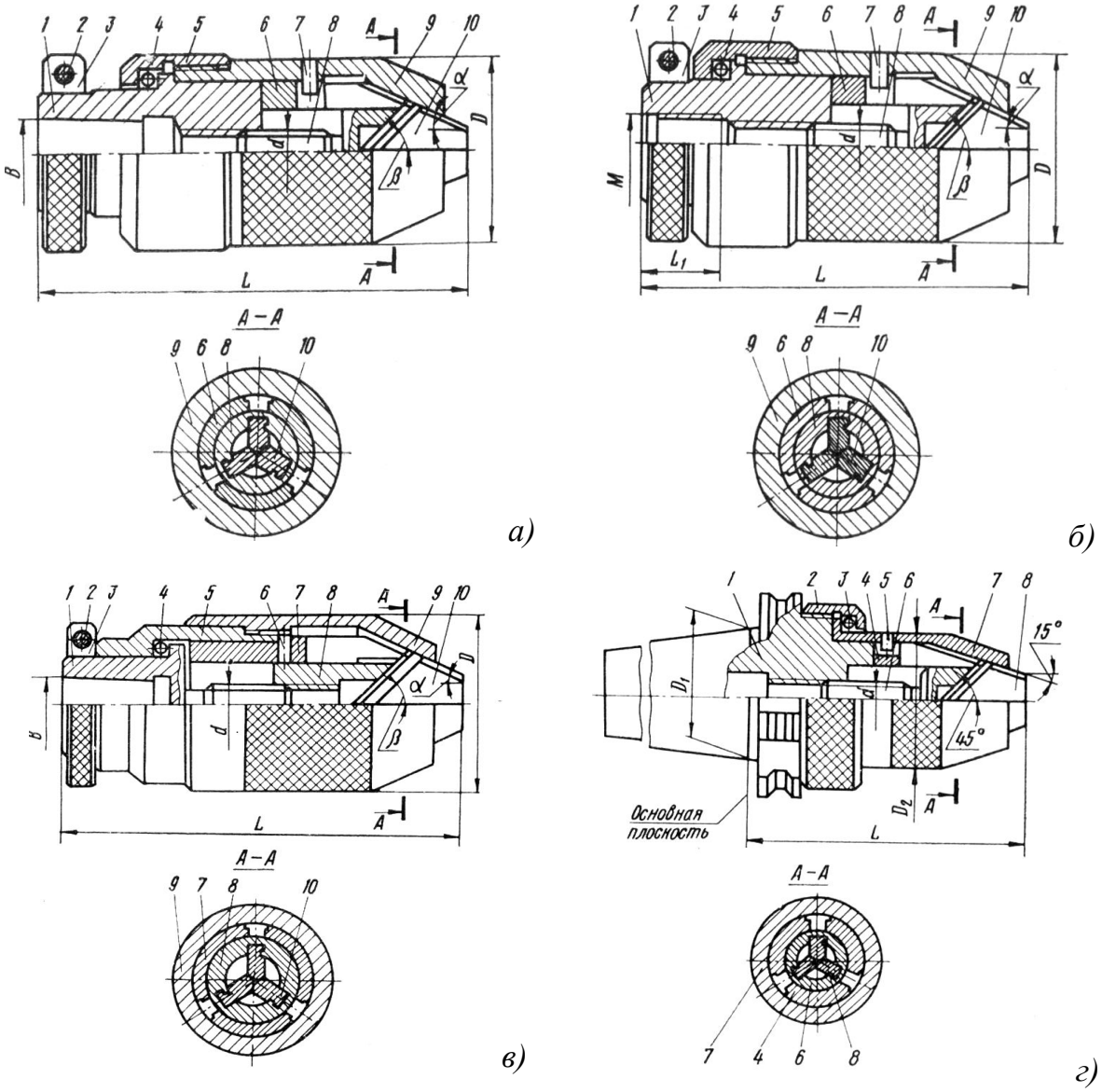


Рис.8.31 Конструкції високоточних клинових свердлильних патронів без ключа з приєднанням у вигляді конуса Морзе (а, в), з приєднувальних різьбленням (б) і конічним хвостовиком 7:24 (г)

Найвищий коефіцієнт підсилення при затиску забезпечує широкодіапазонний клиновий патрон (рис.8.31, в) внаслідок збільшення осьового ходу різьбової втулки 8, яка нерухомо пов'язана з втулкою 5, стиснуті до корпусу 1 через кульки 4, за допомогою різьби відносно корпуса 1 з розрізною втулкою 3 , стягнуто гвинтом 2. За допомогою штифта 6 і сепаратора 7 затискні клини 10 закручують втулку 8, в результаті чого вона переміщується по осі і переміщує клини щодо втулки 9 в поздовжніх пазах сепаратора. Клини переміщуються радіально і закріплюють ріжучий інструмент. Такі патрони призначені для затиску свердел з довгим циліндричним хвостовиком, а також зенкерів, розгорток та інших інструментів

Широкодіапазонний клиновий патрон (рис.8.31,г) є варіантом виконання патрона (рис.8.31, а) і призначений для оснащення верстатів з ЧПУ і багатоцільових верстатів. Корпус 1 виконаний у вигляді інструментальної оправки з конусністю 7:24. При обертанні конусної втулки 7, стиснуті до корпуса втулкою 2 через кульки 3 допомогою штифта 5 і сепаратора 4, обертається і переміщується в осьовому напрямку гвинт 6. В результаті затискні клини 8 розходяться або сходяться на втулці 7, закріплюючи ріжучий інструмент.

На базі конструкцій, показаних на рис.8.31 розроблено чотири розмірних ряду клинових свердлильних патронів без ключа, основні параметри яких наведені в табл. 8.5 та 8.6.

Таблиця 8.5. Основні параметри і силові характеристики широкодіапазонних клинових свердлильних патронів без ключа для верстатів з ЧПУ і багатоцільових верстатів (рис.8.31, г)

Позначення конуса	Діапазон затиску, мм	D_1, мм	L, мм				D_2, мм	d, мм	$k_{ус1}$	$k_{ус2}$	k_n	$M_{кр}$, Н·м	$M_з$, Н·м	$P_{окр}$, Н
			Хвостовик, форма											
			A	B	C	D								
40	0,5-10	44,45	97	90	-	-	39	Тр12х2	17	4,6	78	11	4	200
	1-13		-	-	-	105						16,5	4,5	225
45	1-13	57,15	110	106	-	-	48		20	4,6	92	16,5	4,5	190
	3-16		-	-	-	124						22,5	5	210
50	3-16	69,85	114	110	144	133	55		22,6	4,6	104	22,5	5	180

В табл. 8.5, 8.6 прийняті наступні позначення: $k_{ус1}$, $k_{ус2}$ – коефіцієнти підсилення гвинтової пари та клинової передачі; $k_n = k_{ус1}k_{ус2}$ – коефіцієнт

Таблиця 8.6. Основні параметри та силові характеристики високоточних клинових свердлильних патронів без ключа

Типо-розмір	Діапазон затиску, мм	Конус Морзе (різьба M, LH)	D_1, мм	L, мм	d, мм	α, град	β, град	$k_{ус1}$	$k_{ус2}$	$k_п$	$M_{кр}$, Н·м	$M_з$, Н·м	$P_{окр}$,Н
З приєднанням у виді конуса Морзе (рис.8.31,а)													
4	0,2 – 4	B10	24	52	M6x1LH	26	45	19,2	2,8	53,8	2,5	2	160
6	0.5 – 6	B10 B12	31	70 72	M8x1,25LH	18		18,8	3,5	65	4	2,5	170
10	1 – 10	B16	42	97	Tp10x2LH	24		20,5	3	61,5	11	5	240
13	1 – 13	B16	48	110	Tp10x2LH	24		23,4	3	70,2	16,5	6	250
16	3 – 16	B16	54	114	Tp12x2LH	28		22,5	2,6	59,5	22,5	8,5	300
З приєднанням у виді конуса Морзе (рис.8.31,в)													
4	0,2 – 4	B10	28	52	M6x1LH	22	45	23,4	2,5	58,5	2,5	2	140
8	0,5 – 8	B12	35	72	M8x1,25LH	21		22,1	2,6	56,7	7	3,5	200
12	1 – 12	B16	46	97	Tp10x2LH	23		22,7	2,4	54,4	15	6,5	290
16	3 – 16	B16	52	110	Tp10x2LH	25		26,3	2,3	60,4	22,5	8	300
З приєднувальною різьбою(рис.8.31,б)													
6	0.5 – 6	M6x10	31	70	M8x1,25LH	18	45	18,8	3,5	65	4	2,5	170
10	2 – 10	M12x14	42	89	Tp10x2LH	24		20,5	3	61,5	11	5	240
13	2.5 – 13	M12x14	48	102	Tp10x2LH	24		23,4	3	70,2	16,5	6	250
16	3 – 16	M16x16	54	108	Tp12x2LH	28		22,5		59,5	22,5	8,5	300

Рис. 4.32. Свердлильні патрони розроблені ТОВ «ЗМОК»

зусилля патрона; $M_{кр}$ – крутний момент затиску інструменту на виході затискного патрона; $M_з$ – крутний момент ручного затиску інструменту на вході; $P_{окр}$ – периферійна сила затиску, що створює момент $M_з = TD/2$. Коефіцієнт зусилля патронів визначений при значенні коефіцієнта тертя окремих пар тертя $f = 0{,}15$, а значення моменту $M_{кр}$ відноситься до верхньої границі діапазону затиснутих діаметрів. Залежність між моментами $M_{кр}$ та $M_з$ визначаються за залежністю:

$$M_з = M_{кр} D / d_{\max} k_n \mu , \qquad (8.34)$$

де $d_{\max}$ – максимальний діаметр хвостовика затиснутого інструменту; μ – коефіцієнт зчеплення між хвостовиком інструменту і кулачками.

ТОВ «ЗМОК» розробила гамму клинових свердлильних патронів з різними приєднаннями до шпинделя станка та свердлильної машини (рис.8.32).

Не дивлячись на конструктивні відмінності схем, в основному їх структурно-функціональні схеми одноманітні і тільки останні розробки внесли зміни в будові структури патронів, що, в свою чергу, призвело до створення принципово нових патронів з оригінальними поєднаннями передаточно-силових ланок, змінною структурою, меншими габаритами і високими коефіцієнтами зусиль ланок патронів.

8.5 Проектування і розрахунок клинових свердлильних і фрезерних патронів без ключа

Вихідними даними для проектування клинових свердлильних та фрезерних патронів без ключа являються: діапазон діаметрів хвостовиків закріплюваного інструменту $d_{\min} - d_{\max}$; максимально-допустимий зовнішній діаметр патрона D; максимально допустимий осьовий габарит L патрона при зведених кулачках; вид приєднання патрона до шпинделя станка.

Раціональною є наступна послідовність проектування патрона.

1. Вибір конструкції патрона. В якості прикладу розглянемо схему на рис.8.26,*в*, конструктивна реалізація якої показана на рис.8.31,*в*.

2. Визначення максимального осьового ходу a, радіального ходу b,

кутів α та β клина та коефіцієнта $k_{ус2}$ клинового з'єднання. Для прийнятої функціональної схеми патрона розмірний ланцюг показаний на рис.8.33,*а*, звідки

$$a = (L - \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 + \Delta_4 + \Delta)/2, \qquad (8.35)$$

де для конусів Морзе В10, В12, В16 і В18 величина Δ_1 відповідно рівна17, 20, 26 і 34 мм; $\Delta_2 = (2...3{,}5)p$, де p – крок різьби гвинта, мм; $\Delta_3 == 2{,}5...3{,}5$ мм; $\Delta_1 = (1{,}5...3)d_{\max}$, мм.

Величину Δ визначають з геометричної схеми (8.33,*б*): $\Delta = b \cdot ctg\beta$. При $\alpha = \beta$ $\Delta = a/2$.

Радіальный хід клина b з врахуванням зазору на встановлення

$$b = (d_{\max} - d_{\min})/2 + (0{,}2...0{,}5). \qquad (8.36)$$

Для прийнятої схеми зручно взяти $\beta = 45°$, а кут α (який повинен бути більшим кута самогальмування) визначити із залежності

$$\alpha = arctg\frac{b}{a-b}. \qquad (8.37)$$

За залежністю, наведеній в табл.. 8.6, визначається коефіцієнт зусилля $k_{ус2}$ клинового з'єднання.

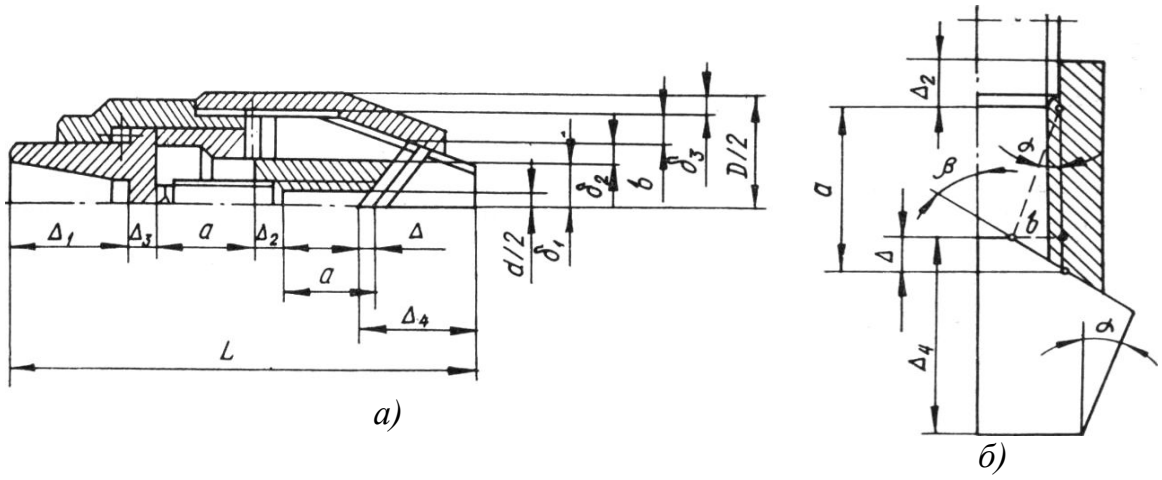


Рис. 8.33. Розрахункові схеми для визначення максимального осьового ходу, радіального ходу b,кутів α та β клина (а) та величини Δ (б) в клиновому свердлильному патроні

3. Визначення параметрів гвинтової пари. Складається розрахункова схема навантаження патрона (рис.8.34), згідно якої визначають параметри гвинтової пари, а якщо необхідно, і інших елементів патрона.

З умови стійкості внутрішній діаметр гвинта d_1, мм, визначається за залежністю:

$$d_1 \geq 10^3 \sqrt{120 M_{пр} a^2 / d_{\max} \mu k_{ус2} \pi^2 E}, \qquad (8.34)$$

де $M_{пр}$ – допустимий момент, що утримує інструмент від провертання в патроні, Н·м; μ – коефіцієнт зачеплення між інструментом і кулачком; E – модуль пружності матеріалу гвинта, Па; a – осьовий хід клина, мм; $d_{\max}$ – максимальний діаметр хвостовика затискуваного інструменту, мм.

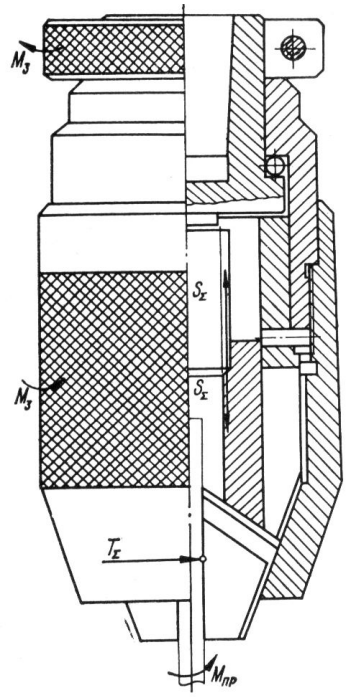


Рис. 8.34. Схема навантаження клинового свердлильного патрона

З умови міцності на стиск

$$d_1 \geq 10^3 \sqrt{8M_{пр} / d_{\max}\, \mu k_{ус2} \pi^2 [\sigma_н]}, \qquad (8.39)$$

де $[\sigma_н]$ – допустиме напруження стискання гвинта, Па.

З отриманих двох значень d_1 вибирають більше та округлюють до ближнього більшого стандартного діаметра гвинта.

Крок різьби p, мм, гвинтової пари визначають з умови самогальмування (самовільного заклинювання)

$$p < \pi d_2 tg(\rho' + \rho_0), \qquad (8.40)$$

де d_2 – середній діаметр різьби, мм; ρ' – наведений кут тертя в різьбі; ρ_0 –кут тертя в опорі гвинтової пари.

Допустиме навантаження q, Па, на один виток

$$q = K_{зап} S_\Sigma / (\pi d_2 h n \varepsilon) \leq [q], \qquad (8.41)$$

де $S_\Sigma = 2M_{пр} / k_{ус2} d_{\max} \mu$ – осьова сила на гвинті, Н; h – робоча висота профіля різьби, м; n – число робочих витків; ε – коефіцієнт який враховує розподіл сили на окремих витках (для метричної різьби $\varepsilon = 1$; для трапецеїдальної $\varepsilon = 0{,}63...0{,}68$; для квадратної $\varepsilon = 0{,}5$); $K_{зап} = 1{,}5...2$ – коефіцієнт запасу міцності.

4. Визначення коефіцієнта зусиль патрона та оцінка прийнятної конструкції: $k_n = k_{ус1} k_{ус2}$. Залежність між вихідним $M_{пр}$ та вхідним $M_з$ моментами ручного затиску, відповідними радіальній силі затиску T_Σ,

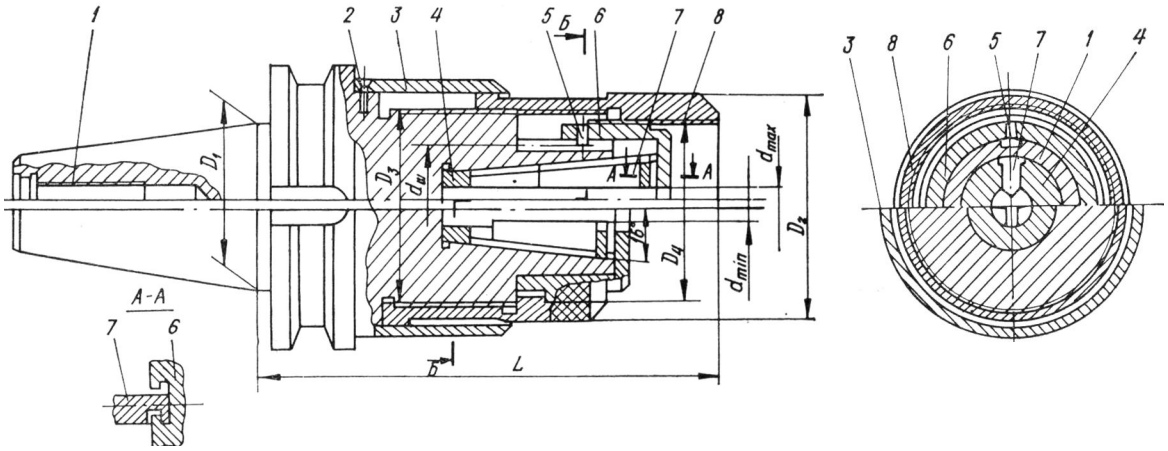
$$M_з = M_{пр} D / (d_{\max} k_n \mu). \qquad (8.42)$$

Для затиску інструмента, який забезпечує момент $M_{пр}$, необхідно прикласти умовну периферійну силу $P_{окр} = 2M_з / D$. Якщо значення $P_{окр}$ відповідають допустимому значенню, то прийнята раціональна конструкція патрона. Якщо $P_{окр}$ менше допустимого, є резерви для розширення діапазону сил затиску патрона в межах D та L або при забезпеченні заданого

діапазону діаметрів інструменту $d_{\min} - d_{\max}$ можна зменшити D і L. Якщо значення $P_{окр}$ більше допустимого, конструкція патрона невдала і необхідно шукати нову функціональну схему.

Використання диференціально-морфологічного методу дозволило створити нові конструкції клинових свердлильних патронів без ключа для універсальних та спеціалізованих станків, а також клинових фрезерних патронів без ключа. Основна їхня перевага – високий коефіцієнт зусилля при ручному затиску інструменту, а використання клинової передачі для створення радіальної сили затиску T_{Σ} інструменту забезпечує широкодіапазонність по діаметру закріплення хвостовиків фрез, що виключає необхідність комплектування патрона набором цанг.

Приклад такого патрона наведений на рис.8.35,



а)

б)

Рис. 8.35. Клиновий фрезерний патрон без ключа: а – основні та приєднувальні розміри; б – загальний вигляд

Основна характеристика фрезерного патрона – коефіцієнт зусилля k_n:

$$k_n = T_{\Sigma}/F = k_{ус1}k_{ус2}, \qquad (8.43)$$

де T_{Σ} – сумарна радіальна сила затиску інструмента клинами; F – умовна периферійна сила, що діє на плече $D/2$, де D радіальний габарит патрона;

$k_{ус1}$ і $k_{ус2}$ – коефіцієнти зусилля відповідно диференціального гвинтового механізму та клинової передачі.

З одної сторони, між крутним моментом $M_в$, прикладеним до ведучої ланки диференціального гвинтового механізму , та осьовою силою S_Σ, створеної моментом $M_в$, відповідає залежність:

$$M_в = S_\Sigma\left[tg(\psi_0 + \rho_0')\frac{d_0}{2} - tg(\psi_1 + \rho_1')\frac{d_1}{2}\right], \qquad (8.44)$$

де ψ_0, ρ_0' і d_0 – відповідно кут підйому, приведений кут тертя та середній діаметр різьби з великим кроком s_2; ψ_1, ρ_1' і d_1 – те ж саме з меншим кроком s_1.

З іншої сторони, $M_в = FD/2$. Для такого випадку $S_\Sigma = P_{ос1} + P_{ос2}$, де $P_{ос1}$ – осьова сила, що прикладена до клина для створення радіальної сили T_Σ закріплення інструменту; $P_{ос2}$ – осьова сила, необхідна для подолання опору сил тертя, що виникають в місцях контакту між штифтом 6 та корпусом 1, яка рівна

$$P_{ос2} = \frac{S_\Sigma tg(\psi_1 + \rho_1')d_1\mu}{d_ш}, \qquad (8.45)$$

де μ – коефіцієнт тертя між корпусом 1 та штифтом 6; $d_ш/2$ – відстань між віссю патрона та точкою контакту штифта 6 з корпусом 1.

Після перетворень отримаємо

$$k_{ус1} = \frac{P_{ос1}}{F} = \frac{D[d_ш - tg(\psi_1 + \rho_1')d_1\mu]}{d[tg(\psi_0 + \rho_0')d_0 - tg(\psi_1 - \rho_1')d_1]}, \qquad (8.46)$$

$$k_{ус2} = \frac{T_\Sigma}{P_{ос1}} \qquad (8.47)$$

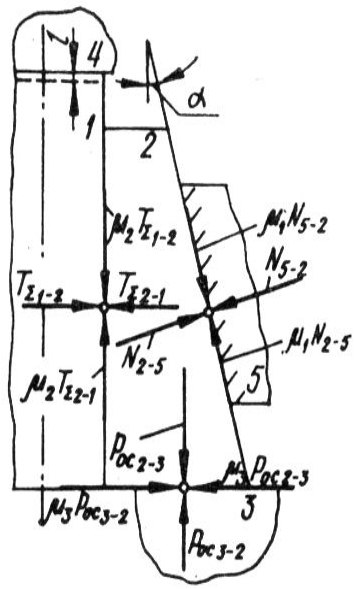
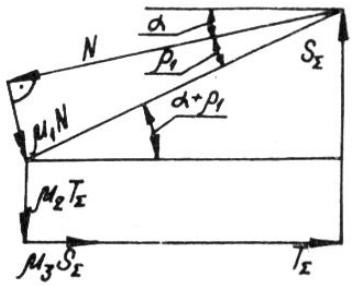
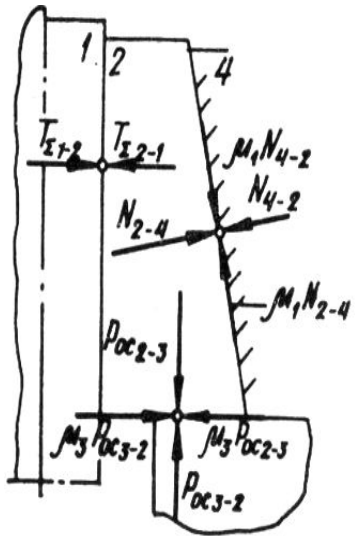
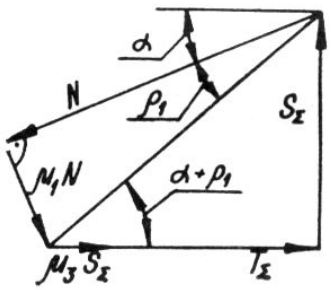
В залежності від відстані між торцем хвостовика інструменту та нерухомою твердою опорою корпуса, а також від пружного переміщення δ_r клина в радіальному напрямі можливі два варіанти для визначення $k_{ус2}$ (табл.8.4).

Для підвищення надійності затиску клину в поперечному січенні виготовляють і заокругленим постійним радіусом кривизни r_2. В залежності від з'єднань між r_2 та радіусом хвостовика r_1, закріплювального інструменту можливі три варіанти контакту з затискними елементами (табл.8.5).

Аналіз отриманих приведених коефіцієнтів тертя показав, що при радіусі закріплення клина, меншому радіусі хвостовика інструменту, надійність закріплення останнього найбільш висока.

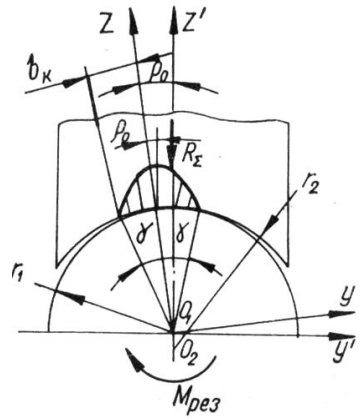
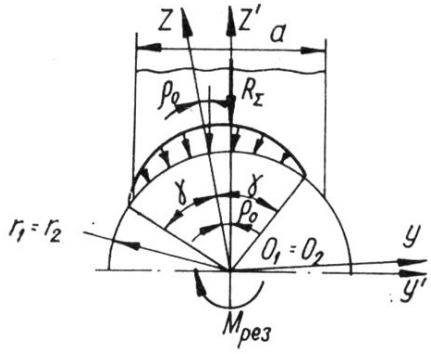
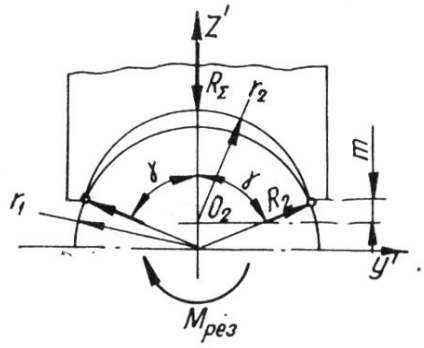
На основі розробленої конструкції (рис.8.35) та проведених випробувань створена серія клинових фрезерних патронів без ключа (табл.8.6), які називають диференціальними фрезерними патронами.

Таблиця 8.4. До визначення коефіцієнта зусилля клинової передачі $k_{ус2}$ фрезерного патрона

e	Схема навантаження	Силовий багатокутник	Формула
$e \le \frac{\delta_r}{tg\alpha}$			$\frac{ctg(\rho_1+\alpha)-\mu_3}{1+\frac{tg\rho_2}{tg(\rho_1+\alpha)}}$
$e > \frac{\delta_r}{tg\alpha}$			$ctg(\rho_1+\alpha)-\mu_3$

Примітка. Прийняті позначення: δ_r – пружне переміщення клина в радіальному напрямі; T, P_{oc}, N (з відповідними індексами) – нормальні сили в контактних парах інструмент – затискний клин, клин–втулка, клин–корпус; S_Σ – сумарна осьова сила затиску; μ_1, μ_2, μ_3 – коефіцієнт тертя на контактних поверхнях

Таблиця 8.5. До визначення приведених коефіцієнтів тертя та площадки контакту у фрезерному клиновому патроні

Відношення між r_1 та r_2	Вид контакту в поперечному січенні	Формула
$r_1 < r_2$		$\mu'_{0t} = \dfrac{4\sin\gamma\mu_0}{(\sin 2\gamma + 2\gamma)\sqrt{1+\mu_0^2}}$; $\mu'_{00c} = \dfrac{4\mu_0 \sin\gamma}{\sin 2\gamma + 2\gamma}$; $\gamma = \arcsin(b_k / r_2)$; $b_k = 1{,}128\sqrt{\dfrac{R_\Sigma r_1 r_2}{l(r_2 - r_1)} \cdot \left(\dfrac{1-\mu_1^2}{E_1} + \dfrac{1-\mu_2^2}{E_2}\right)}$
$r_1 = r_2$		$\mu'_{0t} = \dfrac{4\sin\gamma\mu_0}{(\sin 2\gamma + 2\gamma)\sqrt{1+\mu_0^2}}$; $\mu'_{00c} = \dfrac{4\mu_0 \sin\gamma}{\sin 2\gamma + 2\gamma}$; $\gamma = \arcsin\dfrac{a}{2r_1} - \rho_0$
$r_1 > r_2$		$\mu'_{0t} = \mu'_{00c} = \dfrac{\mu_0}{\cos\gamma}$; $\gamma = \arcsin\dfrac{\sqrt{r_2^2 - m^2}}{r_1}$

Примітка. Прийняті позначення: μ_0 – коефіцієнт тертя спокою; t – довжина контакту вздовж вісі хвостовика; μ_1, μ_2 – коефіцієнти Пуасона; R_Σ – результативна нормальна сила в контакті; b_k – половина ширини площі контакту; R_1, R_2 – реакції на краях

Таблиця 8.6. Основні параметри широко діапазонних клинових фрезерних патронів без ключа диференціального типу (рис.8.34)

Типорозмір $d_{min} - d_{max}$, мм	L, мм				Позначення конуса	Діаметр, мм				$k_{ус1}$	$k_{ус2}$	$k_{ус}$
	Хвостовик, форма					D_1	D_2	D_3	D_4			
	A	B	C	D								
4 – 12	140	135	–	145	40	44,45	58	M52x3	M52x1	138	1,6	220
		140	–	150	45	57,15						
		145	155	155	50	69,85						
8 – 16	140	135	–	145	40	44,45	70	M64x3	M64x1	152	1,6	242
		140	–	150	45	57,15						
		145	155	155	50	69,85						
12 – 20	140	135	–	145	40	44,45	74	M68x3	M68x1	192	1,6	307
		140	–	150	45	57,15						
		145	155	155	50	69,85						
20 – 25	130	125	–	135	40	44,45	78	M72x3	M72x1	257	1,6	411
		130	–	140	45	57,15						
		135	145	145	50	69,85						

8.6 Синтез широкодіапазонних ексцентрикових свердлильно-фрезерних патронів

Технічна система ІЗП має загальну структуру, що включає передавально-підсилювальні ланки, установчі елементи, затискні елементи і допоміжні елементи. Всі ці елементи пов'язані між собою за допомогою кінематичних, фрикційних, пружних та інших зв'язків.

Порядок передачі затискних зусиль від одного елемента до іншого може бути різним, що значно впливає на конструкцію патрона, методику розрахунку його характеристик і коефіцієнти посилення патрона. Все вищесказане викликає необхідність розгляду структурних схем патронів.

Процес затиску інструменту в інструментальному затискному патроні має два етапи: вибірка зазорів (попереднє затиск); остаточний затиск.

Ці два етапи можуть бути суміщені (для випадків коли вхідний крутний момент один, тобто технічна система патрона з одним входом) і розділені (коли технічна система має два входи).

Враховуючи це, структурні схеми також діляться на: 1) з двома входами (без ключа і з ключем), 2) з одним входом (без ключа і з ключем). Треба зауважити, що патрони з одним входом і ключем нераціональні, тому немає необхідності вибірки зазору за допомогою ключа (це незручно і повільно), хоча в принципі таке конструктивне рішення можливе.

Конструкції патронів з ключем мають багато недоліків: необхідність використання спеціального ключа, швидкий знос різьби і затискних елементів, порівняно мала точність центрування, низький коефіцієнт

підсилення, великий габарит, що обумовлює необхідність створення патронів без ключа. Так як схеми з двома входами можуть бути без ключа тобто без допоміжного елемента, то при подальшому розгляді таких схем ланку, через яку здійснюється прикладення сили для остаточного затиску інструменту будемо називати регулювальною ланкою.

Розглядати структурні схеми будемо, аналізуючи кінематичні ланцюги патрона. Таких ланцюгів може бути один, два або декілька і з'єднуватися вони можуть паралельно, послідовно або паралельно-послідовно. Розглянемо морфологічну модель побудови кінематичних ланцюгів патронів (табл.8.7).

Слід зауважити, що кінематичні пари, що входять в один кінематичний ланцюг, можуть одночасно належати й до іншого кінематичного ланцюга, тобто кінематичні ланцюги можуть перетинатися і вже два кінематичні ланцюги цілком можуть мати паралельно-послідовний характер з'єднання. Один кінематичний ланцюг може включати в себе деякі ланки іншого, або ж повністю включати в себе інший ланцюг.

Складена морфологічна таблиця (табл.8.7) дозволяє синтезувати певну множину схем структур свердлильних патронів, яке можна представити у вигляді матриць структур $C_{стр}$, позначивши елементи морфологічної матриці через відповідну нумерацію альтернатив. Для отримання структур свердлильно-фрезерних патронів необхідно взяти по одній альтернативі з кожного стовпчика матриці. Отримані таким чином схеми підлягають всебічному розбору і критиці.

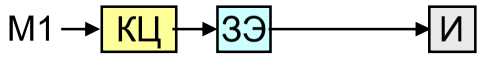
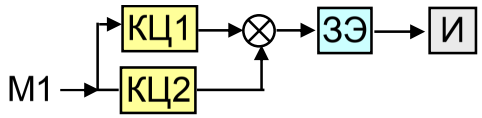
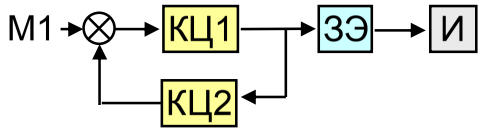
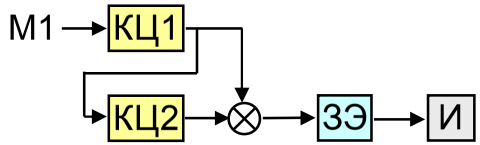
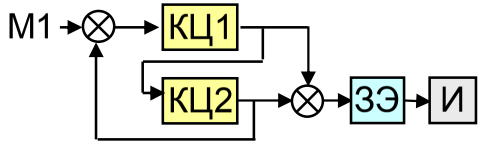
Таблиця 8.7. Морфологічна таблиця кінематичних ланцюгів свердлильно-фрезерних патронів

1. Наявність ключа	2. Кількість входів	3. Кількість ланцюгів	4. Види з’єднання	5. Місце сумування рухів
1.1 Є 1.2 Немає	2.1 Один 2.2 Два 2.3 Більше двох	3.1 Один 3.2 Два 3.3 Більше двох	4.1 Паралельне 4.2 Послідовне 4.3 Паралельно-послідовне	5.1 На вході 5.2 На виході 5.3 На вході і виході 5.4 Відсутнє

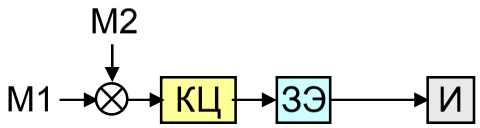
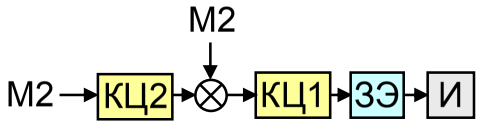
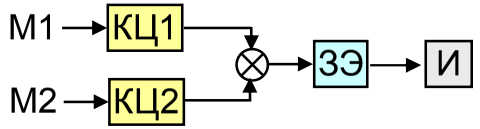
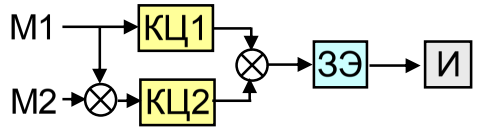
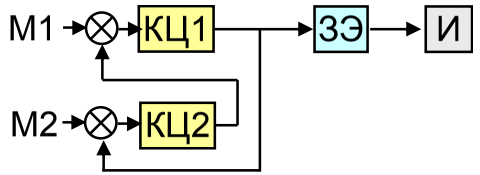
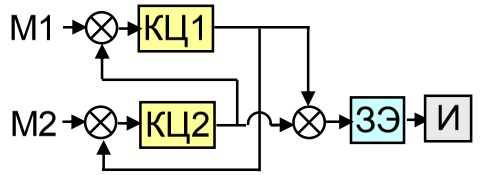
$$C_{стр} = \begin{vmatrix} 1.1 & 2.1 & 3.1 & 4.1 & 5.1 \\ 1.2 & 2.2 & 3.2 & 4.2 & 5.2 \\ & 2.3 & 3.3 & 4.3 & 5.3 \\ & & & & 5.4 \end{vmatrix} \qquad (8.44)$$

На підставі морфологічної матриці кінематичних ланцюгів патронів синтезовані деякі структури інструментальних затискних патронів (ІЗП) (табл.8.8). Ланки, що сприймають зусилля від декількох вхідних рухів, тобто «Підсумовують» ланки на схемах позначаються. Слід зауважити, що вхідні рухи М1 і М2 прикладаються не одночасно, а послідовно.

Таблиця 8.8. Види структур кінематичних ланцюгів

№ п/п	Кількість входів	Кількість ланцюгів	Вид з’єднання	Місце сумування руху	Морфологічна формула структури	Приклади схем
1.	один	1	послідовне	відсутнє	(1.1∨1.2) – 2.1 – 3.1 – 4.1 – 5.4	
2.	один	2	послідовне	відсутнє	(1.1∨1.2) – 2.2 – 3.2 – 4.1 – 5.4	
3.	один	2	паралельне	на виході	(1.1∨1.2) – 2.1 – 3.2 – 4.2 – 5.2	
4.	один	2	паралельно-послідовне	на вході	(1.1∨1.2) – 2.1 – 3.2 – 4.3 – 5.1	
5.	один	2	паралельно-послідовне	на виході	(1.1∨1.2) – 2.1 – 3.2 – 4.3 – 5.2	
6.	один	2	паралельно-послідовне	на виході і вході	(1.1∨1.2) – 2.1 – 3.2 – 4.3 – 5.3	

Продовження табл.8.8

7.	два	1	послідовне	на вході	1.1 – 2.2 – 3.1 – 4.2 – 5.1	
8.	два	2	послідовне	на вході	1.2 – 2.2 – 3.2 – 4.1 – 5.1	
9.	два	2	паралельне	на виході	1.2 – 2.2 – 3.2 – 4.2 – 5.2	
10.	два	2	паралельне	на виході і вході	1.1 – 2.2 – 3.2 – 4.1 – 5.3	
11.	два	2	паралельно-послідовне	на вході	1.1 – 2.2 – 3.2 – 4.3 – 5.1	
12.	два	2	паралельно-послідовне	на виході і вході	1.1 – 2.2 – 3.2 – 4.3 – 5.3	

На побудові структур і схем ІЗП не закінчується їх аналіз, тому що кожний кінематичний ланцюг (КЛ) складається з конкретних пар ланок і зв'язків між ними. Як самі ланки (мається на увазі їх геометричні розміри, форма і т.д.), так і характер зв'язків між ними роблять значний вплив на вихідні характеристики патрона.

Для розрахунку коефіцієнта підсилення патрона необхідно кожен кінематичний ланцюг записати або словесно, або за допомогою символів як певну послідовність пар ланок з певним характером зв'язку (різьблення, тертя кочення, тертя ковзання).

Звичайно, було б ідеально записувати кінематичні ланцюги патронів за принципом запису кінематичних ланцюгів приводів верстатів, тобто записувати передавальні відношення кожної пари ланок, але зважаючи на різноманіття конструктивних рішень не буде ясно, яка саме пара стоїть за цим числом і, отже, такий підхід не є доцільним.

Наявні раніше структурно-морфологічні моделі не відображають саме структурно-функціональну схему патронів, вони можуть дати інформацію про вид передаточно-підсилювальної ланки, затискного елемента, про зв'язки між елементами патрона, але така формула не може допомогти простежити процес передачі сили затиску від вхідних ланок до безпосередньо затискного елемента, а отже, утруднений процес обчислення $k_{ус}$.

Вищесказане доводить необхідність побудови також структурно-функціональних схем свердлильно-фрезерних патронів на підставі інформації про структурну схему кінематичного ланцюга, а також вигляд і послідовність з'єднання передавально-підсилювальних ланок.

Передаточно-підсилювальна ланка може бути: гвинтовою (Г), зубчастою (З), важільною (В), клиновою (К), ексцентриковою (Е). Кожен кінематичний ланцюг може включати як одну передавально-підсилювальну ланку, так і декілька, причому, звичайно, можливі комбінації використовуваних ланок.

Розрахуємо число варіантів побудов кінематичних ланцюгів при різній кількості використовуваних ланок та їх поєднань з повторенням (без урахування розташування). Кінематичний ланцюг, що складається з трьох ланок може включати в себе дві гвинтових ланки і одну клинову ланку, для цього скористаємося формулою числа сполучень з повторенням з *n* ланок по *m* ланок:

$$C_n(m) = \frac{(m+n-1)!}{n!(m-1)!} \qquad (8.49)$$

Для кінематичного ланцюга, що складається з однієї ланки $C_1(5) = 5$; для кінематичного ланцюга, що складається з двох ланок $C_2(5) = 15$; для кінематичного ланцюга, що складається з трьох ланок $C_3(5) = 35$; для кінематичного ланцюга, що складається з чотирьох ланок $C_4(5) = 70$; для кінематичного ланцюга, що складається з п'яти ланок $C_5(5) = 126$.

Загальне число варіантів кінематичного ланцюга:

$$C_{КЦ} = C_1(5) + C_2(5) + C_3(5) + C_4(5) + C_5(5) = 5 + 15 + 35 + 70 + 126 = 251$$

Але так, як в основному ланок у кінематичному ланцюгу від однієї до трьох і це обумовлено зокрема габаритами свердлильно-фрезерних патронів, то

$$C_{КЦ} = C_1(5) + C_2(5) + C_3(5) = 5 + 15 + 35 = 55.$$

Загальне число структурно-функціональних схем може бути рівне:

$$C_{СФ} = C_{стр} \times C_{КЦ1} \times C_{КЦ2} \times \ldots \times C_{КЦn}, \qquad (8.50)$$

де n – порядковий номер кінематичного ланцюга.

Для пошуку нових технічних рішень ексцентрикових свердлильно-фрезерних патронів використаний метод морфологічного аналізу та синтезу. Для цього в системі привід–патрон–інструмент вибрано основні ознаки:

1. Вхід (привід): 1 – вид джерела енергії; 2 – кількість входів; 3 – передавально-підсилювальна ланка першого входу, 4 – передавально-підсилювальна ланка другого входу;
2. Патрон: 5 – приєднувальна частина корпусу; 6 – розташування осі ексцентрикового затискного елемента; 7 – зовнішня поверхня ексцентрикового затискного елемента; 8 – кількість затискних елементів;
3. Вихід (об'єкт закріплення): 9 – тип інструменту; 10 – навантаження, що сприймається.

Морфологічна таблиця (табл.8.9) конструктивних схем ексцентрикових ІЗП у вигляді морфологічної матриці в згорнутому і розгорнутому вигляді буде мати вигляд:

$$M_{ЭИЗП} = M_{Вх} \wedge M_{Ст} \wedge M_{Вых} \qquad (8.51)$$

$$M_{ЭИЗП} = \begin{vmatrix} 1.1 & 2.1 & 3.1 & 4.1 \\ 1.2 & 2.2 & 3.2 & 4.2 \\ 1.3 & 2.3 & 3.3 & 4.3 \\ & & 3.4 & \\ & & 3.5 & \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 5.1 & 6.1 & 7.1 & 8.1 \\ 5.2 & 6.2 & 7.2 & 8.2 \\ 5.3 & 6.3 & 7.3 & \\ 5.4 & & 7.4 & \\ 5.5 & & & \\ 5.6 & & & \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 9.1 & 10.1 \\ 9.2 & 10.2 \\ 9.3 & 10.3 \\ 9.4 & \\ 9.5 & \end{vmatrix}. \qquad (8.52)$$

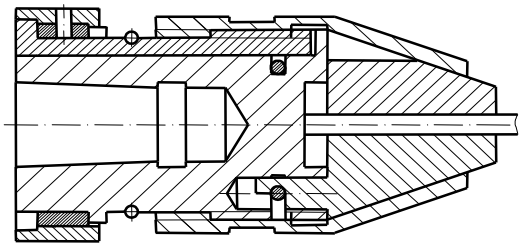
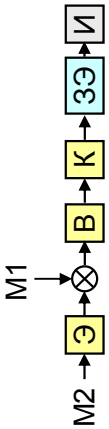
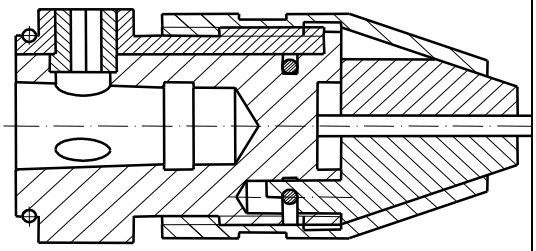
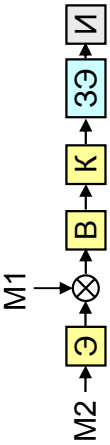
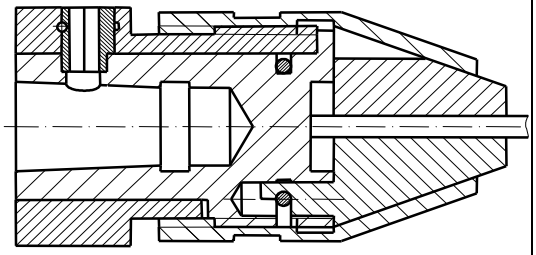
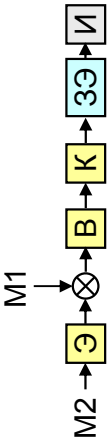
Для зменшення кількості варіантів розв'язання задачі синтезу інструментальних ексцентрикових затискних патронів з непарною кількістю затискних елементів спростимо матрицю стосовно для ручного затиску при початковому налаштуванні на задану програму обробки з обмеженою кількістю приєднувальних частини і варіантів розташування осі затискного елемента. Тоді отримаємо усічену матрицю (8.53).

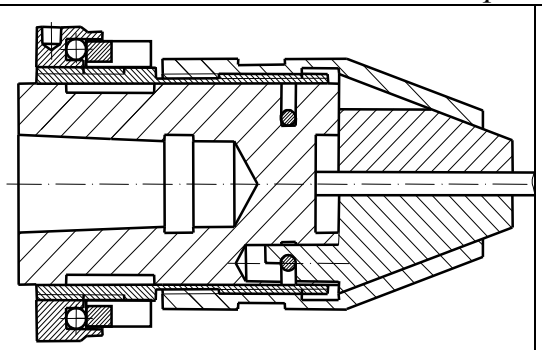
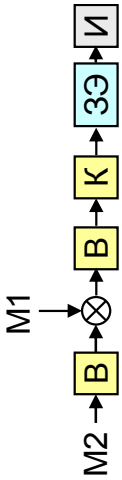
Створені конструктивні схеми ексцентрикових ІЗП шляхом поєднання альтернатив спрощеної матриці з двома входами ручного затиску наведені в табл.8.10.

Таблиця 8.9. Морфологічна таблиця конструктивних схем ексцентрикових інструментальних затискних патронів

Вхід – привод зажиму				П а т р о н (структура)				Вихід - Об’єкт закріплення	
Вид джерела енергії або тип привода	Кількість входів	Вид передавально-підсилювальної ланки		Приєднана частина корпуса	Ексцентриковий заживний			Тип (вид) інструме-нту	Прийняте навантаження
		входу 1	входу 2		Розташування осі	Вид зо-внішньої поверхні	Кількість		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1.1. Ручний привід з ключем 1.2. Ручний привід без ключа 1.3.Комбіно-ваний привід	2.1. Один 2.2. Два 2.3.Де-кілька	3.1. Конус 3.2. Клин 3.3. Конус і різьба 3.4.Спіраль Архімеда 3.5.Комбі-нація	4.1. Клин 4.2.Ексцен-трик 4.3. Різьба	5.1. Конус Морзе вкорочений внутрішній 5.2. Конус Морзе зовнішній 5.3. Різьба метрична 5.4. Різьба дюймова 5.5. Конус 7:24 5.6Інше	6.1.Парал-лельно осі патрона 6.2.Перпен-дикулярно осі патрона 6.3. Похило до осі патрона	7.1. Конус 7.2. Ци-ліндр 7.3. Спі-раль 7.4. Комбі-нована	8.1. Непар-не 8.2. Парне	9.1. Фреза кінцева 9.2.Свер-дло 9.3.Мітчик 9.4. Зенкер 9.5.Спеціа-льний 9.6. Будь-який з циліндрич-ним хвостови-ком	10.1. Осьове 10.2. Радіа-льне 10.3.. Комбі-новане

Таблиця 8.10. Синтезовані конструктивні схеми ексцентрикових свердлильно-фрезерних патронів

№ п/п	Тип ексцентриково-го свердлильно-фрезерного патрона	Конструктивна схема патрона і його формула структури	№ структури (табл.8.8)	Структурно-функціональна схема
1.	Без ключа	 (1.2 – 2.2 – 3.1 – 4.1)^ ^(5.1 – 6.1 – 7.1 – 8.1)^(9.6 – 10.3)	8	
2.	З ключем і кількома входами від ексцентриків	 (1.3 – 2.3 – 3.1 – 4.2)^ ^(5.1 – 6.1 – 7.1 – 8.1)^(9.6 – 10.3)	8	
3.	З ключем, сорочкою і двома ексцентриками на вході	 (1.3 – 2.2 – 3.1 – 4.2)^ ^(5.1 – 6.1 – 7.1 – 8.1)^(9.6 – 10.3)	8	

4.	Без ключа та додаткової різьби з кульками	 (1.2 – 2.2 – 3.1 – <u>4.3</u>)∧ ∧(5.1 – 6.1 – 7.1 – 8.1)∧(9.6 – 10.3)	8	

$$M'_{ЭИЗП} = \begin{vmatrix} 1.1 & 2.1 & 3.1 & 4.1 \\ & 2.2 & 3.2 & 4.2 \\ & 2.3 & 3.3 & 4.3 \\ & & 3.4 & \\ & & 3.5 & \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 5.1 & 6.1 & 7.1 & 8.1 \\ 5.2 & & 7.2 & \\ 5.3 & & 7.3 & \\ & & 7.4 & \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 9.6 & 10.3 \end{vmatrix}. \quad (8.53)$$

8.7. Конструкції ексцентрикових свердлильно-фрезерних патронів та їх розрахунок

Ексцентрикові свердлильні та фрезерні патрони, створені на кафедрі «Конструювання верстатів і машин» НТУУ «КПІ» спільно з ТОВ «ЗМОК», призначені для швидкого і надійного затиску інструментів з циліндричним хвостовиком (свердла, зенкери, розгортки, фрези та ін.) правого і лівого обертання в заданому діапазоні. Патрони можуть встановлюватися по внутрішньому конусу в ручних, електричних і пневматичних дрилях та гайковертах, свердлильних, розточувальних, фрезерних, токарних, багатоцільових та інших верстатах. Конструкція патрона забезпечує швидку заміну інструмента, точність, довговічність, а також надійний затиск від руки або ключа за принципом самогальмування.

Ексцентрикові затискні патрони відрізняються від відомих аналогів принципом дії (два кінематичні ланцюги), малою вагою, малими габаритами, міцністю конструкції, що складаються всього з декількох деталей і мають наступні переваги: швидкий і легкий затиск-розтиск від руки або за допомогою простого ключа із зовнішнім шестигранником ; зручність і надійність роботи при лівому і правому обертанні затискного інструменту, причому при правом обертанні з'являється додатковий ефект – самозатиск від зовнішнього навантаження в процесі роботи (чим більший крутний момент, тим більша сила затиску); широкий діапазон затискних інструментів (практично від нуля до максимального діаметра патрона); точність і

жорсткість затиску інструменту; простота виготовлення деталей патрона, крім кулачків механічною обробкою на металорізальних верстатах, точним литтям, штампуванням (гарячим, холодним чи каліброваним), пресуванням або спіканням порошків і т.п.; робота на високих частотах обертання (в 2–3 рази вище, ніж у аналогів); простота збирання–розбирання і технічного обслуговування; висока довговічність і можливість швидкої заміни зношених деталей; можливість обробки важкодоступних місць, завдяки малим габаритам і гострому конічному передньому кінцю, плавно переходить від корпуса в кулачок, а від нього на інструмент; модульний принцип конструювання патрона, що дозволяє з обмеженого набору деталей збирати патрони з різною приєднуваою частиною (у вигляді внутрішнього або зовнішнього конуса Морзе, байонетного замку, хвостовика з конусом Морзе або хвостовика з конусом 7:24, різьбового отвору або хвостовика); широко-універсальна і широка сфера застосування (на виробництві та в побуті).

Як приклад на рис.8.36 наведена конструкція широкодіапазонного ексцентрикового свердлильно-фрезерного патрона з ключем типу ЕФПК-22, призначеного для затиску свердел і фрез у безступінчастому діапазоні діаметрів $d = 6 - 22$ мм на фрезерних і багатоцільових верстатах. Приєднувальна частина патрона може бути у вигляді самогальмуючого конуса Морзе або хвостовика з конусом 7:24.

У корпусі 1 патрона (рис.8.35) відносно його осі встановлено три ексцентрикових затискних кулачка 4 з можливістю повороту щодо циліндричних повзунів, рівномірно розташованих по колу і пружних для вільного розтиску (розкриття робочого отвору під хвостовик циліндричного інструменту) кільцевою пружиною 5 з відігнутими кінцями, встановленій у циліндричній проточці корпуса патрона.

Різьбова гайка 3 з конічним отвором (або конусна втулка) нагвинчується на три різьбові вставки 2, розміщені в поздовжніх пазах корпуса і пов'язаних з нею через ексцентрики 6, число яких відповідає числу вставок 2, утримуваних в корпусі розрізним стопорним кільцем 7.

Патрон працює в 2 етапах: етап 1 – вибірка зазору між ексцентриковими затискними кулачками 4 і циліндричним хвостовиком інструменту з попередніми затиском при повороті різьбової гайки 3 з конічним отвором під кутом; етап 2 – остаточний затиск інструмента за рахунок натягу системи за допомогою повороту від ключа, наприклад, шестигранного (рис.8.37) одного або всіх ексцентриків 6, які додатково затягують конусну втулку 3 для створення необхідного зусилля затиску. При свердлильних роботах, коли не потрібна висока точність центрування інструменту (свердла) достатньо повертати один ексцентрик 6, а при точній обробці зенкерами, розвертками та фрезами з метою зменшення радіального биття інструменту бажано забезпечувати рівномірний натяг системи всіма ексцентриками, щоб не виникало перекосів конусної втулки 3 при односторонньому додатку навантаження.

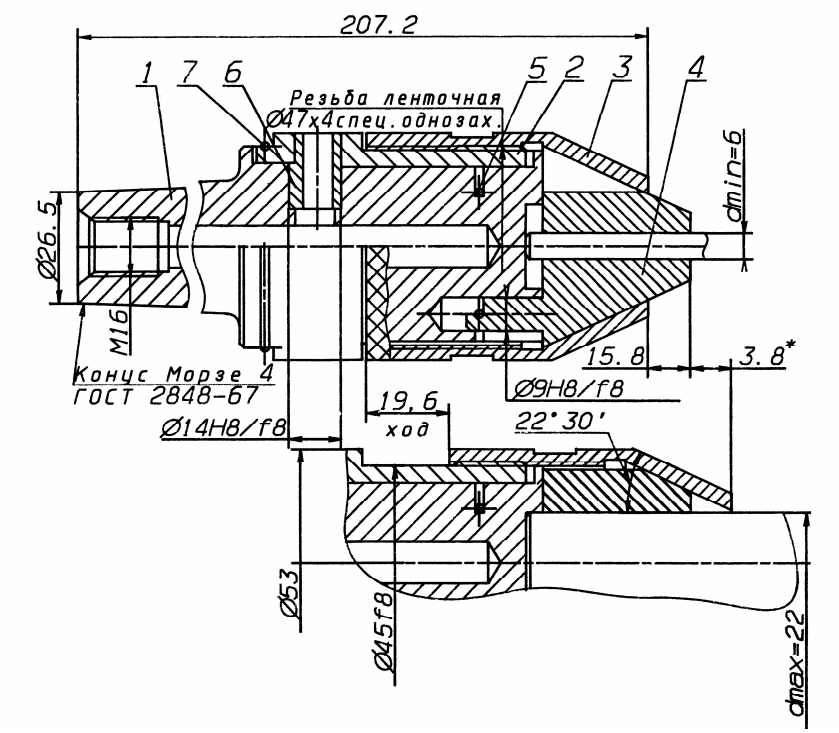


Рис. 8.36. Широкодіапазонний ексцентриковий свердлильно-фрезерний патрон з ключем типу ЕФПК-22

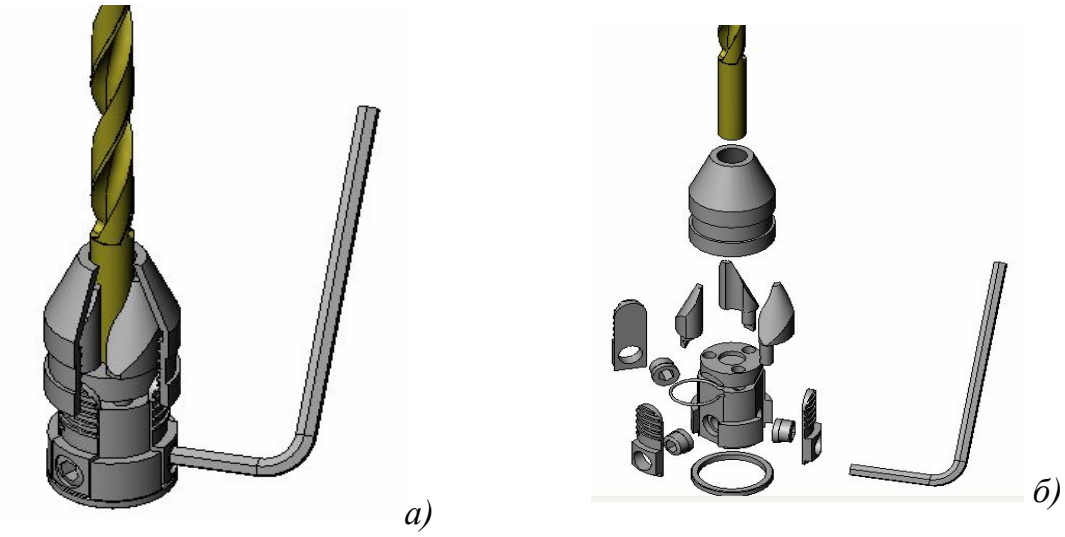


Рис. 8.37. Загальний вид патрона типу ЕСПК-10 в зібраному (а) і розібраному вигляді (б)

Таким чином ексцентрикові свердлильно-фрезерні патрони запропонованих конструкцій, працюючи в 2 етапи, містять щонайменше відповідно до етапів роботи два кінематичні ланцюги (рис.8.38): перший – для вибірки зазору і попереднього натягу від обертання конусної втулки 3 з моментом M_{p1} (окружною силою P_{p1}), перетворюючої обертання щодо нерухомих різьбових вставок 2 з окружною силою P_{01} в осьове переміщення

конусної втулки 3, що впливає по конічній поверхні на ексцентрикові затискні кулачки 4, які, повертаючись щодо циліндричних повзунів (рис.8.39, 8.40), створюють попередню радіальну силу затиску; другий – для натягу системи поворотом за допомогою ключа, що створює обертовий момент M_{p2} від окружної сили P_{p2} на плечі $l_к$, яка за рахунок ексцентрика 6 з діаметром $d_{эп}$ ексцентриситетом e від окружної сили P_{02} розвиває осьову силу S_2, передану через різьбові вставки 2 конусної втулки 3, забезпечує остаточний затиск інструмента з додатковою радіальної силою T_2.

В результаті сумарна сила затиску інструменту трьома кулачками буде:

$$T = T_1 + T_2 . \tag{8.54}$$

Відповідно до розрахункової схеми (рис.8.38, а) і функціонально-структурної схеми (рис. 8.38, б) при послідовному з'єднанні ланок визначимо коефіцієнти підсилення ексцентрикового свердлильно-фрезерного патрона.

На першому етапі (перший кінематичний ланцюг):

$$K_1 = \frac{T_1}{P_{P1}} = K_{P1} K_B K_K K_{ЭК} . \tag{8.55}$$

На другому етапі (другий кінематичний ланцюг):

$$K_2 = \frac{T_2}{P_{P2}} = K_{P2} K_Э K_K K_{ЭК} . \tag{8.56}$$

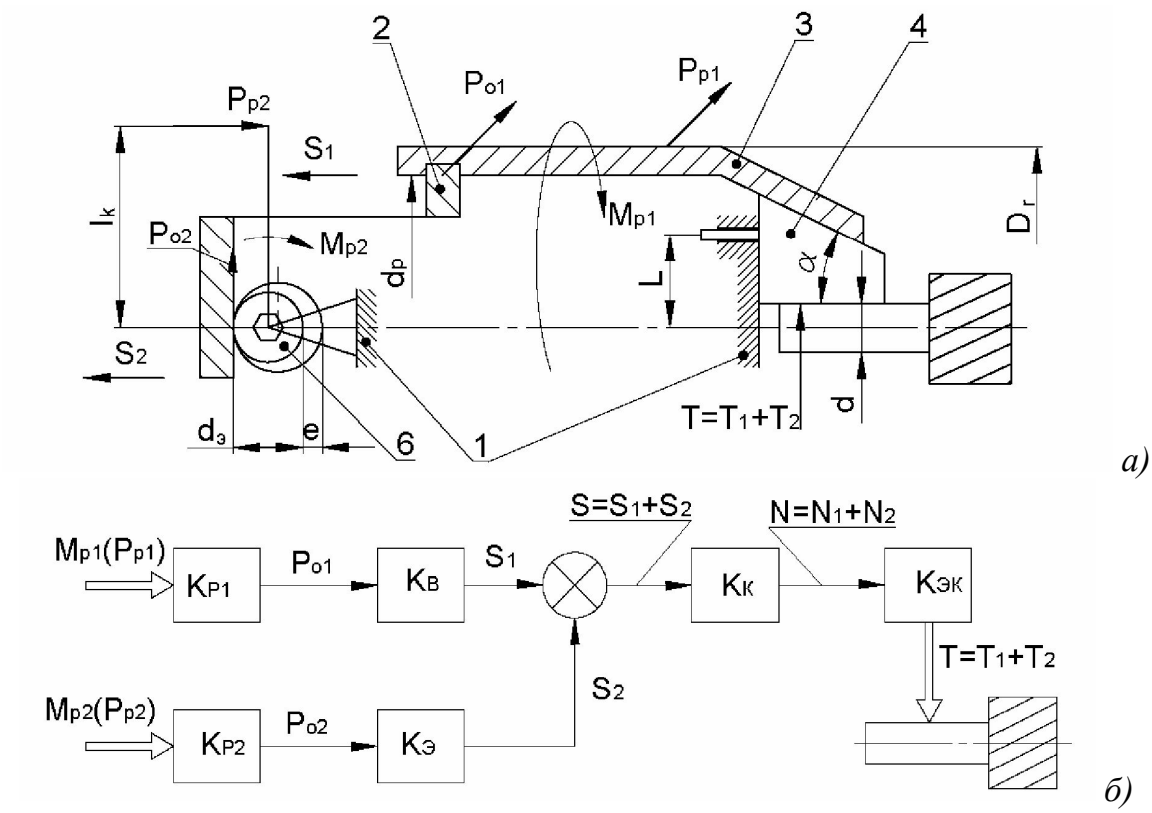


Рис. 8.38. Розрахункова (а) і структурна (б) схеми силової характеристики широкодіапазонного свердлильно-фрезерного патрона з двома кінематичними ланцюгами

У формулах (8.55), (8.56) прийняті позначення: K_{P1} – коефіцієнт підсилення ділянки кола «конусна втулка 3 – різьбова вставка 2»; K_B – коефіцієнт підсилення різьбової вставки 2 з стрічковою гвинтовою лінією; K_K – коефіцієнт підсилення ділянки кола «клинова втулка 3 – кулачок 4»; $K_{ЭК}$ – коефіцієнт підсилення важільної передачі ексцентрикового затискного кулачка 4 з віссю повороту у вигляді циліндричного повзуна; K_{P2} – коефіцієнт підсилення ділянки кола «ключ-ексцентрик 6»; $K_Э$ – коефіцієнт підсилення пари «ексцентрик 6 – різьбова вставка 2».

Визначимо значення кожного коефіцієнта посилення K_{P1} K_B K_K $K_{ЭК}$ K_{P2} $K_Э$, користуючись розрахунковими схемами (рис.8.38 – 8.40).

З рис.8.38 і 8.39,*а*:

$$M_{P1} = P_{P1} \cdot \frac{D_r}{2} = P_{01} \cdot \frac{d_P}{2}, \qquad (8.57)$$

де D_r і d_p – відповідно зовнішній діаметр конусної втулки 3 і середній діаметр стрічкової різьби (точка А) вставки 2.

З виразу (8.53):

$$K_{P1} = \frac{P_{01}}{P_{P1}} = \frac{D_r}{d_p}. \qquad (8.58)$$

З рис.8.39, б при додатку окружної сили P_{01} в результаті нахилу гвинтової лінії і тертя виникає осьова сила:

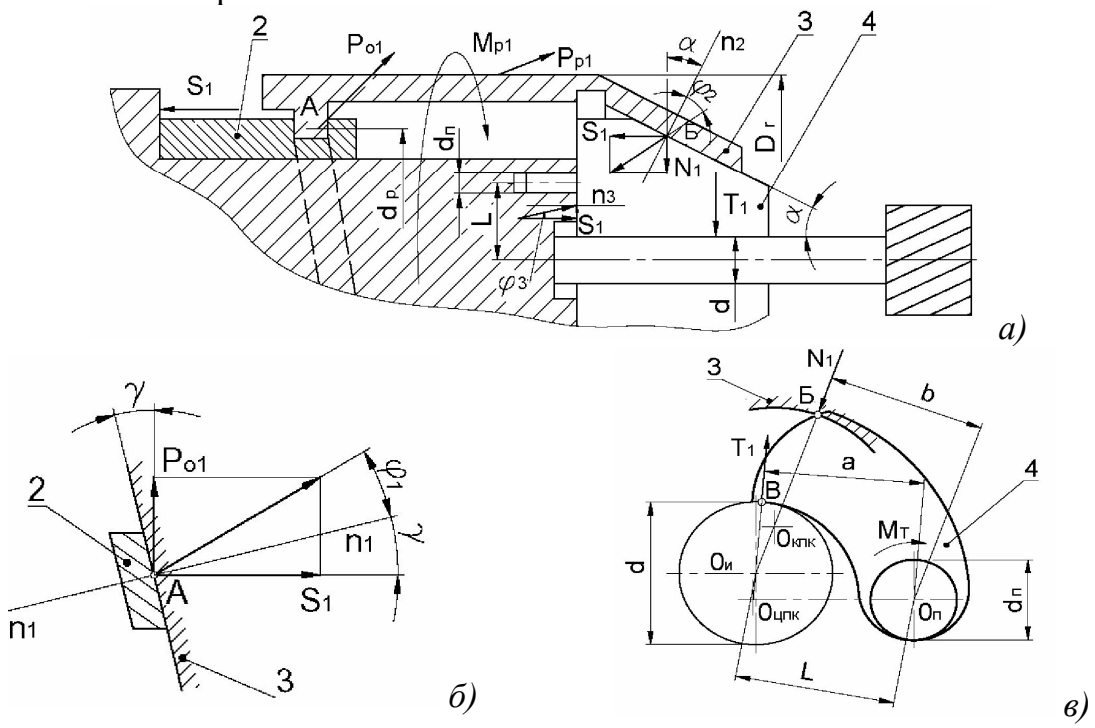


Рис. 8.39. Передача сил на першому етапі в першому кінематичному ланцюгу при вибірці зазору і попереднього затиску: а – всього ланцюга; б – гвинтової пари; в – різьбова втулка – ексцентриковий кулачок – інструмент

$$S_1 = P_{01} \cdot ctg(\gamma + \varphi_1). \qquad (8.59)$$

де $\gamma = arctg(t_p / \pi d_p)$ – кут нахилу гвинтової лінії стрічкової різьби вставки 2 і конусної втулки 3; φ_1 – кут тертя у сполученні стрічкової різьби.

З виразу (8.59):

$$K_B = \frac{S_1}{P_{01}} = ctg(\gamma + \varphi_1). \qquad (8.60)$$

Розглянемо рівновагу сил, що діють в поздовжньому перерізі вертикально на кулачок 4 (рис. 8.85, а),

$$S_1 ctg(\alpha + \varphi_2) - S_1 tg\varphi_3 - N_1 = 0; \quad S_1 \cdot [ctg(\alpha + \varphi_2) - tg\varphi_3] = N_1, \qquad (8.61)$$

де N_1 – вертикальна складова сили реакції, що діє в контакті кулачок 4 – втулка 3 (точка Б); φ_2 – кут тертя в конічному сполученні; φ_3 – кут тертя у вузькому контакті кулачок 4 – корпус 1 при відносному ковзанні під час повороту кулачка 4.

З виразу (8.61)

$$K_K = \frac{N_1}{S_1} = ctg(\alpha + \varphi_2) - tg\varphi_3. \qquad (8.62)$$

Розглянемо рівновагу кулачка 4 від дії моментів сил в поперечній площині щодо осі $O_П$ циліндричного повзуна (рис.8.39)

$$N_1 b - T_1 a - M_T = 0, \qquad (8.63)$$

Де a і b – відповідно плечі дії сил T_1 і N_1 відносно точки $O_П$; $M_T = R_1 d_n f / 2$ – момент тертя в циліндричному повзуні діаметром d_n; R_1 – результуюча сила від T_1 і N_1, діюча в місці контакту ковзання повзуна в корпусі патрона; f – коефіцієнт тертя ковзання циліндричного повзуна в корпусі патрона.

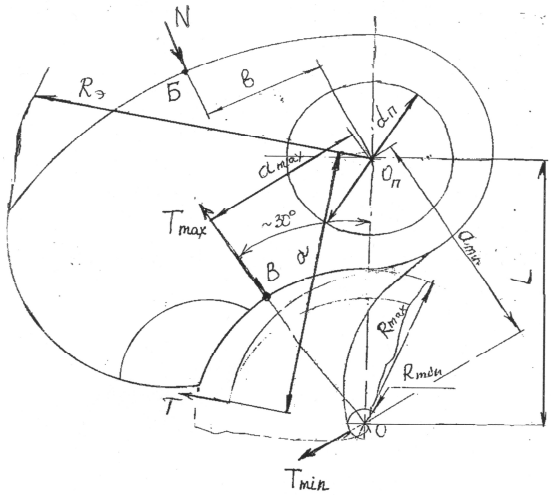


Рис. 8.40. Схема сил, діючих при затиску ексцентриковим затискним кулачком інструменту різного діаметра

Судячи з рис.8.40 напрямки сил T_1 і N_1 при затиску інструменту максимального діаметра $d_{\max} = 2R_{\max}$ приймаємо паралельними і різноспрямованими, тоді, $R_1 \cong N_1 - T_1$ а плечі (де L – відстань між осями інструмента в патроні $O_È$ і циліндричного повзуна $O_Ï$) і $b_{\max} \cong const = 0{,}5R_Э$. При затиску інструменту мінімального діаметра $d_{\min} = 2R_{\min}$ сили T_1 і N_1 приймаємо перпендикулярними, тоді $R_1 = \sqrt{N_1^2 + T_1^2}$, а плечі

$a_{\min} = L\cos 30° = 0{,}87L$, $b_{\min} \cong b_{\max} = 0{,}5R_Э$ (де $R_Э$ – радіус торцевої частини ексцентрикового кулачка).

Для вирішення вибираємо випадок затиску інструменту максимального діаметра, коли $R_1 \cong N_1 - T_1$ і вирішуємо рівняння (8.63), перетворюючи його:

$$N_1 b - T_1 a - (N_1 - T_1)\frac{d_n}{2} f = 0; \quad N_1\left(b - \frac{d_n}{2} f\right) = T_1\left(a - \frac{d_n}{2} f\right). \qquad (8.64)$$

З рівняння (8.60):

$$K_{ЭК} = \frac{T_1}{N_1} = \frac{2b - d_n f}{2a - d_n f}. \qquad (8.65)$$

Вважаючи величину $d_n f << 2b$ і $d_n f << 2a$ отримаємо:

$$K_{ЭК} = \frac{b}{a}. \qquad (8.66)$$

З рис.8.41,*а* отримаємо:

$$M_{P2} = P_{P2} l_k = P_{O2}\frac{d_э}{2}, \qquad (8.67)$$

Звідки,

$$K_{P2} = \frac{P_{O2}}{P_{P2}} = \frac{2l_k}{d_э}. \qquad (8.68)$$

За рахунок кута підйому ексцентрика $\beta = arctg(2l/\pi d_э)$від сили P_{O2} з урахуванням тертя в місці контакту ексцентрика 6 з хвостовиком різьбової вставки 2 (точка Г) виникає осьова сила:

$$S_2 = P_{O2} ctg(\beta + \varphi_4), \qquad (8.69)$$

Де φ_4 – кут тертя між ексцентриком і різьбовою вставкою.

З виразу (8.69)

$$K_Э = \frac{S_2}{P_{O2}} ctg(\beta + \varphi_4). \qquad (8.70)$$

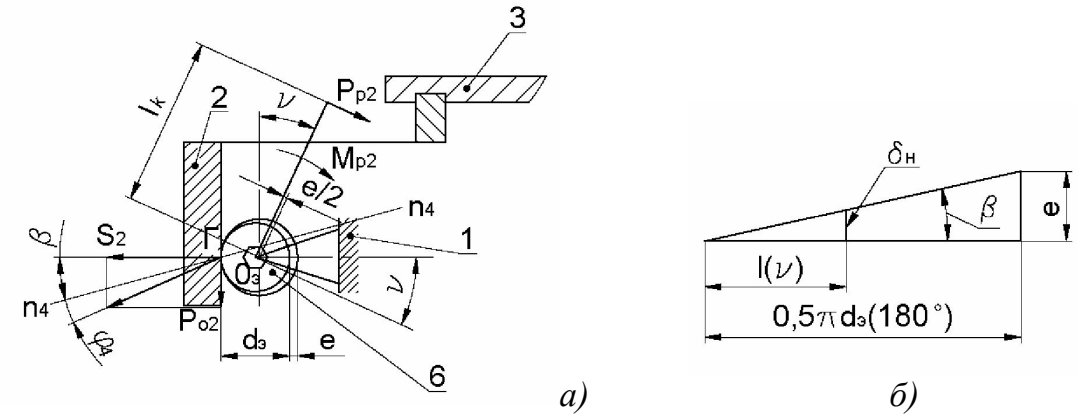


Рис. 8.41. Передача сил на етапі II у частині другого кінематичного ланцюга при остаточному затиску від одного ексцентрика (а) і розгортка його половини (б)

Підставляючи вирази (8.58), (8.60), (8.62), (8.66) в формулу (8.55), отримаємо коефіцієнт підсилення першого кінематичного ланцюга патрона:

$$K_1 = \frac{D_r}{d_p} ctg(\gamma + \varphi_1)[ctg(\alpha + \varphi_2) - tg\varphi_3]\frac{b}{a}. \qquad (8.71)$$

Радіальна сила попереднього затиску:

$$T_1 = P_{P1}K_1 = P_{P1}\frac{D_r}{d_p} ctg(\gamma + \varphi_1)[ctg(\alpha + \varphi_2) - tg\varphi_3]\frac{b}{a}. \qquad (8.72)$$

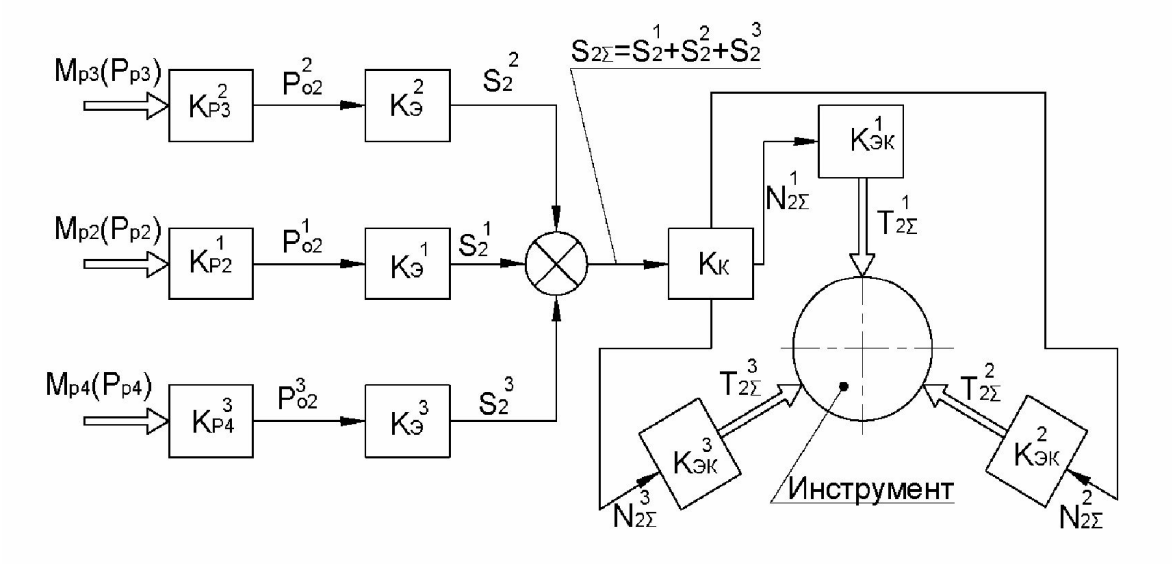


Рис. 8.42. Структурна схема силової характеристики широкодіапазонного свердлильно-фрезерного патрона з трьома паралельними кінематичними ланцюгами при остаточному затиску від трьох ексцентриків

а при умові $T_{2\Sigma}^1 = T_{2\Sigma}^2 = T_{2\Sigma}^3 = T_2$

$$T_{2\Sigma} = 3T_2. \qquad (8.77)$$

Запропонований підхід до визначення силових характеристик може бути використаний для різних схем і конструкцій широкодіапазонних ексцентрикових свердлильно-фрезерних патронів. Виведені аналітичні залежності можуть служити одним з кількісних критеріїв при виборі найкращих варіантів з безлічі синтезованих патронів.

8.8 Розрахунок характеристик термомеханічних інструментальних затискних патронів

З'єднання циліндричного хвостовика інструменту з циліндричним отвором патрона здійснюється по «гарячій» посадці, тобто по посадці з натягом, утвореної при з'єднанні нагрітих деталей. Виходячи з параметрів теплової посадки і частоти обертання патрона, можна визначити питомий тиск в сполученні і, відповідно переданий обертаючий момент, а також критичні частоти обертання, при яких відбувається розпресування хвостовика інструменту.

Величина контактного тиску запресованого інструменту в патрон з циліндричною частиною (рис.8.43) залежить від величини натягу. Для визначення контактного тиску p можна використовувати методику розрахунку складових циліндрів.

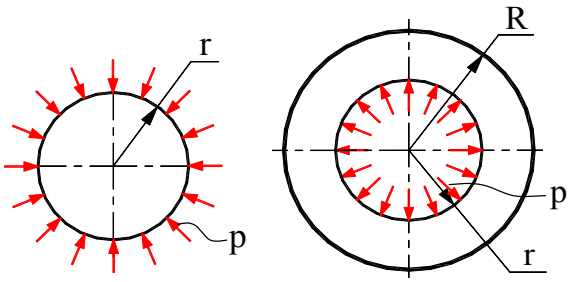


Рис. 8.43. Питомий контактний тиск, щ виникає у з'єднанні патрона з хвостовиком інструменту при тепловій посадці з натягом

Так як після посадки інструменту в отвір патрона зовнішній радіус хвостовика інструменту і внутрішній радіус циліндричної затискної частини патрона стають однаковими, то очевидно, що сума абсолютних величин їх радіальних переміщень на радіусі поверхонь контакту, викликаних контактним тиском, повинна дорівнювати половині натягу, тобто:

$$\Delta r + \Delta R = \frac{\delta}{2}, \tag{8.78}$$

де Δr – величина радіального переміщення хвостовика інструменту на поверхні контакту; ΔR – величина радіального переміщення установчої циліндричної частини затискного патрона.

Величина радіального переміщення хвостовика інструменту:

$$\Delta r = \frac{r}{E_1}(1-\mu_1)p, \tag{8.79}$$

де r – зовнішній радіус інструменту; E_1 – модуль пружності для матеріалу хвостовика інструменту; μ_1 – коефіцієнт Пуассона для матеріалу хвостовика інструменту.

Величина радіального переміщення настановної циліндричної частини затискного патрона, виготовленого з теплостійкої сталі:

$$\Delta R = \frac{r}{E_2}\left(\frac{1+k^2}{1-k^2}+\mu_2\right)p, \tag{8.80}$$

де E_2 – модуль пружності для теплостійкої сталі; μ_2 – коефіцієнт Пуассона для теплостійкої сталі; $k = r/R$ – відношення радіуса контакту хвостовика інструменту до зовнішнього радіуса затискної частини патрона.

Підставивши залежності (8.79) і (8.80) в (8.78) отримаємо:

$$\frac{r}{E_1}(1-\mu_1)p + \frac{r}{E_2}\left(\frac{1+k^2}{1-k^2}+\mu_2\right)p = \frac{\delta}{2}. \tag{8.81}$$

Після перетворень отримаємо залежність для визначення контактного тиску:

$$p = \frac{0{,}5\delta}{\frac{r}{E_1}(1-\mu_1)p + \frac{r}{E_2}\left(\frac{1+k^2}{1-k^2}+\mu_2\right)}. \tag{8.82}$$

При затиску інструменту зі швидкорізальної сталі можна прийняти, що $E_1 \approx E_2 \approx E$ і $\mu_1 \approx \mu_2 \approx \mu$. Тоді із залежності (8.82) величина контактного тиску в з'єднанні при $d = 2r$:

$$p = \frac{1-k^2}{2} \cdot \frac{\delta \cdot E}{d}. \qquad (8.83)$$

За контактним тиском можна визначити крутячий момент в статиці, переданий затискним патроном:

$$M = \frac{f\pi d^2 hp}{2}, \qquad (8.84)$$

де f – коефіцієнт тертя при сталому процесі розпресовування; h – довжина контактної ділянки циліндричного хвостовика з затискним патроном.

Під час обертання затискного патрона із затиснутим інструментом виникає відцентрова сила, яка призводить до зменшення контактного тиску в зоні затиску. Величину зменшення тиску p_ω в зоні контакту можна знайти з умови рівності радіальних переміщень хвостовика інструменту u_i і циліндричної частини патрона (рис.8.44):

$$u_i = u_n, \qquad (8.85)$$

Радіальні переміщення циліндричної частини патрона і інструменту в зоні контакту визначаться за залежностями:

$$u_n = A_1 r + \frac{B_1}{r} - \frac{1-\mu^2}{8E} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 r^3, \qquad (8.86)$$

$$u_i = C_1 r - \frac{1-\mu^2}{8E} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 r^3, \qquad (8.87)$$

де γ – щільність матеріалу оправки та інструменту, виготовлених зі сталі; g – прискорення вільного падіння; ω – кутова швидкість; $A_1 = A(1-\mu)/E$, $B_1 = -B(1+\mu)/E$, $C_1 = C(1-\mu)/E$ – постійні інтегрування, які визначаються з граничних умов.

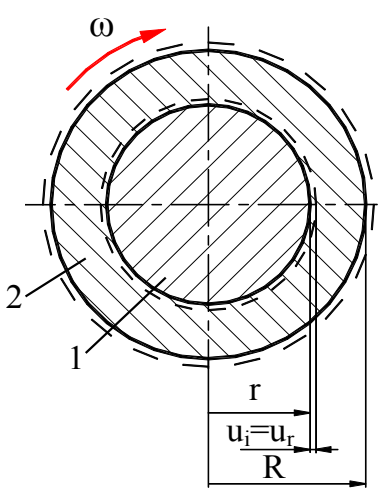


Рис. 8.44. Переміщення затискної частини патрона і хвостовика інструменту в зоні контакту в процесі обертання

Підставивши (8.86), (8.87) в залежність (8.85) і здійснивши перетворення отримаємо:

$$(1-\mu)A - (1+\mu)B\frac{1}{r^2} = (1-\mu)C. \qquad (8.88)$$

Постійні інтегрування визначимо з граничних умов. Радіальне напруга на зовнішньому контурі циліндричної частини патрона $(\sigma_r)_{\rho=R} = 0$, а на внутрішньому контурі – $(\sigma_r)_{\rho=r} = -p_\omega$. З

залежностей для визначення радіальних напружень постійні інтегрування, будуть мати вигляд:

$$A = \frac{r^2}{R^2 - r^2} p_\omega + \frac{3+\mu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 \left(r^2 + R^2\right), \tag{8.89}$$

$$B = \frac{r^2 R^2}{R^2 - r^2} p_\omega - \frac{3+\mu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 r^2 R^2 . \tag{8.90}$$

Для хвостовика інструменту радіальні напруги на його зовнішньому контурі $(\sigma_r)_{\rho=r} = -p_\omega$. Тоді постійна інтегрування буде мати вигляд:

$$C = -p_\omega + \frac{3+\mu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 r^2 . \tag{8.91}$$

Підставивши отримані залежності (8.89), (8.90) (8.91) в (8.88) отримаємо залежність для визначення втрати тиску в зоні контакту хвостовика інструменту з затискним патроном за умови виготовлення хвостовика інструменту і патрона з сталі:

$$p_\omega = \frac{3+\mu}{8\mu} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 R^2 \left(1 - k^2\right) . \tag{8.92}$$

Сумарний тиск в зоні контакту хвостовика інструменту і циліндричної частини затискного патрона в процесі його усталеного обертання при вираженні R через k і d:

$$p_\Sigma(\omega) = p - p_\omega = \frac{1-k^2}{2} \left(\frac{\delta E}{d} - \frac{3+\mu}{16\mu} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 \frac{d^2}{k^2} \right). \tag{8.93}$$

Критична частота обертання, при якій відбувається розпресування інструменту під дією відцентрових сил, визначається з умови $p_\Sigma(\omega) = 0$. Виразивши критичну частоту обертання через критичну кутову швидкість із залежності (8.93) отримаємо:

$$n_{кр} = \frac{120k}{\pi} \sqrt{\frac{\delta E \mu g}{(3+\mu)\gamma d^3}} . \tag{8.94}$$

Максимальний крутний момент, переданий затискним патроном в процесі обертання, визначиться по сумарному тиску в зоні контакту:

$$M_{\max}(\omega) = \frac{f \pi d^2 h}{2} p_\Sigma(\omega) . \tag{8.95}$$

Отримані за залежністю (8.94) значення критичних частот обертання для затискних патронів чотирьох розмірів при двох величинах натягу наведені на рис.8.45.

Як видно із залежності (8.94) і рис.8.45 збільшення натягу веде до збільшення критичної частоти обертання. Максимальний натяг визначається з умови відсутності пружно-пластичних деформацій. Величина максимально допустимого натягу при якому ще відсутня пластична деформація, визначається за залежністю:

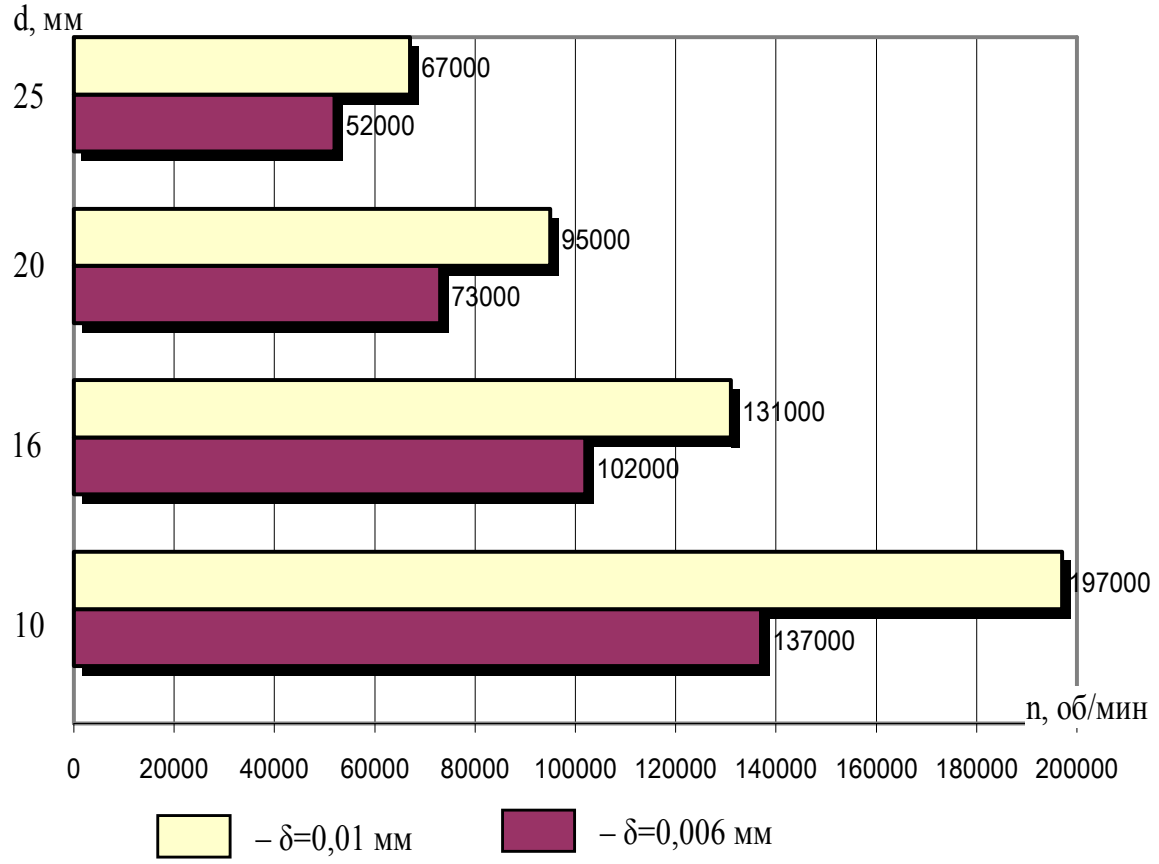


Рис. 8.45. Значення критичних частот обертання інструментальних патронів з термозатиском

$$[\delta_{\max}] = 0.58\sigma_{T2}\left[1-\left(\frac{d}{D}\right)^2\right]\cdot d\,\frac{C_2}{E_2}\cdot\left(\gamma_{уд}+\gamma_{ш}+\gamma_t\right), \qquad (8.96)$$

де σ_{T2} – межа текучості матеріалу патрона; D – зовнішній діаметр патрона; $\gamma_{ш}$ – поправка, що враховує зминання шорсткостей контактних поверхонь при первинному закріпленні; $\gamma_{уд}$ – коефіцієнт, враховуючий зростання тиску в торці патрона (крайової ефект); γ_t – поправка, що враховує відмінність робочої температури і температури патрона; $C_2 = 1+\left(\frac{d}{D}\right)^2 \Big/ \left[1-\left(\frac{d}{D}\right)^2\right]$.

Користуючись побудованими за залежністю (8.95) динамічними силовими характеристиками інструментальних патронів з тепловою посадкою інструменту різних типорозмірів (рис.8.46) можна знайти необхідні значення крутних моментів, переданих інструменту в статиці і при різних частотах обертання. Крім того, вони дозволяють встановити, виходячи з вимог безпечної роботи, допустимі частоти обертання патронів з термозатиском різних розмірів.

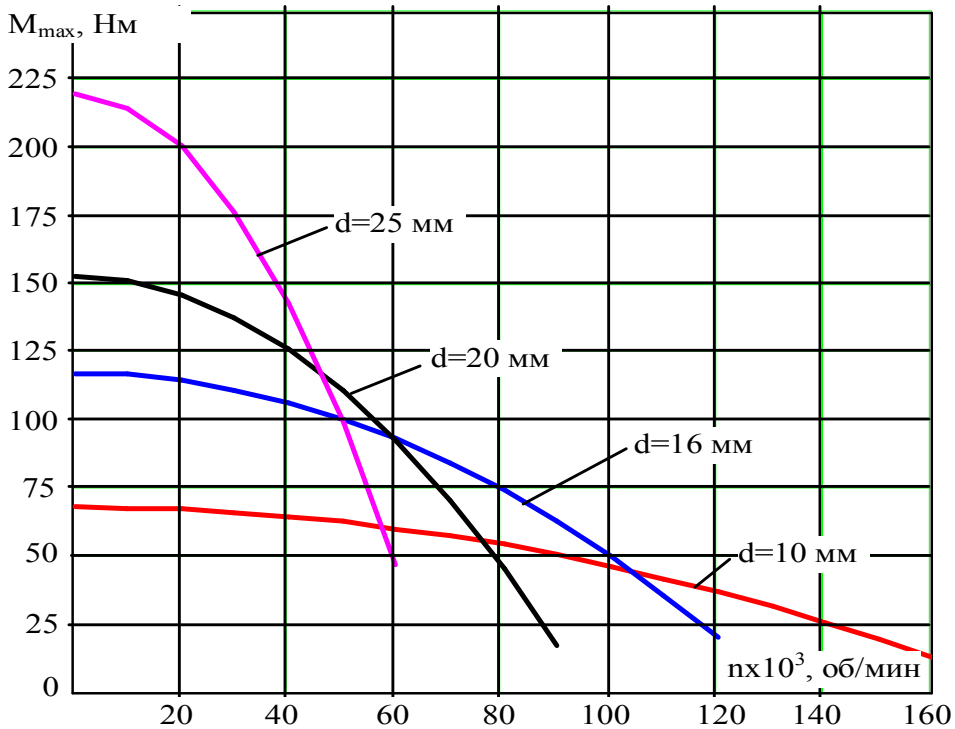


Рис. 8.46. Динамічні характеристики інструментальних патронів з термозатиском

При складанні з нагріванням, затискна частина патрона повинна бути нагріта до температури:

$$t_D = \frac{\delta_{\max} + S_{сб}}{\alpha D} + t_{сб}, \tag{8.97}$$

де $S_{сб}$ – мінімально необхідний зазор для збірки; $\delta_{\max}$ – максимально допустимий натяг; α – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу патрона при нагріванні; $t_{сб}$ – температура приміщення збірки.

При тепловій посадці розширення патрона і хвостовика інструменту відбувається невільно, тому виникають теплові напруги, що залежать від зовнішніх і внутрішніх розмірів системи за співвідношеннями:

$$\sigma_\rho = \frac{mL}{2}\left(\ln\frac{R}{\rho} - \frac{r^2}{\rho^2}\cdot\frac{R^2-\rho^2}{R^2-r^2}\ln\frac{R}{r}\right) - \frac{m}{2\rho^3}\cdot\frac{\left(R^2-\rho^2\right)\left(\rho^2-r^2\right)}{R^2+r^2}\left(C_3\cos\theta + D_1\sin\theta\right) \tag{8.98}$$

$$\tau_\rho = -\frac{m}{2\rho^3}\cdot\frac{\left(R^2-\rho^2\right)\left(\rho^2-r^2\right)}{R^2+r^2}\left(C_3\sin\theta + D_1\cos\theta\right), \tag{8.99}$$

$$\sigma_\theta = \frac{mL}{2}\left(\ln\frac{R}{\rho} - \frac{r^2}{\rho^2}\cdot\frac{R^2-\rho^2}{R^2-r^2}\ln\frac{R}{r}\right) - \frac{m}{2\rho^3}\cdot\frac{4r^2\rho^2 - \left(3\rho^2-R^2\right)\left(\rho^2+r\right)}{R^2+r^2}\times$$
$$\times\left(C_3\cos\theta + D_1\sin\theta\right), \tag{8.100}$$

де $m = E_2/(1-\mu_2)$; ρ – поточний радіус затискної частини патрона; L – довжина кола з радіусом r, C_3 і D_1 – константи інтегрування; θ – кут повороту поточного радіуса ρ.

8.9 Розрахунок силових характеристик гідромеханічних інструментальних затискних патронів

Розрахунок статичної сили затиску хвостовика інструменту.

Розрахунок статичної сили затиску хвостовика інструменту здійснюється згідно конструктивної схеми гідромеханічного ІЗП (рис.8.47).

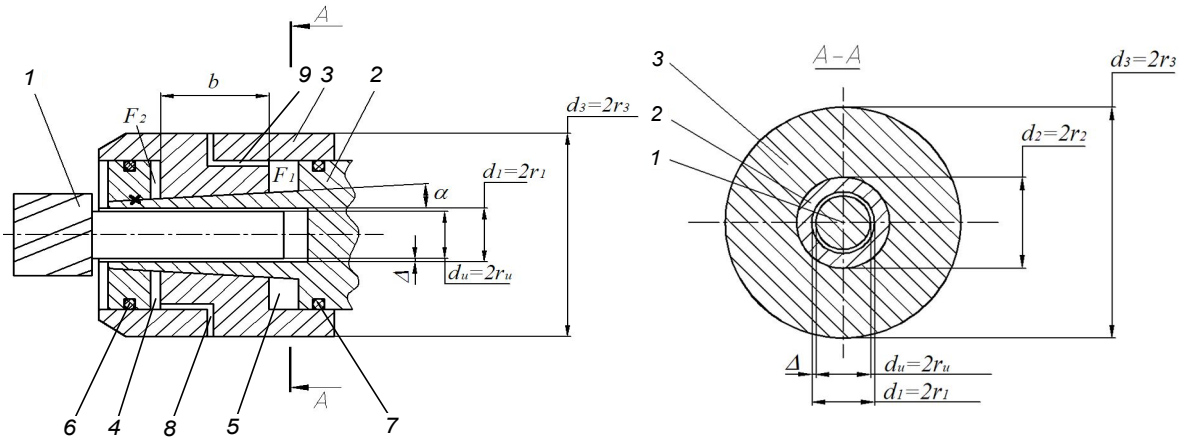


Рис. 8.47. Конструктивна схема гідромеханічного інструментального затискного патрона

Між хвостовиком інструменту 1 і пружною конусною втулкою 2 існує зазор Δ для установки інструмента. Зовнішня конічна поверхня пружної конусної втулки сполучається з внутрішньою конічною поверхнею приводної втулки 3. Кут нахилу конічних поверхонь. Торцеві поверхні пружної конічної і приводної втулок утворюють робочі камери 4, 5 для подачі рідини, герметизовані ущільненнями 6, 7. Тиск харчування до камер 4 і 5 підводиться відповідно через канали 8 і 9.

При затиску інструменту рідина надходить у камеру 4. Під тиском масла приводна втулка переміщається і деформує пружну конусну втулку, забезпечуючи вибірку зазору Δ. Подальше переміщення приводної втулки призводить до створення контактного тиску на хвостовик інструменту, який утримує інструмент в процесі обробки.

Для вибірки зазору (рис.8.48) без урахування втрат на тертя в ущільненні і в камері 4 площею необхідно створити тиск, який розвиває осьову силу:

$$S_{\Sigma_0} = p_0 \cdot F_2 . \qquad (8.101)$$

За рахунок використання конічної поверхні радіальна сила затиску, створена на конічній поверхні з боку приводної втулки:

$$R' = S_{\Sigma_0} \cdot ctg(\alpha + \varphi), \qquad (8.102)$$

де α – кут нахилу конічної поверхні; φ – кут тертя.

Так як кут дуже маленький, то пружну конічну втулку будемо вважати циліндричною, по поверхні, на якій рівномірно розподілиться тиск рівний:

$$p_2' = \frac{R'}{\pi d_2 \cdot b} = \frac{S_{\Sigma_0} ctg(\alpha + \varphi)}{\pi d_2 b}, \qquad (8.103)$$

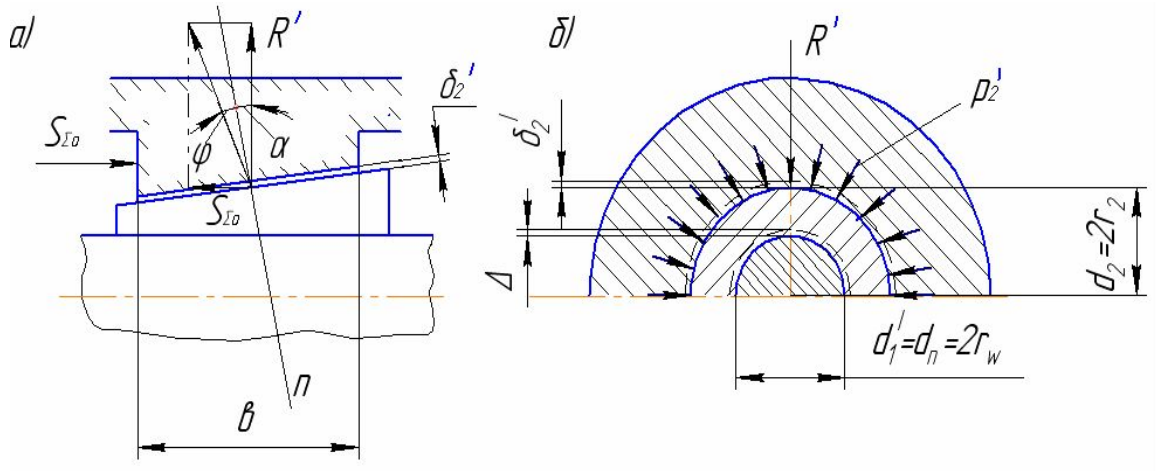


Рис. 8.48. Розрахункова схема вибірки зазору Δ в гідромеханічному затискному патроні в поздовжньому (а) і поперечному (б) напрямках

де $d_2 = 2r_2$ – середній внутрішній діаметр пружної конічної втулки; b – довжина контакту втулок.

Так як товщина стінки пружною конічної втулки $t > 0{,}1 \cdot r_1$, то її можна вважати товстостінним циліндром. Під впливом тиску p_2' переміщення внутрішньої поверхні пружної конічної втулки на радіусі r_1 визначиться за залежністю:

$$\Delta = -\frac{r_1}{E} \cdot \frac{2}{1-k^2} p_2', \tag{8.104}$$

де E – модуль пружності; $k = \frac{r_1}{r_2} = \frac{d_1}{d_2}$ – відношення діаметра хвостовика до середнього зовнішнього діаметра пружної конічної втулки.

З залежності (8.103) тиск, який необхідно створити на поверхні пружної втулки для вибірки зазору:

$$p_2' = -\frac{\Delta \cdot E\left(1-k^2\right)}{2r_1}. \tag{8.105}$$

Прирівнявши праві частини залежностей (8.103) і (8.105) отримаємо:

$$\frac{\Delta \cdot E\left(1-k^2\right)}{2r_1} = \frac{S_{\Sigma_0} ctg(\alpha+\varphi)}{\pi b d_2}. \tag{8.106}$$

З залежності (8.106) необхідна осьова сила затиску для вибірки зазору Δ між хвостовиком і пружною конічної втулкою:

$$S_{\Sigma_0} = \frac{2\pi r_2 b \cdot \Delta \cdot E \cdot \left(1-k^2\right)}{2r_1 \cdot ctg(\alpha+\varphi)} = \frac{\pi b \cdot \Delta \cdot E \cdot \left(1-k^2\right)}{k \cdot ctg(\alpha+\varphi)}. \tag{8.107}$$

Для створення натягу, що забезпечує затиск хвостовика інструменту, необхідно в камері 4 площею F_2 створити додатковий тиск, що розвиває осьову силу (рис.8.49):

$$S_{\Sigma i} = p_i \cdot F_2. \tag{8.108}$$

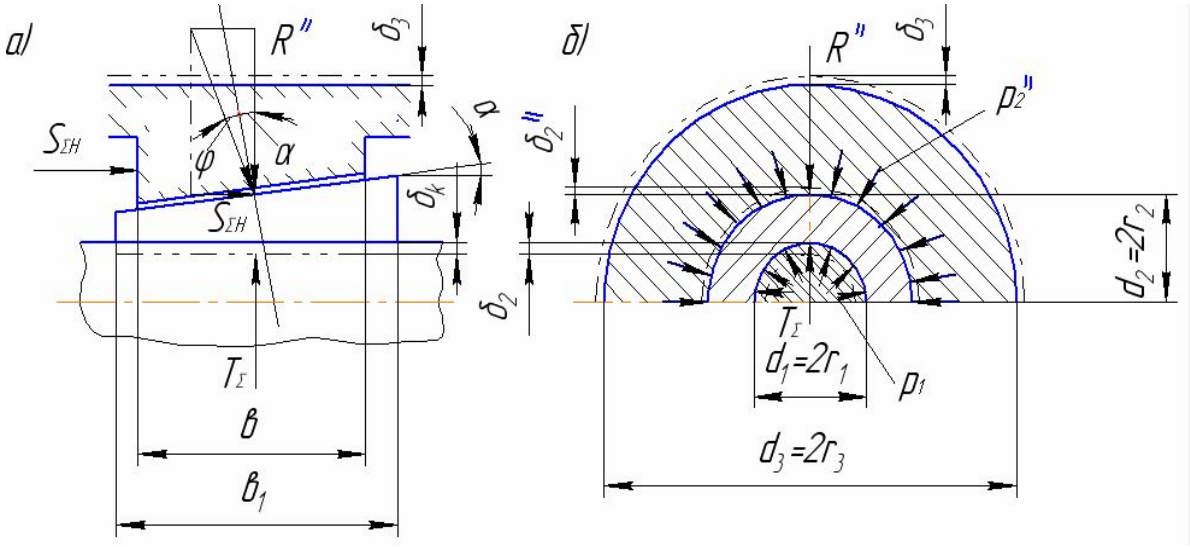


Рис. 8.49. Розрахункова схема створення натягу для отримання радіальної сили затиску в гідромеханічному затискному патроні в поздовжньому (а) і поперечному (б) напрямках

При цьому радіальна сила затиску:

$$R'' = S_{\Sigma н} \cdot ctg(\alpha + \varphi). \qquad (8.109)$$

Тиск, який створюється на зовнішній поверхні пружної конічної втулки від сили R'', визначиться за залежністю:

$$p_2'' = \frac{R''}{\pi d_2 b} = \frac{S_{\Sigma н} \cdot ctg(\alpha + \varphi)}{\pi d_2 b}. \qquad (8.110)$$

В результаті дії тиску p_2'' і деформації пружної втулки створюється питомий тиск на хвостовик інструменту p_1 і на внутрішню поверхню пружної втулки. Тиск на хвостовик інструменту визначиться з рівності переміщень хвостовика інструменту $u_è$ і переміщень пружною конічної втулки $u_{вн}$:

$$|u_и| = |u_{вн}|. \qquad (8.111)$$

Радіальне переміщення хвостовика інструменту:

$$u_и = -\frac{1-\mu_1}{E} p_1 r_1. \qquad (8.112)$$

де μ_1 – коефіцієнт Пуассона для матеріалу хвостовика інструменту.

Радіальне переміщення внутрішнього діаметра пружною конічної втулки:

$$u_{вн} = \frac{1-\mu_2}{E} \cdot \frac{r_1^2 p_1 - r_2^2 p_2''}{r_2^2 - r_1^2} \cdot r_1 + \frac{1+\mu_2}{E} \cdot \frac{r_2^2 (p_1 - p_2'')}{r_2^2 - r_1^2} \cdot r_1. \qquad (8.113)$$

де μ_2 – коефіцієнт Пуассона для матеріалу пружною конусної втулки.

Підставивши залежності (8.112) і (8.113) в залежність (8.111) за умови,

що, $\mu_1 = \mu_2$ отримаємо:

$$\frac{1-\mu}{E} p_1 r_1 = \frac{1-\mu}{E} \cdot \frac{r_1^2 p_1 - r_2^2 p_2''}{r_2^2 - r_1^2} \cdot r_1 + \frac{1+\mu}{E} \cdot \frac{r_2^2 \left(p_1 - p_2''\right)}{r_2^2 - r_1^2} \cdot r_1 . \qquad (8.114)$$

З залежності (8.114) радіальний тиск на хвостовик інструменту при затиску:

$$p_1 = p_2'' \cdot \left[1 + \frac{1+\mu}{1-\mu} \Big/ \left(2k^2 + \frac{1+\mu}{1-\mu} - 1 \right) \right]. \qquad (8.115)$$

По радіальному контактному тиску можна знайти статичний момент, переданий затискним патроном хвостовику інструменту:

$$M_{cm} = \frac{\pi \cdot f \cdot d_1^2 \cdot h \cdot p_1}{2} . \qquad (8.116)$$

8.10 Синтез цангових ІЗП для високошвидкісної і прецизійної обробки

Не тільки в нас, але й за кордоном виробники інструментальної оснастки намагаються відповідати на різноманітність верстатів з ЧПК, в тому числі верстатів нового покоління з паралельною кінематикою і використанням механотроніки. Тому актуальним питанням є створення прецизійних ІЗП і оправок, які забезпечують високу силу затиску для компенсації відцентрових сил.

Для пошуку нових схем і конструкцій високошвидкісних і прецизійних ІЗП був використаний метод морфологічного аналізу, де для побудови морфологічних моделей (таблиць і матриць) вибрані основні (морфологічні) ознаки (див. табл.. 8.2 і матриці 8.23–8.25 в п. 8.3).

Основні напрямки пошуку нових рішень ІЗП зводяться до вибору структури патрона, виходячи з того, що процес затиску інструменту має два етапи:

1. Вибірка зазору (попередній затиск).
2. Натяг системи (остаточний затиск).

Ці два етапи можуть бути сполучені (для випадків, коли вхідна сила або момент один, тобто технічна система ІЗП одновхідна) і роздільні (коли технічна система двохвхідна).

З врахуванням цього структурні схеми ІЗП також діляться на одновхідні й двохвхідні. Слід зазначити, що одновхідні ІЗП із ключем нераціональні, тому що немає необхідності вибірки зазору за допомогою ключа (це незручно й повільно), хоча в принципі таке конструктивне рішення можливо.

Для синтезу раціональних ІЗП доцільно аналізувати їхні кінематичні ланцюги, число яких може бути один, два або декілька, а з'єднання їх може бути паралельним, послідовним або паралельно-послідовним. Всю безліч рішень можна представити у вигляді морфологічної таблиці кінематичних ланцюгів ІЗП (табл. 8.11).

Таблиця 8.11. Морфологічна таблиця кінематичних ланцюгів (КЛ) ІЗП

1 Наявність ключа	2 Кількість входів (В)	3 Кількість ланцюгів КЛ	4 Вид з'єднання	5 Місце підсумовування рухів
1.1 Є 1.2 Немає	2.1 Один 2.2 Два 2.3 Декілька	3.1 Один 3.2 Два 3.3 Декілька	4.1 Паралельне 4.2 Послідовне 4.3 Паралельно-послідовне.	5.1 На вході 5.2 На виході 5.3 На вході й виході 5.4 Немає

Варто зазначити, що кінематичні пари, що входять в один кінематичний ланцюг, можуть одночасно належати й іншому кінематичному ланцюгу, тобто кінематичні ланцюги можуть перетинатися й уже два ланцюги цілком можуть мати паралельно-послідовний характер з'єднання. Один кінематичний ланцюг може включати в собі окремі ланки іншої або ж повністю містити в собі інший ланцюг.

Морфологічну таблицю можна представити у вигляді морфологічної матриці з відповідною нумерацією альтернатив, що представляє безліч структур ІЗП:

$$N_{стр} = \begin{vmatrix} 1.1 & 2.1 & 3.1 & 4.1 & 5.1 \\ 1.2 & 2.2 & 3.2 & 4.2 & 5.2 \\ & 2.3 & 3.3 & 4.3 & 5.3 \\ & & & & 5.4 \end{vmatrix} \qquad (8.117)$$

Загальна кількість всіх структур ІЗП:

$$N_{стр} = 2 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 4 = 216.$$

Для пошуку нових рішень цангових ІЗП в матриці 8.117 обмежимося кількістю альтернатив, орієнтуючись на конкретний верстат, наприклад, фрезерний з ЧПК, у якому використовуються стандартні кінцеві фрези із циліндричним суцільним хвостовиком (альтернатива 1.1). Для основного затискного елемента залишимо альтернативи 3.1 – 3.4, 3.8, для зв'язків корпуса зі шпинделем – альтернатива 7.1, для способів затиску-розтиску – альтернативи 8.1–8.4, 8.8, 9.1–9.3, 9.7. За таких умов морфологічна матриця (8.117) прийме наступний вид (8.118), а число варіантів істотно зменшиться й стане N = 1·3·5·5·4·4·1·5·4·6 = 144 000.

Як приклади синтезу нових рішень розглянемо наступні поєднання альтернатив з морфологічної матриці (8.118) і запишемо у вигляді морфологічних формул:

$$X1 \to |1.1| \wedge |2.1 - 3.1 - 4.5 - 5.2| \wedge |6.3 - 7.1| \wedge |8.2 - 9.2 - 10.6| \quad \text{(рис. 8. 20,а)}$$

$$X2 \to |1.1| \wedge |2.1 - \underline{3.8} - \underline{4.1} - \underline{5.3}| \wedge |\underline{6.2} - 7.1| \wedge |\underline{8.8} - \underline{9.7} - 10.6| \quad \text{(рис. 8. 50, а)}$$

$$X3 \to |1.1| \wedge |2.1 - \underline{3.8} - \underline{4.1} - \underline{5.3}| \wedge |\underline{6.2} - 7.1| \wedge |\underline{8.8} - \underline{9.7} - \underline{10.1}| \quad \text{(рис. 8. 50, б)}$$

$$X4 \to |1.1| \wedge |2.1 - \underline{3.2} - 4.5 - \underline{5.3}| \wedge |6.3 - 7.1| \wedge |\underline{8.8} - \underline{9.7} - 10.6| \quad \text{(рис. 8. 50, в).}$$

$$X5 \to |1.1| \wedge |2.1 - \underline{3.2} - 4.5 - \underline{5.3}| \wedge |6.3 - 7.1| \wedge |\underline{8.8} - \underline{9.7} - \underline{10.1}| \quad \text{(рис. 8. 50, г).}$$

$$M'_{ІЗП} = \left|1.1\right| \wedge \begin{vmatrix} 2.1 & 3.1 & 4.1 & 5.1 \\ 2.2 & 3.2 & 4.2 & 5.2 \\ 2.3 & 3.3 & 4.3 & 5.3 \\ & 3.4 & 4.4 & 5.4 \\ & 3.8 & 4.5 & \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 6.1 & 7.1 \\ 6.2 & \\ 6.3 & \\ 6.4 & \end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix} 8.1 & 9.1 & 10.1 \\ 8.2 & 9.2 & 10.2 \\ 8.3 & 9.3 & 10.3 \\ 8.4 & 9.7 & 10.4 \\ 8.8 & & 10.5 \\ & & 10.6 \end{vmatrix}. \quad (8.118)$$

У варіантах Х2, Х3, Х4, Х5 підкреслені ті альтернативи ознак, які відрізняються від варіанта Х1.

Запропоновані нові конструкції цангових ІЗП (рис. 8.49) можуть бути використані в мотор-шпинделях різних фірм, зокрема фірми IBAG з їх силовими і енергетичними характеристиками (рис. 8.51 і 8.52).

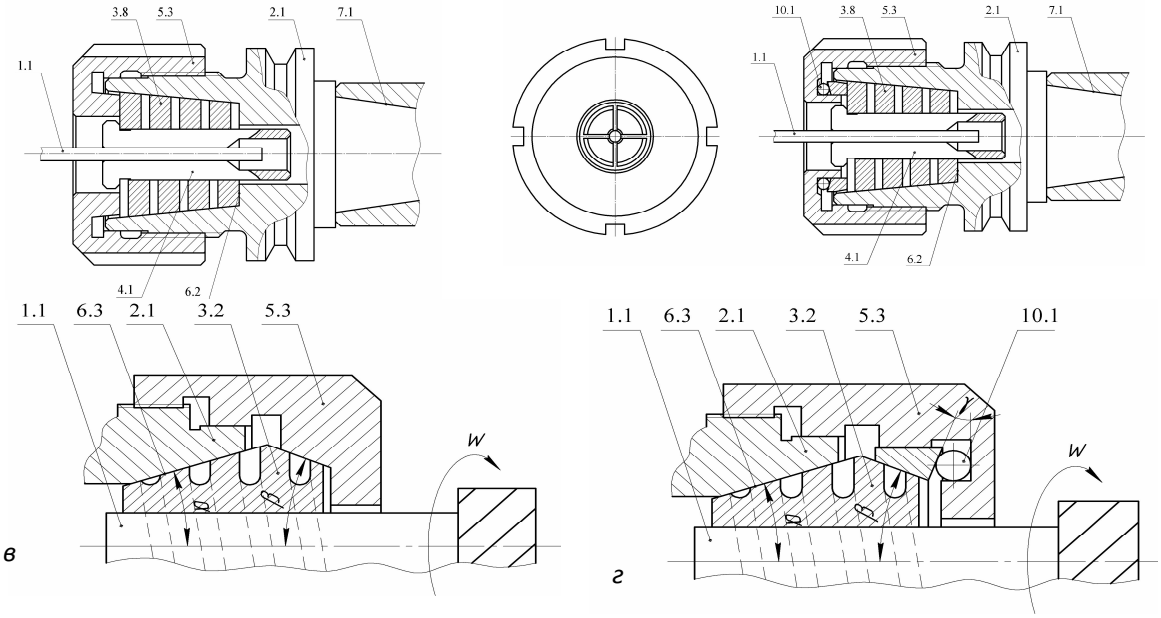


Рис. 8. 50. Приклади синтезованих ІЗП: а – синтезований ІЗП без компенсації відцентрових сил; б – патент України № 26781 з компенсацією відцентрових сил; в – синтезований ІЗП без компенсації відцентрових сил; г – патент України № 34302 з компенсацією відцентрових сил

Мотор-шпиндель HF 120.2 A 32 K складається із збірного корпуса 1 (рис. 8.53), окремі частини якого з'єднуються між собою за допомогою кріпильних гвинтів, вала 2, який одночасно є валом електродвигуна і шпинделем, підшипникових опор 3 і 4, механізму затиску 5 і автоматичної зміни інструменту, статора 6, що вмонтований в корпус мотор-шпинделя, ротора 7, який напресований на вал, гідравлічного силового пристрою.

В передній 3 і задній 4 опорі встановлені радіально-упорні кулькові підшипники за схемою дуплекс тандем. Кульки підшипників є керамічними. В передній опорі 3, яка є жорсткою, встановлені підшипники з внутрішнім діаметром Ø40 мм.

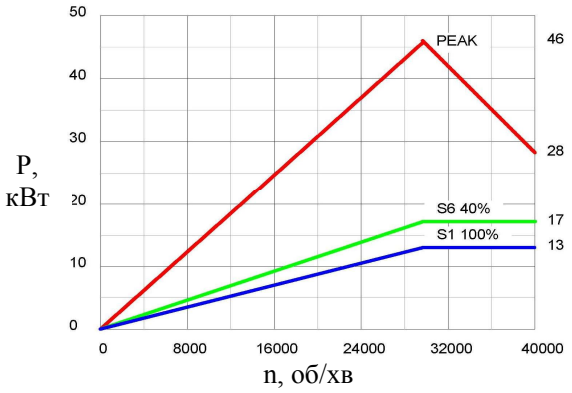


Рис. 8.51. Діаграма потужності мотор-шпинделів фірми IBAG HF 120.2 A 32 CV (варіанти: F/H/K/M/P/W)

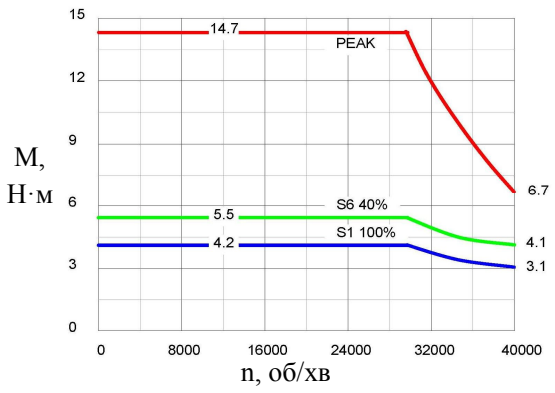


Рис. 8.52. Діаграма крутного моменту мотор-шпинделів фірми IBAG HF 120.2 A 32 CV (варіанти: F/H/K/M/P/W)

Натяг в підшипниках регулюється зміщенням зовнішнього кільця відносно внутрішнього за допомогою регулірної втулки 8 і фіксується гайкою 9. В задній опорі 4, яка є плаваючою, встановлені підшипники з внутрішнім діаметром Ø30 мм. Підшипники зовнішніми кільцями встановлені в стакані 10, який може переміщатись в корпусі мотор-шпинделя на циліндричних кулькових напрямних 11, а внутрішніми кільцями на валу, де вони фіксуються гайкою 12. Натяг створюється за допомогою трьох пружин 13 (регулювання натягу є активним).

Змащення кулькових підшипників масляно-повітряне високого тиску. В корпусі мотор-шпинделя передбачені канали для централізованої подачі мастила і канали для повернення мастила. Шпиндель 2 є пустотілим. В середині шпинделя розміщений механізму затиску інструменту, який складається із затискних кулачків 14, розпірного конуса 15, тягового гвинта 16, пакету тарілчастих пружин 17 і власне силового привода 5, для створення зусилля затиску. В тяговому гвинті є центральний наскрізний отвір, який слугує каналом для підведення змащувально-охолоджуючої рідини в інструментальну оправку, інструмент, а звідти в зону різання, якщо це є необхідним.

Інструмент з оправкою 18 по конусу SKI 30 кріпиться в шпинделі. Натяг в системі затиску створюється пакетом тарілчастих пружин 17, а кріплення – за допомогою підсилення потужності, що дозволяє отримати прикладене до кінця інструментальної оправки 18 розтягуюче зусилля 20 кН і уникнути таким чином вібрацій. Затиск здійснюється шляхом подачі тягового гвинта 16 і розпірного конуса 15 разом з ним вправо. В результаті цього відбувається розходження затискних кулачків 14 в радіальному напрямку і вхід їх у кільцеву канавку в оправці 18 і втягування останньої в шпиндель та надійного її кріплення. Зусилля затиску інструменту додатково зростає у міру збільшення частоти обертання і відповідно відцентрових сил.

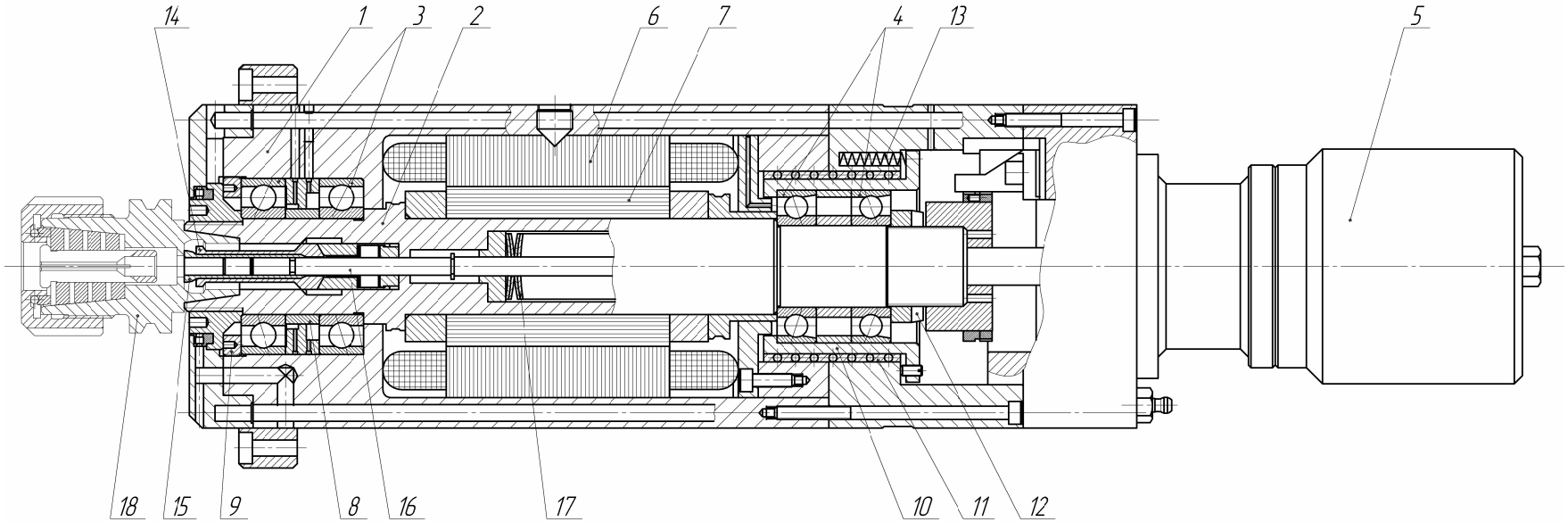


Рис. 8.53. Мотор-шпиндель HF 120.2 A 32 K фірми IBAG

8.11. Дослідження ІЗП з гвинтовою цангою

Об'єктом досліджень є ІЗП, що був синтезований з використанням методу морфологічного аналізу, з цангами у вигляді пружин з різним кроком для затиску циліндричних хвостовиків різальних інструментів діаметром 12 мм (рис. 8.54).

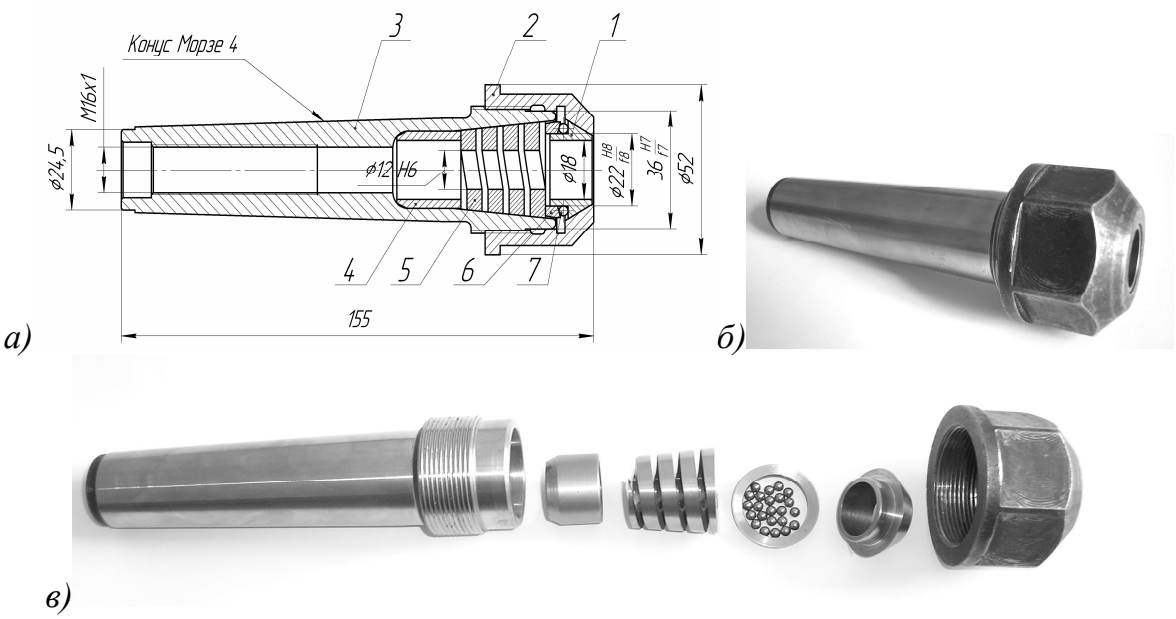


Рис. 8.54. Досліджуваний інструментальний затискний патрон: а – робоче креслення; б – загальний вигляд; в – подетальний вигляд

Затискний патрон містить корпус 3 (рис. 8.54, а), в якому розташований пружний затискний елемент 5 із зовнішньою конічною поверхнею і внутрішньою циліндричною, виконаний у вигляді пружної втулки з гвинтовим пазом величиною від половини до одного кроку на довжині всієї цанги або у вигляді пружини з кількістю витків щонайменше два, упорну гайку 2 з можливістю нагвинчування на зовнішню різьбу кінця корпуса 3. Шайба 6 розташована попереду торця затискного елементу 5 з упорним конусом з кутом α, вершина якого спрямована в сторону затискного елементу 5 і взаємодіє по конічній поверхні з кульками 7, які розміщені в проміжку між шайбою 6 і внутрішнім торцем втулки 1. В середині корпуса 3 розміщений упор 4, який призначений для встановлення затискного елементу 5 до “упору”.

Оскільки конструкція запропонованої цанги для ІЗП нова, було вирішено перед виготовленням дослідних зразків провести теоретичні дослідження з використанням методу кінцевих елементів (МКЕ).

Для проведення теоретичних досліджень за допомогою МКЕ було створено розрахункову тривимірну модель дослідної гвинтової цанги 1 (рис. 8.55) в системі комп’ютерного проектування, яка розташована в умовному корпусі 2. На неї діють затискні сили 3 та накладені граничні умови 4 (жорсткого закріплення) і 5 (контакту по поверхні).

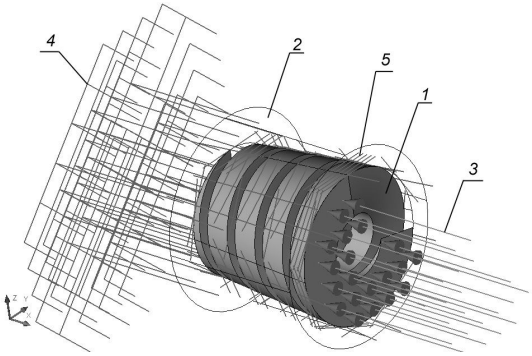


Рис. 8.55. Тривимірна розрахункова модель дослідної гвинтової цанги в системі комп'ютерного проектування з визначеними граничними умовами для використання МКЕ

Виходячи з конструкції досліджуваного патрона (рис. 8.54) видно, що сила затиску, яка створюється під дією крутного моменту $M_{KP\max}$, буде мати розподілений характер по передній поверхні гвинтової цанги, тому в розрахунках використовуємо розподілене навантаження як одну з граничних умов. Максимальне значення сили $q_{\max}$ (рис. 8.55, поз. 3) розраховуємо з умови міцності для гвинтового затискного пристрою.

$$q_{\max} = \frac{[\sigma_в]}{S} \cdot \left(\frac{d}{C}\right)^2, \tag{8.119}$$

де $q_{\max}$ – розподілена сила затиску (Н/м^2); d – номінальний діаметр гвинта різьби (м); $[\sigma_в]$ – границя міцності при розтяганні (стисканні) (МПа); S – площа поверхні, на яку діє розподілена сила (м^2); С – коефіцієнт запасу.

Максимальне значення крутного моменту $M_{KP\max}$, який можна прикласти до гайки патрона розраховуємо за формулою:

$$M_{KP\max} = r_{ср} \cdot q_{\max} \cdot S \cdot tg(\alpha + \rho) + \frac{1}{3} \cdot f \cdot q_{\max} \cdot S \frac{D_н^3 - d_в^3}{D_н^2 - d_в^2}, \tag{8.120}$$

де $r_{ср}$ – середній радіус різьби (м); α – кут підйому різьби (град.); ρ – кут тертя у різьбі; f – коефіцієнт тертя; $D_н$ – зовнішній діаметр різьби; $d_в$ – внутрішній діаметр різьби. Після перетворень отримаємо спрощену формулу для визначення $M_{KP\max}$:

$$M_{KP\max} = 0.2 \cdot d \cdot q_{\max} \cdot S, \tag{8.121}$$

Визначаємо граничні умови закріплення. Як видно з (рис. 8.54, а) гвинтова цанга 5 впирається в упор 4, який в свою чергу розміщений в корпусі 3. Цю систему деталей можна замінити на граничну умову жорсткого закріплення з однією ступінню свободи (обертання навколо осі X) по торцю цанги (рис. 8.55, поз. 4). Крім цього, також потрібно ввести умову жорсткого закріплення корпуса патрона.

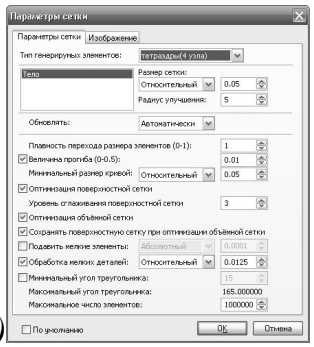
Оскільки гвинтова цанга 5 (рис. 8.54) взаємодіє з корпусом 3 по конічній поверхні, то вводимо граничну умову контакту поверхонь з відповідним коефіцієнтом тертя (рис. 8.55, поз. 5).

Для розрахунків потрібно введення параметрів матеріалу (табл.8.12). Прийнято матеріал гвинтової цанги вуглецева сталь 65Г (Е·10^5 = 2,15 МПа).

Таблиця 8.12. Механічні властивості сталі 65Г в залежності від температури відпуску

Температура відпуску, °С	Границя пропорційності $[\sigma_m]$, МПа	Границя міцності $[\sigma_в]$, МПа	Відносне видовження при розриві d_5 , %	Відносне звуження у , %	Ударна в'язкість KCU, Дж/м^2	Твердість HRC э
Загартування 830 °С, масло.						
200	1790	2200	4	30	5	61
400	1450	1670	8	48	29	46
600	850	880	15	51	76	30

Після визначення граничних умов визначаємо параметри об'ємної мережі кінцевих елементів (рис. 8.56).



а)

б)

Рис. 8.56. Побудова мережі кінцевих елементів: а) вікно введення параметрів для побудови мережі кінцевих елементів; б) результат побудови мережі кінцевих елементів для гвинтової цанги (світлим показана зона максимальних деформацій)

В результаті розрахунків були отримані попередні орієнтовні величини деформацій, напружень та вектори переміщень основних точок пружного елемента. Це дало змогу впевнитися у працездатності запропонованої конструкції та попередньо визначити поведінку затискного елементу у статичних умовах навантажень.

Аналогічно були промодельовані та дослідженні інші варіанти конструкції гвинтової цанги, що відрізнялися між собою кроком гвинтової лінії (рис 8.57). Також на рисунку показано деформований стан при однакових граничних умовах та прикладеному початковому навантаженні для кожної із досліджуваних конструкцій.

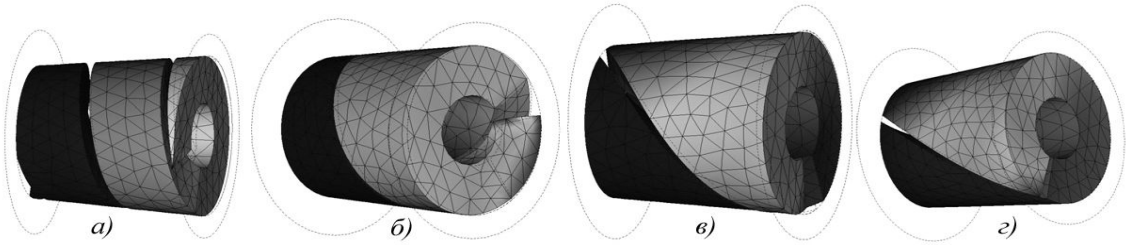


Рис. 8.57. Результати теоретичних досліджень конструкцій гвинтової цанги з різним кроком гвинтової лінії (в деформованому стані при однакових граничних умовах): а) t = 14 мм., б) t = 28 мм., в) t = 56 мм., г) t = 112 мм.

8.12. Експериментальні дослідження ІЗП

Ексцентриковий свердлильно-фрезерний ІЗП

Були досліджені силові і жорсткістні характеристики ексцентрикового свердлильно-фрезерного патрона, який затискає хвостовики інструментів в діапазоні діаметрів від 6 до 22 мм (рис. 8.58). Перед дослідженнями виконані тарування динамометричної рукоятки, цангового динамометра і камертонного динамометра стиску. Для визначення сили затиску T_{Σ} використовувалися цанговий динамометр (рис. 8.59), затиснутий у свердлувально-фрезерний патрон ЕФПК-22.

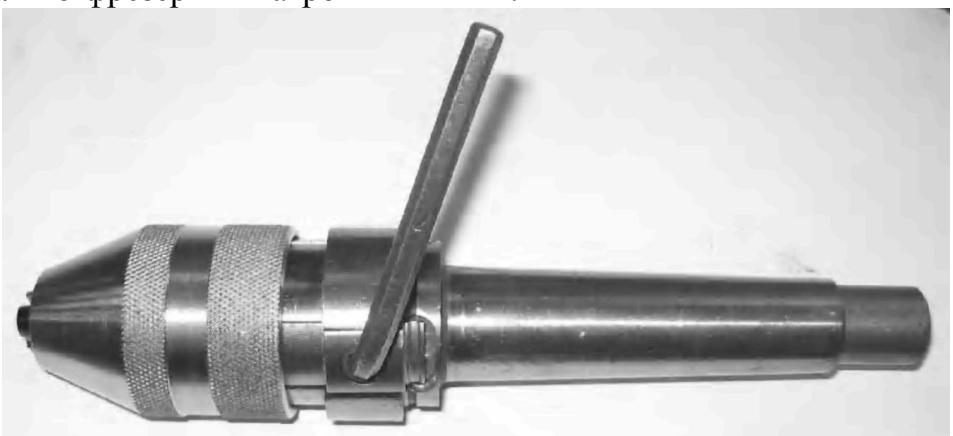


Рис. 8.58. Ексцентриковий фрезерний патрон з ключем типу ЕФПК-22 на максимальний діаметр кінцевої фрези d_{max} *= 22 мм (*d_{min} *= 6 мм)*

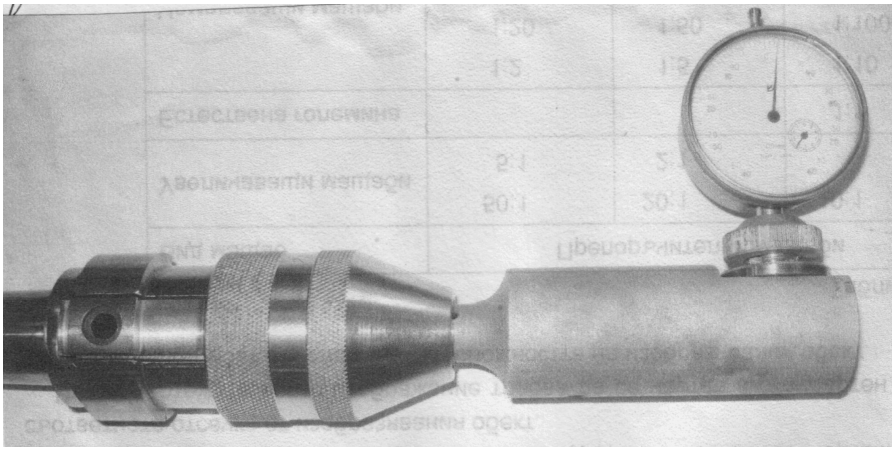


Рис. 8.59. Вимір радіальної сили затиску цанговим динамометром в ІЗП типу ЕФПК-22

При таруванні свердлувально-фрезерний патрон ЕФПК-22 затискали в лещата, встановлені на краю столу вертикально-фрезерного верстата. На затискну ручку (ключ) навантажували вантажі від 10 до 100Н (маса одного вантажу m = 10 Нг), при цьому відстань від серцевини до ваг складала l = 80 мм (рис. 8.60).

Розраховували силу затиску T_{Σ} і визначили коефіцієнт підсилення за формулою: $K_n = T_{\Sigma}/P$ (рис. 8.61).

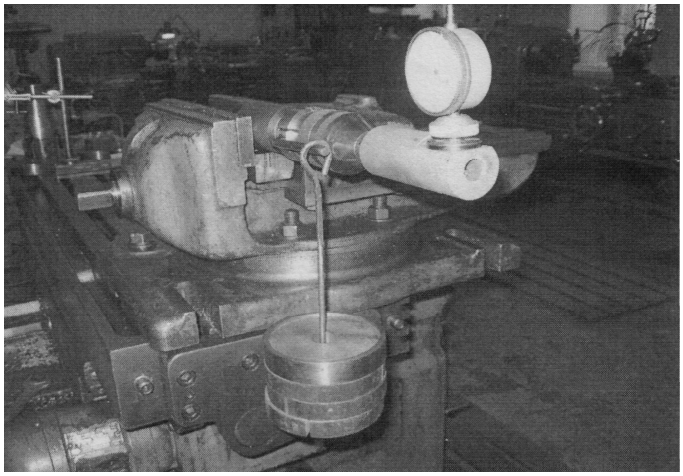


Рис. 8.60. Навантаження (затиск в ІЗП цангового динамометра) II кінематичного ланцюга ключем з вантажами

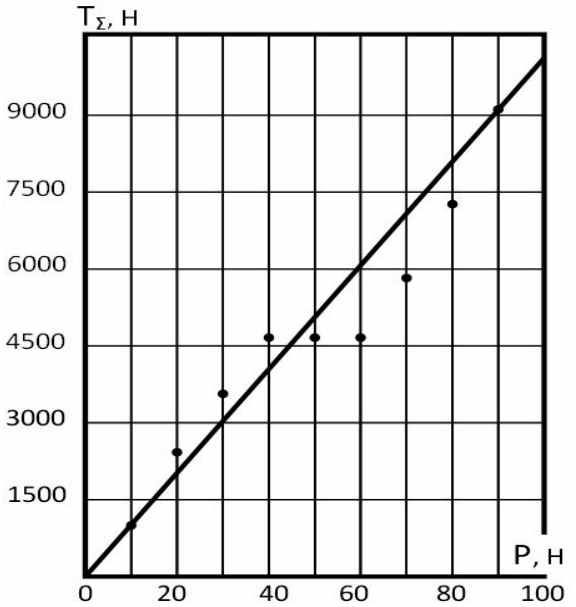


Рис. 8.61. Графік залежності сумарної радіальної сили T_Σ від прикладеної до ключа окружної сили P

Для заміру радіальної жорсткості системи “інструмент–патрон” у шпиндель вертикально-фрезерного верстата мод. 6А12П встановлювали свердлувальний-фрезерний патрон ЕФПК-22 і затискали оправки діаметром d = 10, 15, 20 мм. На столі верстата закріплювали пристрій навантаження. Між пристроєм навантаження і оправкою встановлювали динамометр стиску і навантажували на виліт оправки lp = 58мм. З протилежного боку поставили магнітну стійку з індикатором (рис.8.62).

Виконували навантаження і розвантаження на оправку, пересуваючи стіл верстата. Навантажували відповідно до даних тарування динамометра. Для кожного діаметра оправки d =10, 15, 20 мм дослід повторили 3 рази і записували дані. За результатами вимірів побудовані графіки відтискань і визначена середня жорсткість j_{cp} (рис. 8.61) для різних діаметрів інструменту при різних силах затиску T_Σ.

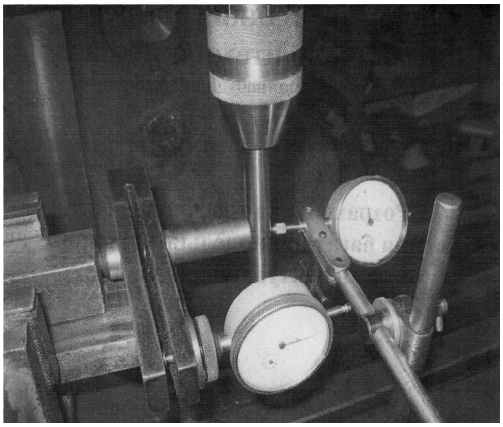


Рис. 8.62. Схема проведення досліджень

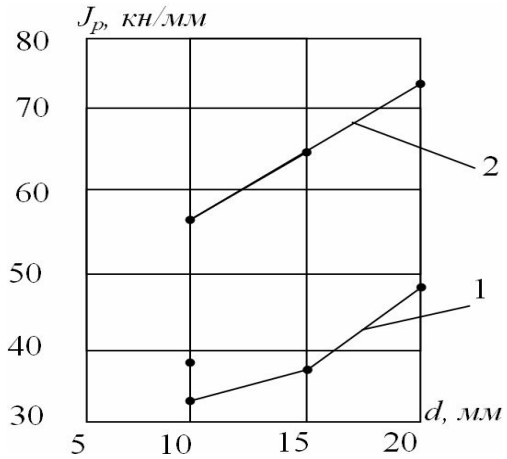


Рис. 8.63. Графік залежності радіальної жорсткості системи "оправка – ЕСФП – шпиндель" на вильоті 58 мм від діаметра оправки (інструменту) при сумарній силі затиску T_Σ: 1–3860 Н; 2–6180 Н

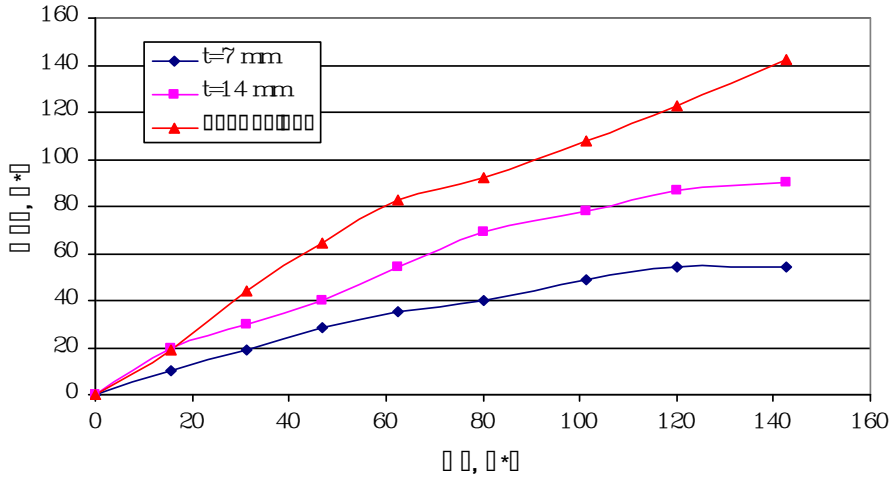
ІЗП з гвинтовою цангою

Експериментально досліджувалися традиційна цанга (рис. 8.64, а) і синтезована у вигляді гвинтової пружини в двох виконаннях: з кроком гвинтової лінії t = 7 мм і t = 14 мм (рис. 8.64, б, в).

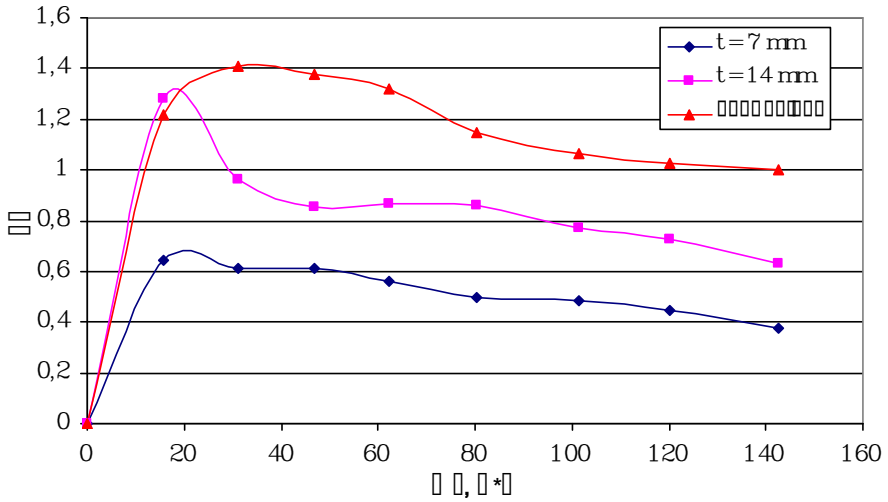
Для порівняння силових і жорсткістних характеристик ІЗП з даними цангами був використаний один і той самий корпус і затискна гайка як постійна основа. Але потрібно зауважити, що конструкція цанги також призначена для використання в автоматизованих затискних системах, що є актуальним при її подальшому використанні для затиску інструментів на верстатах з ЧПУ.

Рис. 8.64. Об'єкти експериментальних досліджень: а– традиційна цанга; б, в – синтезовані цанги відповідно з кроком t = 7 мм і t = 14 мм

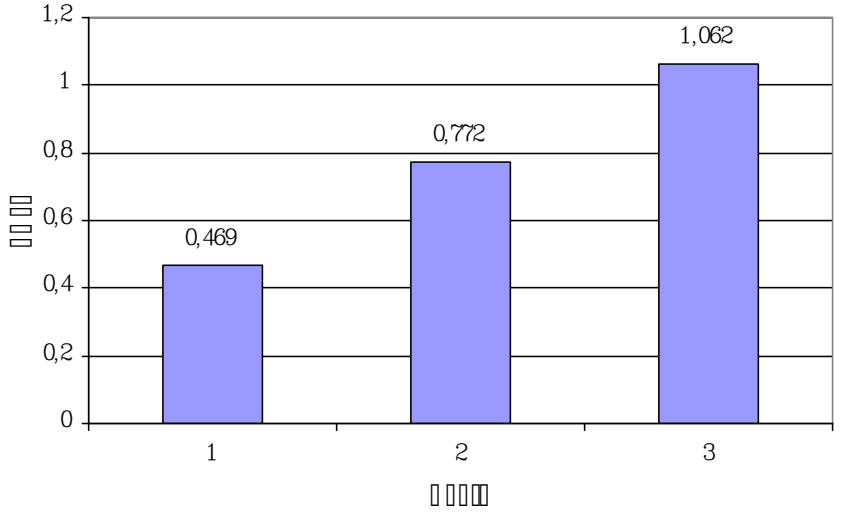
За результатами вимірів побудовані графіки зміни моменту прокручування $M_{ПР}$ від моменту затиску $M_З$ (рис. 8.65, а), коефіцієнта підсилення $k_M = M_{ПР}/M_З$ (рис. 8.65, б) і порівняльна діаграма коефіцієнта підсилення $k_{Mср}$ для трьох випадків (рис. 8.65, в).



а)



б)



в)

Рис. 8.65. Результати досліджень характеристик цанг: а) графіки залежності моменту прокручування $M_{ПР}$ від моменту затиску $M_З$; б) графіки залежності коефіцієнта підсилення k_M від моменту затиску $M_З$; в) діаграма порівняння середнього коефіцієнта підсилення $k_{Mср}$ для трьох цанг

Як видно з отриманих експериментальних результатів традиційна конструкція цанги має більший коефіцієнт підсилення порівняно з синтезованими конструкціями. Це пов'язано в першу чергу з підвищеною жорсткістю запропонованих цанг. Сила, що прикладена для затиску, витрачається не тільки на затиск заготовки чи інструменту, але й на пружну деформацію самої цанги. З досліду видно, що чим менший крок цанги, тим більше сили витрачається на деформацію. Але зі збільшенням моменту затиску значення коефіцієнта підсилення k_M для традиційної та запропонованої конструкцій цанг приймають задовільні значення.

Результати експериментальних досліджень залежності пружних відтискань від радіального навантаження показали, що середня жорсткість (рис. 8.66) синтезованих конструкцій затискної цанги майже в два рази більша за середню жорсткість цанги традиційної конструкції. Це пов'язано, насамперед, з особливостями конструкції. Більша площа контактної поверхні по всій довжині цанги та підсилена конструкція в радіальному напрямку, не дає змоги деформуватися металу цанги у місті затиску, при радіальних навантаженнях, як це відбувається з цангами звичайних конструкцій.

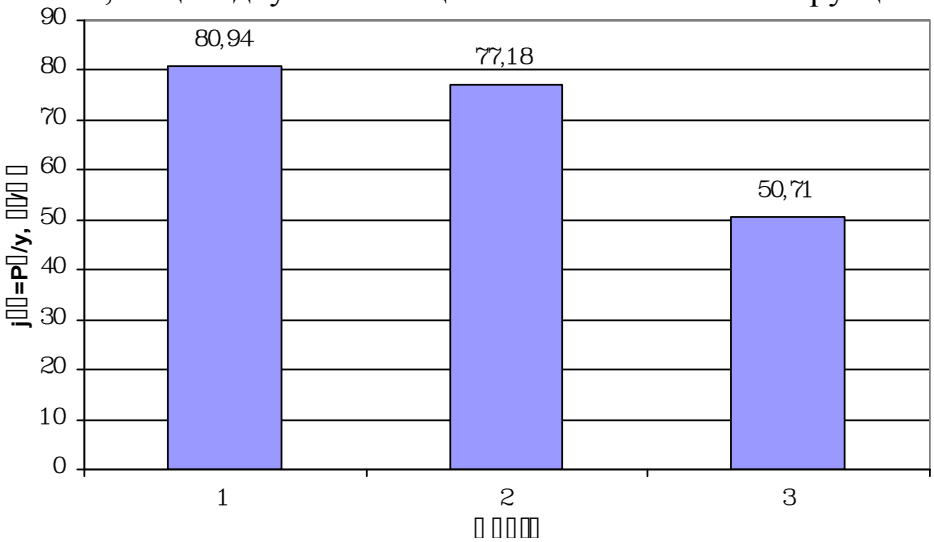


Рис. 8.66. Діаграма порівняння середньої жорсткості досліджуваних цанг: 1– t = 7 мм; 2– t = 14 мм; 3– традиційна

За результатами проведених досліджень встановлено, що конструкція синтезованого патрона має значно більшу жорсткість порівняно зі звичайним цанговим патроном. Використання нового інструментального затискного патрона при високошвидкісній обробці дозволить підвищити жорсткість системи, точність оброблення та якість оброблюваної поверхні. Але з підвищенням жорсткості спостерігається зниження значення коефіцієнта підсилення $k_{Mср}$, що призводить до зниження значень допустимого моменту прокручування інструмента $M_{ПР}$. Але оскільки при високошвидкісній обробці величина шару, який знімається прямує до нуля, то відповідно і значення моменту різання значно менші, ніж при традиційних методах оброблення.

Список літератури

1. Автоматические станочные системы / В.Э. Пуш, Р. Пигерт, В.Л. Сосонкин: Под.ред. В.Є. Пуша. – М.: Машиностроение, 1982. –319 с.
2. Агрегатно-модульне технологічне обладнання / в 3-х ч. – Кол. авторів / Під ред. Ю.М. Кузнєцова. – Кіровоград: Імекс ЛТД, 2004. – І ч. – 442с.; ІІ ч. – 286с.; ІІІ ч. – 507 с.
3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1975. – 639с.
4. Афонин В.Л., Подзоров П.В., Слепцов В.В. Обрабатывающие оборудование на основе механизмов параллельной структуры / Под общей редакцией В.Л. Афонина. М.: Учебное пособие. Издательство МГТУ СТАНКИН, Янус – К., 2006. – 452с.
5. Базров Б.М. Модульная технология в машиностроении. – М.: Машиностроение, 2001. – 368с.
6. Базров Б.М. Технологические основы проектирования самоподнастраивающихся станков.– М.: Машиностроение, 1978.– 216 с.
7. Бушуев В.В., Хольшев И.Г. Механизмы параллельной структуры в машиностроении // СТИН. – 2001. – №1. – с. 3–8.
8. Введение в организацию производства / Э. Весткемплер, М. Декер, Л. Ендоуби, А.И. Грабченко, В.Л. Доброскок; пер. с нем.; под общ. ред. А.И. Грабченко. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 376 с.
9. Волчкевич Л.И. Автоматизация производственных процессов: Учеб.пособие. М.: Машиностроение, 2005. – 380 с.
10. Дмитрієв Д.О. Кінетостатичний аналіз каркасних компоновок верстатів з механізмами паралельної структури // Науковий журнал "Технологічні комплекси" №2, 2010. – с. 40–45.
11. Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1986. –184 с.
12. Интегрированные технологии ускоренного протипирования и изготовления. Монография / Под ред. Л.Л. Тавожнянского, А,И. Грабченко. – Харьков: ОАО «Модель Вселенной», 2002. – 140с.
13. Кобринский Е.А. Механизмы с упругими связями. Динамика и устойчивость. – М.: Наука, 1964. – 392 с.
14. Корсаков В. С. Основы конструирования приспособлений: Учебник для вузов. —2-е изд., перераб. и доп. - М., Машиностроение, 1983. — 277 с.
15. Крайнев А.Ф. Идеология конструирования. – М.: Машиностроение – 1, 2003. – 384 с.
16. Крижанівський В.А., Кузнєцов Ю.М., Валявський І.А., Скляров Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ. /Під ред. Ю.М. Кузнєцова. – Кіровоград, 2004. – 449 с.
17. Кудинов В.А. Динамика станков. - М.: Машиностроение, 1967. –360с.
18. Кузнецов Ю.И., Маслов А.Р., Байков А.Н. Оснастка для станков с ЧПУ: Справочник. -2е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 512 с.

19. Кузнецов Ю.М. Цільові механізми верстатів-автоматів і верстатів з ЧПК. Частина 3.–К.:ТОВ «ЗМОК»; Тернопіль: ТДТУ, 2001. – 354с.
20. Кузнецов Ю.М., Эль-Дахаби Фарук. Системно-морфологический подход при синтезе высокоскоростных зажимных патронов // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Праці КНТУ. – Кіровоград: 2004. – № 15.
21. Кузнецов Ю.Н. Анализ динамической системы шпиндель-патрон-деталь токарного автомата // Вестник машиностроителя. – 1990. – № 8, с. 42.
22. Кузнецов Ю.Н. Генетико-морфологический принцип создания станков нового поколения // Вісник СесНТУ «Механіка, енергетика, екологія», Вип. 110. – Севастополь: Вид-во СевНТУ, 2010. – с.3–12.
23. Кузнецов Ю.Н. Принципы создания технологической оснастки для высокоскоростной обработки на металлорежущих станках // Доклад на межд. юбилейной научн. конференции, Пловдив (Болгария), 10.11.2006.
24. Кузнецов Ю.Н. Создание станков нового поколения с применением генетико-морфологического подхода. ч.1 и 2. Сборник докладов Международной научной конференции UNITECH 10.– Габрово, 2010. т.2. – с.79–91.
25. Кузнецов Ю.Н., Волошин В.Н., Неделчева П.М., Ф.В. Эль-Дахаби. Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки резанием: Монография. В 2-х ч. Под ред. Ю.Н. Кузнецова. – К.: ООО «ЗМОК» - ООО «ГНОЗИС», ч.1, 2009 – 270 с., ч.2, 2010. – 466 с.
26. Кузнецов Ю.Н., Дмитриев Д.А., Диневич Г.Ю. Проектирование многоцелевых токарных станков с механизмами параллельной структуры// Вестник национального технического университета Украины "КПИ". Машиностроение.– К.:НТУУ"" КПИ.–2008.–т.52. – с.156–170.
27. Кузнецов Ю.Н., Ель-Дахаби Фарук. Исследование силовых характеристик зажимного патрона, работающих на высоких частотах вращения // Вестник НТУУ «КПИ», серия машиностроение.– 2004.– №45с.
28. Кузнецов Ю.Н., Неделчева П.М.. Системно-морфологический подход при синтезе высокоточных цаговых патронов фланцевого типа. Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету, 2004, вып.14, 177–187с.
29. Кузнецов Ю.Н., Петров М.С., Неделчева П.М.. Упруго-напряженное состояние упругого фланца высокоточного цагового патрона. Вестник КПИ, машиностроение, выпуск 45, 2003, с.176–181
30. Кузнецов Ю.Н., Срибный Л.Н. Повышение эффективности токарных автоматов. –К.: Техніка, 1989. – 168 с.
31. Кузнєцов Ю. М., Эль–Дахаби Фарук В., Волошин В.Н. Критичні частоти обертання токарних затискних патронів // Машинознавство, вип. , Львів: 2005. – с. 17–21.
32. Кузнєцов Ю.М. Концепція створення технологічних систем нового покоління на модульному принципі // Науковий журнал «Технологічні комплекси», №2, 2010. – с.8–14.

33. Кузнєцов Ю.М., Гуменюк О.А. Високоточні надшвидкісні патрони для хвостового різального інструменту // Вісник НТУУ "КПІ", серія машинобудування – 2005, № 45.
34. Кузнєцов Ю.М., Дмитрієв Д.О., Діневич Г.Ю. Компоновки верстатів з механізмами паралельної структури. – Херсон: ПП Вишенський В.С., 2009. – 456с.
35. Кузнєцов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: Монографія. Упоряд. Кузнєцов Ю.М. – К.:– Тернопіль: Терно-граф, 2011. – 692с.
36. Кузнєцов Ю.М., Новік М.А., Забарний М.С., Грисюк О.В. Удосконалення інструментальних затискних патронів для високошвидкісної обробки // Вестник НТУУ "Киевский политехнический институт", сер. Машиностроение. – 2007. – № 51. – С. 176–182.
37. Кузнєцов Ю.М., Придальний Б.І. Редько Р.Г. Стенд для дослідження затискних механізмів токарних верстатів на високих частотах обертання // Нові технології в машинобудуванні / Вісник КДПУ. В.6/2007 (47). Ч.1. – С. 72–77.
38. Кузнєцов Ю.М., Фіранський В.Б., Грисюк О.В., Волошин В.Н. Експериментальні дослідження високошвидкісного інструментального затискного патрона з пружним елементом затиску // Вісник ХНТУСГ, 2008, №45, стор. 294–299
39. Кузнєцов Ю.М., Фіранський В.Б., Дмитрієв Д.О. Каркасні компоновки свердлильно-фрезерних верстатів з механізмами паралельної структури // Науковий журнал «Технологічні комплекси», № 1, 2010. – с.10–16.
40. Кузнєцов Ю.М., Юрчишин О.Я. Вплив факторів на пружно-демпфуючу систему «широкодіапазонний цанговий патрон – деталь» // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця. – 2007. – №1.
41. Луцив И.В., Нагорняк С.Г. Влияние осевой жесткости инструментальной оснастки на виброустойчивость процесса точения. – Изв. вузов. Машиностроение, 1990, №3, с.146–148.
42. Металлорежущие станки и автоматы: Учебник для машино-строительных вузов/ Под ред. А.С. Проникова. – М.: Машиностроение, 1981. – 479 с.
43. Нагорняк С.Г., Луцив И.В. Предохранительные механизмы металлооб-рабатывающего оборудования. – К.: Техніка, 1992, – 72с.
44. Одрин В.М., Картавов С.С. Морфологический анализ систем. Построение морфологических матриц. – К.: Наукова думка, 1977. – 183 с.
45. Орликов М.Л. Динамика станков: Учеб. пособие для вузов.–2-е изд. перераб. и доп. – Киев: Выща школа, 1989. – 272 с.
46. Орликов М.Л., Кузнецов Ю.Н. Проектирование зажимных механизмов автоматизированных станков. М., «Машиностроение», 1977. – 142 с.
47. Петраков Ю.В. Теория автоматического управления в метало-обработке: Учебн. Пособие. – К.: ІЗМН, 1999. – 218 с.

48. Повышение производительности и надежности токарно-револьверных станков / В.Н.Шишкин, В.Е.Лоев, Л.И.Новицкий, А.В.Шевченко. – Киев: Техніка, 1986. – 95с.
49. Подураев В.Н. Автоматически регулируемые и комбинированные процессы резания. М: Машиностроение, 1977. –304 с.
50. Придальний Б.І., Кузнєцов Ю.М., Редько Р.Г. Вплив відцентрових сил інерції на передачу сил у важільних приводах затиску з геометричним замиканням // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за напрямком Інженерна механіка). – 2006. – С.230–240.
51. Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлоржущих станков – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с.
52. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник. /Ю.Н. Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Ц. Християнов; под ред. Ю.Н. Кузнецова.–К.: Техника; София: Гос. изд-во ”Техника”, 1988–222 с.
53. Сопротивление материалов// Под. общ. ред. Писаренко Г.С. – К.: Вища школа, 1979. – 696 с.
54. Суслов А.Г., Бушуев В.В., Гречишников В.А., Смоленцев В.П. Энциклопедия. Технологи России (машиностроение). Т.1. Технология машиностроения, станки и инструменты / Под общ.ред. А.Г. Суслова. – М.: Машиностроении–1, 2006. – 412с.
55. Шинкаренко В.Ф. Основи теорії еволюції електромеханічних систем. – К.: Наукова думка, 2002. – 288с.
56. Шинкаренко В.Ф., Кузнецов Ю.Н. Генетические программы сложных развивающихся систем. ч.1 и 2. Сборник докладов Международной, научной конференции UNITECH 11. Габрово, 2011. т.2.– с.33–54.
57. Эль-Дахаби Фарук В. Динамометр для исследования силовых характеристик высокоскоростных токарных патронов // Сборник трудов "Машиностроение и техносфера XX века", Донецк, 2005.– с.119–123.
58. Эль-Дахаби Фарук В. Создание и исследование высокоскоростных токарных патронов. // Промислова гідравліка і пневматика. ВДАУ, Вінниця, №17, 2005. – с. 96–100.