

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Луцький національний технічний університет

Ю. М. Кузнєцов, Б. І. Придальний, Гао Сінмінь 高兴民

**ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОСНАЩЕННЯ
ФРЕЗЕРНИХ ВЕРСТАТІВ:
проектування, теорія, практика**
МОНОГРАФІЯ

**Technological Equipment of Milling Machines:
Design, Theory and Practice**
MONOGRAPH

铣床的工艺装备：
设计、理论、实践
专刊

Затверджено

Луцьким національним технічним університетом



Луцьк
Вежа-Друк
2023

УДК 621.7.07 : 621.914.

K89

Рекомендовано до друку рішенням вченої ради факультету транспорту та механічної інженерії ЛНТУ (протокол №6 від 16.02.2023 р.), рекомендовано до друку науково-технічною радою ЛНТУ (протокол №8 від 17.02.2023 р.), схвалено вченою радою Луцького національного технічного університету (протокол №7 від 23.02.2023 р.)

Рецензенти:

Гурей І. В. – доктор технічних наук, професор (Національний університет «Львівська політехніка»);

Дмитрієв Д. О. – доктор технічних наук, професор (Херсонський національний технічний університет);

Марчук В. І. – доктор технічних наук, професор (Луцький національний технічний університет).

Відповідальний редактор:

Проректор ЛНТУ доктор економічних наук, професор **Лютак Олена Миколаївна**

Кузнєцов Ю. М.

Технологічне оснащення фрезерних верстатів: проектування, теорія, практика =
K89 Technological equipment of milling machines: design, theory and practice = 铣床的工
艺装备: 设计、理论、实践: Монографія ; Monograph ; 专刊. — Ю. М. Кузнєцов,
Б. І. Придальний, Гао Сінмін 高兴民. – Луцьк : Вежа-Друк, 2023. – 292 с.

ISBN 978-966-940-449-7

Монографія присвячена проектуванню, створенню, дослідженню і виробництву принципово нових конструкцій технологічного оснащення і затискних механізмів фрезерних верстатів для високоефективної обробки, де вперше значна увага приділяється універсальним лещатам. Окремо розглянуто генетико-морфологічний підхід при пошуку і передбаченні нових технічних рішень на основі багаторічного досвіду авторів і використанні міждисциплінарного погляду на конвергенцію знань, що дозволяє здійснити інноваційний прорив в короткі терміни. Матеріал відповідає науковим напрямкам досліджень, що проводяться в Київському політехнічному інституті, Луцькому національному технічному університеті, а також співпраці з іншими вищими навчальними закладами України та за її межами, зокрема, з Габровським технічним університетом (Болгарія) і Братиславським технічним університетом (Словаччина). Монографія присвячується 125-річчю Київського політехнічного інституту. Монографія призначена для здобувачів освіти машинобудівних спеціальностей, а також може бути корисна аспірантам, конструкторам і технологам, які займаються дослідженнями, виробництвом та експлуатацією технологічного оснащення різного призначення на верстатах фрезерної групи.

УДК 621.7.07 : 621.914.

© Кузнєцов Ю. М., 2023

© НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», 2023

© Придальний Б. І., 2023

© Луцький національний технічний університет,

2023 © Гао Сінмін 高兴民, 2023

© НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», 2023

ISBN 978-966-940-449-7

ЗМІСТ

Передмова.....	4
1. Проблема підвищення техніко-економічних показників фрезерних верстатів.....	6
2. Основні вимоги до технологічного оснащення і їх класифікація.....	27
3. Класифікація і основні характеристики лещат.....	32
4. Аналіз відомих конструкцій лещат і сучасний стан їх виробництва	38
5. Проектування верстатно-інструментального оснащення з тангенціальним затиском.....	69
6. Аналіз раніш проведених досліджень верстатно-інструментального оснащення і лещат.....	78
7. Системно-морфологічний підхід до створення затискних механізмів і технологічного оснащення.....	91
8. Новий погляд на матеріальну точку, як носія генетичної інформації.....	102
9. Нові можливості застосування генетичного підходу на прикладі створення мотор-шпинделів з інструментальними затискними патронами.....	122
10. Інструментальні затискні патрони для високошвидкісної обробки.....	158
11. Передумови використання системно-морфологічного підходу і теорії фракталів з метою створення лещат для затиску об'єктів складної форми.....	190
12. Теоретичні дослідження впливу лещат на процес фрезерування.....	201
13. Дослідні стенди, методики і результати експериментальних досліджень затискних механізмів та технологічного оснащення.....	208
14. Бізнес-план організації виробництва машинних лещат нової конструкції.....	239
15. Погляд на майбутнє виробництва верстатів, їх механізмів і технологічного оснащення.....	256

ПЕРЕДМОВА

В умовах викликів четвертої промислової революції «Індустрія 4.0» і наближення «Індустрія 5.0» проблема підвищення технічного рівня металорізальних верстатів і, зокрема, фрезерної групи при високошвидкісній і прецизійній обробці вимагає покращення характеристик їх основних механізмів і технологічного оснащення.

Технологічне оснащення суттєво впливає на продуктивність і точність обробки деталей, тому що від нього залежать режими різання, витрати допоміжного часу, жорсткість і вібростійкість технологічної системи верстата, точність установки і кріплення заготовок і різального інструменту.

Спостерігається ситуація, при якій на верстатах часто використовуються традиційні конструкції технологічного оснащення, в результаті чого порушується відповідність їх конструкцій і принципів дійсності конструкції верстата в цілому, який безперервно вдосконалюється із-за вимог сучасного виробництва. Наприклад, забезпечення тільки сили затиску і міцності затискних механізмів є необхідною умовою, але недостатньою внаслідок підвищення вимог по точності, швидкодії, широкодіапазонності по розміру і формі, швидкого переналагоджування, багатофункціональності, довговічності, безпеки роботи, тощо.

Монографія присвячена проектуванню, створенню, дослідженню і виробництву принципово нових конструкцій технологічного оснащення і затискних механізмів фрезерних верстатів для високоефективної обробки, де вперше значна увага приділяється універсальним машинним і слюсарним лещатам. Використання універсальних лещат дозволяє суттєво підвищити основні техніко-економічні показники фрезерних верстатів і розширити їх технологічні можливості при різних компоновках і системах керування.

Значна увага приділена генетико-морфологічному підходу при пошуку і передбаченні нових технічних рішень на основі багаторічного досвіду авторів і використанні міждисциплінарного погляду на конвергенцію знань за НБІКСЕ (нано-біо-інфо-когно-соціо-еко) технологію, що дозволяє здійснити інноваційний прорив в короткі терміни.

Викладений в монографії матеріал відповідає науковим напрямкам досліджень, що проводяться в Національному технічному університеті України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Луцькому національному технічному університеті, а також в співдружності з іншими вищими навчальними закладами України та за її межами, зокрема, з Габровським технічним університетом (Болгарія) і Братиславським технічним університетом (Словаччина).

Монографія базується в основному на роботах авторів, а також досвіді провідних машинобудівних і верстатобудівних підприємств та матеріалах машинобудівних виставок і ярмарок.

Автори висловлюють глибоку подяку рецензентам за зауваження, які враховані при доопрацюванні монографії. Відгуки і побажання просимо надсилати по E-mail:info@zmok.kiev.ua та E-mail:prydalnyu30@gmail.com.

1. Проблема підвищення техніко-економічних показників фрезерних верстатів

Впровадження нових технологій вимагає застосування технологічного устаткування з високим рівнем інтеграції операцій для виконання комплексу різних технологічних заходів - різноманітні види обробки, збірки, обробки, вимірювання на одному робочому місці при мінімальних переустановленнях деталі і технологічних налаדках, а також розширення функціональних властивостей за рахунок допоміжних операцій [2, 3, 4]. 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. 1.1) [1].

По відношенню до об'єкта виробництва різні етапи виробничого процесу впливають на нього по різному. Одні – змінюють якісний стан об'єкту 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) [4].

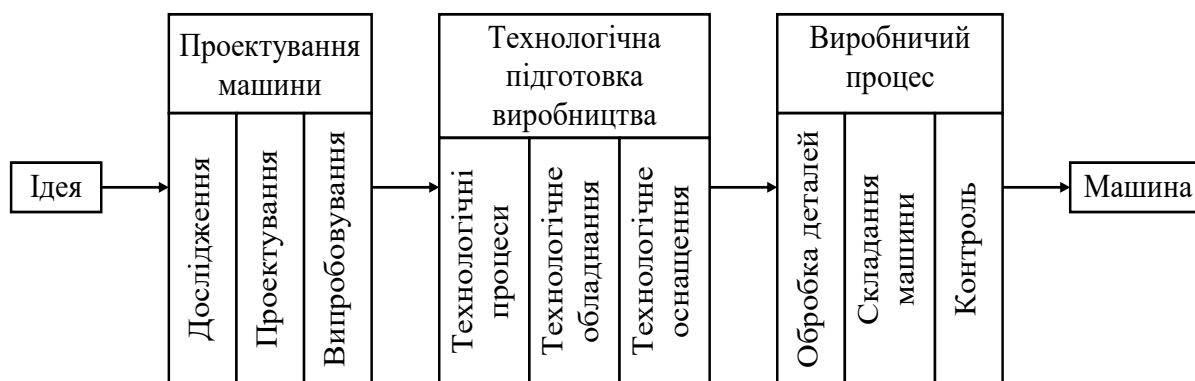


Рис. 1.1 – Етапи виробництва машини

Таким чином, структура, зміст та характеристики кожного виробничого процесу залежать від тих конкретних процесів, які в ньому відбуваються (рис. 1.2):

- 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.

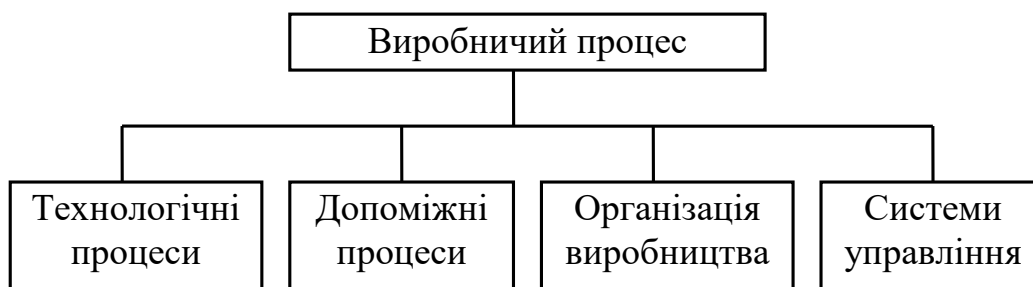


Рис. 1.2 Структура виробничого процесу

Отже, виробничий процес є досить складною організаційно-динамічною системою [4], в якій усі технічні засоби та фізичні

явища тісно пов'язані між собою і характеризуються визначеною системою показників: розмірними, інформаційними, часовими, економічними (рис. 1.3).

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.

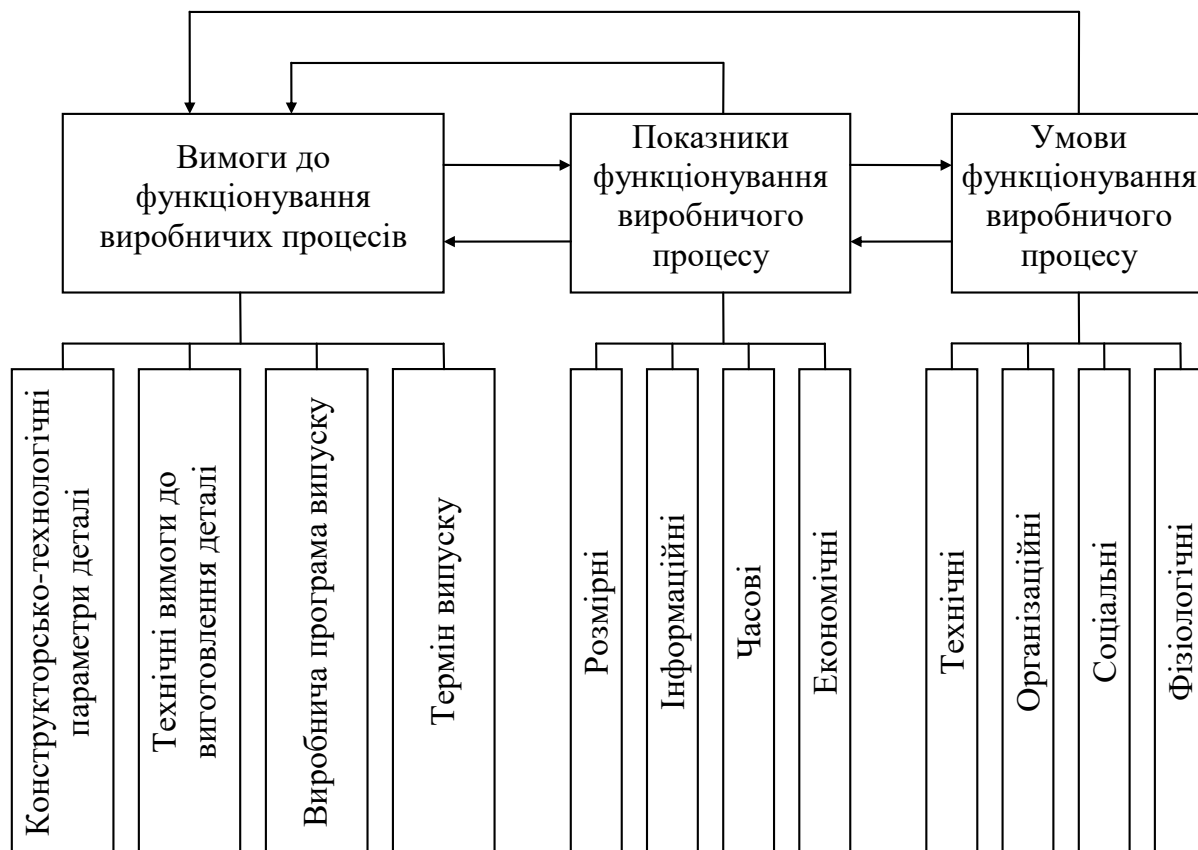


Рис. 1.3 Взаємозв'язки між елементами виробничого процесу

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 багатомономенклатурної продукції необхідної якості з заданою продуктивністю та мінімальною собівартістю при різних умовах конкретного виробництва, необхідно створити такий виробничий процес, властивості якого дозволять йому бути адекватним поточним умовам виробництва та забезпечити параметри функціонування процесу на заданому рівні [4, 5, 10].

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. 1.4). Заданий рівень гнучкості виробничих процесів багатомономенклатурного серійного виробництва забезпечується широким застосуванням багатоцільового програмно-управляемого технологічного обладнання, яке змінює структуру та зміст технологічних операцій (свердлильно-фрезерні верстати, токарні верстати з ЧПУ, обладнані свердлильно-фрезерною головкою) [1, 8, 10]. Використання такого обладнання уніфікує кваліфікацію робітника до рівня оператора, який має практичну можливість працювати на будь-якому верстаті з ЧПУ і, крім того, знеособлює конструктивно-технологічні характеристики заготовки.

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 трьохзмінної роботи та режиму роботи "склад-верстат-склад" [4]. Слід відмітити, що впровадження трьохзмінної роботи є несприятливим у фізичному та соціальному аспекті часового режиму трудової діяльності людини. Тоді найбільш раціональним організаційним методом підвищення рівня гнучкості виробничих процесів буде застосування організаційної форми "склад-верстат-склад".

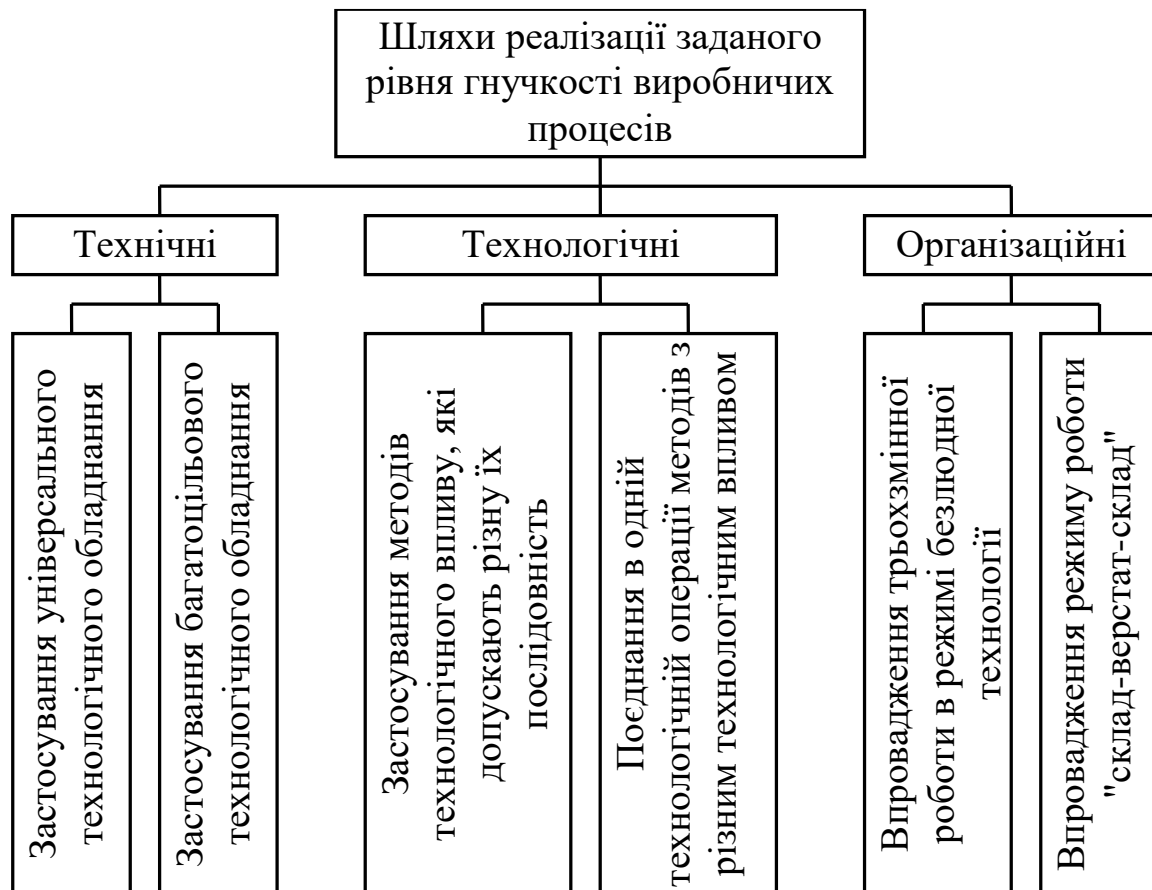


Рис. 1.4. Шляхи реалізації заданого рівня гнучкості виробничих процесів

При такій формі організації виробництва необхідна кількість виробів після проходження першої операції технологічного процесу надходить на міжопераційний склад, де зберігається до звільнення наступного технологічного обладнання, що повинно виконувати другу технологічну операцію, після реалізації якої виріб знову надходить на склад і зберігається до виконання наступної операції. При цьому

зменшується кількість одиниць технологічного обладнання, робітників та виробничої площі, але збільшується виробничий цикл.

У машинобудівному виробництві в останні роки відбулися корінні зміни технічного, економічного, організаційного та соціального характеру, що обумовлено переходом підприємств від планової економіки та "адміністративно-командної системи" до економіки ринкових відносин. Досвід роботи діючих підприємств у нових умовах показує, що традиційні концепції, шляхи розвитку виробництва, а також критерії вибору варіантних рішень виробничих задач у нових ринкових умовах малоефективні внаслідок переходу від еволюційного розвитку виробництва до важкопрогнозованого, клієнтоорієнтованого етапу розвитку, який характеризується: інтенсивним старінням продукції та технології її виробництва; постійною інтеграцією нових інформаційних технологій; створенням гнучкого агрегатно-модульного програмно-керованого технологічного обладнання та іншими факторами.

Умови ринкових відносин також обумовлюють жорстку конкурентну боротьбу підприємств за ринки збуту своєї продукції. Конкурентоспроможність продукції визначається значною кількістю показників (рис. 1.5).

Отже, у машинобудівному виробництві повинні формуватися нові пріоритетні задачі переходу від проблеми планової економіки "як робити?" до проблеми ринкових відносин "що робити?" Постійне зростання рівня конкуренції висуває проблему впровадження нових концепцій та принципів ділової стратегії підприємства, спрямованих на підвищення конкурентоспроможності продукції та зниження її собівартості, що може бути реалізовано пошуком шляхів та методів впровадження нових технологій [1, 3, 5, 10].

Технологія виробництва характеризується відповідним життєвим циклом – терміном існування до заміни на більш сучасну (рис. 1.6) [6].



Рис. 1.5 Умови реалізації конкурентоспроможності продукції

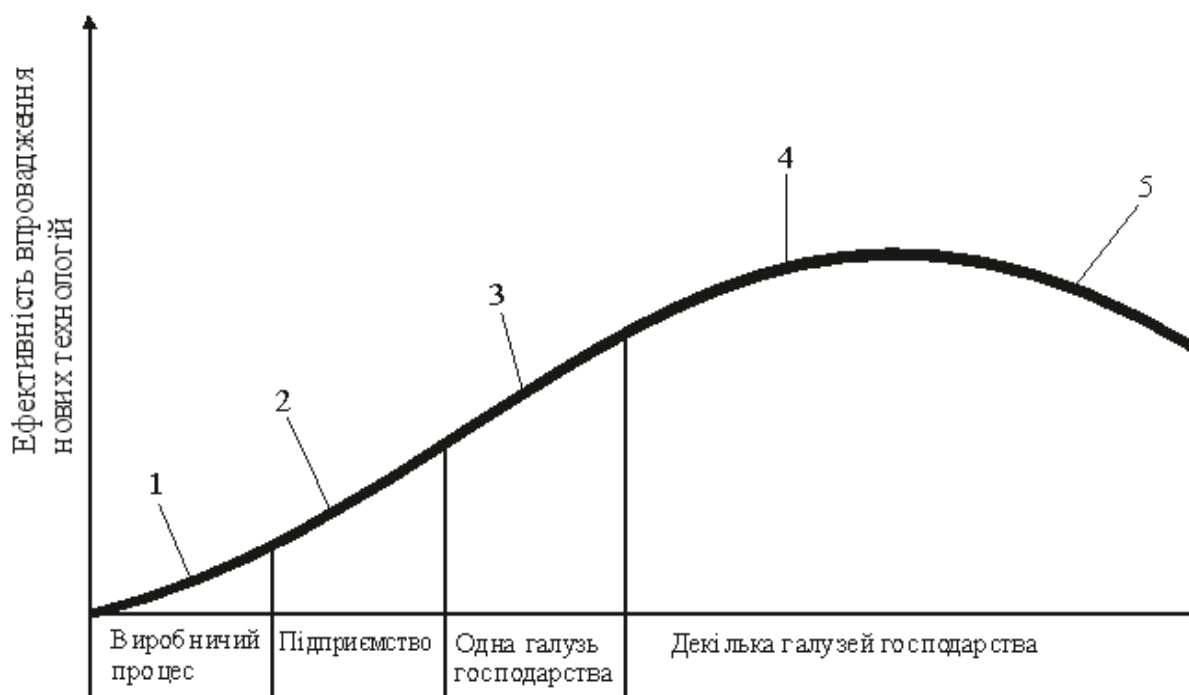


Рис. 1.6. Етапи існування нової технології

Наведений на рис. 1.6 життєвий цикл та етапи існування технології описується логістичною кривою, яка характеризує динаміку розвитку більшості параметрів виробничого процесу. Розглянемо етапи впровадження та життєвий цикл існування нової технології.

Перший етап. Впроваджена нова технологія вирішує проблему підвищення ефективності конкретного виробничого процесу. Продукція стає більш конкурентоспроможною, а підприємство отримує більші прибутки, що дає практичну можливість подальшого удосконалення конструкції машин, які випускаються конкретним підприємством.

Другий етап характеризується впровадженням нової технології в усі виробничі процеси даного підприємства. Прибутки підприємства стають ще більшими, а нова технологія вирішує усі виробничі задачі підприємства.

Третій етап. Нова технологія інтенсивно впроваджується на усіх підприємствах відповідної галузі. Враховуючи, що на кожному підприємстві виробничі процеси функціонують у різних умовах. починається наближення нових технологій до конкретних умов підприємства та їх удосконалення.

Четвертий етап характеризується широким впровадженням нових технологій на підприємствах більшості відповідних галузей. Але на деяких підприємствах нова технологія не може забезпечувати вирішення конкретних виробничих задач підприємства.

П'ятий етап. Відбувається насиченість нових технологій та вони стають малоефективними, що обумовлює необхідність зміни "нової" технології, організаційних форм виробництва на окремому підприємстві. Інтенсивно відбувається процес удосконалення існуючих та створення нових, більш сучасних, технологій. Обґрунтовується необхідність впровадження нової технології та її впровадження у окремому виробничому процесі.

Таким чином, життєвий цикл існування нової технології постійно повторюється, а її удосконалення та впровадження є процесом періодичним (рис. 1.7). Отже, кожна нова технологія має свій кінцевий термін існування, який обумовлює пошук шляхів та методів впровадження більш сучасної технології, що залежить від наступних умов (рис. 1.8).

Для забезпечення конкурентоспроможності продукції необхідно постійно аналізувати та прогнозувати динаміку змін технологічних можливостей та стану конкурентоспроможності

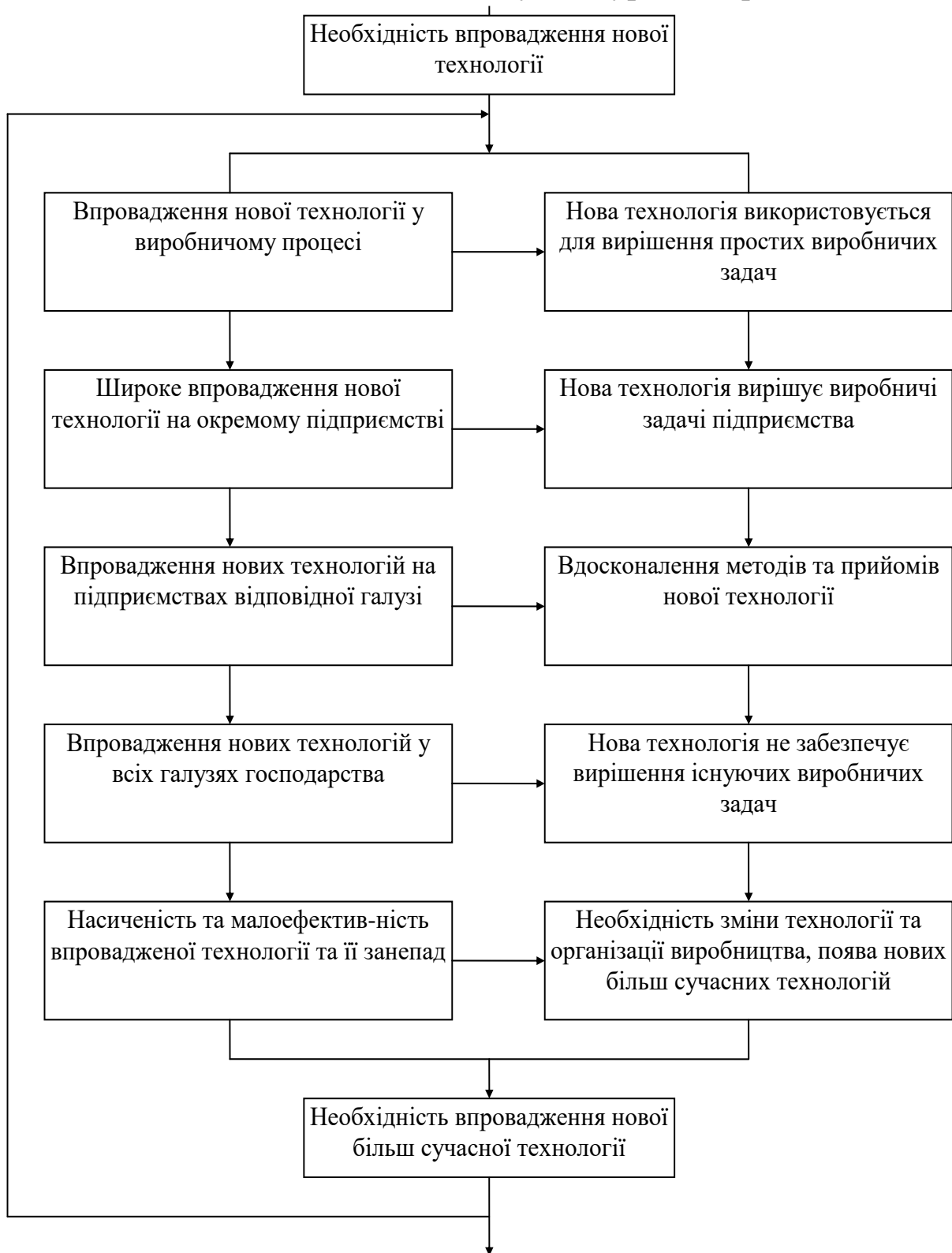


Рис. 1.7. Життєвий цикл існуючої технології виробництва

технології виробництва у традиційних і потенційних конкурентів та порівнювати їх з умовами конкретного підприємства [4, 6]. Шляхи впровадження нових технологій залежать у першу чергу від фінансового стану підприємства та можливості отримання фінансових інвестицій, тому кожне підприємство повинно вибрати свою ділову стратегію з наступних шляхів:

- поетапне удосконалення існуючих технологій виробництва до необхідного рівня;
- використання стратегії послідовного поетапного впровадження нових технологій для кожного виробничого процесу;
- одночасне впровадження нових технологій для усіх виробничих процесів, діючих на підприємстві.

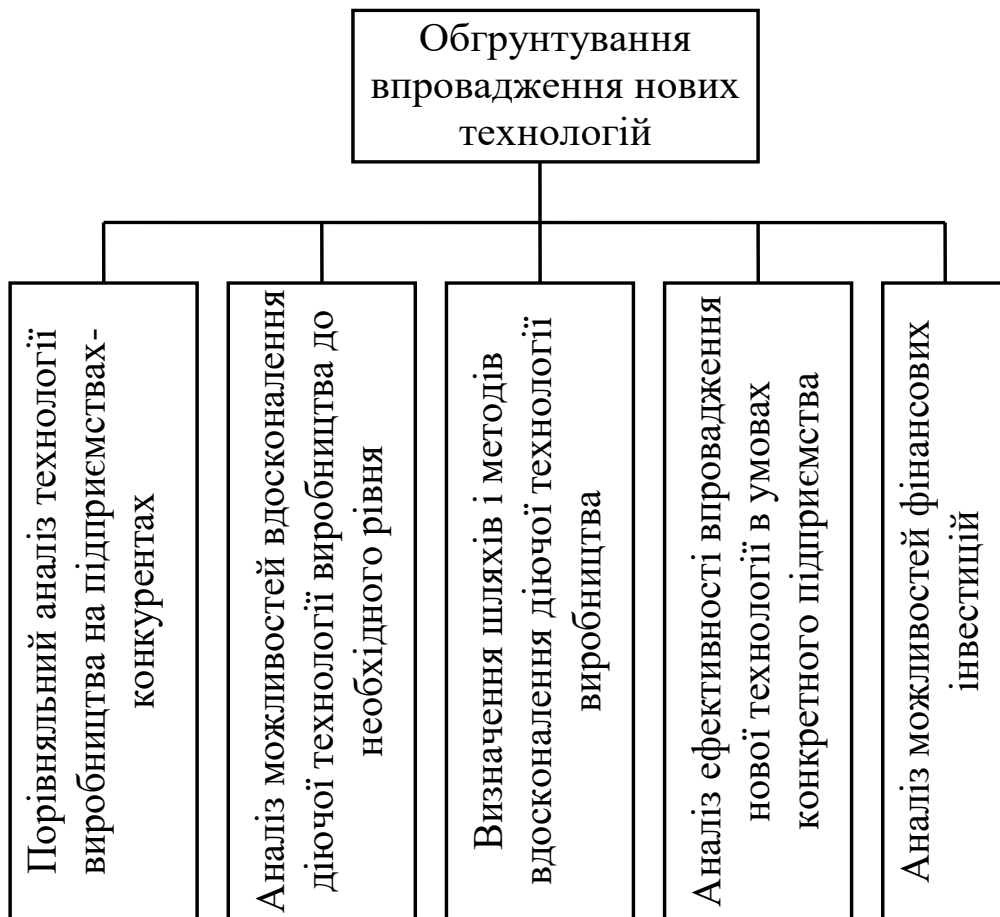


Рис. 1.8. Умови впровадження нової технології

Кожний вибраний шлях характеризується різними фінансовими витратами та терміном впровадження нових технологій, при збільшенні фінансових витрат термін їх

впровадження зменшується та навпаки. 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 вискоелективного 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 [1, 2, 8, 10].

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).

Розвиток сучасного машинобудування і серцевини – верстатобудування пов'язаний з досягненням наступних шести основних цілей: 1. Підвищення продуктивності технологічного обладнання 2. Підвищення якості виготовлюваної продукції 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 (не однаковий) 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 де виробництва.

Спостерігається такий п'ятиланковий ланцюг [5, 8]: 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 привів до прогресивної і гнучкої концентрації виробництва – концепція комп'ютерного інтегрованого виробництва (скорочено СІМ – технології).

На основі новітніх наукових досягнень в областях фізики твердого тіла, фізики високих тисків, оптики, біохімії, мікроелектроніки, тощо створено безліч нових технологій, котрі привели до революційних змін в товарному насиченні в таких галузях, як енергетика, транспортна техніка, генна інженерія і т.і. Важливими етапами розвитку виробництва стали реалізації японських концепцій “Just in time” (точно в строк), “Lean Production” (тоще виробництво), “Total quality” (тотальна якість).

Аналіз різних прогнозів розвитку науки, техніки і технології на початку ХХІ 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 30м/с, алмазно-абразивної – до 150м/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.1.9) [9, 10], швидкодіючих приводів переміщення вузлів на швидкостях до 60-200м/хв. З прискореннями 0,5g...5g, а також механізмів автоматичної зміни інструменту (не більше 2...5с від різку до різку) і столів супутників за 8...5 с і менше.

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.

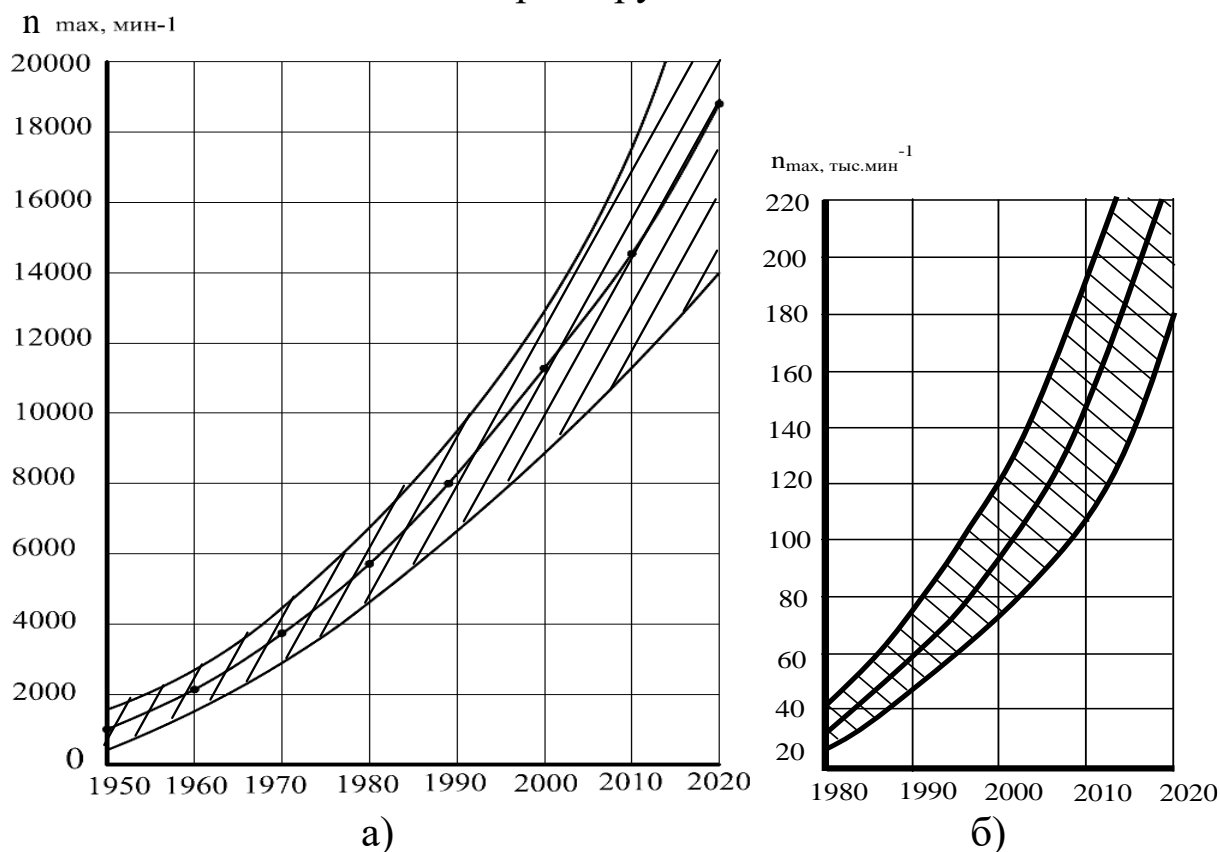


Рис. 1.9. Криві прогнозованого росту частоти обертання шпиндельних вузлів з затискними патронами токарних верстатів при обробці деталей діаметрами 40-250 мм (а) і інструментальними патронами фрезерних верстатів при обробці деталей фрезами діаметрами 3-20мм (б)

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 [8], що дозволяє суттєво скоротити довготривалість виробничого циклу і підвищити точність обробки.

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 [1, 2, 6]. 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 налагодження вузлів і кінцевого продукту на їх базі.

5 Прагнення до прецизійної (High Precision 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, застосуванням 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 модулів 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) конструктору 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 з 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 [3]. 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 звані 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 інш. – 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 [10]: 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) [4, 5]. Технологія базується на фотополімеризації лазерним випромінюванням і дозволяє отримувати цільновитворені складні моделі в найкоротший термін різними способами (стереолітографія SL, вибіркоче 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 моделювання MIM, лазерна інженерна мережа LENS, швидке виготовлення мікровиробів RMPD, трьох координатне зварювання 3DW, осадження з газової фази GPD, тощо).

У світлі світових тенденцій верстатобудування України в 90-і роки минулого століття прийшло в занепад. До розпаду СРСР в кінці 80-х років верстатобудування України було на підйомі (рис.1.10) [10] і забезпечувала не тільки потреби постсоціалістичного простору, а експортувала в інші капіталістичні країни світу.

На жаль, деякі спеціалісти серцевині машинобудування відводять другорядну роль і помиляються, коли кажуть «треба пам'ятати, що верстатобудування завжди розвивається в другу

чергу після поліпшення економічної ситуації в цілому». А як же може здійснюватись підйом на старому обладнанні, яке має низькі техніко-економічні показники (продуктивність, точність, гнучкість, тощо)?

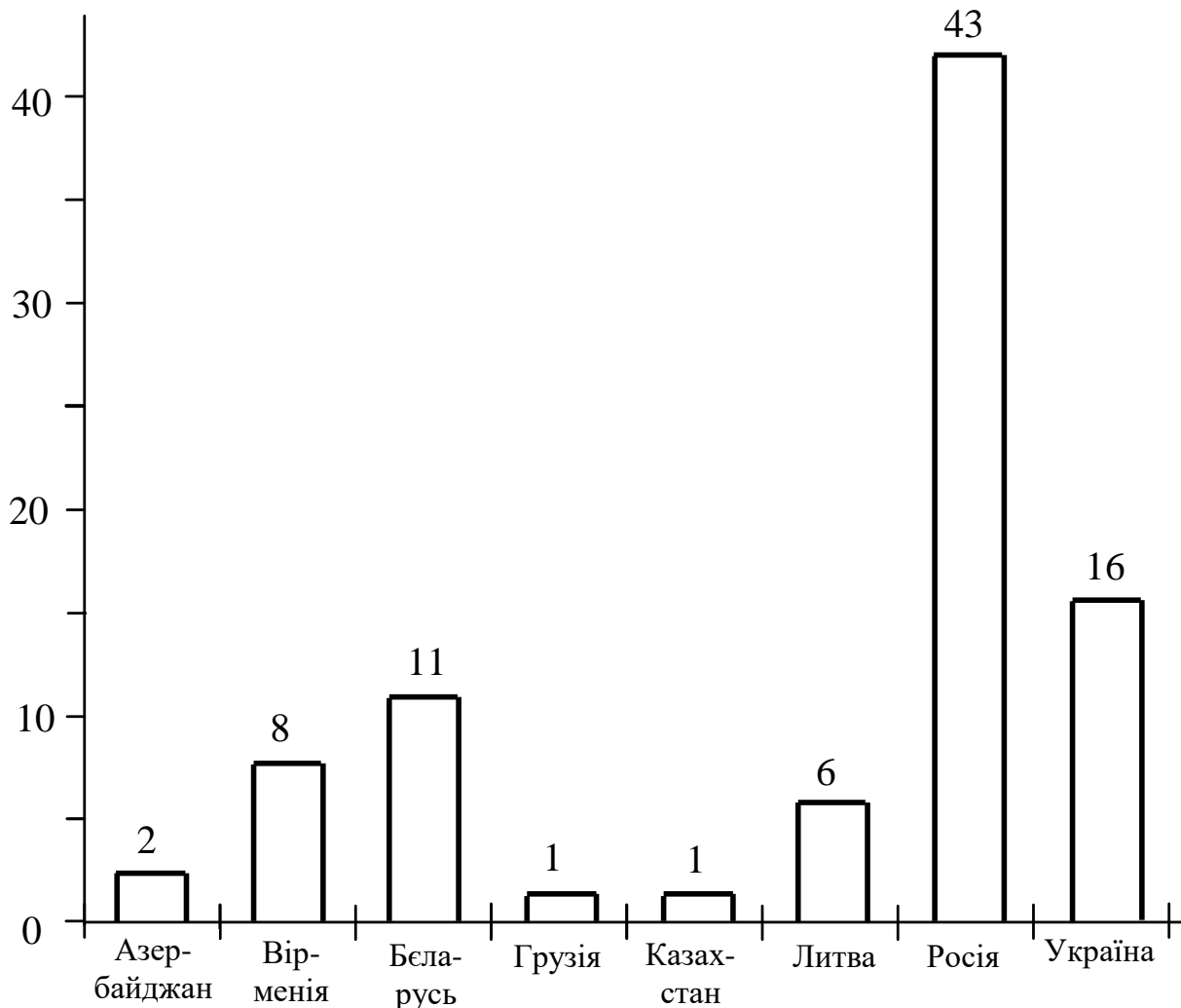


Рис. 1.10. Розподіл верстатобудівних заводів по регіонах (республіках) бувшого СРСР

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 госпдоговірною та

іншого співробітництва. Цехи верстатозаводів почали перетворюватись в окремі заводи без єдиної генеральної стратегії, руйнуючи систему управління, розпродаючи обладнання, приміщення і територію заради одночасної і особистої користі. Втрачений великий інтелектуальний капітал заводів і КБ.

З 16-ти верстатозаводів України залишилися: Краматорський завод важкого верстатобудування, Одеський завод "Мікрон", Лубенський завод "Шліфверст" та кілька невеличких ТОВ.

Літературні джерела до глави 1

1. Агрегатно-модульне технологічне обладнання / в 3-х ч. – Кол. авторів / Під ред. Ю.М. Кузнєцова. – Кіровоград: Імекс ЛТД, 2004. – I ч. – 442с.; II ч. – 286с.; III ч. – 507 с.

2. Афонин В.Л., Подзоров П.В., Слепцов В.В. Обработка оборудования на основе механизмов параллельной структуры / Под общ. ред. В.Л. Афонина. М.: Издательство МГТУ Станкин, Янус – К., 2006. – 452с.

3. Базров Б.М. Модульная технология в машиностроении. – М.: Машиностроение, 2001. – 368с.

4. Введение в организацию производства / Э. Весткемплер, М. Декер, Л. Ендуби, А.И. Грабченко, В.Л. Доброскок; пер. с нем.; под общ. ред. А.И. Грабченко. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 376с.

5. Интегрированные технологии ускоренного прототипирования и изготовления. Монография / Под ред. Л.Л. Тавожнянского, А.И. Грабченко. – Харьков: ОАО «Модель Вселенной», 2002. – 140с.

6. Крижанівський В.А., Кузнєцов Ю.М., Валявський І.А., Склярів Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою.- Кіровоград, 2004. - 449с.

7. Кузнєцов Ю.Н. Принципы создания технологической оснастки для высокоскоростной обработки на металлорежущих

станках // Доклад на межд. юбилейной научн. конференции, Пловдив (Болгария), 10.11.2006.

8. Кузнецов Ю.М. Світові тенденції і перспективи розвитку верстатобудування // Зб. наукових праць за матеріалами науково-методичної конференції «Вища освіта - 2006». – К.: НПУ імені М.П. Драгоманова, 2007. – С.45-55.

9. Современные технологии в машиностроении: К юбилею Ф.Я. Якубова // Сб. научных статей / Под ред. А.И. Грабченко. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – 544с.

10. 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.

2. Основні вимоги до технологічного оснащення і їх класифікація

Основну групу технологічного оснащення (ТО) складають пристосування механоскладального виробництва. Пристосування в машинобудуванні – це допоміжні пристрої до технологічного обладнання, що використовуються для операцій обробки, складання і контролю [3, 4, 8-10].

Дана монографія в основному присвячена затискним пристроям для затиску призматичних, циліндричних і складної форми заготовок при обробці на металорізальних (свердлильних, фрезерних, багатоопераційних) і деревообробних верстатах, а також для слюсарних робіт. ТО для обробки поділяється на пристосування для затиску різних об'єктів затиску, серед яких деталі, що обробляються, і інструменти, якими обробляють [1, 2, 5, 7, 9].

Застосування ТО дозволяє усунути розмітку заготовок перед обробкою (вивірка пристосовань проводиться для партії заготовок), підвищити точність, збільшити продуктивність праці, полегшити умови роботи, розширити технологічні можливості устаткування, дозволяє знизити припуски на наступні операції.

До затискних пристосовань у цілому пред'являються наступні вимоги [2, 4, 6-8]:

1. При затиску не повинно порушуватися положення об'єкта затиску, тобто вимога по точності положення об'єкта затиску по трьох координатах осей у статиці і сталості сили затиску.

2. Затиск не повинний викликати деформації і псування об'єкта затиску, змінання його поверхонь, тобто необхідна методика розрахунку сил закріплення, виходячи з пружних характеристик елементів і контактної жорсткості в стиках.

3. Сила затиску повинна бути як можна мінімальна, але достатня для надійного закріплення, що включає зсув, обертання та вирив об'єкта затиску від сил різання. Відхилення механічних характеристик і розмірів об'єкта затиску, затуплення

інструмента, відхилення сил тертя в затискних елементах враховується коефіцієнтом запасу $K_{зан}$ [5, 9].

4. Затиск – розтиск об'єкта закріплення повинний робитися при мінімальних витратах часу й енергії як механічної, так і енергії людини тобто пристосування повинно простим у конструкції, зручним в обслуговуванні, бути міцним, довговічним компактним, технологічним, а так само мати достатній коефіцієнт підсилення при використанні ручного затиску.

Сучасні ринкові відносини вимагають випуску нової конкурентоздатної продукції що володіє, крім основних вимог комплексом додаткових і спеціальних вимог: швидка змінність і переналагоджуваність, легкість регулювання, малі габарити, широта діапазону, захищеність, ремонтпридатність, можливість автоматичного регулювання параметрів затиску, безшумність, безпека, економність, взаємозамінність і ін.

Таким чином, основні і додаткові вимоги до пристосувань впливають із вимог, запропонованих до верстатів і технологічним процесам. Окремо і більш докладно будуть розглянуті в наступній главі вимоги до лещат, призначених для кріплення деталей при механічній обробці на фрезерних, свердлильних і інших металорізних верстатах, а так само при слюсарній обробці.

Процес обробки деталей з використанням різного технологічного оснащення може протікати в різних умовах при визначеній жорсткості технологічної системи верстата і зв'язаний із необхідністю забезпечення діаметральної і лінійної точності розміру, точності форми і розташування поверхонь.

Широкий різновид технологічних операцій і технологічного обладнання суттєво впливають на конструктивне виконання технологічного оснащення, яке можна розглядати по ступеню спеціалізації, ступеню механізації і автоматизації, джерелу використання енергії, методу компоновки, за призначенням (рис.2.1) [1, 5, 9].

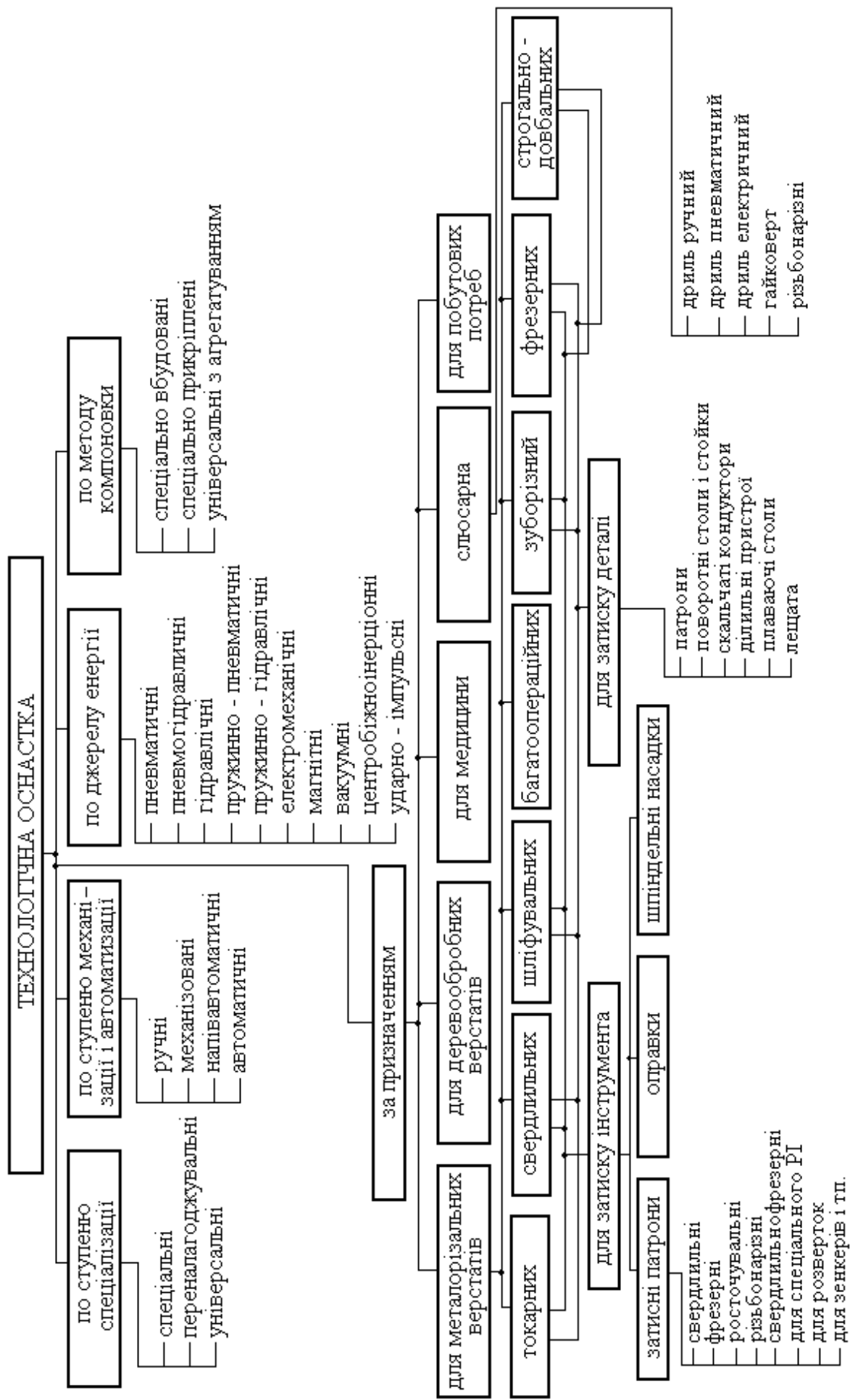


Рис. 2.1. Класифікація технологічного оснащення

Серед технологічного оснащення окремо можна виділити інструментальні затискні патрони для фрез, свердл і іншого інструменту з циліндричним і конічним хвостовиком, що буде розглянуто в іншій главі.

Літературні джерела до глави 2

1. Агрегатно-модульне технологічне обладнання нового покоління, його оснащення та інструментальне забезпечення. /Кол. авторів; Під ред. Ю.М.Кузнєцова, Ч.З -Кіровоград, 2003, – 507с.

2. Зажимные механизмы для высокоскоростной и высокоточной обработки резанием Кузнєцов Ю.Н. Монография /Кузнєцов Ю.Н., Волошин В.Н., Неделчева П.М., Эль Дахаби Фарук - Габрово: Университетское издательство «Васил Априлов», 2010.-700 с.

3. Кузнєцов Ю.И., Маслов А.Р., Байков А.И. Оснастка для станков с ЧПУ. Справочник. – М.: Машиностроение, 1990. – 512 с.

4. 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. – 692 с.

5. Кузнєцов Ю.М. Цільові механізми верстатів-автоматів і верстатів з ЧПК. Частина 3.-К.: ТОВ «ЗМОК», Тернопіль: ТДТУ, 2001. – 354 с.

6. Кузнєцов Ю.Н. Использование эвристических приемов в работе конструктора станочной оснастки: Учебн. пос. – М.: УТПМ, 1992.- 86с.

7. Кузнєцов Ю.Н., Ахрамович В.Н., Литвин А.В. Силовые характеристики гибкой технологической оснастки для станков с ЧПУ //Вестник машиностроения. – 1992. – №2.

8.Кузнецов Ю.Н. Технологическая оснастка в Украине // журнал «Мир техники и технологий», №4, 2008.

9.Станочные приспособления: Справочник в 2-х т. / Ред. совет : Б. Н. Вардашкин (пред.) и др. – М.: Машиностроение, 1984. С. 592.

10.Технологічне обладнання з ЧПК: механізми і оснащення: Навчальний посібник /Ю.М.Кузнецов, О.Ф. Саленко, О.О.Харченко, В.Т.Щетинін. Вид-во «Точка», 2014. 500 с.

3. Класифікація і основні характеристики лещат

Розглянемо конкретно і більш докладно вимоги, запропоновані до лещат. Лещата призначені для кріплення деталей при механічній обробці на фрезерних, шліфувальних, свердлильних і інших металорізних верстатах, а так само при слюсарній обробці. У лещатах проводиться обробка площин, циліндричних і конічних отворів осьовим інструментом і ін.

Процес обробки протікає у важких умовах при невисокій жорсткості технологічної системи верстата і зв'язаний із необхідністю забезпечення діаметральної і лінійної точності розміру, точності форми і розташування поверхонь. Лещата, як різновид технологічного оснащення, теж мають різне виконання і можуть розглядатися по конструкції, виду механізмів їх конструкціїю, як технічну систему, по можливостям виконання обертових рухів для зручності, за способом переналадки, кількістю кінематичних ланцюгів типу привода (рис. 3.1).

Можливі і інші класифікації з використанням нових підходів і поглядів, які будуть розглянуті далі і які наштовхують проектувальника на пошук і створення оригінальних технічних рішень [4, 5, 6, 10]. Розглянемо сили, що діють на затисну деталь у процесі обробки. Візьмемо, для прикладу, фрезерування площин як один із найбільше важких видів механічної обробки (рис.3.2). Просторову систему сил, що діють на деталь, можна привести до головної складової сили різання P_z – колова сила (при фрезеруванні), горизонтальної P_h вертикальної P_v , радіальної P_y і осьових P_x сил різання.

Для випадку (рис. 3.2), коли горизонтальна осьова складова P_x сили різання спрямована перпендикулярно базовим площинам, до котрих притискається заготовка, а складова P_y – паралельно цим площинам, необхідна сила затиску T (нормально до поверхні затиску) може бути визначена приблизно з умови непровороту заготовки відносно точки A .

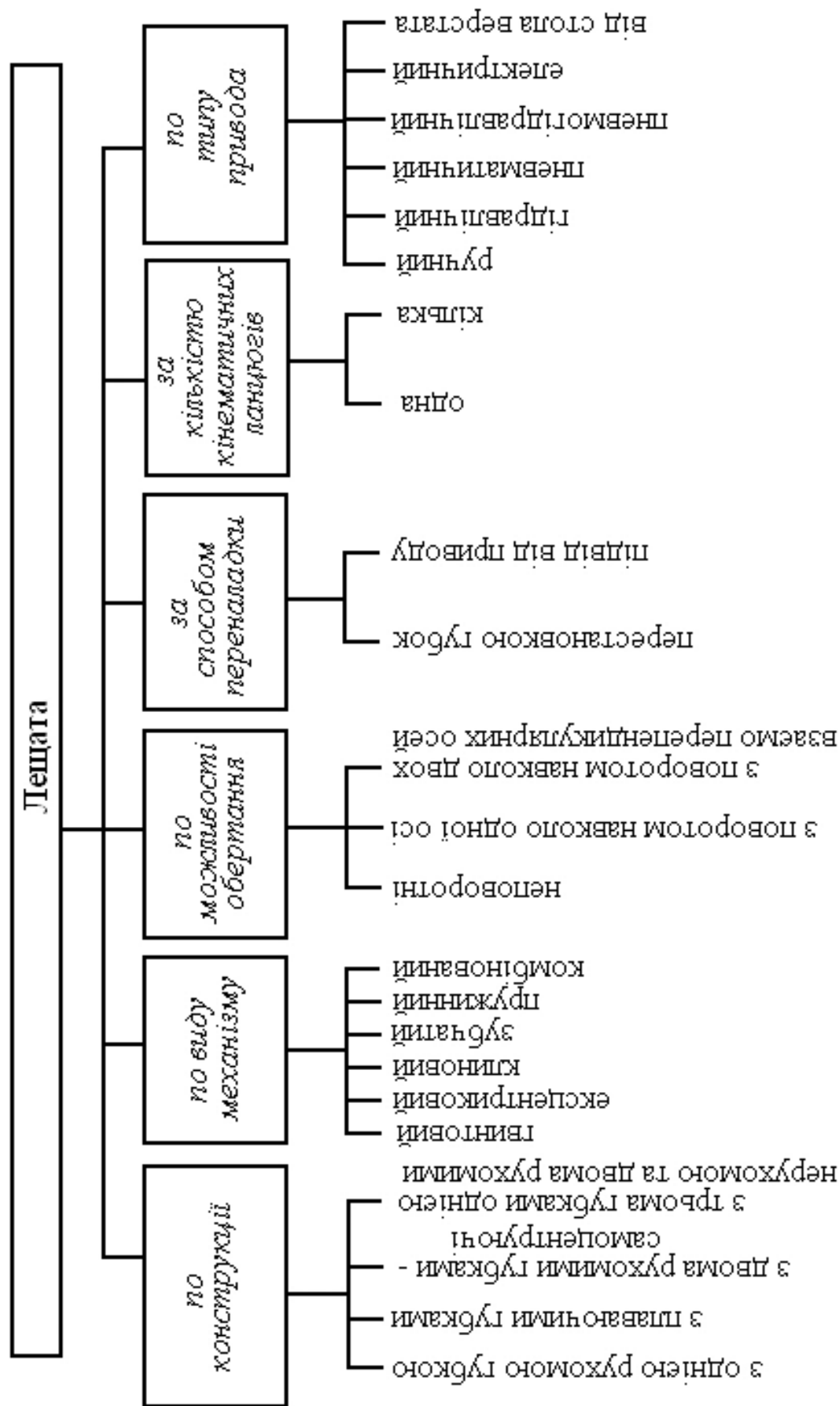


Рис.3.1. Класифікація лещат

З рівняння моментів відносно точки A усіх сил, що діють на оброблювану заготовку при умові, що сила тертя

$$F = (G + T_{\mu} - P_y) \cdot f,$$

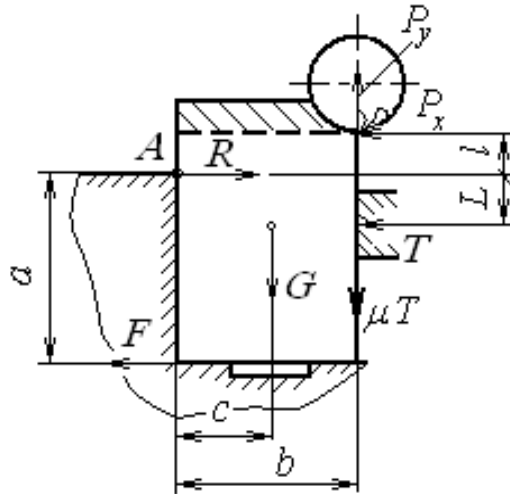


Рис. 3.2. Схема сил, які діють на затиснуту в лещатах заготовку при фрезеруванні

$$T = \frac{K_{заг} \cdot [P_y \cdot (b + a \cdot f) + P_x \cdot l - G \cdot (c + a \cdot f)]}{a \cdot \mu \cdot f + b \cdot \mu + L}, \quad (3.1)$$

де l, b, c, L – плечі прикладання сил P_x, P_y, G, T відповідно; G – сила тяжіння (вага) заготовки; μ – коефіцієнт тертя (зчеплення) заготовки з затискним елементом (губкою); f – коефіцієнт тертя заготовки з базовою поверхнею.

Для лещат основні вимоги стосуються силових, жорсткісних і точнісних характеристик затиску.

Силові характеристики [1-3] лещат повинні забезпечувати протидію силам і моментам різання, які виникають при обробці. При обробці деталь зберігає своє положення в просторі, утримуваний силами тертя, що виникають між губками лещат і затискуваними поверхнями. Сила зчеплення (тертя) заготовки з затискними поверхнями дорівнює:

$$P_{TP} = T \cdot \mu.$$

Виходячи з вищевикладеного сила затиску на губках лещат T буде визначатися з умов [3, 8, 11, 13]:

1. $P_{TP} > P_1$, тобто сила тертя на губці, що утримує деталь від зсуву або виривання повинна бути більша від відповідна сила, що діє від інструмента на деталь у процесі обробки.

2. $P_{TP} \cdot r > M$, де r – радіус центра обертання. Сила тертя на губці, що утримує деталь від обертання, прикладена на відстані r від центра обертання, повинна бути більша від прикладеного моменту сил різання від інструмента на деталь у процесі обробки.

До **жорсткісних характеристик** варто віднести [7-9]:

j_p – лінійна жорсткість – характеризує зсув x_i , базових поверхонь деталі паралельно самим собі (осям просторової системи координат) у процесі обробки під впливом сил різання;

j_a – кутова жорсткість – характеризує зсув базових поверхонь деталі на деякий кут y_i щодо початкового свого положення (або положення щодо осей просторової системи координат) у процесі обробки під впливом сил різання.

Лінійна і кутова жорсткість визначається по розмірах пружних відтискань:

$$j_p = \frac{P_i}{x_i}, \quad H / \text{мм}; \quad j_a = \frac{M_i}{y_i}, \quad \text{Нм} / \text{рад}.$$

Жорсткість базових поверхонь лещат повинна бути така, щоб зсув деталі в процесі обробки знаходився в межах третини допуску на витримані розміри.

Різні схеми і конструкції лещат детально будуть розглянуті в наступних главах монографії з результатами їх теоретичних і експериментальних досліджень.

Літературні джерела до глави 3

1. Вачев А.А., Максимов Й.Т., Райков И.Р., Георгиев Г.Б., Димитров Д.И. Силов анализ на бързодействаща машинна стиска с гидроусилител. *Труды юбилейной научной сессии, посвященной 25-летию ВМЕИ-Габрово*. 1990. С. 123–134.

2. Кузнецов Ю.Н., Ахрамович В.Н., Литвин А.В. Силовые характеристики гибкой технологической оснастки для станков с

ЧПУ // Вестник машиностроения. – 1992. – №2.

3.Кузнецов Ю.М. Цільові механізми верстатів-автоматів та верстатів з ЧПК: Навч. пос. – К. – Тернопіль: ТОВ «ЗМОК» – ПП «ГНОЗИС», 2001. -354 с.

4.Кузнецов Ю.Н. Техоснастка для сверлильно-фрезерных и механосборочных работ // Мир техники и технологий. – 2002. – №7.

5.Кузнецов Ю.М., Крижанівський В.А., Хамуйела Т.О. Системно-морфологічний підхід при створенні затискних пристроїв для затиску призматичних заготовок // Наукові праці КНТУ. – 2004. – №15.

6.Кузнецов Ю.Н., Хамуйела Т.О., Неделчева П.М. Создание зажимных устройств с несколькими кинематическими цепями для призматических заготовок / Ю.Н. Кузнецов, Т.О. Хамуйела, П.М. Неделчева/ Труды Международной научной конференции «УНИТЕХ, 2005», г.Габрово, Т.2.

7.Кузнецов Ю.М., Хамуйела Т.О. Пружно-силові характеристики машинних лещат / Ю.М. Кузнецов, Т.О. Хамуйела / Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник КНТУ, вип. № 35, 2005.

8.Кузнецов Ю.Н., Хамуйела Т.О. Особенности проектирования станочных (машинных) и слесарных тисков для ремонтных предприятий АПК // Материалы МНПК «Достижения науки в реализацию национального проекта «Развитие АПК», т.3, Куртамыш, 2006. – С.94-106.

9.Кузнецов Ю.М., Радченко С.Г., Хамуйела Т.О. Експериментальні дослідження впливу різних факторів на пружні характеристики машинних лещат // Вісник НТУУ «КПІ» Серія «Машинобудування», вип.№50, 2007 с.94-104.

10.Кузнецов Ю.Н. Технологическая оснастка в Украине //журнал «Мир техники и технологий», №4, 2008.

11.Кузнєцов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н. Технологічне оснащення для високоефективної обробки на токарних верстатах: Монографія /Упоряд. Кузнєцов Ю.М. К.:– Тернопіль: Терно-граф, 2011.-692 с.

12.Станочные приспособления: Справочник /Под ред. Б.Н. Вардашкина, В.В. Данилевского. – М.: Машиностроение, 1984. – 656 с.(авт.25 с. т2, р.6.).

13.Хамуйєла Т.О. Експериментальні дослідження пружно-силових характеристик машинних лешат для металорізальних верстатів //Вісник НТУУ «КПІ», серія машинобудування, 2006. С. 18-23.

4. Аналіз відомих конструкцій лещат і сучасний стан їх виробництва

Були виконані патентно-інформаційні дослідження конструкцій лещат, які створені і захищені охоронними документами, зокрема, за участю одного з авторів [12-16] (патентами, авторськими свідоцтвами) в різних країнах, а деякі стандартизовані, анансовані в Інтернеті, представлені на виставках і ярмарках. Це свідчить про широке застосування лещат в діяльності Людини. Відносно їх виробництва в главі наведені приклади по Китаю.

Лещата підвищеної точності установки. У корпусі 1 (рис. 4.1) виконані циліндричні направляючі 2. В корпусі 1 закріплена нерухома губка 3. На напрямних 2 установлений повзун 4, на ньому закріплена рухлива губка 5, робоча поверхня 6, яка перпендикулярна направляючій 2 і розташована в площині, рівновіддаленій від торців 8, 9 повзуна 4 і перетинаючій його осі у точці О. У процесі затиску заготовки 10 губка 5 повертається навколо точки О, пружно деформуючи направляючі 2 і повзун 4. Точки робочої поверхні 6 переміщуються паралельно направляючим 2, чим досягається необхідна точність установки.

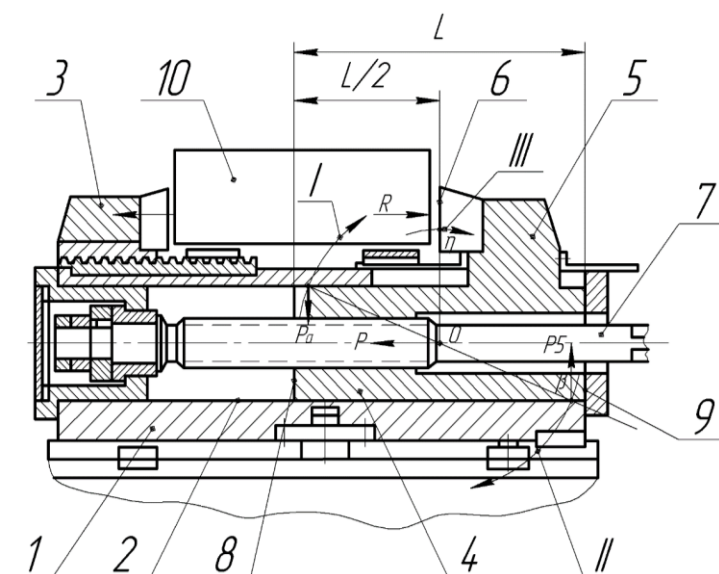


Рис.4.1. Високоточні лещата

Лещата з гідропідсилювачем [2]. На основі лещат (рис. 4.2) розміщена рухлива губка 2 із накладкою 3. Паралельно подовжньої осі основи 1 встановлений гвинт 4 постійно з'єднаний із різьбовим отвором каретки 5. На кінці основи 1 розташована нерухома губка 6 із накладкою 7. Каретка 5 опирається на шворінь 8, що встановлений в однім із пазів 10 або 11 основи 1. З рухливою губкою 2 через пружні елементи з'єднаний корпус 14 гідропідсилювача, але між ними постійно існує зазор 15. Коаксіальне гвинту 4 у центральному отворі корпусу 14 гідропідсилювача встановлений поршень-витіснювач 23. Порожнини гідропідсилювача, у яких розташовані поршні, з'єднані між собою вікнами і заповнені постійно стиснутим пластичним мастилом. Маховик 27 установлений на різьбовому кінці хвостовика 28 гвинта 4. Обмежник 29, закріплений на кінці хвостовика 28, є упором, що обмежує можливість переміщення маховика 27.

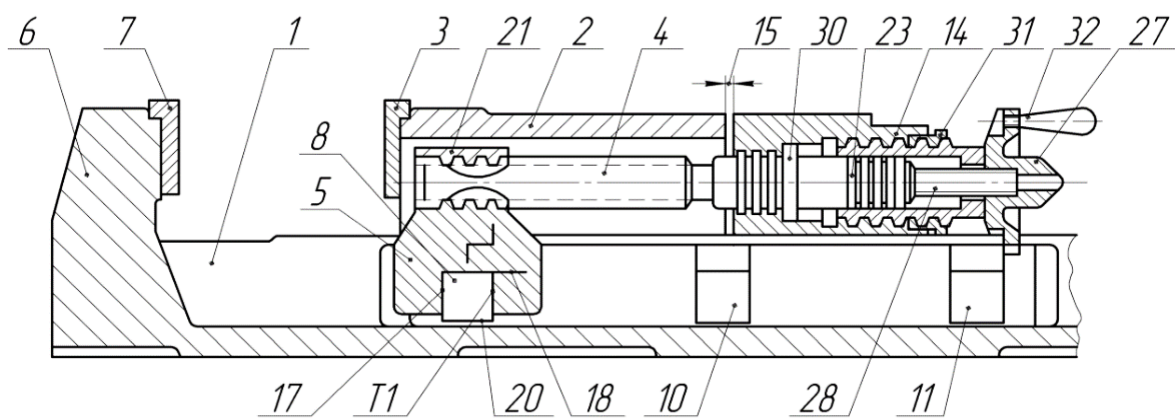


Рис.4.2. Лещата з гідропідсилювачем

Машинні лещата з гідравлічним підсилювачем (рис. 4.3) містять корпус 1 з нерухоною губкою 4, рухоною губкою 8 за рахунок гвинта 20, один кінець якого звадяки втулці 2 розміщений в губці 4, а другий – в планці 11, закріпленій на торці корпусу у виточці планки 11 розташований з можливістю обертання гвинт 10 з гідравлічним підсиленням, що взаємодіє з гвинтом 20. На губках розташовані змінні губки¹⁶ (накладки) 5 і

7. В середині втулки 2 установлена пружина 3 для повернення губки 8 при розтиску обробленої заготовки 6. Зняття гвинта 10 при затиснутій заготовці 6 забезпечується гайкою 9 гвинта 20. Обертаючи рукоятку 14 гвинт 10 разом з гвинтом 20 рухають губку 7 і 8 до заготовки, вибираючи зазор. Далі росте крутний момент на рукоятці 14, долаючи опір пружин 12 і виводячи фіксуючі кульки 13 з виточки привідного гвинта 16. Далі обертається і переміщується гвинт 16, який діє на силовий плунжер 17 і створює високий тиск в порожнині 18, завдяки чому поршень 19 і гвинт 20 через губки остаточно стискають заготовку 6. Конструкція корпусу лещат забезпечує три способи установки на столі верстата: основний, боковий і торцевий. Аналогічне виконання мають машинні лещата типу RA і RNC фірми Röhм і болгарської фірми Mechanica.

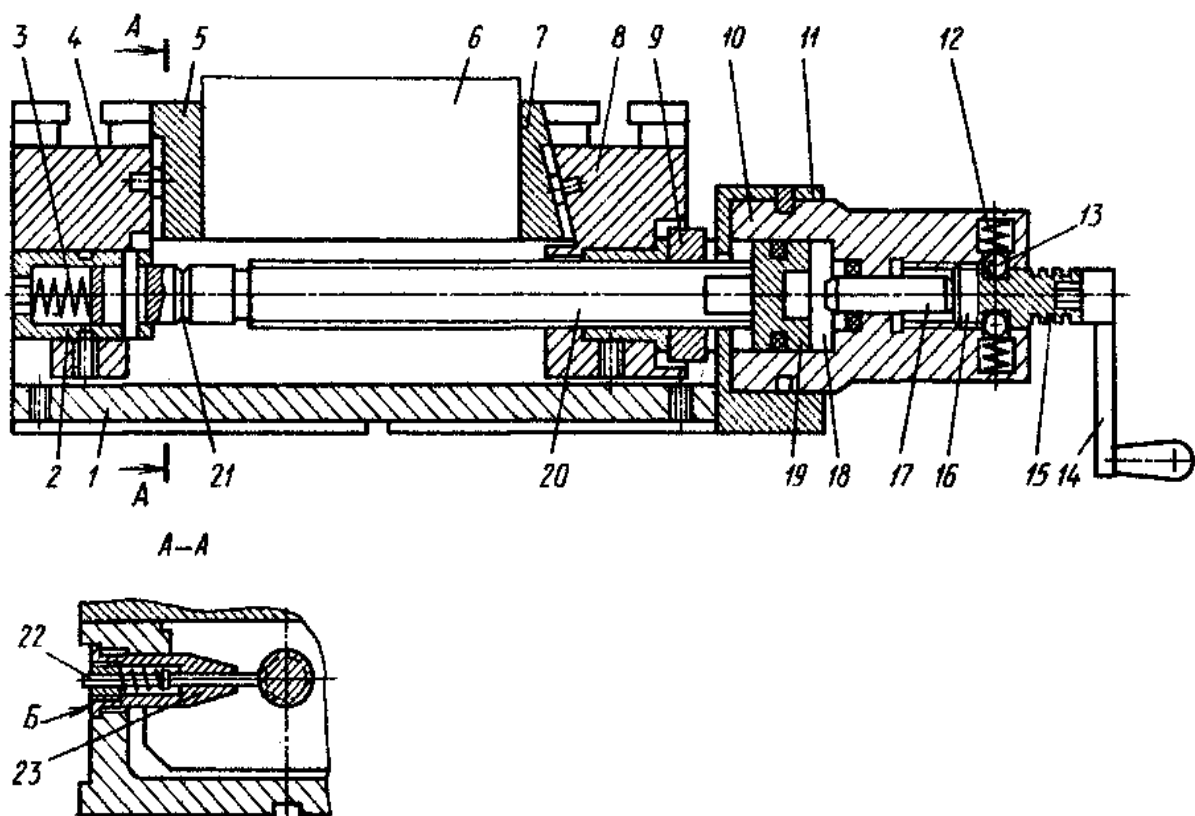


Рис. 4.3. Лещата з гідравлічним підсилювачем

Пневмогідравлічні лещата. Лещата (рис. 4.4) мають установлені на корпусі 1 нерухому і рухливу губки 2, 3, силовий

привід у виді пневмоциліндра 4 із поршнем 5 і штоком 6 і гідравлічний механізм – підсилювач, що включає циліндр 7, поршень 8 із порожнім штоком 9 і плунжер 10. Порожнини 11 і 12 з'єднані. При затиску тиск подається в порожнину 14, завдяки чому поршень 5 із штоком 6 і з'єднаним із ним плунжером переміщуються вправо, у порожнині 17 створюється підвищений тиск, завдяки чому поршень 8 механізмом підсилювача переміщається вліво і здійснюється затиск. При розкріпленні заготовки 15 тиск подається в порожнині 11 і 12, робоче середовище, діючи одночасно на поршні 5, 8, переміщає рухливу губку 3 праворуч.

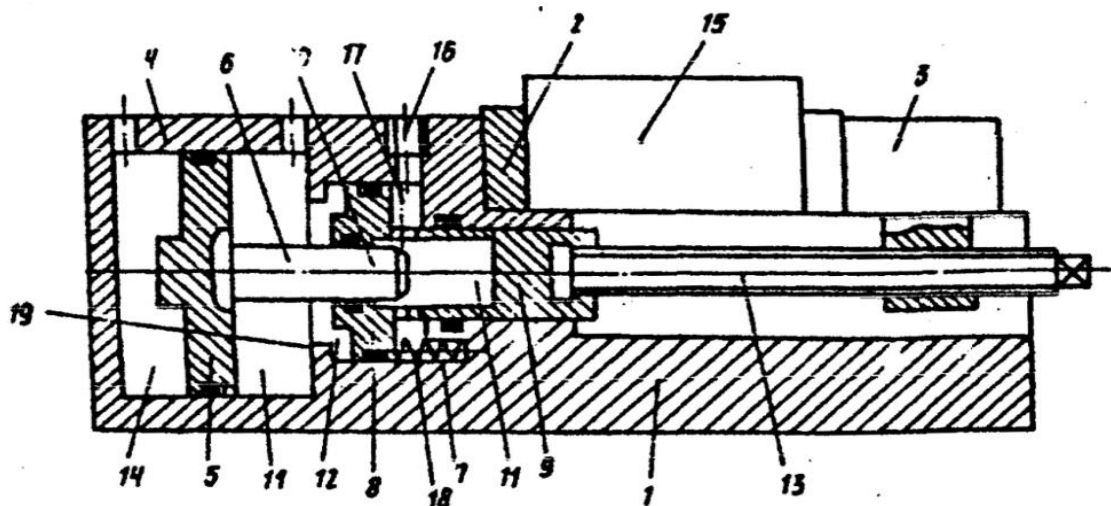


Рис. 4.4. Пневмогідравлічні лещата

Прецизійні лещата. Лещата (рис. 4.5) містять корпус 1, установлені на ньому нерухому і рухливу губки 2, 3, що самоустановлюється на осі 4 клиновий елемент 5, повзун 6 із похилою поверхнею на передньому кінці, пружину 7, розміщену в циліндричній порожнині повзуна 6 і діючу на втулку 8, що має конічний отвір на протилежному кінці.

З губкою 3 жорстко зв'язаний штифт 9 із відповідною конічною поверхнею, щодо осі якого вісь втулки 8 зміщена на розмір a у направляючих 10 корпуса 1. Пружина 1, взаємодіючи зі втулкою 8, забезпечує постійний контакт між її конічним отвором і конічною поверхнею штифта підтискаючи задній кінець губки 3 до направляючих 10 корпуса.

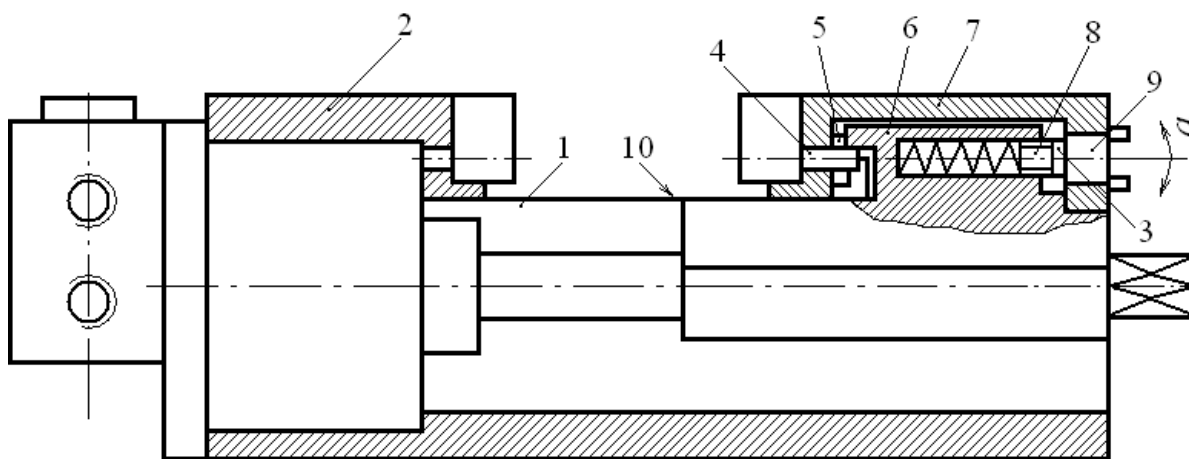


Рис. 4.5. Прецизійні лещата

Плаваючі лещата. Плаваючі лещата (рис. 4.6) містять корпус 1 із направляючими, повзуни 2 із встановленими в них губками 3, пружину 4 між повзунами, тягу 5 силового приводу з гайкою 6, що зв'язує повзуни 2, плунжер 8, встановлений в отворі 7 одного з повзунів, і пружину 11 із регулювальними гайками 12, що забезпечують необхідний розмір затиску. Фіксація повзунів 2 щодо корпусу 1 здійснюється при впливі клинової поверхні 10 тяги 5 на клинову поверхню 9 плунжера 8.

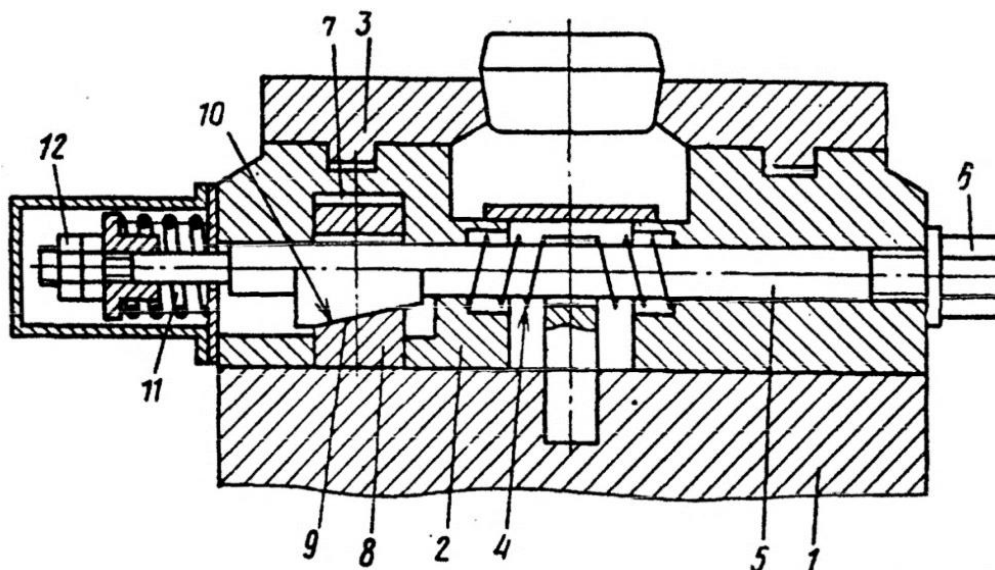


Рис. 4.6. Плаваючі лещата

Механогідравлічні лещата (рис. 4.7) містять корпус 1, порожній силовий гвинт 2, встановлену на корпусі 1 нерухому

губку 4 і розміщену на ньому рухому губку 5, взаємодіючи з порожнім силовим гвинтом 2 через гайку 3 (остання може бути виконана безпосередньо в корпусі 1). З торця порожнього силового гвинта 2 встановлений гідроциліндр 7, з'єднаний через плунжер 8 з перевантажувальною муфтою 9, встановленої з торця гідроциліндра 7 з боку рухомої губки 5. У рухомій губці 5 встановлений упор 10 з наскрізним отвором, одним торцем з упором 10 співосно сполучається пружний елемент 11 з наскрізним отвором, виконаний у виді порожнього штовхальника. В другий торець пружного елемента 11 упирається поршень 12 гідроциліндра 7. У наскрізних отворах упора 10 і пружного елемента 11 вільно розміщена тяга 6. Тяга 6 одним торцем упирається в поршень 12 гідроциліндра 7, а в другим – плече коромисла 13, розташованого в рухомій губці 5 з можливістю переміщення навколо осі. Друге плече коромисла 13 через додаткову тягу 14, проходячи через наскрізний канал у рухомій губці 5, з'єднано з вимірювачем переміщення 15 (наприклад, індикатором типу ИЧ-10).

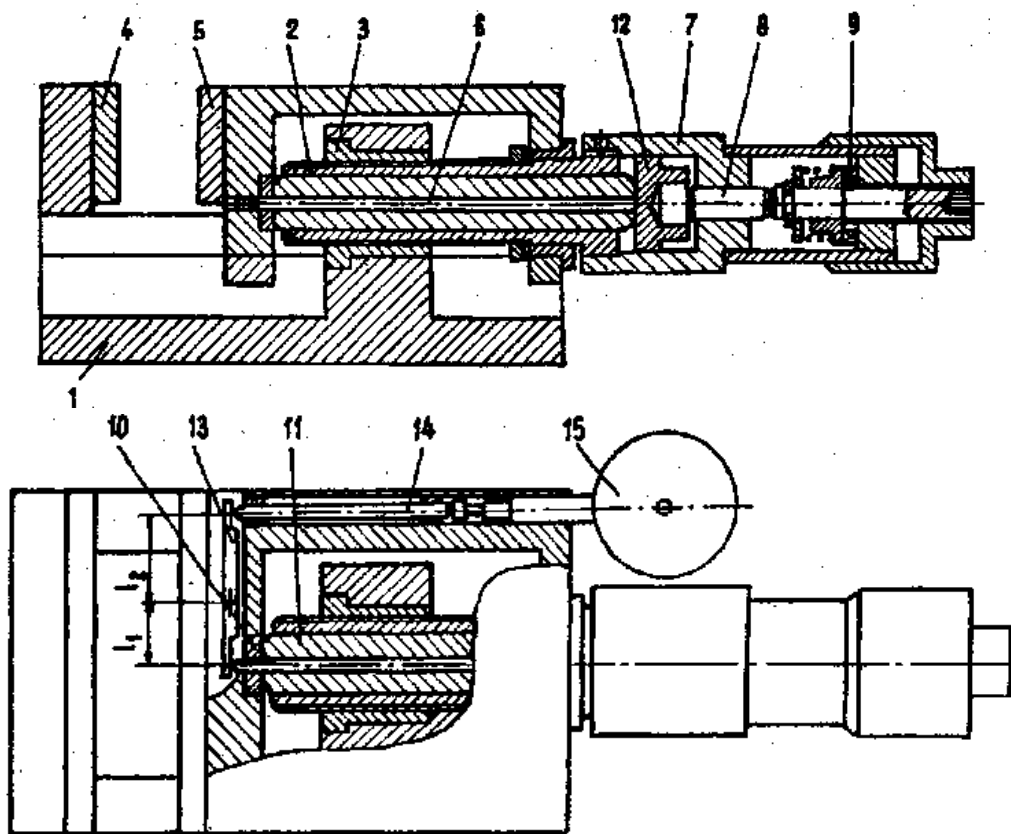


Рис.4.7. Механогідравлічні лещата

Універсальний слюсарний пристрій (рис. 4.8) складається з лещат, корпус 1 яких виконаний з нерухомою губкою 2 і на ньому виконана опорна площадка 3. З внутрішньої сторони губки виконані два горизонтальних призматичних пази – малий 4 і великий 5.

В корпусі розміщений повзун 6 рухомої губки 7 із приводом від ручки 8 ходового гвинта 9. На губці 6 закріплена ребриста накладка 10. На губках 2 і 7 закріплені накладки відповідно 11 і 12. Для гнбки труб пристрій має пристосування, що складається з плити 13 с отворами 14, розміщеним на ній в залежності від діаметра труби, що згинається, двох роликів 15, виконаних з можливістю установки в отвори 14 за допомогою осі 16, сектора 17, встановленого з можливістю переміщення по площині плити 13 і привод, від ручки 8 ходового гвинта 9

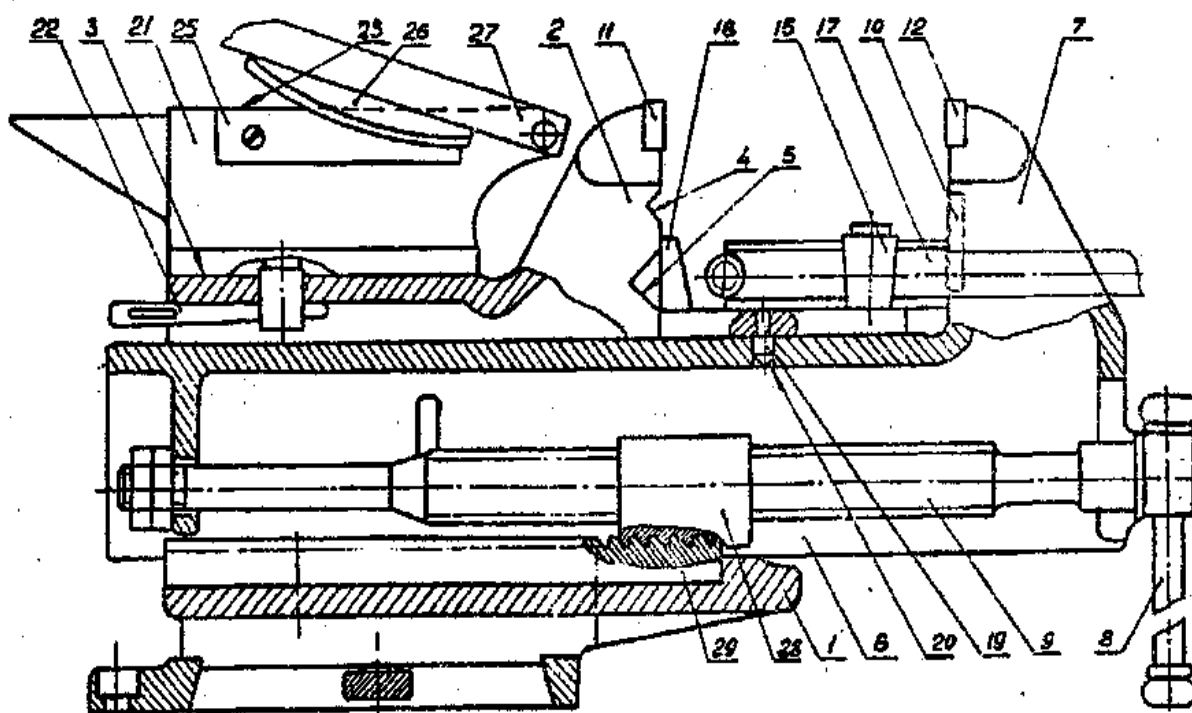


Рис. 4.8. Універсальний слюсарний пристрій

Лещата (рис.4.9), що містять основу 1, корпус 2 з напрямними 3, прорізом 4 і поздовжньою порожниною 5, рухому губку 6 з пазом 7, нерухома губку 8, штовхач 9, росташований в пазу 7 рухомої губки 6, прижимну планку 10, взаємодіючу з

штопхачем 9 і площиною 11 поздовжньої порожнини 5, упор 12 з скосом 13 і силовий гвинт 14, закріплений на корпусі 2 і взаємодіючий з штопхачем 9. Останній виконаний з клиновим гніздом 15 і виступом 16, розташованим в прорізі 4 і шарнірно з'єднанням за допомогою осі 17 з притискною планкою 10. Упор 12 встановлений на осі 18, а між торцями 19 і 20 штопхача 9 і паза 7 рухомої губки 6 встановлені пружини 21.

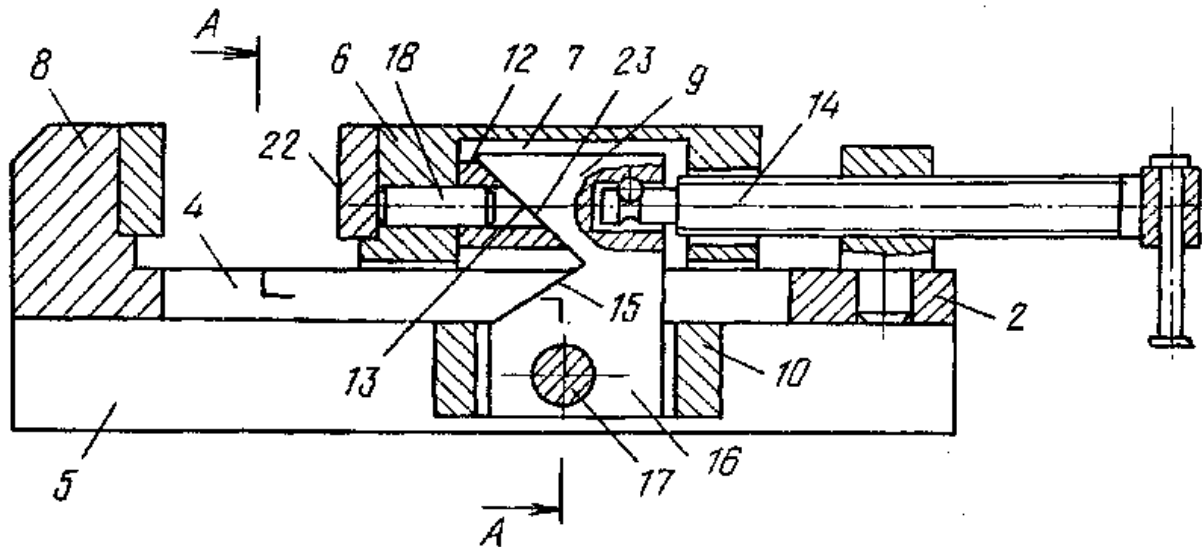


Рис. 4.9. Лещата

Універсальні лещата (рис.4.10), що складаються з корпусу 1, по напрямних якого переміщуються губки 2 і 3 із встановленими в них гайкою 4 і роз'ємною гайкою 5, зв'язаними з гвинтом 6 із правою і лівою різьбою, обмеженим від осьового переміщеннявилкою 7. Гвинт 6 має можливість обертання від дії обертового моменту пневматичного ротаційного двигуна 8.

Роз'ємна гайка 5 складається з напівгайок 9 і 10, рухливо зв'язаних між собою рейковими передачами, рейкові шестірні 11 які рухливо встановлені на опорах 12, нерухомо встановлених у корпусі губки 3 і вільно в корпусі напівгайки 9. Верхня частина корпусу напівгайки 9 рухомо з'єднана з корпусом губки 3 за допомогою гвинта 13, обмеженого від осьового переміщення віссю 14, а нижня частина нерухомо встановленими на ній рейками 15 входить у зачеплення з рейками 16 корпусу 1.

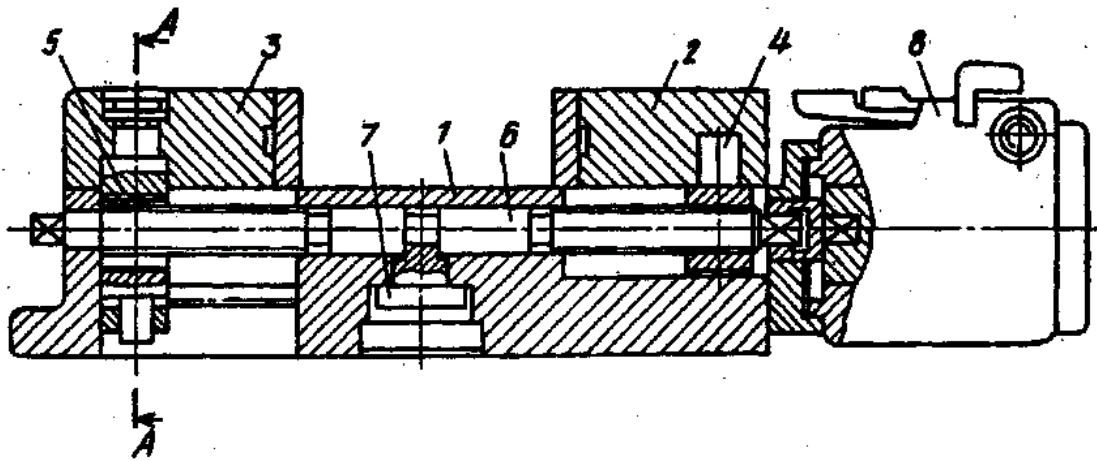


Рис. 4.10. Універсальні лещата

Самоустановлювальні лещата (рис. 4.11) містять основу 1 з напрямними 2, салазки 3, установлені на напрямних 2. Нерухома губка 4 закріплена на основі 1. Рухома самоустановлююча губка 5 установлена на салазках 3. Накладки 6, 7 закріплені на рухомій і нерухомій губках 5 і 4.

Силовий привод 8 зв'язаний із салазками 3. Упор 9 рухомої самоустановлювальної губки 5 розташований на салазках 3. Опора 10 встановлена на салазках 3, с можливістю переміщення вздовж її поздовжньої осі 11 і підпружинена в напрямку накладки 6. Робочий кінець опори 10 виконаний у вигляді двохстороннього клина 12 з гострою крайкою 13, перпендикулярної основі 1 і контактуючої з накладкою 6 губки 5, що виконана у виді сегментного елемента 14, вісь 15 якого перпендикулярна основі 1 і сполучена з лінією контакту опори 10 і накладки 6.

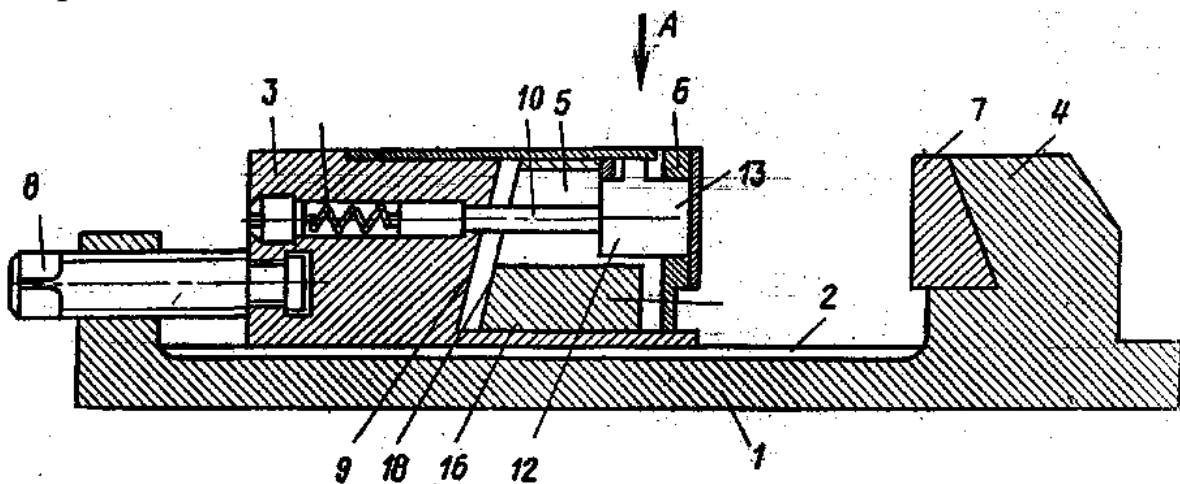


Рис. 4.11. Самоустановлюючі лещата

Лещата інженера Курилова В.В. (рис. 4.12) містять силовий привод 1, закріплений в рухомій губці 2, і нерухому губку 3, на якій розміщені накладки 4 з матеріалу, що має оборотну пам'ять форми деталі 5, яка затискається. Пристрій працює наступним чином. За допомогою силового привода 1 попередньо піджимають деталь 5, зближуючи губки 2 і 3. Виконують підігри накладок 4, і вони збільшують свою товщину, затискаючи деталь 5.

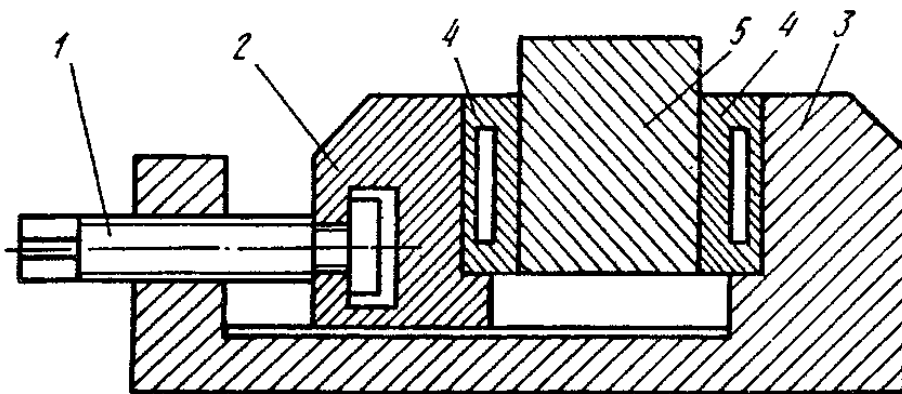


Рис. 4.12. Лещата інженера Курилова В.В.

Лещата (рис.4.13), що містять корпус 1, боковий упор 2, рухому 3 і нерухому 4 губки, притискачі, виконані у вигляді плунжерів 5 і 6, і опори, виконані у вигляді плунжерів 7, розміщених на установочній поверхні 8 корпусу 1. Плунжери 5—7 установлені під кутом до установочних поверхонь 8—10 для затиску деталі 11, і цей кут виконаний більше кута самогальмування.

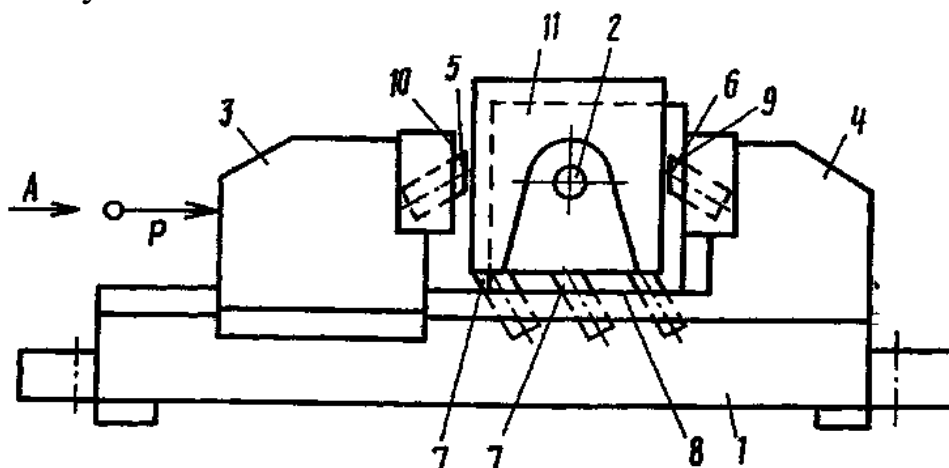


Рис. 4.13. Лещата з плунжерами під кутом самогальмування

Лещата з пружною нерухою губкою (рис.4.14). Працюють лещата таким чином. При обертанні рукоятки 9 обертається гвинт 7 відносно нерухомої гайки 6, жорстко закріпленої у рухомій частині 3 з затискною губкою 4 (рухома губка), внаслідок чого рухома губка наближається до затискуваної деталі; з'єднання корпусу 1 і нерухомої губки 2 виконано з зазором, який досягається за рахунок пружних елементів у вигляді тарілчастих пружин, що дає змогу при затиску деталі отримати рівність приведених жорсткостей рухомої губки 4 і нерухомої губки 2 (рис. 4.14 - 4.17).

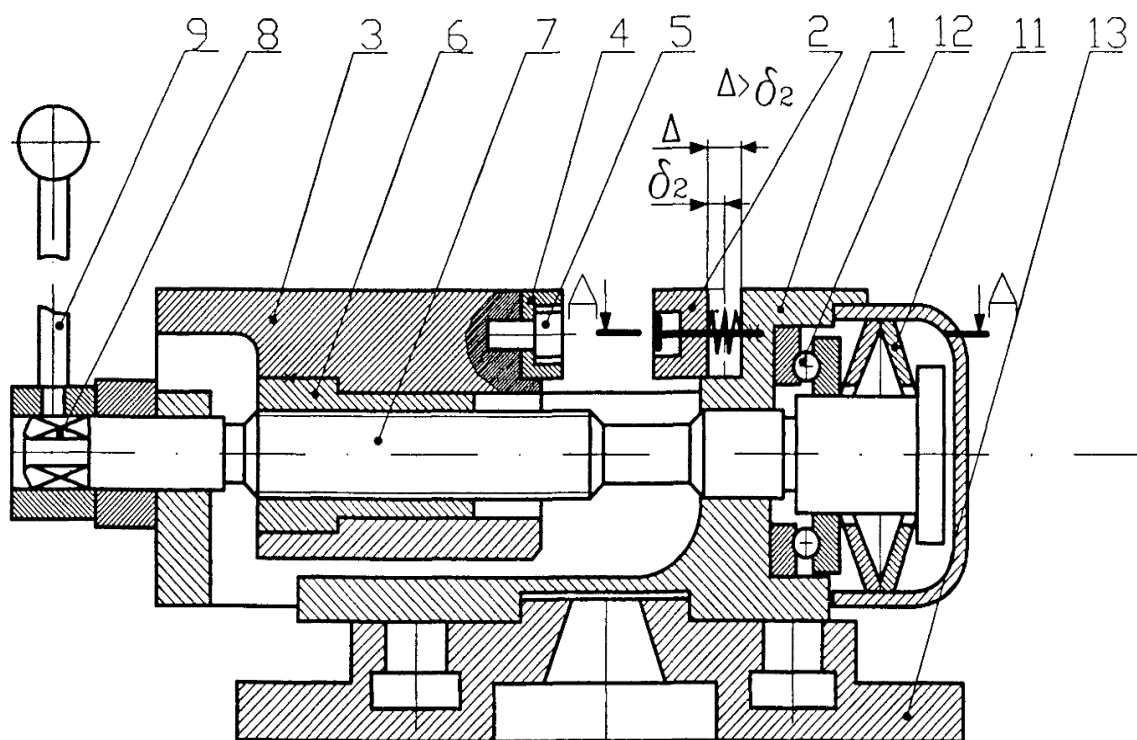


Рис. 4.14. Повздовжній переріз лещат з ручним гвинтовим приводом і пружною нерухою губкою

Механізм ручного переміщення виконаний у вигляді гайки 6, жорстко зв'язаної з рухомою губкою, наприклад штифтом (на рис.4.14 не зображено), і гвинта 7, лівий кінець 8 має грану форму під рукоятку 9, а правий кінець 10 розташований в корпусі 1, натянутий відносно нього пакетом тарілчастих пружин 11 через упорний шарикопідшипник 12. Накладки 4 з'єднані з нерухомою губкою 2 і рухомою губкою 3 за допомогою гвинтів

13 через отвори *a*. Замкнені еластичні оболонки 5 виконані у вигляді капсули, які наповнюються сипучим або текучим середовищем, правий кінець 14 якої вводиться в отвір *b*, а лівий кінець 15 вставляється ніпель 16, який заводиться в паз *c* і фіксується ковпачковою гайкою 17, що запобігає витіканню речовини з капсули.

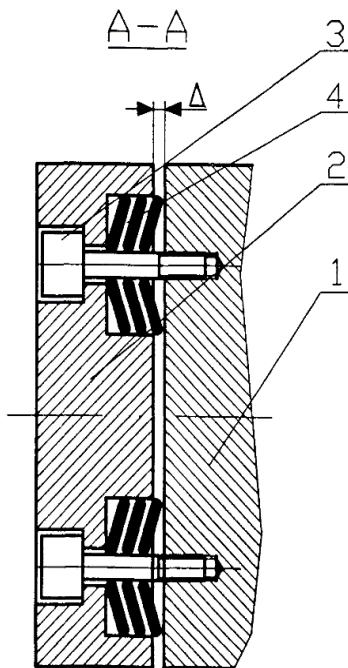


Рис. 4.15. Поперечний переріз нерухомої губки з пружними елементами у вигляді тарілчастих пружин в місцях з'єднання з корпусом (А-А, рис.4.14)

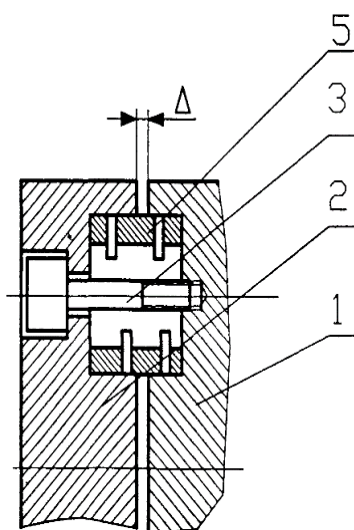


Рис. 4.16. Поперечний переріз нерухомої губки з пружними елементами у вигляді пружних розрізних втулок

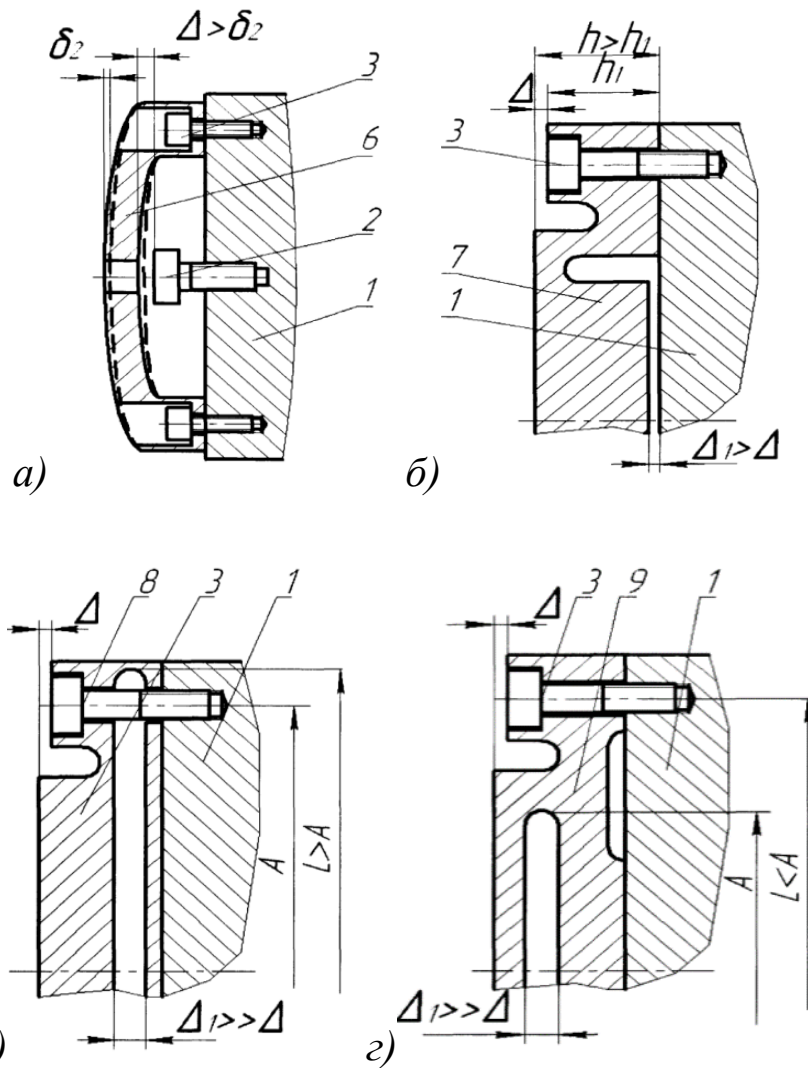


Рис. 4.17. Нерухома губка: а – у вигляді двохопорної випуклої плоскої пластини; б – з поперечними зустрічними надрізами, що утворюють пружні шарніри в місцях з'єднання; в – з поперечними надрізами і повздовжнім наскрізним пазом, довжина якого більше відстані між місцями з'єднання; г – з поперечними надрізами і повздовжнім наскрізним пазом, довжина якого менше відстані між місцями з'єднання

Лещата з еластичними оболонками (рис.4.1.8-4.22). Лещата складаються з корпусу 1, що містить нерухома губку 2, рухома губку 3 і механізм переміщення, оснащений ручним або механізованим приводом, з'єднанні з ними накладки 4, в порожнинах яких розташовані замкненні еластичні оболонки 5 наповненні рухомим сипучим або текучим середовищем (рис. 4.18).

Принцип роботи лещат такий. В нерухомому стані рухома губка 3 знаходиться в крайньому лівому положенні (рис. 4.18). При обертанні рукоятки 9 обертається гвинт 7 відносно нерухомої гайки 6, жорстко закріпленої у рухомій частині 3 (рухома губка), внаслідок чого рухома губка 3 переміщується у бік нерухомої губки 2 і затискає деталь 18, 19 деформуючись змінює свою форму у відповідності з формою затискаємої деталі (рис.4.21, 4.22). Корпус 1 має можливість повороту на 360° відносно основи 20 з круговим пазом.

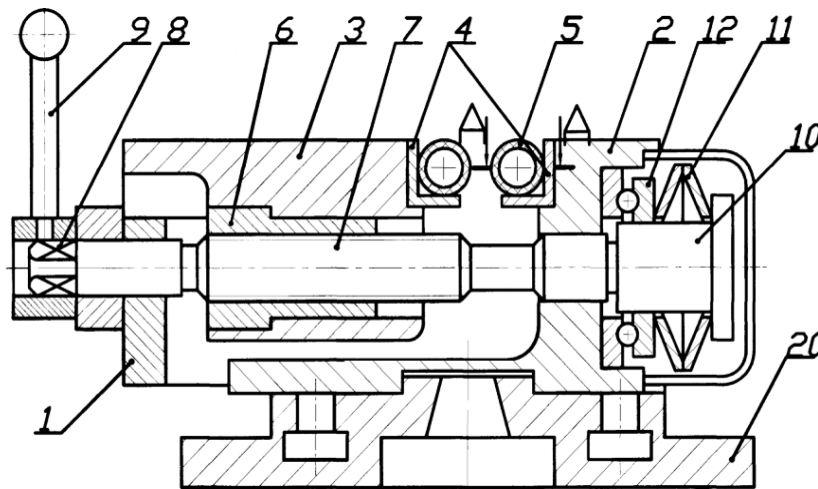


Рис. 4.18. Повздовжній переріз лещат з накладками, в порожнинах яких розміщені еластичні оболонки

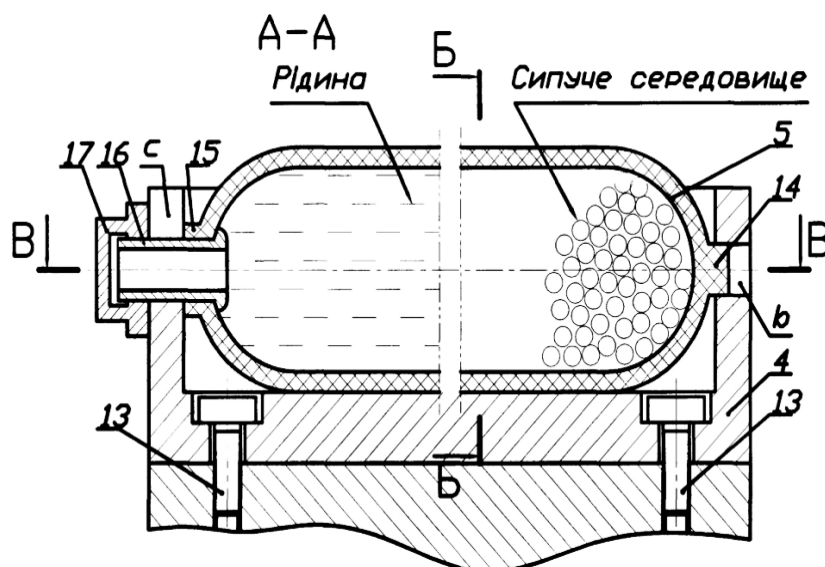


Рис. 4.19. Поперечний переріз губки (переріз А-А на рис.4.18) з сипучим середовищем

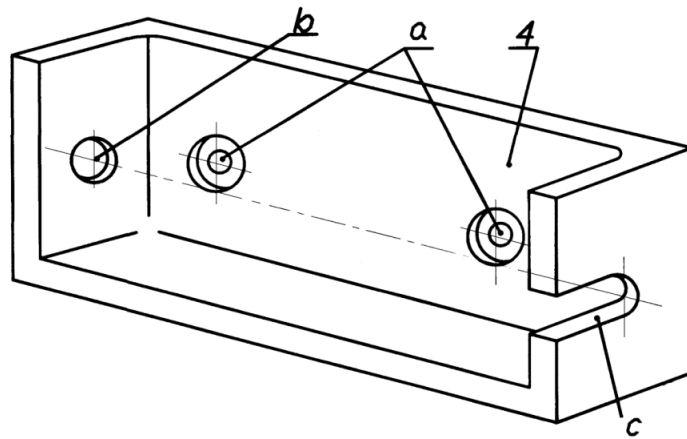


Рис. 4.20. Накладка губок з порожниною для розміщення еластичних оболонок, отворами для фіксації оболонок в накладках і отворами для з'єднання накладок з губками

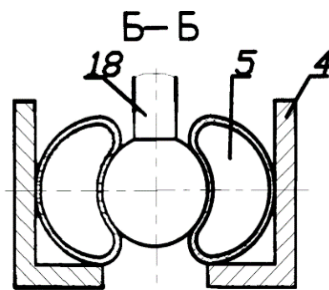


Рис. 4.21. Поперечний переріз Б-Б, рис. 4.19, з деформованими еластичними оболонками при затиску деталі із сферичною поверхнею

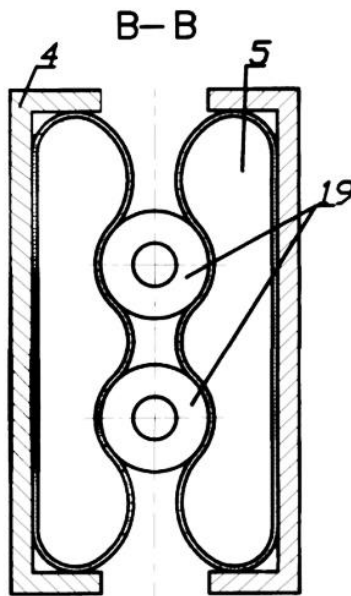


Рис. 4.22. Повздовжній переріз В-В, рис. 4.19, з деформованими оболонками при затиску двох фасонних деталей.

З використанням системно-морфологічного підходу [5] синтезовані нові схеми і конструкції лещат. На деякі з них отримані патенти на винаходи і корисні моделі.

Серед нових запропонованих машинних лещат наступні:

1.3 двома кінематичними ланцюгами (патент України № 9418).

2.3 рівномірною жорсткістю з боку губок (патент України № 15583).

3. Широко універсальні для затиску заготовок різної форми (патент України № 21917).

Лещата містять корпус 1 (рис. 4.23) в якому розташовані нерухома 2 і рухома 3 затискні губки. Рухома губка 3 зв'язана через упорний підшипник 4 з диференціальною гвинтовою передачею 5, яка складається з гвинтової кулькової передачі 6 та гвинтової пари ковзання 7, що мають різні кроки. Гайка 8 кулькової гвинтової пари розташована в гвинті 9 гвинтової пари 7. Гвинт 10 гвинтової передачі 7 розташована в нерухомій губці 2 і має маховик 11 для попереднього затиску.

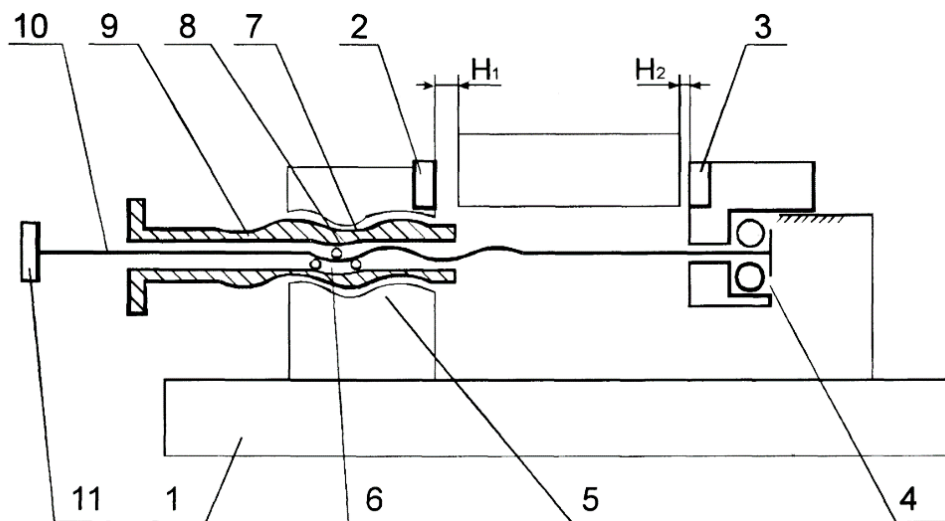


Рис. 4.23. Машинні лещата з диференціальною гвинтовою передачею і ручним приводом

Можливе виконання лещат 3 механізованим приводом, наприклад, електричним двигуном 12 (рис. 4.24), розташованим з боку рухомої губки. Крутний момент передається гвинту 10

через муфту граничного моменту 13, який регулюється натягом пружини 14 за допомогою гайки 15.

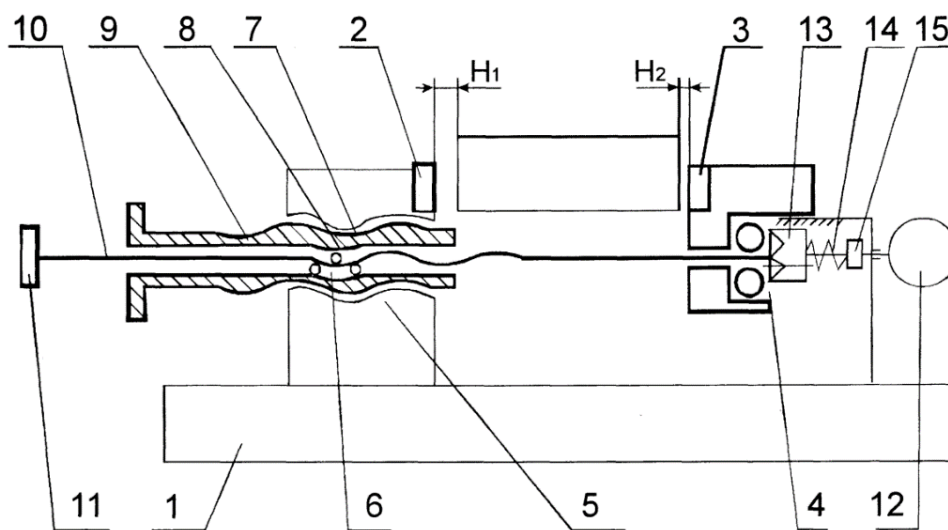


Рис. 4.24. Машинні лещата з диференціальною гвинтовою передачею і електроприводом

Працюють лещата таким чином. При обертанні маховика 11 (рис. 4.23) або електродвигуна 12 (рис. 4.24) обертається гвинт 10 кулькової гвинтової передачі, внаслідок чого рухома губка наближається до затискуваної деталі; цим досягається вибір зазорів H_1 та H_2 між губками лещат та затискуваною деталлю. Остаточний затиск досягається при одночасному обертанні гвинтів 9 і 10 причому внаслідок того, що гвинти мають різні кроки швидкість наближення рухомої губки до затискуваної деталі зменшиться, а сила затиску збільшиться. Завдяки цьому затискувану деталь буде затиснуто з достатньою силою, при меншому навантаженні робітника.

Розтиск деталі проводиться таким чином. Обертається привід у зворотному напрямку. Завдяки цьому губка 3 відходить від деталі, забезпечуючи її розтиск і створюючи зазори для розвантаження обробленої і установки нової деталі.

За рахунок різниці кроків двох гвинтових пар 6 та 7 одного напрямку, як двох залежних кінематичних ланцюгів і за рахунок використання механізованого приводу, наприклад, електричного

двигуна 12, розташованого з боку рухомої губки 3, досягається технічний результат – підвищення коефіцієнту корисної дії і зменшення втрат часу при затиску-розтиску.

Лещата (рис. 4.24) містять корпус 1, зв'язану з ним нерухому губку 2, рухому частину 3 з рухомою губкою 4 і механізмом переміщення, оснащеним ручним або механізованим приводом. Рухома губка 4 з'єднана з рухомою частиною 3 за допомогою гвинтів 5. Механізм ручного переміщення виконаний у вигляді гайки 6, жорстко зв'язаної з рухомою частиною, наприклад, штифтом (на рис. 4.24 не зображено), і гвинта 7, лівий кінець 11 якого має грану форму під рукоятку, а правий кінець 13 розташований в корпусі 1 і натягнутий відносно нього пакетом пружин 14 через упорний шарикопідшипник 4.

Допитливий розум Людини намагається шукати оригінальні рішення створення лещат з нетрадиційними затискними губками (гумовими, пластиковими, плинними, фрактальними, штиревіми, відкидними, тощо) для затиску об'єктів будь якої форми. Нижче наведені приклади таких лещат (рис. 4.25 - 4.27).

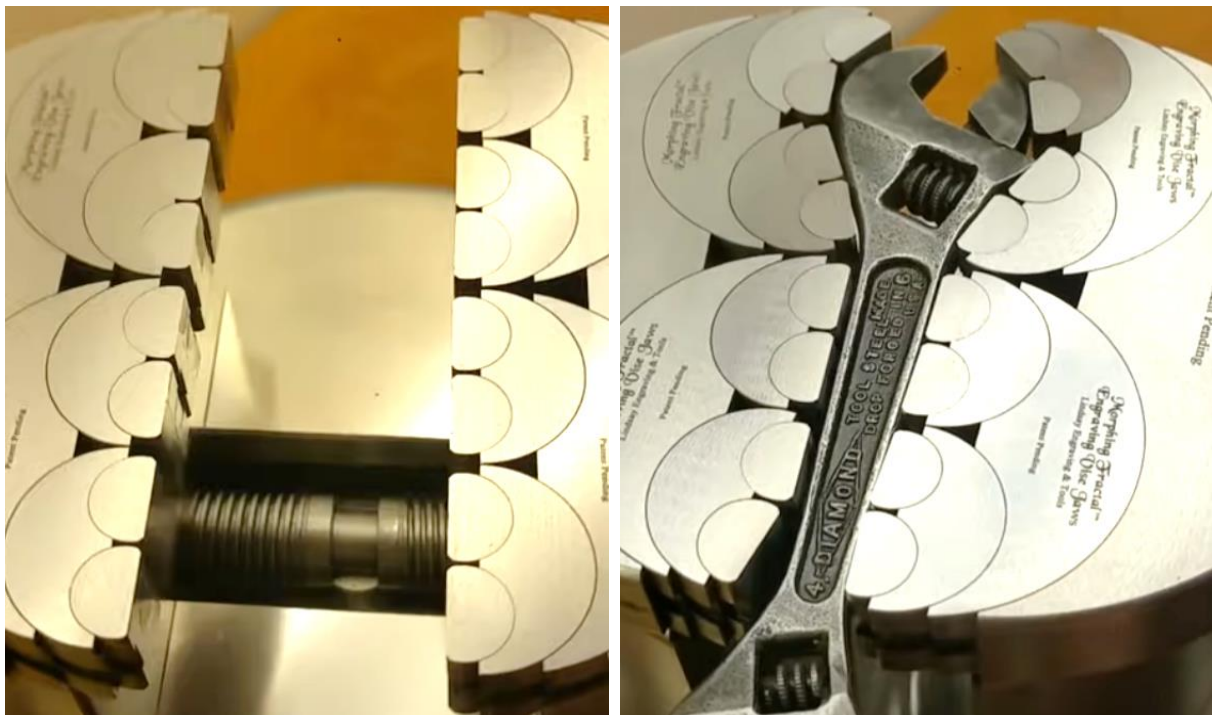


Рис. 4.25. Виконання затискних губок лещат у вигляді фрактальних елементів

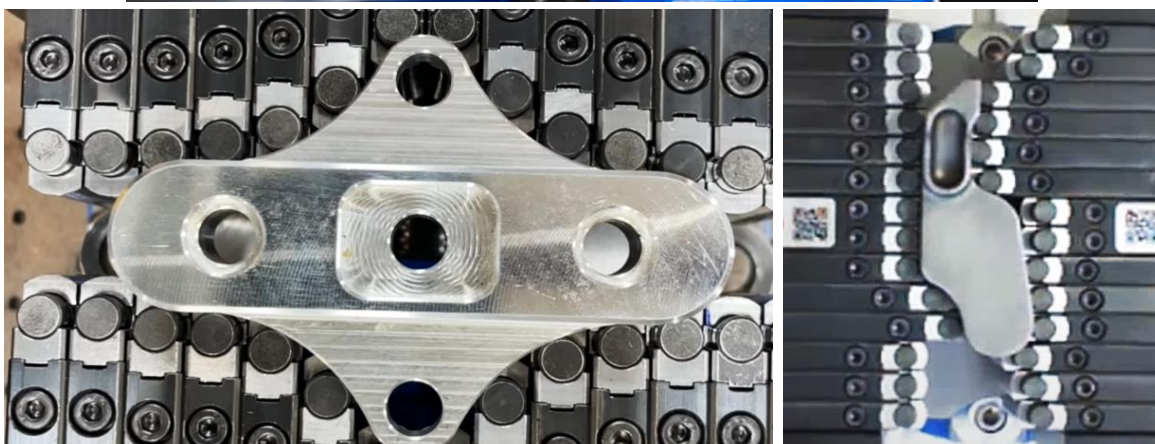
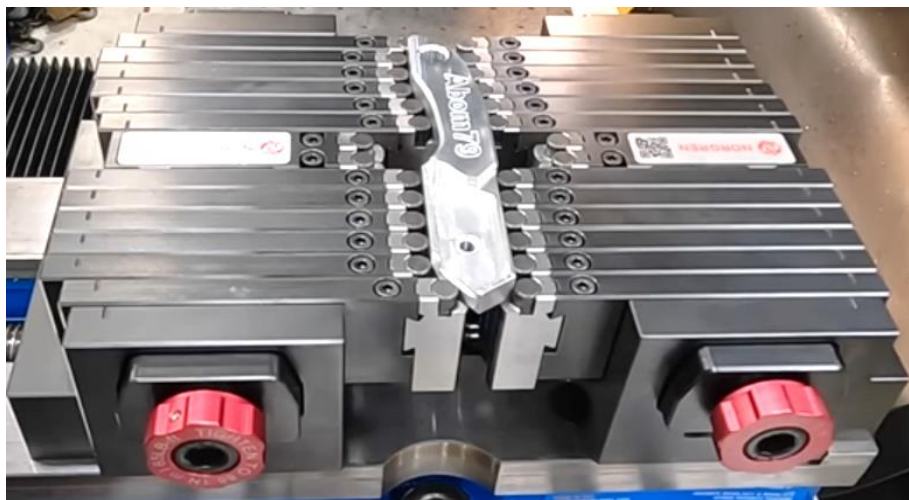
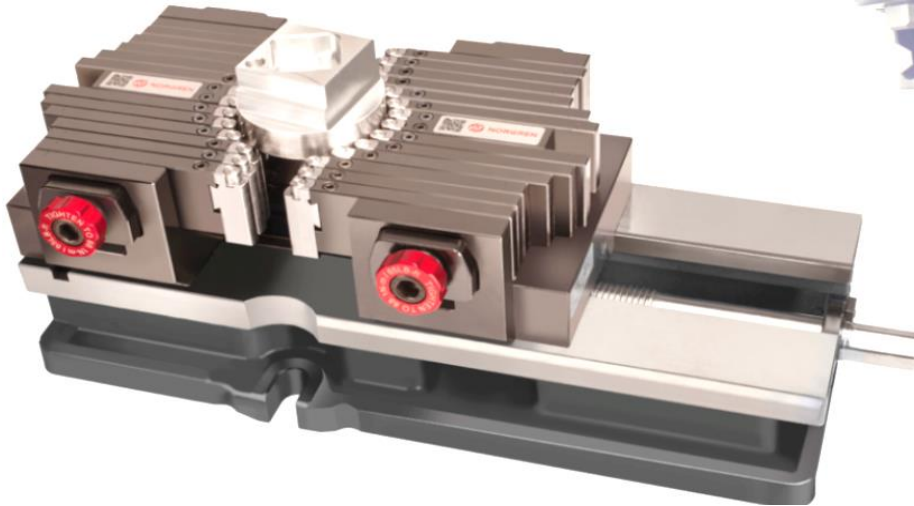


Рис. 4.26. Приклади виконання лещат із пальцевими губками

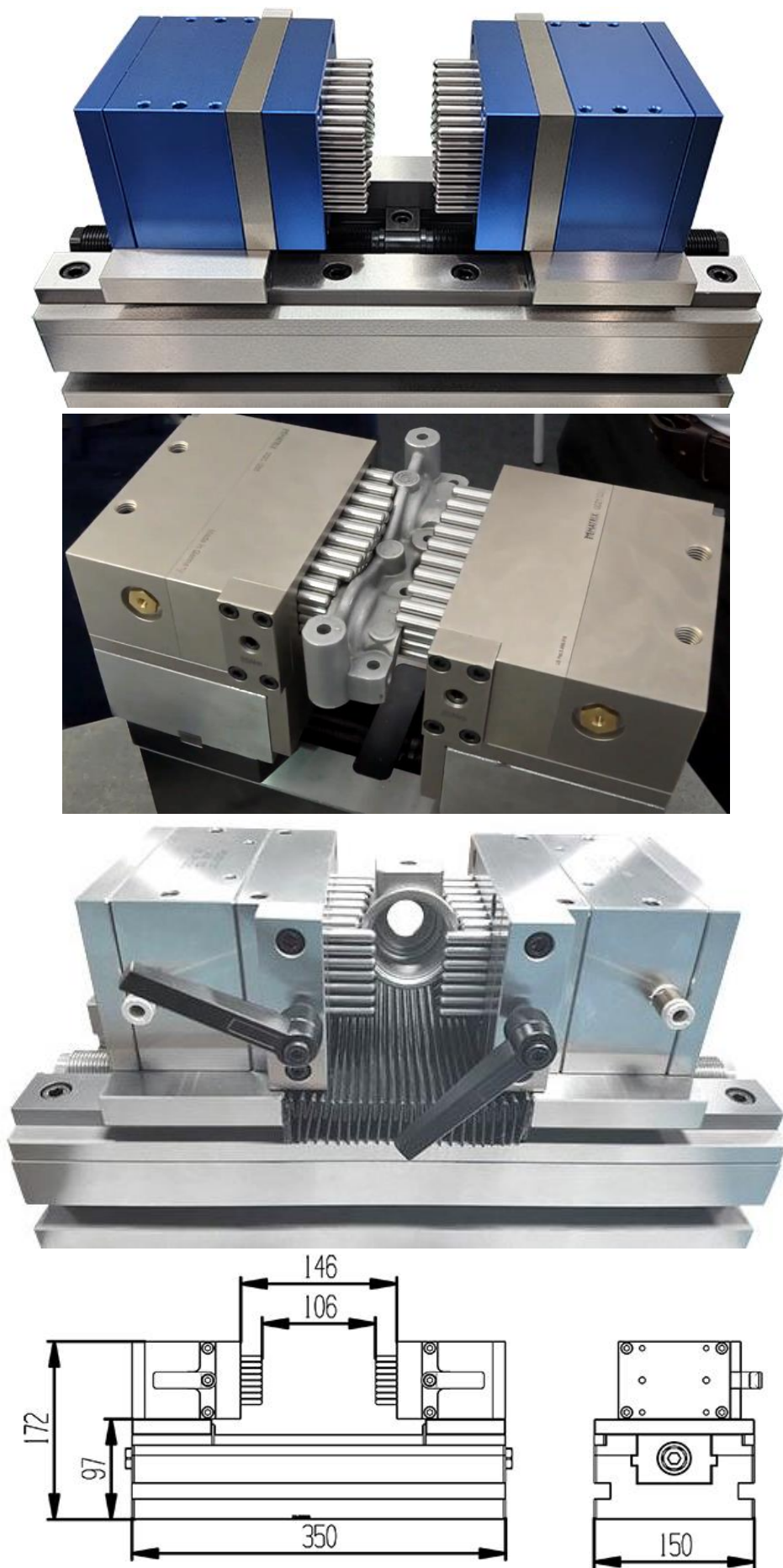


Рис. 4.27. Приклади виконання лещат із штиревыми губками

Сучасний стан виробництва лещат в Китаї. До середини 19 століття Китай був традиційною феодалною сільськогосподарською країною, а китайська економічна система була самодостатньою дрібною селянською, яка створювала домашні господарства як одиниці. Промислове виробництво в цей час належало до традиційного ремісничого виробництва. Промислова революція, що почалася в європейських країнах у 18 столітті, увійшла в індустріальне суспільство. Через це Китай і західні країни мають принципову різницю в економіці. Також поступово загострювалося протиріччя між двома сторонами через зовнішню торгівлю. Після першої опіумної війни 1840 року цинський уряд, який керував Китаєм, був змушений відкритися зовнішньому світу. На цьому тлі з 1861 року цинський уряд розпочав рух вестернізації. Після більш ніж ста років розвитку вона стала головною рушійною силою Китаю, щоб стати сучасною країною.

До моменту заснування Китайської Народної Республіки (КНР) вона успадкувала велику кількість промислових об'єктів, які були зруйновані війною та знищені, коли КНР була на материку. Після цього вона отримала велику допомогу від Радянського Союзу. Після того, як відносини з Радянським Союзом розірвалися, Китай намацав і просувався самостійно, і знову завершив розвиток сучасної промисловості.

До цього часу Китай все ще наполегливо працює над розвитком своєї промисловості, і було створено багато компаній. Нижче представлено кілька компаній, пов'язаних з технологічним оснащенням і, зокрема, лещатами.

Ningbo Changcheng Seiko Industrial Co., Ltd. 宁波长城精工实业有限公司 (рис. 4.28). Заснована в серпні 1984 року, вона є провідним підприємством у китайській промисловості апаратних засобів і визнана галуззю як перший бренд китайських апаратних вимірювальних інструментів. Продукти широко використовуються в багатьох галузях промисловості, таких як

будівництво електроенергетики, сталь і вугілля, залізничний транспорт, нафтохімічна промисловість, оздоблення будівель, суднобудування важкої промисловості, водозбереження, будівельна техніка, електронні телекомунікації, військова промисловість тощо.

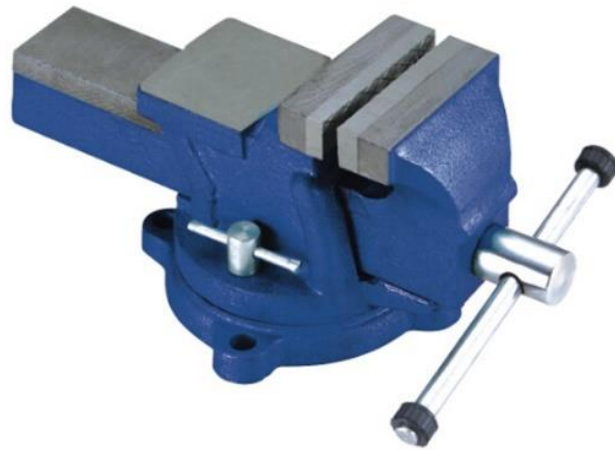


Рис. 4.28. 6-дюймові рухливі лещата Great Wall Seiko з ковадлом для важких умов

Shanghai Hanton Tools Co., Ltd. 上海汉顿工具有限公司 (рис. 4.29). Hanton Tools було засновано в Шанхаї в 2003 році. Команда розвивала та створювала міжнародні ринки, такі як Європа та Сполучені Штати Америки, протягом більше десяти років. Вона користується репутацією «Короля молотків» у галузі. Її продукція продається в більш ніж 100 країн світу. Підприємство з виробництва інструментів, яке інтегрується з продажами та прагне покращити ефективність витрат.



Рис. 4.29. Лещата Hanton Vise

У 2014 році бренд інструментів «Handun» самостійно розробив 75 наборів інструментів для встановлення та отримав низку суспільних визнань, таких як Шанхайська нагорода за відмінні інноваційні продукти легкої промисловості. Надаючи користувачам високорентабельні продукти та послуги, підприємство завжди прагне експортувати послуги з доданою вартістю для партнерів у галузі апаратних засобів: робота магазинів, управління запасами, розширення бізнесу тощо. У 2015 році стали першими, хто запропонував стандартизовану повноцінний післяпродажний сервіс Сервісна адвокція значною мірою відповідає потребам більшості операторів і споживачів.

Апаратні засоби Shanghai Minate/MNT/美耐特 (рис. 4.30).

Minate Group; це підприємство, яке об'єднує дослідження та розробки, виробництво та продажі. Компанія групи має торгову марку «DEGUQMNT Minate» для виробництва міні-електричних шліфувальних машин постійного струму, акумуляторних гравірувальних машин і повітродувок постійного струму. Вона має три патенти на винахід для електричних шліфувальних машин Minate Group, понад 50 запатентованих нових форм і професійне виробництво постійного струму та багатофункціональних лещат. Апаратні інструменти Shanghai Minate в основному зосереджені на електричних інструментах. У 1998 році продукти розвинулися в технічне обслуговування автомобілів, електронні інструменти та інші галузі. Пізніше вони в основному зосереджені на іноземному виробництві та обробці.



Рис. 4.30. Багатофункціональні лещата Minate

Endura 力易得(рис. 4.31). З моменту заснування в 1998 році бренд інструментів Endura займається дослідженнями та розробкою, виробництвом і продажем промислового ручного інструменту. Його торгова марка ENDURA надає користувачам комплексні набори, ізоляційні інструменти, сантехнічні інструменти, лещата, плоскогубці, вибухозахищені інструменти, спеціальні інструменти для технічного обслуговування автомобілів та інші допоміжні рішення з більш ніж 3600 видів продукції в 20 категоріях, які широко використовуються в промисловості та гірничодобувні підприємства, технічне обслуговування автомобілів, будівельна техніка, облаштування майна та дому, заводське післяпродажне встановлення та багато інших галузей.

ENDURA має професійну лабораторію науково-дослідного центру та незалежну виробничу базу. Суворі система контролю продукції є основою сталого розвитку компанії. Сертифікати ISO9001, ISO14001, ISO45001, управління інтелектуальною власністю та інші системи гарантують матеріал, процес і функціональність продукту. Зовнішній вигляд та інші показники якості відповідають і перевищують американські стандарти ANSI, німецькі стандарти DIN і китайські національні стандарти. У той же час, це перевага для ENDURA стати Національним центром стандартизації апаратного забезпечення інструментів і членом Національного технічного комітету стандартизації інструментів. Якісне післяпродажне обслуговування є основою позиції на ринку. ENDURA наполягає на інноваційних послугах, постійно впроваджує нові, суворі стежить за якістю обслуговування та підвищує рівень задоволеності клієнтів. Після 20 років наполегливої роботи торгова мережа Liyide поширилася в 32 провінціях і містах по всій країні та в 10 країнах і регіонах, включаючи Австралію, Філіппіни, Великобританію та Південну Африку, утворюючи інтегрований промисловий ланцюг, що об'єднує науково-дослідні розробки, виробництво та продажі. , ефективно зниження витрат

на скорочення виробничих і експлуатаційних витрат, здійснення ефективного розподілу виробничих ресурсів і підвищення вартості продуктів і послуг.

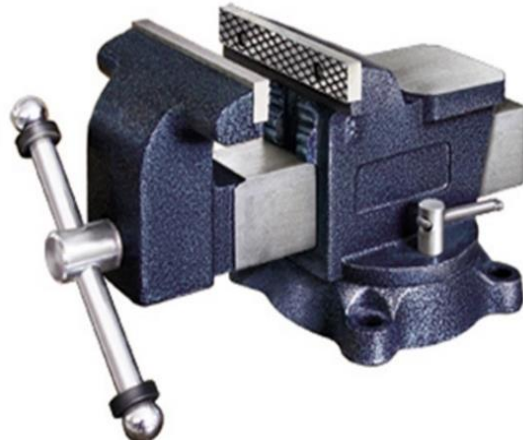


Рис. 4.31. Прецизійні лещата з ковадлом

Linyi City Hedong District Juyoupin Hardware Tools Co., Ltd. 易之力(рис. 4.32). Бренд Yizhili належить Linyi Hedong District Juyoupin Hardware Tools Co., Ltd., яка була заснована в 2012 році. Це добре відомий бренд апаратних інструментів і є професійним виробником ящиків для інструментів, пластикових ящиків для інструментів, пластикових залізних ящиків для інструментів, сумок для інструментів, набору інструментів, лещат та інші продукти. Якість продукції була визнана промисловістю. Пластмасовий ящик для інструментів, виготовлений нашою компанією, не має пошкоджень після падіння з третього поверху, має сильну ударостійкість і міцність. Компанія володіє власним брендом Yizhili.

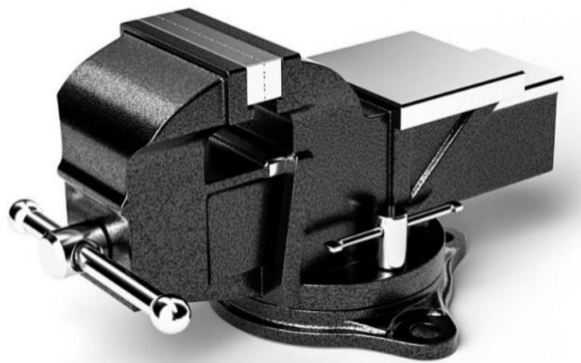


Рис. 4.32. Настінні лещата промислового класу Yizhili для важких навантажень

Greener 绿林 (рис. 4.33). Компанія Yantai Lvlin Tools Co., Ltd. була заснована в 1992 році. Після більш ніж 20 років наполегливої роботи вона сформувала організацію виробництва, постачання та збуту, яка об'єднує виробництво, дослідження та розробки, складування, дистрибуцію, супермаркети, внутрішні продажі, післяпродажне обслуговування. сервісне обслуговування та інформаційна побудова.система підтримки. Система дистрибуції інструментів: Greenwood Tools має розвинену та масштабну систему дистрибуції інструментів у районі Цзяодун. Наразі Greenwood створила понад 28 офісів і понад 300 франчайзингових магазинів по всій країні. Наша зареєстрована торгова марка «Greenwood» стала Відомий бренд у світі інструментів.



Рис. 4.33. Лещата для домашнього робочого столу Green Forest

Hobert enterprise co., ltd.豪伯特企业有限公司 (рис. 4.34). Hobert Enterprise Co., Ltd. була заснована в 1995 році і спеціалізується на виробництві різних лещат і запасних частин для верстатів, особливо лещат подвійного зусилля. Лещата Haubert виготовлені з литої сталі FCD60, мають високу силу затиску, невелику кривизну, відсутність деформації та стійкість до навантажень на вигин. Твердість термічно обробленої сторони може досягати вище HRC45.



Рис. 4.34. Центрувальні лещата з синхронним рухом

Deli Tools Co., Ltd. 得力工具有限公司 (рис. 4.35). Компанія Deli Tools Co., Ltd., заснована в 1998 році, є підприємством із виробництва апаратних засобів, що об'єднує дослідження та розробки, проектування, виробництво та продаж. Сценарії застосування, такі як інженерія, садівництво, електромеханічне обслуговування та побутові інструменти, зберігають провідну частку ринку протягом багатьох років, і стали провідним брендом у китайській інструментальній промисловості. Багаті та повні кластери продуктів повністю задовольняють загальні покупки споживачів.



Рис. 4.35. Міні-настільні лещата DL110050M, тип 50

Laizhou Hongyuan vise Manufacturing Co., Ltd 莱州鸿源台钳制造有限公司 (рис. 4.36). Компанія Laizhou Hongyuan Vice Manufacturing Co., Ltd. була заснована в 1998 році в результаті реструктуризації колишньої фабрики заступників Laizhou. В даний час вона в основному виробляє такі продукти, як лещата, ADI, автозапчастини, деталі будівельної техніки та силові частини, які продаються в Сполучені Штати, Канаду, Австралію, Японію та країни ЄС. Компанія має більш ніж 50-річну історію виробництва лещат і на сьогоднішній день стала найбільшим у світі виробником лещат. З річним обсягом виробництва 1,3 мільйона настільних лещат якість продукту була повністю визнана споживачами. Настільні лещата власної розробки отримали понад 50 вітчизняних та закордонних патентів, у тому числі 3 національні та 1 американський патенти на винаходи.



Рис. 4.36. Багатоцільові настільні лещата

Настільні лещата марки "Elephant" були визнані продуктом відомого бренду в Китаї та зареєстровані в Європейському Союзі, Сполучених Штатах та інших регіонах. У квітні 2016 року торгова марка Forward була зареєстрована в Сполучених Штатах і зараз отримала міжнародний незалежний бренд.

На рис. 4.37 представлені багатофункціональні хрестові лещата. На верхній і нижній рейках є шість еластичних

регулювальних гвинтів, які можна відрегулювати до потрібного рівня за допомогою гайкового ключа, і регулювання є зручним і трудомістким. Щелепа використовує технологію глибокого шліфування, яка має переваги гладкості, точності, високої твердості та нелегкості деформації. Щелепи комбіновані зі змінними модулями.



Рис. 4.37. Хрестові лещата, прецизійні мобільні лещата для важких умов експлуатації

Література до глави 4

1. Агрегатно-модульне технологічне обладнання: Навч. пос. / За заг. ред. Ю.М. Кузнецова (автори В.А. Крижанівський, Ю.М. Кузнецов та інші). – в 3-х частинах: Ч.3. – Агрегатно-модульне технологічне обладнання нового покоління, його оснащення та інструментальне забезпечення. -Кіровоград, 2003, – 507с.

2. Вачев А.А., Максимов Й.Т., Райков И.Р., Георгиев Г.Б., Димитров Д.И. Силов анализ на бързодействаща машинна стиска с хидроусилител. *Труды юбилейной научной сессии, посвященной 25-летию ВМЕИ-Габрово*. 1990. С. 123–134.

3. ГОСТ 16518-87. Тиски станочные с ручным и механизированным приводом.

4. Кузнецов Ю.М. Цільові механізми верстатів-автоматів та верстатів з ЧПК: Навч. пос. – К. – Тернопіль: ТОВ «ЗМОК» – ПП «ГНОЗИС», 2001. -354 с.

5. Кузнецов Ю.М., Крижанівський В.А., Хамуйела Т.О. Системно-морфологічний підхід при створенні затискних пристроїв для затиску призматичних заготовок // Наукові праці КНТУ. – 2004. – №15.

6. Кузнецов Ю.Н., Хамуйела Т.О., Неделчева П.М. Создание зажимных устройств с несколькими кинематическими цепями для призматических заготовок // Труды Международной научной конференции «УНИТЕХ, 2005», г. Габрово, Т.2.

7. Кузнецов Ю.М., Хамуйела Т.О. Пружно-силові характеристики машинних лещат // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник КНТУ, вип. № 35, 2005.

8. Кузнецов Ю.Н., Хамуйела Т.О. Особенности проектирования станочных (машинных) и слесарных тисков для ремонтных предприятий АПК // Материалы МНПК «Достижения науки в реализацию национального проекта «Развитие АПК», т.3, Куртамыш, 2006. – С.94-106.

9. Кузнецов Ю.Н. Технологическая оснастка в Украине // журнал «Мир техники и технологий», №4, 2008.

10. Кузнецов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н. Технологічне оснащення для високоефективної обробки на токарних верстатах: Монографія /Упоряд. Кузнецов Ю.М.-К.:Тернопіль: Терно-граф, 2011. – 692 с.

11. Станочные приспособления: Справочник /Под ред. Б.Н. Вардашкина, В.В. Данилевского. – М.: Машиностроение, 1984. – 656с.(авт.25 с. т2, р.6.).

Винаходи і корисні моделі

12. Патент України №65425А, МПК В23Q3/08. Лещата / Ю.М. Кузнєцов, М.В. Дацюк, Р.І. Кравченко, М.С. Іванова. – №200308767; Заявл. 13.08.2003; Опубл. 15.03.04; Бюл. №3.

13. Патент України на корисну модель № 15583 МПК В23Q 3/08. Лещата / Кузнєцов Ю.М., Хамуйела Т.О., Кириченко А.М. – № u200503431; Заявл. 15.02.2005; Опубл. 15.09.2005; Бюл. № 9.

14. Патент України на корисну модель № 15583 МПК В23Q 3/08 (2006.01). Лещата / Кузнєцов Ю.М., Хамуйела Т.О., Яковенко С.П. – № u200512035; Заявл. 14.12.2005; Опубл. 17.07.2006; Бюл. № 7.

15. Патент України на корисну модель № 21917 МПК В25В 1/00 /Лещата / Кузнєцов Ю.М., Хамуйела Т.О., Панченко М.М. – № u200611012; Заявл. 18.10.2006; Опубл. 10.04.2007; Бюл. № 4.

16. Патент України на корисну модель № 151096 МПК В25В 1/04 /Лещата / Кузнєцов Ю.М., Гао Сінмін, Данильченко Е.І – № u202200081; Заявл. 10.01.2022; Опубл. 01.06.2022; Бюл. № 22.

5. Проектування верстатно-інструментального оснащення з тангенціальним затиском

Створення нових технічних систем, що розвиваються, до яких відносяться верстати і робототехнічні системи, вимагають подальшого вдосконалення їх підсистем. Однією з таких підсистем є верстатно-інструментальне оснащення, призначене для маніпулювання, встановлення та затискання об'єктів різної форми (заготівель або деталей, різальних інструментів або їх елементів). В даний час пошук нових рішень неможливий без міждисциплінарного підходу та використання останніх наукових досягнень у різних галузях [1, 2, 9], об'єднаних у вигляді НБІКСЕ-технологій (нано-біо-інфо-когно-соціо-еко) та які використовують штучний інтелект.

Мета досліджень – розширити область пошуку нових, у тому числі і не традиційних, рішень у галузі верстатно-інструментального оснащення за рахунок застосування генетико-морфологічного підходу, використовуючи на виході силових потоків тангенційний затискач.

Стан проблеми і її актуальність. Виклики четвертої промислової революції “INDUSTRY 4.0” здебільшого орієнтовані на штучний інтелект, повну автоматизацію з використанням роботів, робототехнічних систем, засобів комунікації, створення розумного виробництва нового покоління при істотному скороченні часу та витрат на виготовлення продукції. Немало важливого значення при цьому має верстатно-інструментальне оснащення [3], що розширює технологічні можливості автоматизованого обладнання та підвищує його техніко-економічні показники. За останні роки із застосуванням системно-морфологічного підходу [3, 7, 8, 10, 11, 17] з'явилися принципово нові затискні механізми і пристосування: високоточні. Їх застосування дозволило вирішити проблеми: економії металу за рахунок усунення вторинної операції підрізування торця після відрізання коротких деталей (особливо у

підшипниковій промисловості); підвищення точності обробки за рахунок затискних патронів з нерухомою циліндричною цангою та подвійного затиску; переходу на обробку дешевого некаліброваного прокату – гарячекатаних прутків та труб замість каліброваних; скорочення кількості переналагоджень та часу на переналагодження. Однак випало з поля зору питання одночасного багатомісного затиску об'єктів, що обертаються, що широко застосовується в верстатних пристосуваннях для обробки не обертаються заготовок. Застосування генетико-морфологічного підходу в роботах [4-7, 12] було зорієнтовано на затискач одного осесиметричного об'єкта, що обертається з виходом на радіальний і осьовий принципи затиску, що межувало поле пошуку нових рішень. Роботи [1, 2] та особливо проф. Шинкаренко В.Ф. [9] дозволили розширити світоглядний погляд на міждисциплінарний підхід у науці та техніці, зокрема, на еволюційний та генетичний синтез антропогенних систем, що розвиваються часу. Вирішення проблеми одночасного багатомісного затиску об'єктів, що обертаються з додатком тангенціальної сили, зміщеної від осі обертання, визначило актуальність цих досліджень.

У роботах [4-7, 12] наведена генетична класифікація (що породжує система) осьового та радіального принципу затиску осесиметричних об'єктів, що обертаються у вигляді силових потоків з передачею інформації від матеріальної точки 01 на вході до матеріальної точки 02 на виході, що на хромосомному рівні описується генетичними кодами $F_1(M_1) - F_2$. Як приклад на рис.5.1,а, б для випадку вхідної осьової сили F_{a1} різного напрямку (позитивного на зтягування $+ F_{a1}$ або без знака F_{a1} , негативного на натискання $- F_{a1}$ або з підкресленням внизу $_F_{a1}$) наведені варіанти осьового принципу затискання (позитивний затискач бік зтягування $+ F_{a2}$ або без знака F_{a2} , негативний затискач $- F_{a2}$ або з підкресленням F_{a2}). Аналогічні міркування стосуються радіального принципу затиску. Для зорового сприйняття абстрактний затискний патрон із вхідною

інформацією (матеріальна точка 01) представлений заштрихованою зоною, а абстрактний об'єкт затиску з вихідною інформацією (матеріальна точка 02) представлений незаштрихованою зоною.

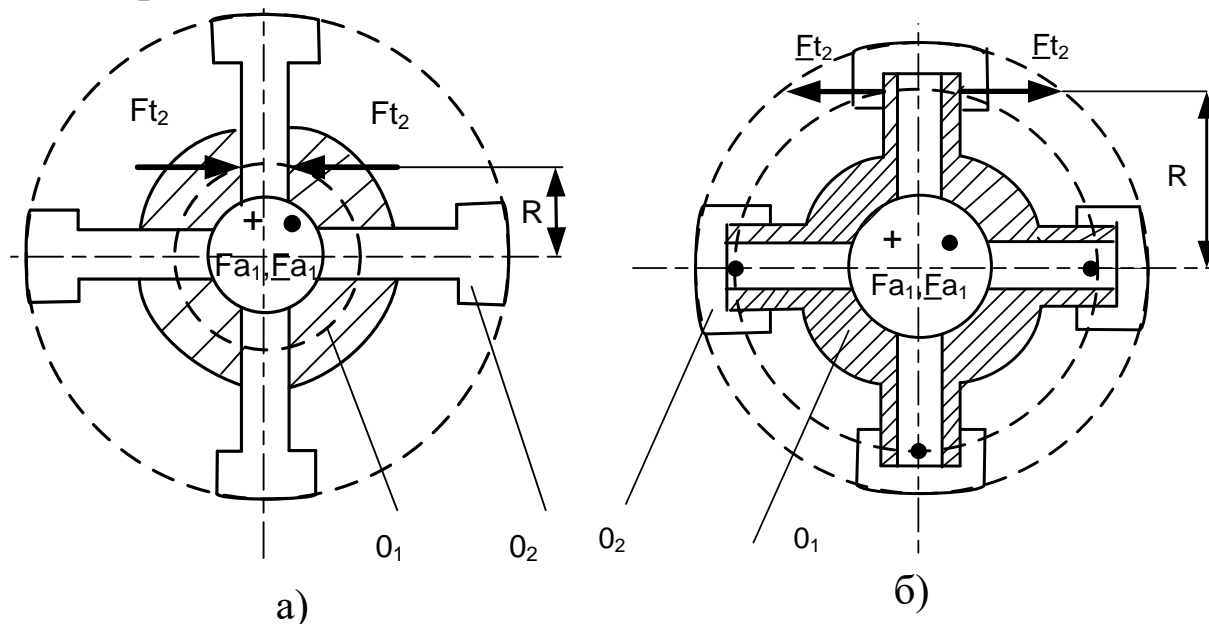


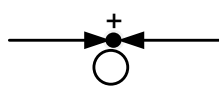
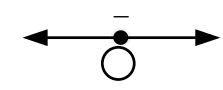












Рис. 5.1. Геометрична інтерпретація фрагментів генетичної класифікації на популяційному рівні тангенціального принципу затиску

Запропоновано додати до відомої генетичної класифікації одинарного затиску (осьовий та радіальний принципи з генетичними кодами $F_1(M_1) - F_2$) тангенціальний принцип одинарного багатомісного затиску з додатком сили на виході силового потоку, зміщеної від осі обертання на радіус R . При цьому зберігаються генетичні коди $F_1(M_1) - F_2$ і з'являється додатково до відомої генетичної класифікації [12], що має 48 силових потоків, ще 24 (табл.5.1). У розвитку прикладу, наведеного на рис. 5.1, для випадку вхідної осьової сили F_{a1} і вихідної тангенціальної сили F_{t1} , на рис. 5.1,а показаний одночасний затискач чотирьох об'єктів на популяційному рівні при стисканні тангенціальною силою F_{t2} на радіусі R щодо осі обертання, структурна (генетична) формула $F_{a1} - F_{t2}$ або $\underline{F}_{a1} - F_{t2}$. На рис. 5.1,б показаний одночасний затиск чотирьох об'єктів на популяційному рівні при розтисканні тангенціальною силою \underline{F}_{t2} на

радіусі R , чому відповідає структурна (генетична) формула $F_{a_1} - Ft_2$ або $\underline{F}_{a_1} - \underline{F}t_2$.

Таблиця 5.1.

Генетична класифікація принципів тангенціального затиску осесиметричного обертового затискного механізму

Вхід від джерела енергії			Вхід до об'єкту затиску	
Приклад навантаження	Вид сили (моменту)	Напрямок входу	Тангенціальна сила Ft_2	
				
Сила F_1	Осьова F_{a_1}		$F_{a_1}-Ft_2$	$F_{a_1}-\underline{F}t_2$
			$\underline{F}_{a_1}-Ft_2$	$\underline{F}_{a_1}-\underline{F}t_2$
	Радіальна F_{r_1}		$F_{r_1}-Ft_2$	$F_{r_1}-\underline{F}t_2$
			$\underline{F}_{r_1}-Ft_2$	$\underline{F}_{r_1}-\underline{F}t_2$
	Тангенціальна F_{t_1}		$F_{t_1}-Ft_2$	$F_{t_1}-\underline{F}t_2$
			$\underline{F}_{t_1}-Ft_2$	$\underline{F}_{t_1}-\underline{F}t_2$
Момент M_1	Навколо осі обертання M_{a_1}		$M_{a_1}-Ft_2$	$M_{a_1}-\underline{F}t_2$
			$\underline{M}_{a_1}-Ft_2$	$\underline{M}_{a_1}-\underline{F}t_2$
	Навколо радіусу M_{r_1}		$M_{r_1}-Ft_2$	$M_{r_1}-\underline{F}t_2$
			$\underline{M}_{r_1}-Ft_2$	$\underline{M}_{r_1}-\underline{F}t_2$
	В площині осі обертання M_{t_1}		$M_{t_1}-Ft_2$	$M_{t_1}-\underline{F}t_2$
			$\underline{M}_{t_1}-Ft_2$	$\underline{M}_{t_1}-\underline{F}t_2$

Одним з перших прикладів тангенціального принципу

затиску є винахід «Цанговий патрон» [13], в якому на торці губок цанги виконані отвори, осі яких лежать у площинах, що проходять через вісь цанги через середини прорізів, що утворюють пелюстки. Розглянемо порівняльний приклад із трьох пелюстковою затискною цангою тягнучого типу, що реалізує радіальний (рис. 5.2, а, в) та тангенціальний (рис. 5.2, б, г) принципи затиску.

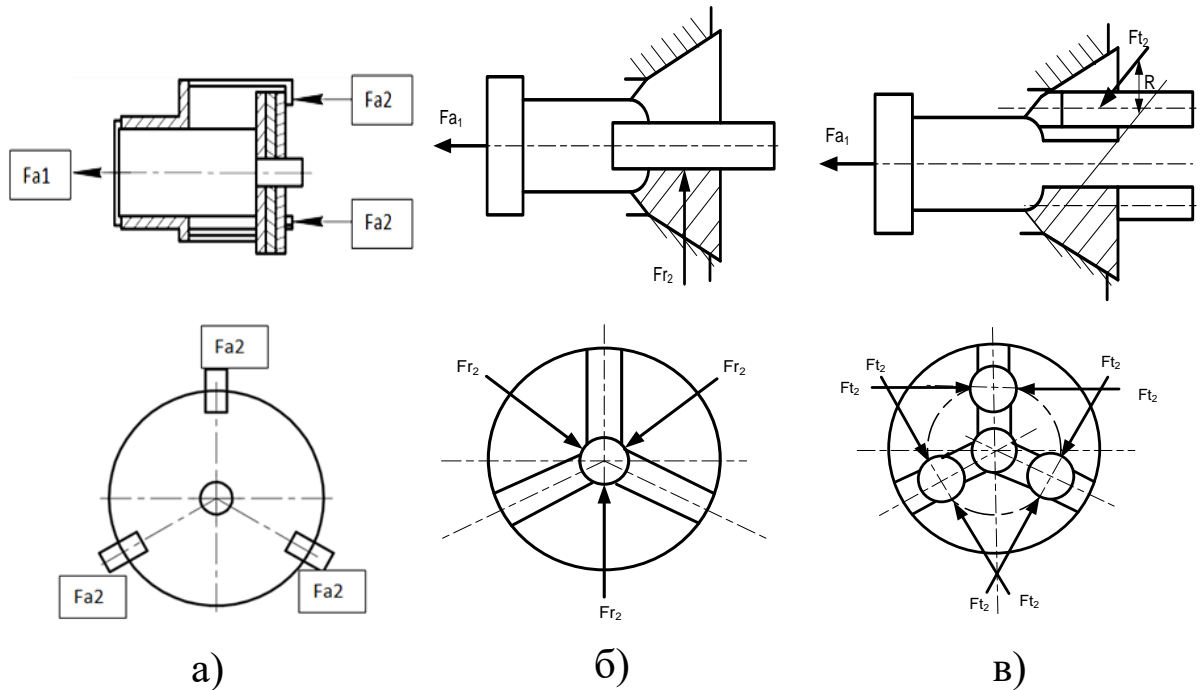


Рис.5.2. Порівняння затискних цангових патронів тягнучого типу з осьовим (а), радіальним (б) і тангенціальним (в) принципами затиску

У першому випадку (рис. 5.2, а) генетична формула на хромосомному рівні буде $F_{a1} - F_{r2}$, а в другому - $F_{a1} - F_{t2}$. Структура затискного патрона, як підсистеми затискного механізму [12, 14], що реалізує певний принцип затиску на різних рівнях складності та генетичної інформації можна подати у вигляді генетичних моделей побудови (моделювання) та розвитку. При цьому слід пам'ятати, що ключовими ідеями багаторівневого генетичного моделювання з описом об'єкта, що синтезується, є наступні [3-7]:

– кожен рівень структурної ієрархії зберігає спадкову (генетичну) інформацію попереднього рівня;

– структура об'єкта довільного рівня утворюється на основі структур попередніх рівнів (чим вищий рівень ієрархії, тим вища складність об'єкта);

– кожен об'єкт довільного рівня ієрархії представляється генетичним кодом або структурною формулою.

Структура трьохпелюсткового цангового затискного патрона з радіальним принципом затискання об'єкта циліндричної форми (рис. 5.2,в) на рівні популяції виглядає так:

$$Fa_1 - WD - 3Fr_2 - CL, \quad (5.1)$$

де WD – клиновий перетворювач; цифра 3 – кількість затискних елементів у результаті реплікації [8, 9]; CL – циліндрична форма об'єкта затиску. Структура трьохпелюсткового цангового патрона з тангенціальним принципом затиску трьох об'єктів циліндричної форми (рис. 5.2, г) на популяційному рівні набуде іншого вигляду:

$$Fa_1 - WD - 3Ft_2 - 3CL. \quad (5.2)$$

Якщо в останньому прикладі затискати об'єкт плоскої форми (PL), наприклад, пластини різців і багатогранні твердосплавні пластини, що не переточуються, то для такого верстатно-інструментального оснащення генетична модель зміниться і набуде вигляду:

$$Fa_1 - WD - 3Ft_2 - 3PL. \quad (5.3)$$

Інакше буде виглядати генетична модель n-лезового станочно-інструментального оснащення з одночасним затискачем за допомогою крутного моменту Ma_1 навколо осі обертання оснастки з генетичним кодом на хромосомному рівні $Ma_1 - Ft_2$ (див. табл. 5.1) і зубчасто-пружним перетворювачем (GR):

$$Ma_1 - (GR + SR) - nFt_2 - nFL. \quad (5.4)$$

ВИСНОВКИ

1. Запропоновано розвинути відому генетичну класифікацію затискних патронів [7, 8], що збільшило кількість силових

потоків від 48 до 72 за рахунок використання на виході тангенціальної сили затиску об'єктів.

2.Порівняння радіального та тангенціального принципів затиску показало, що незначна зміна в силовому потоці інформації, що передається за допомогою абстрактних матеріальних точок – носіїв генетичної інформації, їх кількості на вході та виході, виду та комбінації перетворювачів, а також використання універсальних генетичних операторів, дозволяє забезпечити генетичне передбачення та цілеспрямований пошук верстатно-інструментального оснащення нових поколінь.

3.Застосування тангенціального принципу затиску [16-18] розкриває нові можливості для синтезу верстатно-інструментального оснащення, що обертається, з одночасним закріпленням декількох виробів.

Літературні джерела до глави 5

1.Балашов Е.П. Эволюционный синтез систем. – М.: Радио и связь, 1985. – 328 с.

2.Волохонский А.Г. Генетический код и симметрия //Симметрия в природе. – Л.: 1971. – С.75.

3.Кузнецов Ю.М., Ель-Дахабі Ф.В., Хамуйєла Ж.А.Герра Структурно-схемний синтез затискних патронів з використанням універсальних генетичних операторів //Науч. Журнал “Fundamentalis scientiam” (Фундаментальная наука), №12 (12), Испания, 2017.с.43-49.

4.Кузнецов Ю.М., Ель-Дахабі Ф.В. Напрямки удосконалення високоточних високошвидкісних осесиметричних затискних механізмів //«Известия ХНТУ», №46 (67), 2018.-с.70-75.

5.Кузнецов Ю.Н., Эль-Дахаби Ф.В. Развитие генетико-морфологического подхода при синтезе станочно-инструментальной оснастки //Международная научно-техническая конференция UNITECH'18, г.Габрово (Болгария), 2018, т.2.- с.183-189.

6.Кузнецов Ю.М., Ель-Дахабі Ф.В. Еволюція і прогнозування удосконалення високоточних високошвидкісних осесиметричних затискних механізмів //УІІ міжн. наук.-техн. конференція «Прогресивні технології у машинобудуванні». Львів-Карпати, 5-10.02.2018. –с.70-71.

7.Кузнецов Ю.Н. Новый взгляд на проектирование зажимных механизмов от идеи до её материальной реализации //III Межд. научно-практ. конф. “Innovative dtvelopment of science and education”, 24-26 мая 2020, Афины, Греция. - с.174-180.

8.Хамуйела Ж.А. Герра, Хамуйела Т.О., Кузнецов Ю.Н. Принципы синтеза гибридных зажимных патронов // «Известия ХНТУ», №46 (67), 2018.

9.Шинкаренко В.Ф. Основи теорії еволюції електромеханічних систем. – К.: Наукова думка, 2002. – 288 с.

10.El-Dahabi F.W., Kuznetsov Yu.N. Genetic-morphological synthesis of machine-tool racking //Journal of Advanced Research in Natural Science, Issue 11, ISSN 2572-4347 SRC MS, Seattle, USA, 2020.-p.p.26-36.

11.Farouk El-Dahabi, Yuri Kuznetsov, Khaled Abou-El-Hossein, Abdalla Abbas, Zvikomborero Hweju Expansion of genetic and morphological approach to synthesis of principles of new clamping devide for machine-tools //2nd International Conference on Trends in Mechanical and Aerjspace (TMAE) 2020 IOP Publishing, Journal of Physics: Conference Seriyes.

12.Kuznietsov Yu. The tangental clamp in the insstrumental-tehnological equipment //VI Міжнародна науково-практична конференція “Science, society, education: Topical issues and development prospects“, Харків, 10-12.05.2020.

13.Kuznetsov Yu. N., El-Dahabi F.V. Implementation of the tangental clamp in the instrumental – technological equipment with application of the clamping collets //Mehanics and Advanced Technology, vol.89, N2 (2020)

14.Kuznetsov Y.N. Evolution of creative thought with elements of cirtificial intelligence on example of synthesis of clamping

mechanisms //XVII International congress “Machines. Technologies. Materials.”, 9-12.09.2020, Varna, Bulgaria, MTM-2020.

15.Kuznetsov Yu.N., El-Dahabi F.W. Sinthesis of machine-tool racking using a genetic-morphological approach //International congress “Machines. Technologies. Materials.”, 10-13.03.2021, Borovets, Bulgaria, MTM-2021.-p.p.

Винаходи і корисні моделі

16.Авт. свид СССР №292734, Цанговый патрон. МПК В23В 31/00, автор В.И. Грибачов, заявка №1281181/25 от 11.11.1968.

17.Патент України на корисну модель №143435, МПК В24С21/16, В23С5/02 Торцева фреза / Кузнецов Ю.М., Ель-Дахабі Ф. В.. Копейкін М.В. – № u202001614; Заявл. 06.03..2020; Опубл.27.07.2020; Бюл. №14.

18.Патент України на корисну модель №148318, МПК В24С21/16, В23С5/02 Торцева фреза / Кузнецов Ю.М., Гутнік А.З., Сомов Д.О. – № u202101305; Заявл. 15.03..2021; Опубл.28.07.2021; Бюл. №30.

6. Аналіз раніш проведених досліджень верстатно-інструментального оснащення і лещат

Згідно раніш виконаних досліджень в затискних пристроях (ЗП) типу лещат широко використовуються гвинтові передачі, для яких основним є клиновий аналог [1-3,8]. Кінематична схема гвинтової передачі показана на рис. 6.1, а клиновий аналог якої зображений на рис. 6.2.

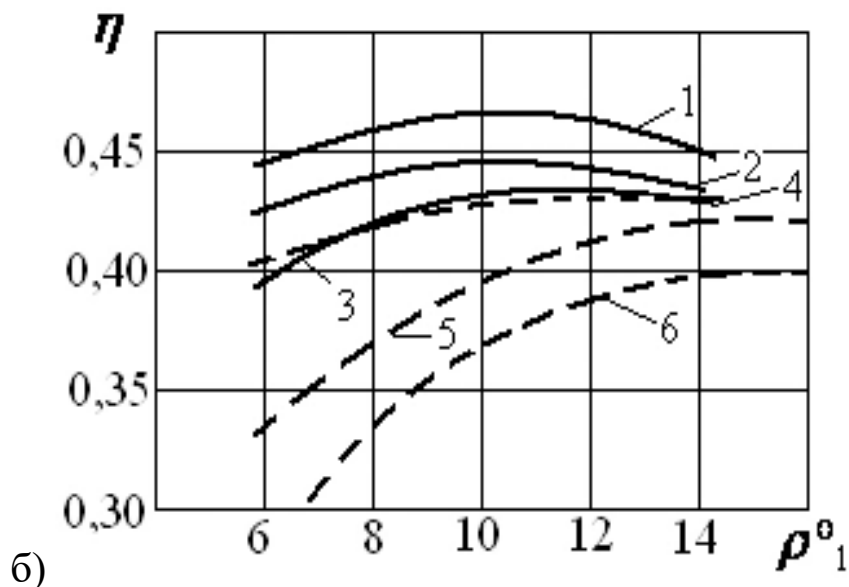
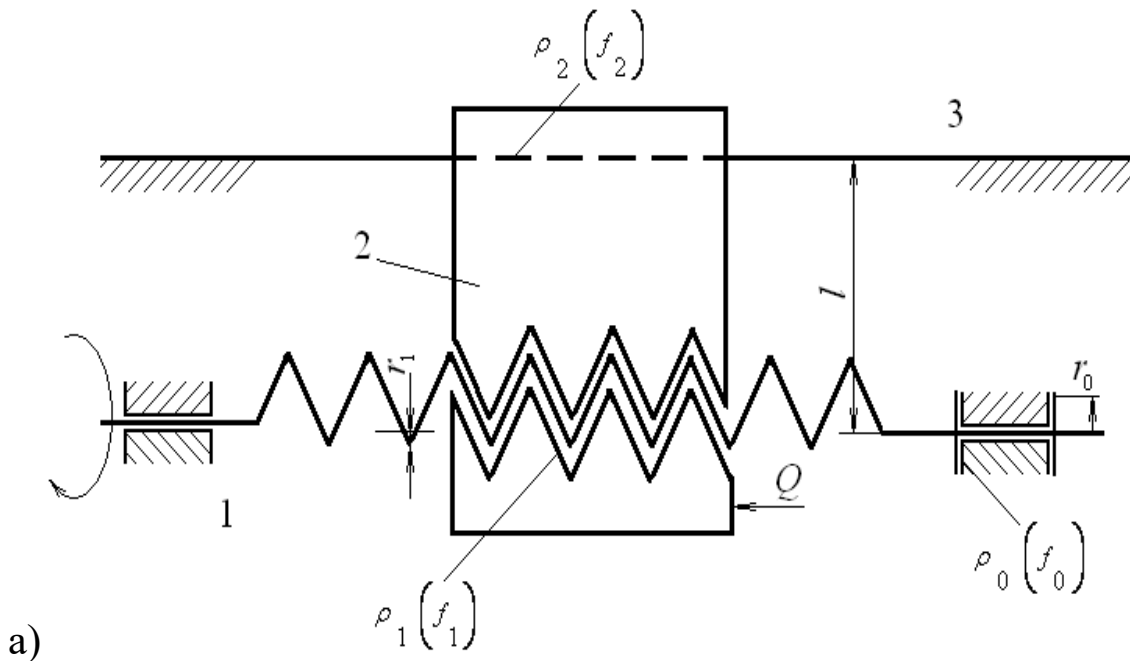


Рис. 6.1. Вплив тертя на ККД гвинтової передачі: а – схема механізму, б – характеристики механізму

Гвинт 1 аналогічний клину 1, гайка 2 аналогічна клину 2, а корпус – ланці 3. Кути тертя і відповідні їм коефіцієнти тертя показані на схемі передачі.

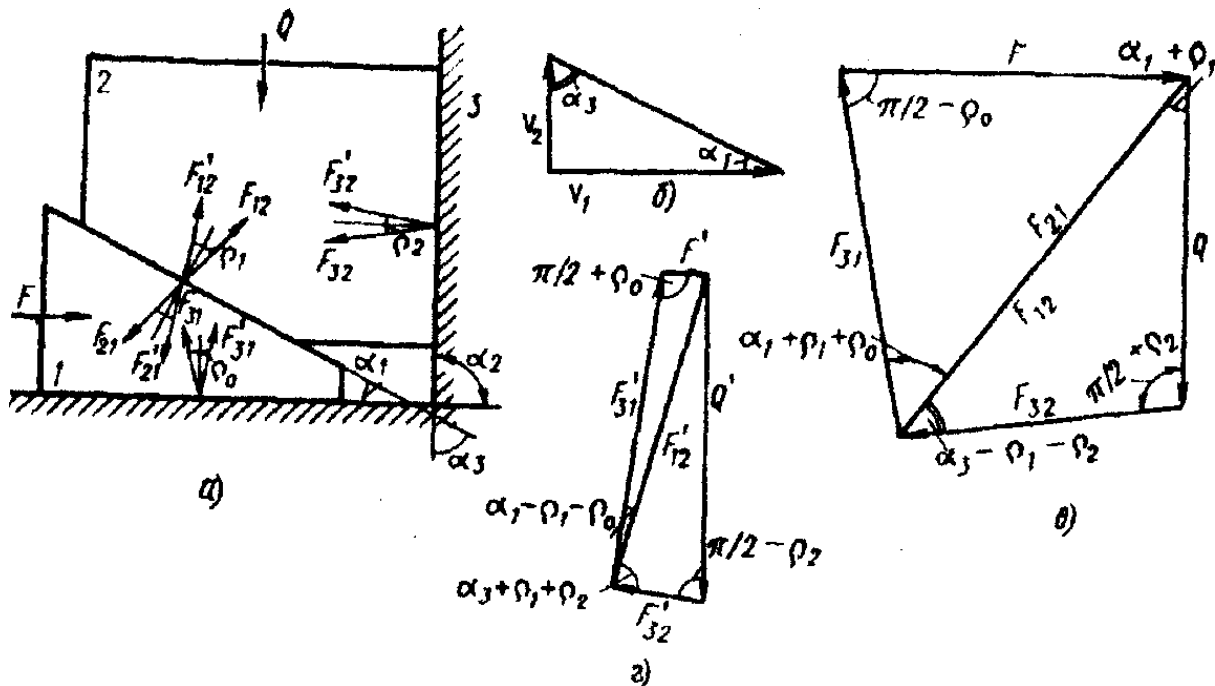


Рис. 6.2. Клиновий аналог ортогонального клинового механізму: а – схема, б – план швидкостей, в – план сил для прямого ходу, г – план сил для зворотного ходу

Там же показані середні розрахункові лінійні розміри. Всі значення кутів тертя – приведені розміри. Їх варто визначати по формулах:

$$\rho_0 = \arctg f_0 \cdot \frac{r_0}{r_1}; \quad \rho_1 = \arctg f_1; \quad \rho_2 = \arctg f_2 \cdot \frac{r_2}{1}.$$

Тут f_0 , f_1 , f_2 – коефіцієнти тертя відповідно в опорному підшипнику, гвинтової пари і направляючої. Якщо в гвинтовій парі різьба не прямокутна, то коефіцієнт тертя береться з урахуванням кута профілю по формулі $f' = \frac{f}{\cos \beta}$.

Як же впливає тертя в опорах на характеристики гвинтових передач? Якщо передачу треба виконати із самогальмуванням, то тертя в опорах приводить до зсуву максимуму ККД вліво в область менших кутів (коефіцієнтів) тертя (рис. 6.1, б). У

матеріалів, застосованих для гвинтових пар, кути тертя відповідають цим значенням ($8^\circ - 10^\circ$), тобто максимум ККД гвинтової само гальмівної передачі легко досягається. Якщо ж тертя в опорах у розрахунку не враховувати, то значення типів зміщаються вправо, в область кутів тертя $\rho_1 = 14^\circ - 16^\circ$. Механізму такого типу практично не заклинюється, тому що умовою заклинювання під час прямого ходу є рівність $\alpha_3 = \rho_1 + \rho_2$, при якій рушійна сила $F \rightarrow \infty$, а для цього необхідний дуже великий кут нахилу гвинтової лінії $\alpha_1 \cdot (\alpha_1 + \alpha_3 = 90^\circ)$, що звичайно не застосовується. Найбільше застосовувані значення $\alpha_1 = 3^\circ - 8^\circ$ отже, α_3 при цьому $82^\circ - 87^\circ$

Якщо на гвинт діє момент M_1 , то рушійна сила $F = M_1 \cdot r_1$, де r_1 – середній радіус різьби гвинтової пари.

Основні розрахункові залежності можуть бути спрощені, якщо взяти до уваги нестабільність коефіцієнтів тертя. Внаслідок цього цілком припустимо зневажати значеннями $\cos \alpha$ і $\cos \rho_2$, якщо кути тертя не перевищують $8^\circ - 10^\circ$. Тоді

$$\frac{M_1}{r_1} = Q \cdot \frac{\sin(\alpha_1 + \rho_0 + \rho_1)}{\sin(\alpha_3 - \rho_1 - \rho_2)},$$

$$M_1 = Q \cdot r_1 \cdot \frac{\sin(\alpha_1 + \rho_0 + \rho_1)}{\cos(\alpha_3 + \rho_1 + \rho_2)}.$$

Для зворотного ходу $M_1 = Q \cdot r_1 \cdot \frac{\sin(\alpha_1 + \rho_0 + \rho_1)}{\cos(\alpha_3 + \rho_1 + \rho_2)}.$

Відповідно для ККД після перетворень одержимо:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha_1 \cdot \cos(\alpha_1 + \rho_1 + \rho_2)}{\sin(\alpha_1 + \rho_1 + \rho_0)}; \quad \eta = \frac{\sin(\alpha_1 - \rho_1 - \rho_0)}{\operatorname{tg} \alpha_1 \cdot \cos(\alpha_1 - \rho_1 - \rho_2)}.$$

Кінематична схема гвинтової передачі, клиновий аналог якої показаний на рис. 6.3 може бути виготовлена у варіанті двогвинтового механізму, зображеного на рис. 6.4.

Ця передача конструктивно складніша попередніх і вимагає деяких пояснень. Аналогом клина 1 на рис. 6.2 є гвинт 1 на рис. 6.3. Він входить у кінематичну пару з гайкою 2 (аналог-клин 2),

що має гвинтові нарізки на зовнішній і внутрішній поверхнях. Зовнішня нарізка гайки утворить гвинтову пару з корпусом 3. Середній радіус різьби внутрішньої гвинтової пари (між ланками 1, 2) позначимо r , а середній радіус зовнішньої пари (ланки 2, 3) позначимо R . Так як завжди $R > r$, то клиновий аналог, показаний на рис. 6.2, не зовсім відповідає даній гвинтовій передачі, тому що в реальному механізмі робота його ланок відбувається на різних поверхнях циліндрів із радіусами r і R . Тому клиновий аналог передачі відповідає такому механізму, у якого умовно прийнято $r=R$. Розрахункові формули повинні мати поправку на радіуси r і R .

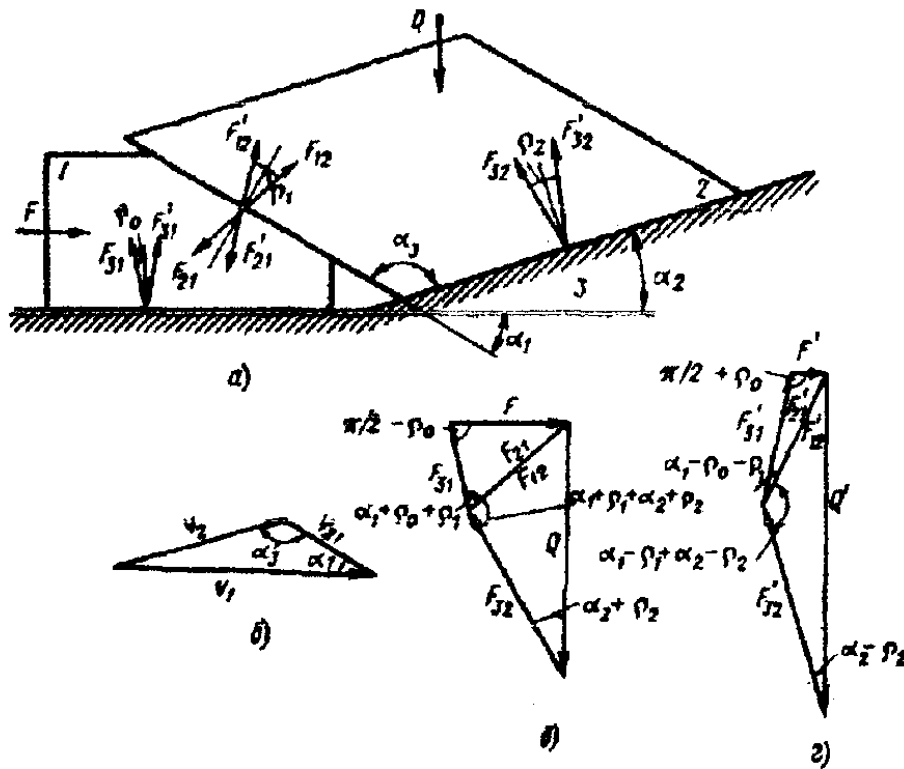


Рис.6.3. Клиновий аналог двогвинтового механізму: а – схема, б – план швидкостей, в – план сил для прямого ходу, г – план сил для зворотнього ходу

Силовий розрахунок механізму почнемо з розгляду сил, що діють у внутрішній гвинтовій парі. З силового трикутника на рис. 6.4, б знаходимо $F_{t1} = F_{a1} \operatorname{tg}(\alpha_1 + \rho_1)$. Якщо на гвинт 1 діє рушійний момент M_1 , то тангенціальна сила може бути визначена $F_{t1} = M_1 / r_1$. Розмір осьової сили $F_{a1} = M_1 / r_1 \operatorname{tg}(\alpha_1 + \rho_1)$. Розподіл сил

у зовнішній гвинтовій парі 2, 3 (вона повинна мати інший напрямок гвинтової лінії в порівнянні з внутрішньою парою, що впливає з клинового аналога) показане на рис. 31,в для зустрічної дії сил (тяговий режим). З силового трикутника одержуємо

$$F_{t2} = (QB - F_{a1}) \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2).$$

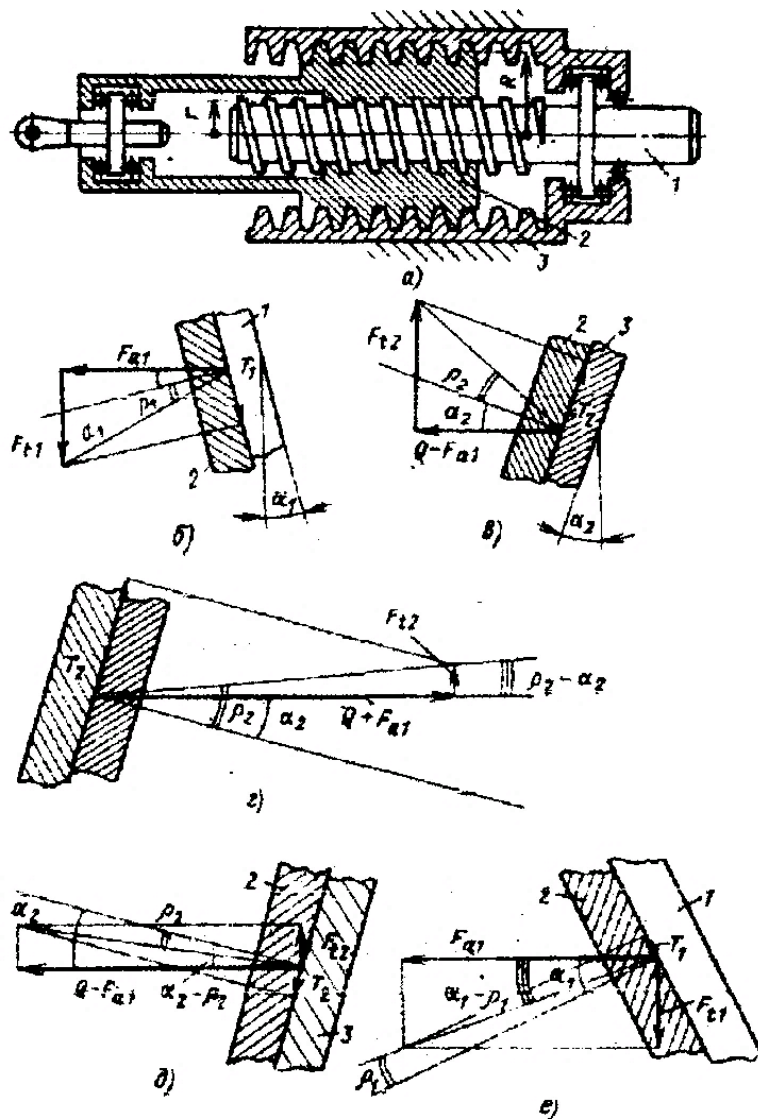


Рис. 6.4. Кінематична схема двогвинтового механізму: а – схема, б – розподіл сил у внутрішній гвинтовій парі, в – розподіл сил у зовнішній гвинтовій парі при зустрічному режимі, г – розподіл сил у зовнішній гвинтовій парі й згідному режимі, д – розподіл сил у зовнішній гвинтовій парі під час оротного ходу, е – розподіл сил у внутрішній гвинтовій парі під час зворотнього ходу
несамогальмівного механізму

Умовою роботи механізму є нерівність $M_1 > F_{t2}R$. Підставляючи сюди розгорнуті значення з попередніх залежностей, одержуємо значення ККД для режиму зустрічних сил (тягового)

$$\eta = \frac{1 + \frac{R \cdot \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2)}{r \cdot \operatorname{tg}(\alpha_1 + \rho_1)}}{\operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2) \left(1 + \frac{R \cdot \operatorname{tg} \alpha_2}{r \cdot \operatorname{tg} \alpha_1}\right)} \quad (6.1)$$

Цей вираз можна записати так: $\eta = \eta_2 \cdot \aleph$,

де $\eta_2 = \frac{\operatorname{tg}(\alpha_2)}{\operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2)}$ – ККД звичайної гвинтової пари,

параметри якої відповідають зовнішній гвинтовій парі даного триланкового механізму;

$$\aleph = \frac{1 + \frac{R \cdot \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2)}{r \cdot \operatorname{tg}(\alpha_1 + \rho_1)}}{1 + \frac{R \cdot \operatorname{tg} \alpha_2}{r \cdot \operatorname{tg} \alpha_1}} \text{ – «коефіцієнт збільшення»}.$$

Розглянута передача доцільна за умови $\aleph > 1$. Це значить, що повинно бути $\frac{\operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2)}{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \rho_1)} > \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \alpha_1}$, тобто $\eta_1 > \eta_2$. Таким чином,

підвищений ККД передачі можна одержати тільки в тому випадку, коли ККД внутрішньої гвинтової пари η_1 більше ККД зовнішньої пари η_2 . Цікаво відзначити, що при виконанні передачі з однаковим коефіцієнтом тертя ковзання ($\rho_1 = \rho_2$) можна взагалі одержати $\aleph > 1$, якщо $\alpha_1 > \alpha_2$, звідси випливає й очевидний висновок про те, що для збільшення ККД передачі внутрішню пару доцільно виконувати з тертям кочення (тобто використовувати кулько-гвинтову або ролико-гвинтову пари).

Кінематична схема передачі (рис. 6.5, а) має клиновий аналог, зображений на рис. 6.5,б. Ця передача перетворить поступальний рух вхідної ланки – гвинта 1 у поступальний же рух вихідної ланки – гайки 2. Такого типу передачі частіше виконуються із самогальмуванням.

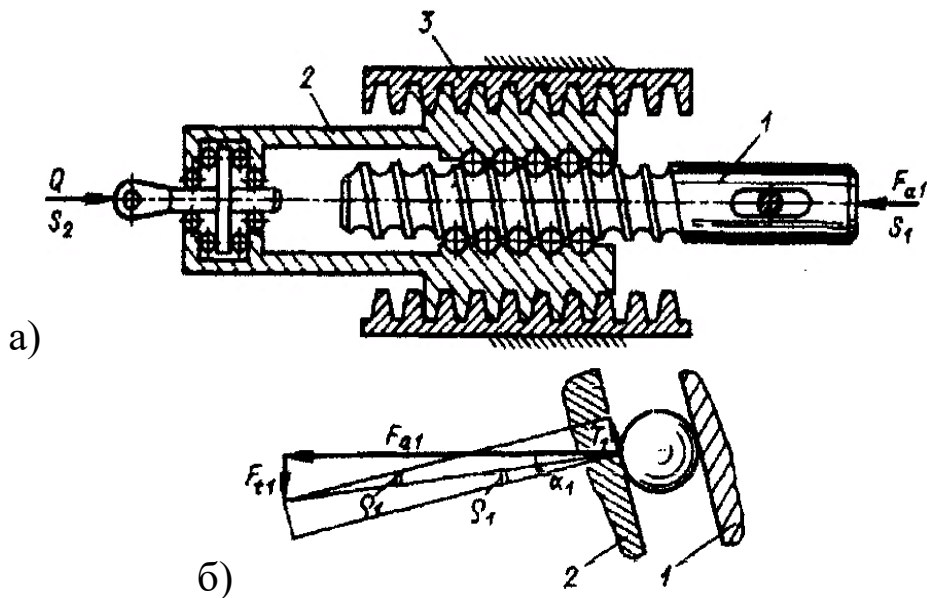


Рис.6.5. Кінематична схема (а) та розподіл сил у внутрішній гвинтовій парі (б) механізму, що перетворює поступальний рух ведучої ланки в поступальний рух веденої

Принцип дії механізму наступний. Гвинт 1 при осьовому переміщенні під дією рушійної сили F_{a1} давить на гайку 2 і обертає її, тому що в гвинтовій парі між ланками 1 і 2 (внутрішній гвинтовий парі) виникає тангенціальна сила. Гайка, повертаючись, пересувається в осьовому напрямку. Внутрішня і зовнішня різьба повинні мати різний напрямок обертання (що впливає зі схеми клинового аналога на рис. 6.6).

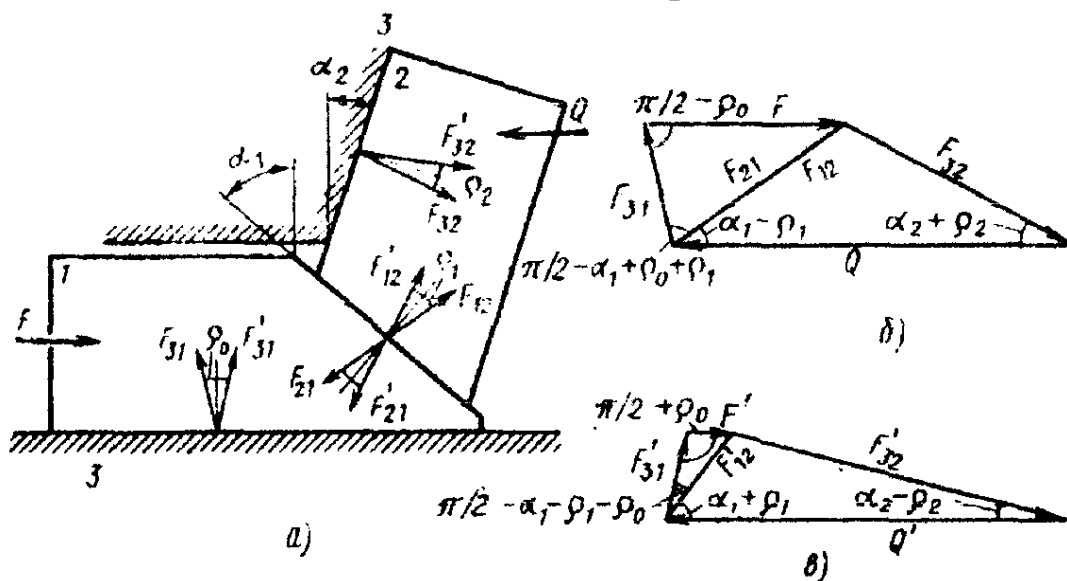


Рис. 6.6. Клиновий аналог двогвинтового механізму: а – схема, б – для прямого ходу, в – план сил для зворотнього ходу

Кінематичний розрахунок механізму дозволяє визначити співвідношення між основними параметрами різьби, переміщенням ланок і їхні швидкості. Якщо гвинт 1 в осьовому напрямку переміститься на розмір кроку h_1 , то гайка 2 зробить при цьому повний оберт і теж переміститься в осьовому напрямку на розмір кроку h_2 зовнішньої гвинтової пари.

Отже, абсолютне переміщення гвинта S_1 дорівнює сумі двох кроків $S_1 = h_1 + h_2$, а переміщення гайки $S_2 = h_2$. Розділивши S_2 на S_1 ; одержимо

$$S_2 = S_1 \frac{h_2}{h_1 + h_2}.$$

Відповідно залежність для швидкостей

$$v_2 = v_1 \frac{h_2}{h_1 + h_2}.$$

Силовий розрахунок. Розглянемо зустрічну дію сил (тяговий режим). До ведучої ланки-гвинта 1 прикладена аксіальна рушійна сила F_{a1} . Під дією цієї сили в парі 1, 2 виникає тангенціальна складова F_{t1} (див. рис. 33,б), що створює момент на плечі, пропорційний середньому радіусу внутрішньої гвинтової пари $M_1 = F_{t1} \cdot r$, де $F_{t1} = F_{a1} \operatorname{tg}(\alpha_1 - \rho_1)$. Тоді $M_1 = F_{a1} \operatorname{tg}(\alpha_1 - \rho_1) \cdot r$. Обертання гайки 2 під дією цього моменту перешкоджає момент M_2 виникаючий у зовнішній парі 2, 3. Розподіл зусиль у парі 2, 3 показано на рис. 33, в. Момент $M_2 = F_{t2} \cdot R$. З силового трикутника для зовнішньої гвинтової пари (рис. 33, в) впливає $F_{t2} = (QB - F_{a1}) \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2)$. Тоді $M_2 = (QB - F_{a1}) \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2)$. Запишемо розгорнутий вираз умови роботи механізму ($M_1 \geq M_2$). Звідси знаходимо ККД:

$$\eta = \frac{1 + \frac{r \cdot \operatorname{tg}(\alpha_1 - \rho_1)}{R \cdot \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2)}}{1 + \frac{r \cdot \operatorname{tg} \alpha_1}{R \cdot \operatorname{tg} \alpha_2}}. \quad (6.2)$$

Диференціальні гвинти (рис. 6.7, 6.8) – це передача з двома гвинтовими парами, але з одним ступенем рухливості [5-7]. Від

схеми звичайного гвинтового механізму вона відрізняється наявністю на гвинтовій парі нарізок а і б різного кроку, але однакового напрямку.

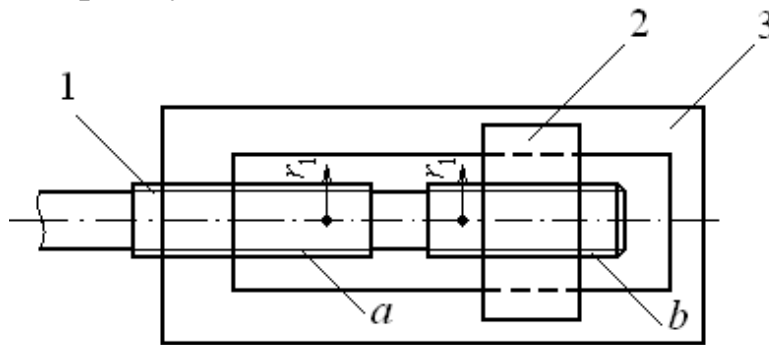


Рис. 6.7. Диференціальний гвинтовий механізм

Застосовується вони для дуже малих і точних переміщень, а іноді для одержання великих зусиль.

Якщо крок різьби гвинтової нарізки а позначимо P_A , а інші нарізки P_B то при повороті гвинта на кут φ_1 гайка розмір $S_2 = \varphi_1 \cdot (P_A - P_B)$, де P_A і P_B - параметри гвинтових нарізок.

Швидкість переміщення гайки $v_2 = \varphi_1 \cdot (P_A - P_B)$. Силові співвідношення диференціальному гвинті розглянуті на клиновому аналогу, схема показана на рис.6.8. Основні розрахункові формули для силових співвідношень і ККД, показують, що диференціальні гвинти не схильні заклинювати. При $\alpha_1 = \alpha_0$ (при цьому $P_A = P_B$ - параметри гвинтових нарізок) немає руху веденої ланки 2 і механізм технічного інтересу не представляє. Якщо ж прийняти $\alpha_0 = 0$, то одержуємо звичайний гвинтовий механізм (див. рис. 6.8, а). Якщо на гвинт 1 діє момент M_1 , а на гайку 2 – корисний опір F , то запишемо, з огляду на те, що $F = \frac{M_1}{r_1}$, то

$$\frac{M_1}{r_1} = Q \cdot \frac{\sin(\alpha_1 + \rho_1 + \rho_0 - \alpha_0) \cdot \cos(\rho_2)}{\cos(\alpha_1 + \rho_1 + \rho_2) \cdot \cos(\alpha_0 - \rho_0)}$$

$$M_1 = Q \cdot r_1 \cdot \frac{\sin(\alpha_1 + \rho_1 + \rho_0 - \alpha_0) \cdot \cos(\rho_2)}{\cos(\alpha_1 + \rho_1 + \rho_2) \cdot \cos(\alpha_0 - \rho_0)}$$

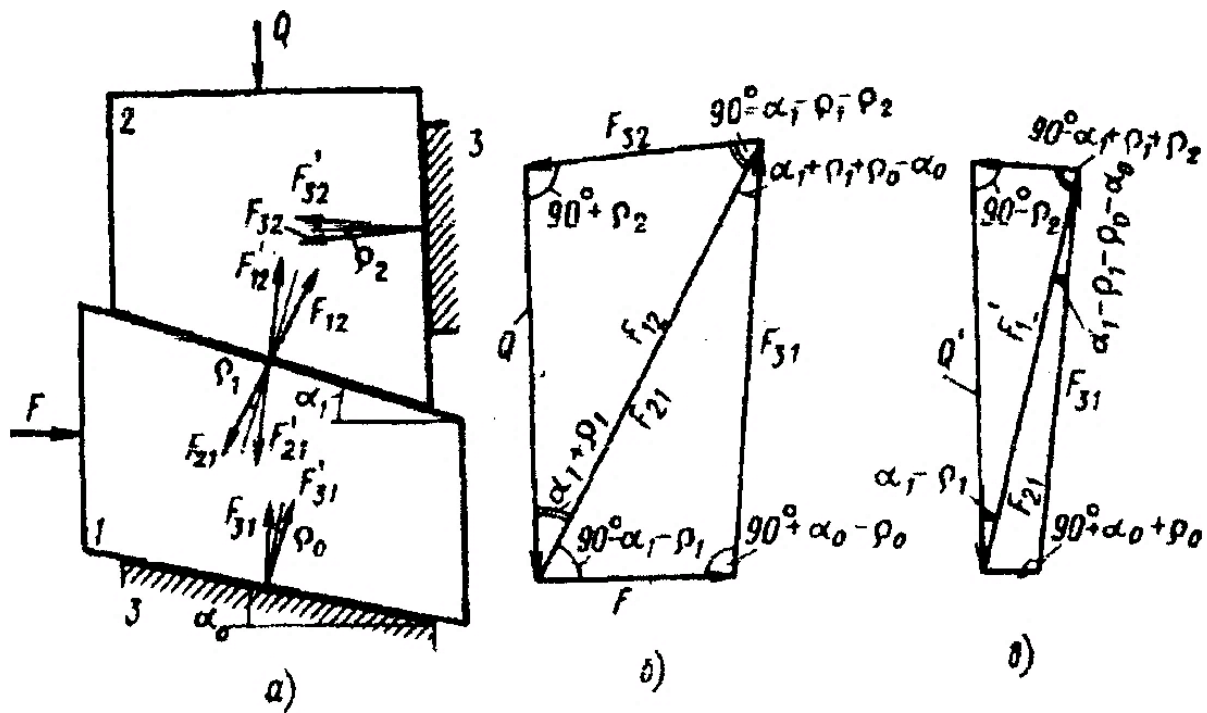


Рис.6.8. Клиновий аналог диференціального гвинта: а – схема, б – план сил прямого ходу, в – план сил для зворотнього ходу

Вище були отримані розрахункові формули для основних .. гвинтових передач. Використовуючи ці теоретичні результати, розглянемо аналіз, розрахунок і питання проектування гвинтових передач.

Передача гвинт – гайка з тертям ковзання є самим поширеним типом передач, що перетворюють обертання в поступальний рух або навпаки. Передачі добре освоєні у виробництві й одержали широке поширення завдяки простоті, надійності конструкцій і високій навантажувальній спроможності.

При проектуванні передач гвинт – гайка встає ряд проблем: вибір розмірів, вибір профілю і кроку різьби, вибір матеріалів гвинта і гайки, вибір підшипників і т.п. Найбільше правильний вибір параметрів може бути здійснений у тому випадку, коли він заснований на розрахункових експериментах. Однак при проектуванні передач часто виходять тільки з теорії самої гвинтової пари, а не всієї передачі в цілому, що приводить до похибок уже на початковій стадії створення механізму.

Проектувальний розрахунок гвинтової пари не є однозначним, і його можна робити по різних методиках, тут багато чого залежить від вихідних даних, від конструктивної схеми гвинтової передачі, її призначення і т.п. При проектуванні вантажних гвинтів спочатку задаються матеріалом гвинта і гайки і профілем різьби. Хоча гвинти звичайно навантажені моментом, що крутиться але вплив його не враховується доти, поки не будуть визначені всі параметри. Тому визначають спочатку діаметр гвинта з розрахунку або на стиках (подовжній вигин), або на розтяг, у залежності від типу навантаження.

Основним критерієм при виборі розмірів різьби є її зносостійкість. Тому розрахунку на зношення по тиску на виток різьби знаходять висоту профілю різьби і число витків гайки. Тиск на один виток різьби

$$p = \frac{Q}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot k} \leq p_0$$

де Q – зусилля уздовж гвинта; d_2 – середній діаметр різьби; h – розрахункова висота профілю різьби; k – число витків гайки; p_0 – припустимий з умови зносу тиск.

При цьому навантаження по витках вважається рівномірно розподіленим, тому що після декількох годин роботи гвинтова пара добре випрацьовується, і таке допущення виправдане.

Вибір кроку різьби ґрунтується на наступних рекомендаціях. Якщо проектується передача з ручним приводом, те важливіше одержати вигреш у силі і вибирають дрібний крок. У передачах із приводом від двигуна важливіше одержати найвищий ККД і доцільно застосовувати великий крок, а також багатозаходну різьбу. Якщо передача повинна бути само гальмівна, то крок різьби вибирається з урахуванням цієї вимоги. При точному розрахунку, коли приймається в увагу не тільки тертя в самій гвинтовій парі, але і тертя в підшипниках, критерієм самогальмування буде умова $\alpha_0 < \rho_1 - \rho_0$, де ρ_0 – приведений кут тертя в підшипниках, ρ_1 – кут тертя в гвинтовій парі. Ця умова декілька розширює вибір параметрів, тому що дозволяє

застосовувати різьби з великим кроком i , отже одержати більше значення ККД.

При визначенні діаметра або інших параметрів гвинтової пари формули залежності для конкретних різьб стають більш простими.

Літературні джерела до глави 6

1.Вачев А.А., Максимов Й.Т., Райков И.Р., Георгиев Г.Б., Димитров Д.И. Силов анализ на бързодействаща машинна стиска с хидроусилвател. *Труды юбилейной научной сессии, посвященной 25-летию ВМЕИ-Габрово*. 1990. С. 123–134.

2.Кузнецов Ю.Н., Ахрамович В.Н., Литвин А.В. Силовые характеристики гибкой технологической оснастки для станков с ЧПУ // *Вестник машиностроения*. – 1992. – №2.

3.Кузнецов Ю.М. Цільові механізми верстатів-автоматів та верстатів з ЧПК: Навч. пос. – К. – Тернопіль: ТОВ «ЗМОК» – ПП «ГНОЗИС», 2001. -354 с.

4.Кузнецов Ю.М., Крижанівський В.А., Хамуйела Т.О. Системно-морфологічний підхід при створенні затискних пристроїв для затиску призматичних заготовок // *Наукові праці КНТУ*. – 2004. – №15.

5.Кузнецов Ю.Н., Хамуйела Т.О., Неделчева П.М. Создание зажимных устройств с несколькими кинематическими цепями для призматических заготовок // *Труды Международной научной конференции «УНИТЕХ, 2005»*, г. Габрово, Т.2.

6.Кузнецов Ю.М., Хамуйела Т.О. Пружно-силові характеристики машинних лещат // *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник КНТУ, вип. № 35, 2005.

7.Кузнецов Ю.Н., Хамуйела Т.О. Особенности проектирования станочных (машинных) и слесарных тисков для

ремонтных предприятий АПК // Материалы МНПК «Достижения науки в реализацию национального проекта «Развитие АПК», т.3, Куртамыш, 2006. – С.94-106.

8. Турпаев А.И. Самотормозящие механизмы.- М.: Машиностроение, 1966.-112с.

9. Турпаев А.И. Винтовые механизмы и передачи.- М.: Машиностроение, 1982.- 223 с.

7. Системно-морфологічний підхід до створення затискних механізмів і технологічного оснащення

З позицій системотехніки в науковому пізнанні і технічній творчості можна виділити декілька компонентів, які доповнюють один одного [3, 4]:

1) емпірико-інтуїтивний, найбільш стародавний, заснований на спостереженнях (експериментах); 2) дедуктивно аксіоматичний, прийнятий Евклідом в його "Началах"; 3) конструктивний, узагальнений Сократом, який іде від приватного до загального і уникає догматизму; 4) асоціативний, більш за все характерний для Максвела і Ейнштейна, заснований на вловлюванні подібності між дуже віддаленими фактами і об'єднанні розрізнених елементів за допомогою нової, більш глибокої, точки зору.

Конкретний акт пізнання неможливий без усіх цих (а можливо і інших) компонентів, а процес пізнання завжди спрямований одночасно від частин до цілого і від цілого до частин [2].

При дослідженні будь-якої проблеми можна виділити декілька головних підпроблем (рис. 7.2): 1 – виділення проблеми: врахувати все, що необхідно і відкинути те, що не потрібно; 2 – опис: виразити на єдиній мові різні за фізичною природою явища і фактори; 3 – встановлення критеріїв: визначити, що означає "добре" і "погано" для порівняння альтернатив; 4 – ідеалізація: ввести раціональну ідеалізацію проблеми, спростити її до допустимої межі; 5 – декомпозиція: знайти спосіб роз'єднання цілого на частини без втрати властивостей цілого; 6 – композиція: знайти спосіб об'єднання частин у ціле без втрати властивостей частин; 7 – рішення: знайти вирішення проблеми.

Послідовний або послідовно-циклічний (ітераційний) метод характерний для аксіоматичних теорій. За цим методом працює обчислювальна машина, якщо її забезпечити відповідною програмою або програмою для складання робочої програми.

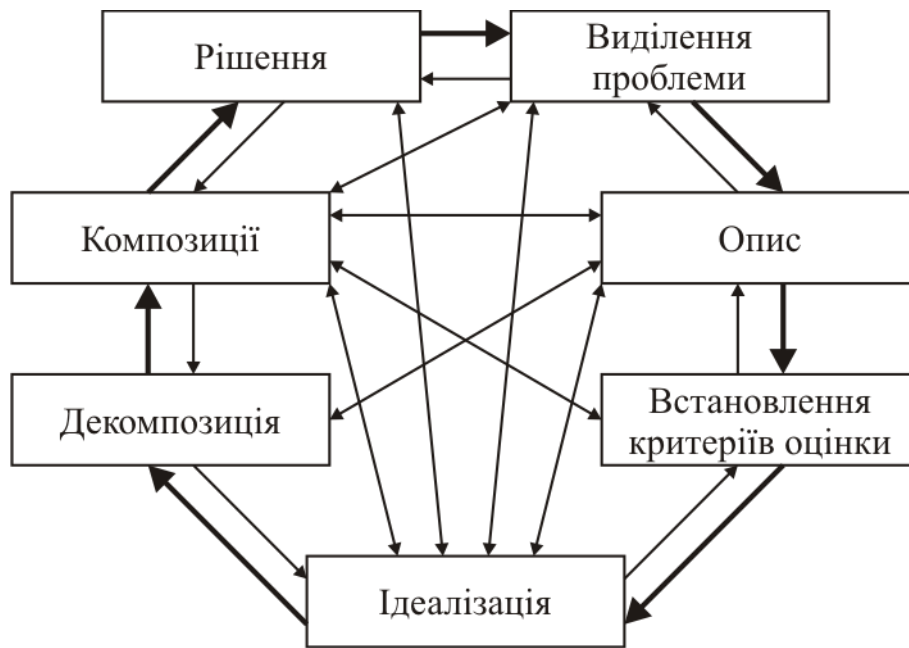


Рис. 7.2. Схема системного підходу при вирішенні проблеми

Людський розум працює інакше, а системний аналіз засновано на людському мисленні. Принаймні, здогадку, нову ідею відносно розв'язання проблеми послідовний ("машинний") метод народити не зможе.

До системних відносяться методи: морфологічного аналізу (США, Ф. Цвіккі, 1942 р.); "матриць відкриття" (Франція, А. Моль, 1955 р.); організуючих понять (Німеччина, Ф. Ханзен, 1953 р.); ступінчастого підходу до розв'язання задач (США, А. Фрейзен, 1969 р.); функціонального винахідництва (Великобританія, К. Джоус, 1970 р.); десяткових матриць пошуку (СРСР, Р. Повілейко, 1972 р.); системно-логічний підхід до розв'язання винахідницьких задач (СРСР, В. Шубін, 1972 р.); семикратного пошуку (СРСР, Г. Буш, 1964 р.), диференціально-морфологічний метод синтезу затискних механізмів (Україна, 1977 р.) та інші.

Найбільш поширений метод морфологічного аналізу [5], який спрямований на послідовний перебір усіх можливих варіантів рішення.

Мета методу – системно досліджувати усі можливі варіанти рішення задач, які витікають із закономірностей будови (морфології) об'єкту, що удосконалюється – технічної системи

(ТС), і тим самим врахувати, крім відомих, незвичайні варіанти, котрі при простому переборі могли бути знехтувані. Ідея методу – відійти в зону, далеку від того, що лежить на виду.

Суть методу полягає в тому, що в удосконалюваній ТС виділяють декілька характерних для неї структурних, морфологічних ознак, за кожною з котрих складають максимально повний перелік різних конкретних варіантів (альтернатив) технічного вираження використання цих ознак. Таким чином, кожна ознака може характеризувати якийсь конструктивний вузол (елемент структури) ТС, якусь функцію (або зв'язок між елементами), якийсь режим роботи (або стану) ТС, якусь форму взаємодії вузлів (елементів), тобто параметри характеристики ТС, від котрих залежить вирішення проблеми і досягнення основної мети.

Ознаки з їх альтернативами розташовують у вигляді таблиці, яка називається морфологічною моделлю (скринькою, матрицею, картою або таблицею), що дозволяє краще уявити пошукове поле. Матриці можуть бути записані у буквенному або цифровому вигляді по рядках або по стовбчиках:

$$\begin{array}{c} \leftarrow \text{альтернативи} \end{array} \begin{array}{c} \text{ознаки} \rightarrow \\ \left| \begin{array}{cccc} P_1^1, & P_1^2, & \dots & P_1^k \\ P_2^1, & P_2^2, & \dots & P_2^k \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ P_n^1, & P_n^2, & \dots & P_n^k \end{array} \right| \text{ або } \begin{array}{c} \leftarrow \text{ознаки} \end{array} \begin{array}{c} \text{альтернативи} \rightarrow \\ \left| \begin{array}{cccc} a_{11}, & a_{12}, & \dots & a_{1k} \\ a_{21}, & a_{22}, & \dots & a_{2k} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{n1}, & a_{n2}, & \dots & a_{nk} \end{array} \right| \text{ або } \begin{array}{c} \leftarrow \text{альтернативи} \end{array} \begin{array}{c} \text{ознаки} \rightarrow \\ \left| \begin{array}{cccc} 1.1, & 2.1, & \dots & k.1 \\ 1.2, & 2.2, & \dots & k.2 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 1.n, & 2.n, & \dots & k.n \end{array} \right|,
 \end{array}$$

де P_1^1, P_n^1 або a_{11}, a_{n1} або 1.1, 1.n – відповідно перша та n-на альтернатива першої ознаки;

P_1^k, P_n^k або a_{1k}, a_{nk} або k.1, k.n - відповідно перша та n-на альтернатива k-ої ознаки.

Перевага методу – його багатоваріантність. Оскільки метод заснований на використанні морфології об'єктів, він дозволяє організувати простір (обшир) змін об'єкту (морфологічний ящик) і систематично його аналізувати. При цьому на відміну від

простого перебору виключається пропущення якихось варіантів, що дозволяє подолати інерцію мислення фахівців, знайти оригінальні рішення при повному переборі всієї множині (цього поля).

До *недоліків методу* належить те, що поряд з реально можливими комбінаціями варіантів характеристик (або ознак) морфологічна матриця має велику кількість несумісних варіантів. Поки що не розроблено апарату вибору допустимих рішень з великої кількості можливих варіантів. На теперішній час для вирішення цієї задачі мають місце спроби використання ЕОМ. Коли буде знайдено дійсно практичний і універсальний метод оцінки ефективності застосування того чи іншого варіанту, можна буде, виходячи тільки з теоретичних міркувань, обирати оптимальну комбінацію елементів для кожної проекрованої ТС. Таким чином, процес винахідництва, по суті, був би замінений безпосередньо аналізом альтернативних варіантів.

Частіше всього виявляється, що робочі характеристики ТС, в основу побудови якої покладена невідома раніше комбінація елементів (ознак), в більшій чи меншій мірі є невизначеними, що залежить від ступеню відходу від існуючого рівня розвитку техніки.

Найбільш доцільна область використання методу - рішення конструкторських і технологічних задач загального плану (проекування машин, їх вузлів, механізмів, технологічного оснащення, інструментів, пошук технологічних принципів, компоновок, схем, способів формоутворення, тощо).

Метод можна використовувати при прогнозуванні розвитку ТС, при визначенні можливості патентування в тому чи іншому абстрактному вигляді комбінацій основних параметрів з метою "заблокувати" можливі майбутні винаходи.

Є *п'ять послідовних етапів морфологічного аналізу*: 1) точне формулювання задачі (проблеми), яка відображає основну вимогу до об'єкту; 2) поділ об'єкту на функціональні елементи (ознаки) з складанням списку усіх морфологічних ознак і вимог

до них, тобто усіх важливих характеристик об'єкту; 3) розгляд усіх елементів (ознак) і вибір для кожного повного набору різних варіантів реалізації, тобто складання усіх можливих варіантів незалежно за кожною характеристикою і побудова морфологічної моделі (таблиці, ящики, матриці); 4) аналіз функціональної цінності отриманих рішень, які впливають з матриці, тобто синтез варіантів об'єкта; 5) вибір найбільш раціональних варіантів рішень, тобто вибір кращих сполучень згідно заданого критерію. Розглянемо особливості виконання кожного етапу.

Етап 1. Формулювання задачі. Часто початкове формулювання задачі не містить прямої вказівки про потребу вести конструкторський пошук її компонування. Пряме розуміння задачі буває прихованим за багатослівністю її викладення або за невдало обраною термінологією. Метод потребує точного формулювання. Проте цю вимогу нелегко виконати.

При аналізі початкового формулювання задачі виявляють, що повинно бути удосконалено, доопрацьовано і т. п. - спосіб або пристрій. Далі необхідно вилучити спеціальну термінологію, змінити назви елементів об'єкту термінами, які відбивають їх функціональне призначення. Потім слід розглянути вимоги, які пред'являються до результату рішення задачі, виділити з них головну (головні) і пов'язати її з тими елементами об'єкту, котрі повинні забезпечити його виконання. В кінці виконують уточнення формулювання задачі.

Етап 2. Поділ об'єкта на морфологічні ознаки. Точне формулювання задачі дозволяє виділити коло характеристик об'єкту (структурних елементів, зв'язків і їх ознак), від котрих в основному залежить виконання заданих вимог. В загальному випадку для конструкцій в якості морфологічних ознак можуть бути обрані: а) функціонально важливі елементи (деталі, вузли, прилади і т.і.); б) взаємний зв'язок між елементами; в) взаємне розташування елементів.

Необхідність відокремлення функціонально важливих елементів викликана вимогою не створювати в морфологічній

моделі великого обсягу неістотної інформації, яка перешкоджає вибору корисної. Наприклад, при виконанні варіантів конструкцій обертового різця можна варіювати наступними морфологічними ознаками: різальна частина (вид, виконання і розташування осей), опори (виконання, розташування), привод ріжучої частини. При пошуку варіантів конструктивних схем варіюють елементами структури і зв'язками між ними. При пошуку варіантів методів обробки (способів формоутворення) варіюють трьома основними ознаками: елемент що обробляється – заготовка (мета впливу на заготовку, вид і кількість, рухи, стан), елемент, яким обробляють, - різальний інструмент (фізичний стан, тип, кількість ріжучих кромок, рухи), взаємодія між елементами – заготовкою і інструментом (фізико-хімічний ефект процесу перетворення, вид енергії ефекту, характер підводу і розподілу енергії, характер дії в часі, фізичний стан робочого середовища).

Етап 3. Складання морфологічної моделі (таблиці, матриці, скриньки). Основна вимога до цього етапу - недопустимість критичної оцінки по відношенню до сформульованих варіантів характеристик об'єкту. Таку критичну оцінку здійснюють на наступному етапі стосовно до одного або декількох варіантів у цілому. При цьому не враховують взаємозв'язки між різними варіантами інших характеристик. Щоб підвищити вірогідність внесених в морфологічну матрицю нових, оригінальних варіантів об'єкту, необхідно використовувати інформацію, яка відноситься не тільки до даного об'єкту або класу об'єктів. Ефективним є функціональний підхід, який дозволяє використовувати інформацію з інших галузей техніки. При цьому слід керуватися наступним. Спочатку складають загальний перелік варіантів розглядуваної характеристики. Потім групують їх за принципом близьких властивостей. З кожної групи варіантів видокремлюють найбільш важливі. Скорочений перелік включають в морфологічну таблицю. Ця процедура скорочує неістотну інформацію.

При формулюванні варіантів розглядають наступні ознаки: геометрична форма, матеріал, розташування і особливості конструктивного виконання, характер взаємодій тощо. В залежності від постановки задачі склад ознак змінюється. В деяких випадках ознаки матеріалу вилучають. Морфологічні моделі частіше виконують у вигляді таблиць.

Ефективність використання методу морфологічного аналізу і синтезу розглянемо на прикладі синтезу технологічних принципів і схем сферично-чистої обробки отворів з пошуком нових принципів, наприклад, сферичного прошивання і дорнування.

Приклад. Розробити схеми високопродуктивної обробки отворів у корпусній деталі, з високою точністю і низькою шорсткістю оброблюваної поверхні, вибрати кращу і запропонувати конструкцію верстатного оснащення для її реалізації.

Технологічний процес зручно розділити на три функціональних елементи ТС (рис. 7.3): середовище, що обробляється (заготовка); середовище що обробляє (інструмент); взаємодія середовищ (робочий процес).

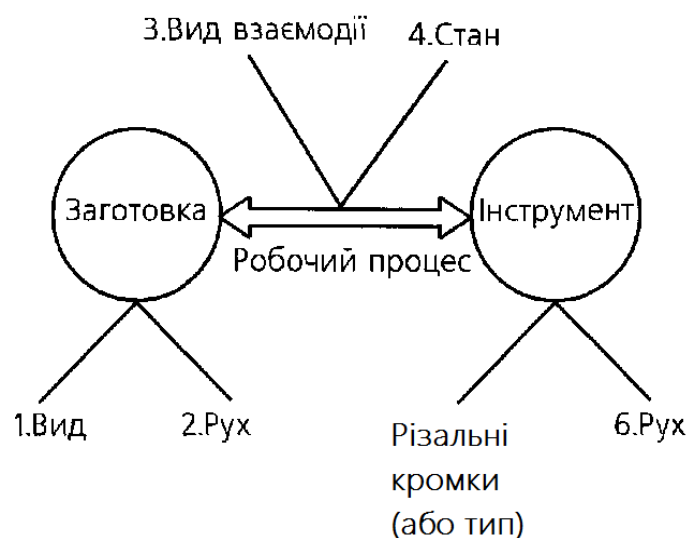


Рис. 7.3. Узагальнена модель процесу формоутворення і їх основні ознаки технологічного процесу з ознаками: заготовка (1 – вид; 2 – рух); робочий процес (3 – вид взаємодії, 4 – стан); інструмент (5 – тип, кількість ріжучих кромки; 6 – рух).

Розроблена основна морфологічна таблиця (табл. 7.1) містить істотні морфологічні ознаки (елементи та їх відношення) технологічного процесу, комбінації котрих створюють множину методів обробки внутрішніх і зовнішніх циліндричних, фасонних поверхонь різанням і поверхнево-пластичним деформуванням, а також деяких методів обсяжної обробки. Виберемо для кожної ознаки альтернативи (варіанти їх реалізації) (табл. 7.1).

Таблиця 7.1

Основна морфологічна таблиця схем обробки отворів у корпусній деталі

Заготовка		Робочий процес		Різальний інструмент	
1.Вид	2.Рух	3.Вид взаємодії	4.Стан	5.Кількість різальних кромок	6.Рух
1.1.Кругла	2.1.Поступовий	3.1.Точкова	4.1.Твердий	5.1.Обмежене	6.1. Поступовий
1.2.Кругла з фасонним отвором	2.2.Простий обертальний	3.2.Лінійна	4.2.Пластичний	5.2.Необмежене	6.2.Простий обертальний
1.3.Корпусна з циліндричним отвором	2.3.Поступовий і обертальний	3.3.Поверхнева	4.3.Текучий	5.3.Немає	6.3.Складний обертальний
1.4.Корпусна з фасонним отвором	2.4.Немає	3.4.Обсяжна	4.4.Газоподібний		6.4.Поступовий і обертальний
	2.5.Вібраційне	3.5.Комбінована	4.5.Змішаний		6.5.Поступовий і складний обертальний
					6.6.Немає

Критеріями оцінки якості окремих варіантів можуть бути собівартість, продуктивність, точність, витрата металу, або

узагальнений критерій. Наприклад, для фінішної обробки різанням циліндричних отворів у корпусних деталях, де розміри дозволяють виконувати обробку як методом копіювання, так і методом обкатки контуру, з табл. 7.1 можна вибрати раціональний варіант за узагальненим критерієм.

З урахуванням мінімальної собівартості, мінімальної витрати енергії, максимальної продуктивності, максимальної точності, якості поверхні та зносостійкості інструменту при обробці наскрізного отвору в корпусній заготовці вибрані 5 основних варіантів комбінації ($X_1 - X_5$) у вигляді морфологічних формул, реалізація яких приведена в табл. 7.1 (підкреслені альтернативи, які відрізняються від першого варіанту):

$$X_1 \Rightarrow |1.4 - 2.5| - |3.2 - 4.1| - |5.1 - 6.4|$$

$$X_2 \Rightarrow |1.4 - 2.5| - |3.2 - 4.1| - |5.1 - \underline{6.1}|$$

$$X_3 \Rightarrow |1.4 - 2.5| - |\underline{3.1} - 4.1| - |5.1 - \underline{6.5}|$$

$$X_4 \Rightarrow |1.4 - 2.5| - |3.2 - 4.1| - |\underline{5.2} - \underline{6.5}|$$

$$X_5 \Rightarrow |1.4 - 2.5| - |\underline{3.1} - 4.1| - |5.1 - 6.4|.$$

До відомих конструкцій металорізальних верстатів можуть бути віднесені технологічні принципи, які реалізують варіанти: 1 (свердлильно-розточувальний верстат); 2 (протяжний верстат); 4 (шліфувальний верстат); 5 (розточувальний верстат).

Варіант 3 дав сполучення альтернатив для нетрадиційного і перспективного методу, який реалізує можливості одночасної комбінованої обробки різанням з поверхнево-пластичним деформуванням, а альтернативний йому варіант 6 реалізує метод поверхневого деформування і обсяжного дорнування (сполучення 1.4 - 2.5 - 3.3 - 4.1 - 5.3 - 6.5 по табл. 7.1).

Вибраний найкращий альтернативний метод (варіанти 3 і 6) реалізуються за допомогою наступних рухів інструменту при нерухомій заготовці (рис. 7.4): обертання навколо вісі z отвору з кутовою швидкістю $\bar{\omega}_e$ обертання навколо власної осі $\bar{\omega}_z$, яка лежить в одній площині з віссю отвору і перетинає її під кутом θ , з кутовою швидкістю $\bar{\omega}_z$, рух вздовж осі отвору з подачею S_Z і осьовою силою F_n .

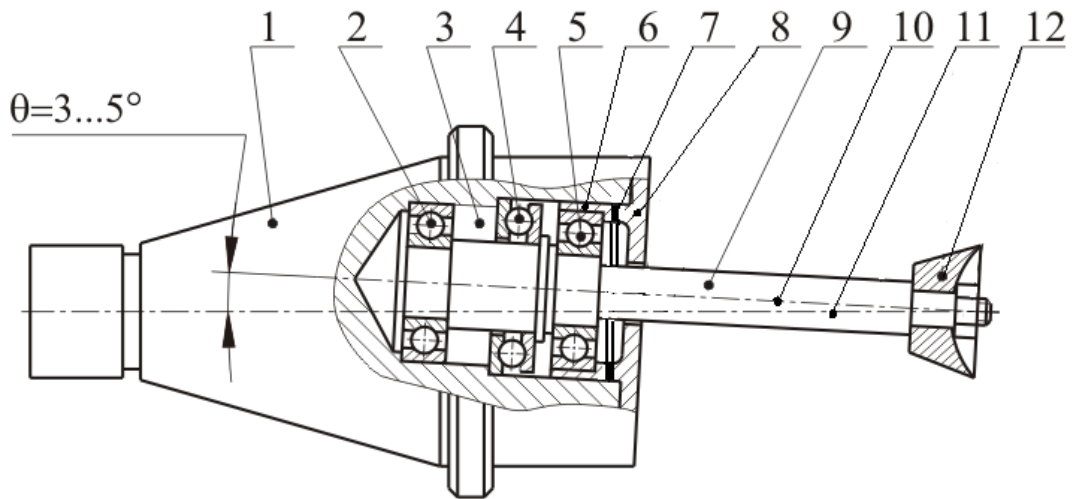


Рис. 7.4 . Пристрій для сферичного прошивання і дорнування циліндричних і фасонних отворів: 1 - корпус (оправка з конічним хвостовиком); 2, 5-радіальні шарико-підшипники; 3 - отвір оправки 1; 4 - упорний шарикопідшипник; 6 - втулка; 7 - компенсаційна пластина для натягу підшипників; 8 - кришка; 9 - інструментальний шпиндель; 10 - вісь інструментального шпинделю; 11 - вісь яка співпадає з віссю отвору, що оброблюється (шпинделю верстата); 12 - інструмент сферичного прошивання і дорнування отворів

Для пошуку конструктивних реалізацій методу сферичного прошивання і дорнування отворів при різних відносних рухах заготовки і інструменту (рух тільки інструменту, тільки заготовки, інструменту і заготовки) можна побудувати додаткову морфологічну матрицю кінематичних схем різання M_p з двома ознаками - рухи заготовки і інструменту:

$$M_p = \begin{vmatrix} 1.1 & 2.1 \\ 1.2 & 2.2 \\ 1.3 & 2.3 \\ 1.4 & 2.4 \\ 1.5 & 2.5 \\ 1.6 & 2.6 \end{vmatrix}$$

Для отримання варіанту необхідно кожний елемент одного ряду матриці сполучати з кожним елементом другого ряду, що дає $N=6^2=36$ комбінацій, з яких на рис. 7.7 наведено один приклад

конструктивної реалізації - пристрою для чистової обробки шляхом різання і поверхнево-пластичного деформування на універсальних, спеціалізованих верстатах, багатоцільових і верстатах з ЧПК.

Літературні джерела до глави 7

1. Кузнецов Ю.Н. Морфологический синтез станков и их механизмов: монография /Ю.Н.Кузнецов, Герра Ж.А.Хамуйела, Т.О.Хамуйела; под ред.Кузнецова.-К.: ООО «ГНОЗИС», 2012.- 416 с.
2. Кузнецов Ю.М. Теорія розв'язання творчих задач. – К.: ТОВ «ЗМОК»- ПП «ГНОЗИС», 2003. – 294 с.
3. Повилейко Р.П. Инженерное творчество. – М.: «Знание». 1977. – 64 с.
4. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества: учебное пособие для студентов вузов. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
5. Zwicky F. Discovery, invention, research through the morphological approach /F.Zwicky. – Toronto; New York; MeMillan, 1969.

8. Новий погляд на матеріальну точку, як носія генетичної інформації

Стан проблеми. Створення нових технічних систем (ТС), що розвиваються, неможливо без аналізу та обліку накопиченого людського досвіду, який як генетична інформація передається з покоління в покоління на різних носіях. Безперервне розширення та ускладнення ТС та виконуваних ними функцій підтверджує діалектику їх розвитку у часі. Якщо перші пристосування, призначені для розширення фізичних можливостей Людини при виконанні тієї чи іншої роботи, були елементарними знаряддями у вигляді палиць, каміння, сокир, ножів і т.п. [2], то на сучасному розвитку людського суспільства доводиться мати справу з цілими системами, які не тільки замінюють фізичну та рутинну розумову працю, але й піддаються автоматичному управлінню та інтелектуалізації, а також дозволяють здійснювати робочі процеси при оптимальних параметрах та режимах. З'явилися складні ТС, до яких, наприклад, належать металорізальні верстати з ЧПК та мехатронними системами, роботизовані технологічні комплекси і навіть гнучкі автоматизовані заводи. Розвиток будь-якого ТС включає еволюційні процеси, що характеризують кількісні зміни, і революційні, що відображають якісні зміни. Ретроспективний аналіз розвитку ТС проводиться саме з цих позицій, орієнтуючись на досягнення науки та техніки. ТС швидко змінюються, їх конструкції удосконалюються, вони стають більш продуктивними, якіснішими і надійнішими, багатофункціональними, енергоекономічними, швидкопереналагоджуваними і адаптивними до умов навколишнього середовища. Багаторічна практика показала, що ігнорування концепції розвитку ТС у процесах їх проектування, виробництва та експлуатації призводить до створення нежиттєздатних систем. На жаль, представники технічних наук зазвичай нехтують дослідженнями загальних закономірностей розвитку систем та аналізу труднощів та протиріч, що виникають

у процесі розробки прикладних методів та методик створення систем певного функціонального призначення. При еволюції складних ТС, які створені в результаті цілеспрямованої діяльності Людини, спостерігаються такі ж закони, як й у живих системах¹. Наявність власної програми розвитку досі вважалося унікальною властивістю, що відрізняє живу систему від штучної. Раніше піддані нищівній критиці кібернетика і генетика проклали шлях до пізнання та їх використання в ТС. В останні роки знання, отримані в генетиці, почали використовуватися в різних галузях науки і техніки, оскільки генетика – це міждисциплінарна галузь знань, що вивчає закони спадковості та структурної мінливості у природних та природно-антропогенних системах. Наявність міжсистемних аналогій – свідчення спільності системних принципів структурної організації у системах різної фізичної природи, що розвиваються. Відкриття та пізнання породжувальних систем у тій чи іншій галузі знань має загальнонаукове та міждисциплінарне значення, оскільки безпосередньо пов'язане з виникненням та становленням нової наукової парадигми, що визначає перехід від фрагментарних досліджень до системних [6]. Згідно з системно-структурним підходом в основу створення складних систем закладено уявлення про елементарність, вчення про властивість елементарних структур, що виконують роль теоретичної основи для узагальнення та синтезу знань у сучасних фундаментальних науках. Згідно принципу «Від простого до складного» методичної основою виступає принцип існування обмеженої

кількості елементарних (що породжують) структур, що підтверджується дослідженнями у різних галузях, наприклад: всі живі організми утворені з 24-х хімічних елементів; вся кольорова гама утворена з 7-ми кольорів; всі музичні твори написані з 7 нот; вся різноманітність чисел складається з 10-ти цифр; усі джерела електромагнітного поля містять 6 геометричних класів поверхонь.

Традиційний класичний погляд на матеріальну точку.

Механіка як давня наука про закони руху тіл використовується щодо різних фізичних явищ, хімічних і біологічних процесів, при проектуванні технологічних процесів у різних виробництвах, при будівництві різних споруд, при створенні різних машин, механізмів, вузлів і деталей, щодо природних явищ Землі, під Землею, під водою, у повітрі і Космосі. Законам механіки підпорядковані пересування живих істот, процеси в живих організмах, вивчення яких дозволяє в медицині діагностувати хвороби та створювати штучні органи людського тіла. Практично немає жодної галузі знань, де не потрібно знання основних законів механіки. Відкриття на перший погляд парадоксальних нових ефектів і явищ [4], що об'єктивно існують у Природі, дозволяє на багато років вперед передбачити розвиток науки і техніки, вирішувати найскладніші проблеми, що стоять перед людством, серед яких енергетичні, екологічні, сировинні, інформаційні, соціальні та інші. У теоретичній механіці розділ статистики присвячено загальному вченню про сили та вивчення умови рівноваги матеріальних тіл, що знаходяться під дією сил, що є векторною величиною та визначається чисельним значенням (модулем сили), напрямом та точкою докладання. У розділі кінематики вивчаються геометричні властивості руху тіл без урахування їх інертності (маси) і сил, що діють на них. Кінематика з одного боку є введенням у динаміку, з другого служить вивчення передач руху в механізмах. Рух тіл відбувається у тривимірному евклідовому просторі. Основне завдання кінематики полягає в тому, щоб знаючи закон руху даного тіла (або точки), визначити всі кінематичні величини (траєкторії, швидкості, прискорення і т. д.). У розділі динаміки вивчаються закони руху матеріальних тіл під впливом сил, що враховують як діючі сили, так і інертність (властивість швидше чи повільніше змінювати швидкість свого руху під впливом прикладених сил) самих матеріальних тіл. Кількісним мірою інертності тіла виступає маса, тому щоб відволіктися від обліку

впливу форми тіл (розподілу мас), вводиться поняття матеріальної точки як матеріального тіла, що має масу, розмірами якого при вивченні його руху можна знехтувати. Матеріальними точками вважають частинки, куди подумки розбивають будь-яке тіло щодо тих чи інших його динамічних характеристик. Під час вивчення руху однієї матеріальної точки має передувати вивчення руху системи точок і, зокрема, твердого тіла.

Новий погляд на матеріальну точку. Спробами навести лад у величезному різноманітті та багатовимірності світу займалися філософи, серед яких виник термін „монадо“ [1], запозичений із грецької філософії Джордано Бруно, Лейбніца (його філософія так і називається „монадологія“). Відповідно до Лейбніцу, підставами існуючих явищ чи феноменів служать прості субстанції чи монади (від грец. monados – одиниця). Ідею, згідно з якою у світі не існує абсолютно схожих монад або двох абсолютно однакових речей, Лейбніц сформував як принцип "загальної відмінності" і в той же час, як тотожність "невиразних", висунувши глибоко діалектичну ідею – монади, що саморозгортають весь свій зміст завдяки самосвідомості. Вони є самостійними і самодіяльними силами, які приводять усі матеріальні речі в стан руху, утворюють фантастичний світ, похідним від якого виникає світ феноменальний. Для процесу еволюції від безладдя до порядку (ентропія в системі повинна зменшуватись) у відкритих системах виникли поняття самоорганізація та міждисциплінарна наука синергетика. Самоорганізація є процесом упорядкування (просторового, тимчасового чи просторово-часового) у відкритій системі рахунок узгодженого взаємодії безлічі елементів, складових цю систему. Синергетика (англ. Synergetics, грецьк. син - „загальне“ та ергос – „дія“) як міждисциплінарна наука, яка займається вивченням процесів самоорганізації та виникнення, підтримки стійкості та розпаду структур (систем) різної природи на основі методів математичної фізики («Формальних технологій»). За словами автора теорії синергетики Германа Хакена: «Основна

відмінна особливість складних систем – їхня воістину невичерпна різноманітність, в якій так і не вдається розібратися, незважаючи на численні спроби зрозуміти до кінця природу складних систем. Перед нами постає гостра проблема відшукування уніфікованих принципів, які б дозволили нам належним чином підходити до вивчення таких систем...» У розширюваному розмаїтті створених Природою і Людиною об'єктів і систем спостерігаються загальні принципи їхньої структурної організації, які проявляються у вигляді міжсистемних аналогій або прихованих внутрішньосистемних гомологій (табл.8.1). Такі властивості мають місце як і природних (біологічних, хімічних, електромагнітних та інших.) системах, і у системах природно-антропогенного походження (числових, лінгвістичних, технічних та інших) [6].

Завдяки принципам самоорганізації та генетичному принципу „від простого до складного“ запропоновано новий погляд на матеріальну точку як носія генетичної інформації при створенні ТС типу „об'єкт“ та „процес“ [1]. Ця матеріальна точка на генетичному рівні умовно названа механічним геном і несе інформацію про поступальні та обертальні рухи, навантаження та їх напрямки (рис. 8.1).

Матеріальна точка може бути нерухомою, як інформація про статичні ТС (споруди, несучі систем технологічного обладнання). Якщо звернутися до витоків створення Людиною механічних систем, то знаряддя кам'яної доби являли собою прості форми тіл, на основі яких з'явилися всі наступні винаходи в механіці (рис. 8.2) [2].

Сукупність матеріальних точок утворюють матеріальне тіло, стан рівноваги чи руху якого від характеру взаємодії коїться з іншими тілами, тобто. від тих тисків, тяжінь чи відштовхувань, яке матеріальне тіло відчуває внаслідок цих взаємодій. За допомогою гена здійснюється передача спадкової інформації у ряді поколінь (закони механіки, теоретична механіка, теорія машин та механізмів, опір матеріалів, деталі машин та ін.).

Таблиця 8.1

Аналогія рівнів організації складних систем, що розвиваються

Рівень структурної організації	Область знань			
	Електромеханіка	Механіка	Біологія*	Космогонія*
Метасистемний	Інтегрована динамічна система (енергоблок, техноценоз)	Інтегрована механічна система (техноценоз)	Біогеоценоз	Всесвіт
Системний	Електромеханічні системи	Механічні системи	Екосистеми	Метагалактики
Видовий	Види електромеханічних об'єктів	Види механізмів	Види	Галактики
Популяційний	Електромеханічні структури	Механізми	Популяції особин	Зіркові скупчення
Об'єктний	Електромеханічні пари (парні електромагнітні хромосоми)	Кінематичні пари (з'єднання ланок), ланцюги і структури	Особі	Зірки
Хромосомний	Первинні джерела електромагнітного поля (батьківські хромосоми)	Механічні ланцюги, елементарні тверді тіла (батьківська хромосома)	Хромосоми	Елементарні частинки
Генетичний	Електрони (електромагнітні гени)	Елементарні частинки – матеріальні точки (механічні гени)	Гени	Кварки
За даними	Проф. В.Ф.Шинкаренка (НТУУ КПІ)	Проф. Ю.М.Кузнецова (НТУУ КПІ)	Акад. Й.А.Рапопорта	

За аналогією з електромагнітним полем [5] в механіці може йтися про силове поле, яке може бути вихідною структурою, що містить упорядковану сукупність механічних генів із заданою просторовою послідовністю їх розміщення (розподілу) у межах

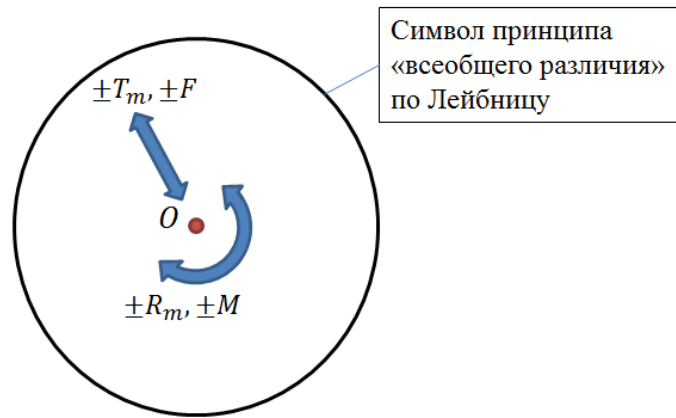


Рис. 8.1. Матеріальна точка (Т.О) – механічний ген, що несе інформацію про переміщення та навантаження поступальних ($\pm T_m; \pm F$) і обертальних ($\pm R_m; \pm M$) із зазначенням напрямку

Стрижень-батьківська хромосома
(породжувальна структура)

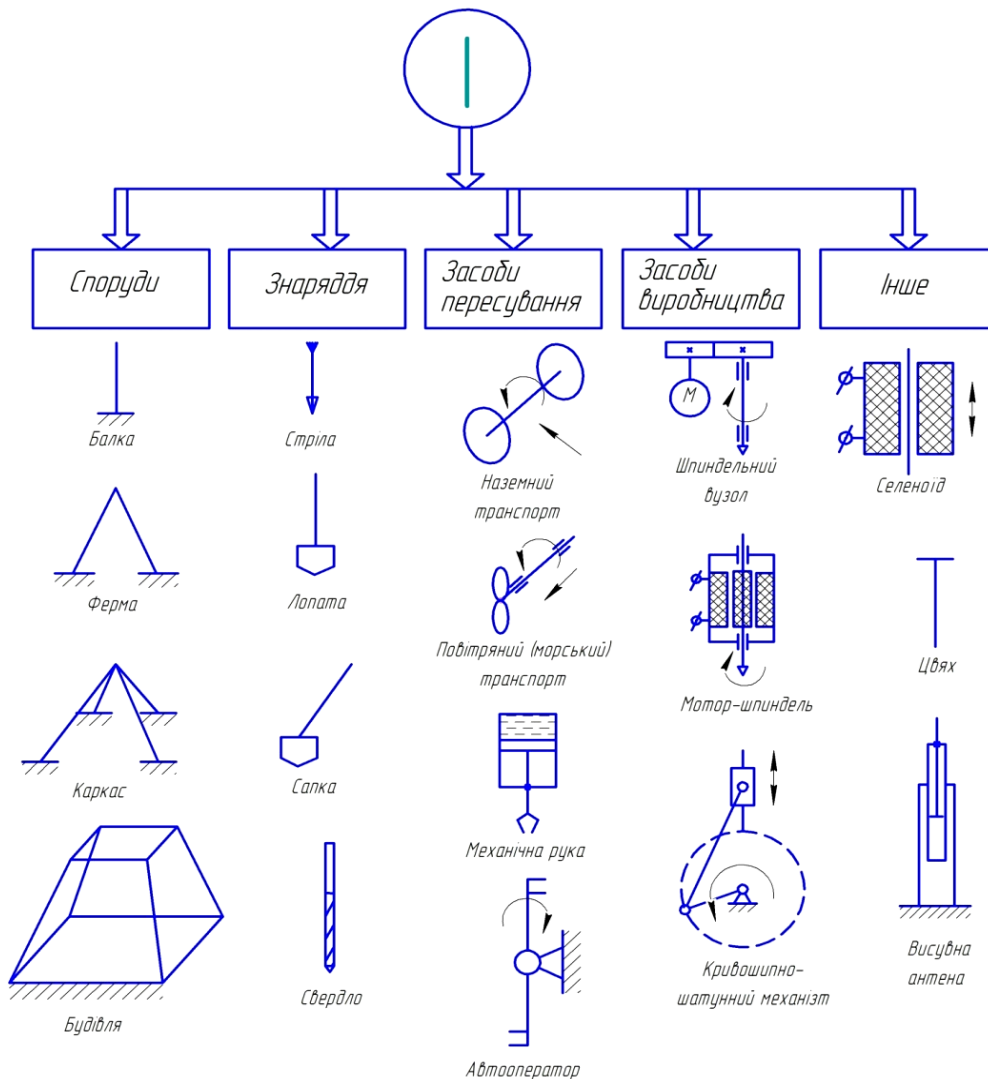


Рис. 8.2. Приклади використання циліндричного стрижня – батьківської хромосоми у різних об'єктах

геометричного топологічного простору (поверхні). Величина, яка є кількісним мірою твердотільних механічних систем на генетичному рівні у вигляді матеріальної точки O в евклідовому просторі, є сила F і момент M (рис. 8.3).

Системний генетико-морфологічний підхід дозволяє вдало поєднати структурні дослідження у різних галузях науки і техніки завдяки його міждисциплінарному характеру з використанням відповідних філософських категорій, положень загальної теорії систем. За ступенем функціонально-структурної організації ТС бувають статичні (будівельні конструкції, несучі системи технологічного обладнання, тощо) та динамічні (верстати, машини, їх механізми та приводи), для яких характерні безперервні та дискретні процеси перетворення та обміну речовин (матерії), енергії та інформації.

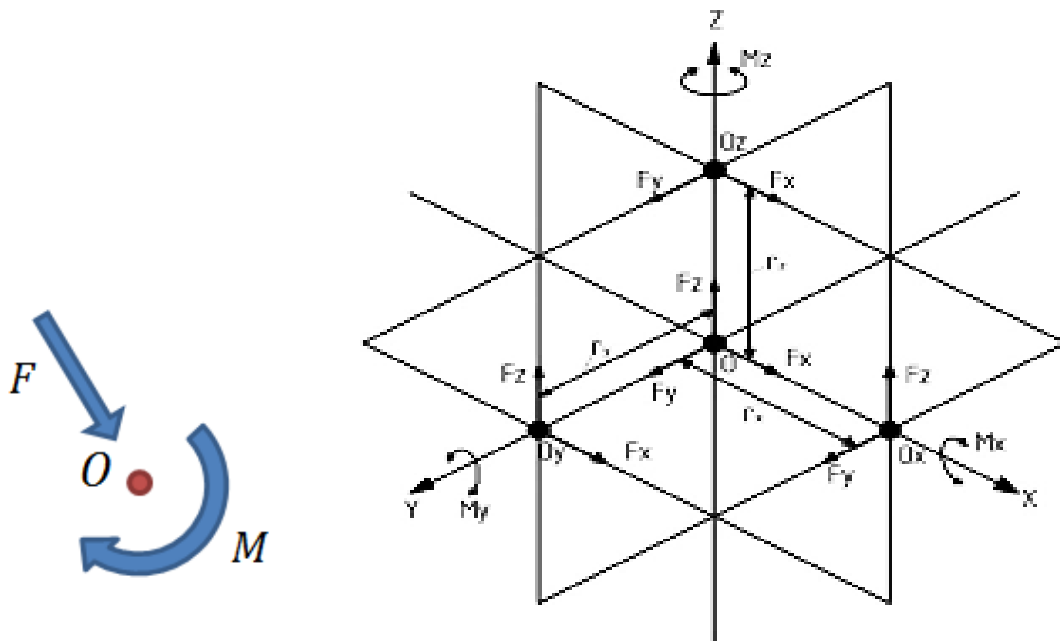


Рис. 8.3. Механічний ген – рухаюча матеріальна точка (а) в декартовій системі координат XYZ (б)

Останнім часом спостерігається проникнення еволюційно-генетичних ідей у технічні та гуманітарні дисципліни (генетична електромеханіка, спадкова механіка, технологічна спадковість, генетична психологія, генетична лінгвістика, генетична історія, еволюційна кібернетика, генетична стандартизація та ін.).

Відповідно до узагальненої моделі (рис. 8.4) всі силові (енергетичні) потоки в затискних патронах описуються морфологічною матрицею з одним входом і виходом, що дає 72 батьківські хромосоми. Найпоширеніша батьківська хромосома $F_{a1}-Fr_2$, а для 2/3 батьківських хромосом їх використання ще невідомо.

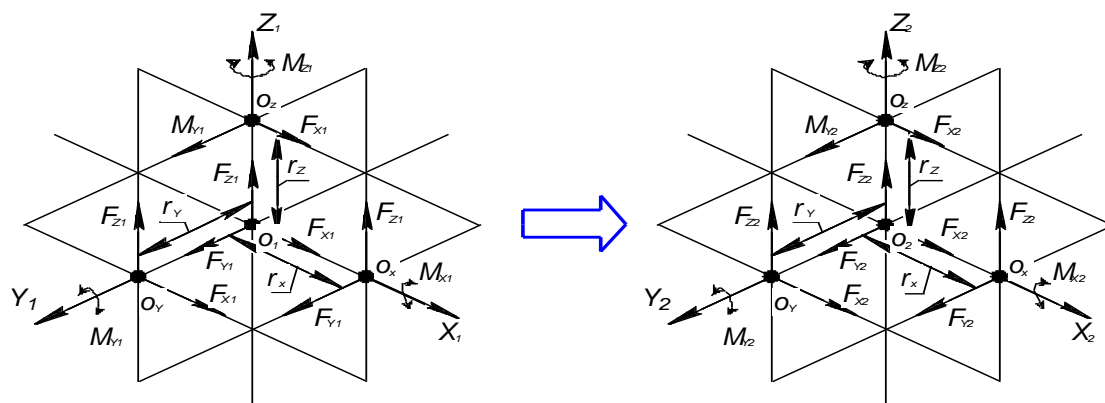


Рис. 8.4. Узагальнена модель силових (енергетичних) потоків у механічній системі

Між матеріальними точками потоку можливі різні перетворювачі (рис. 8.5) [5].

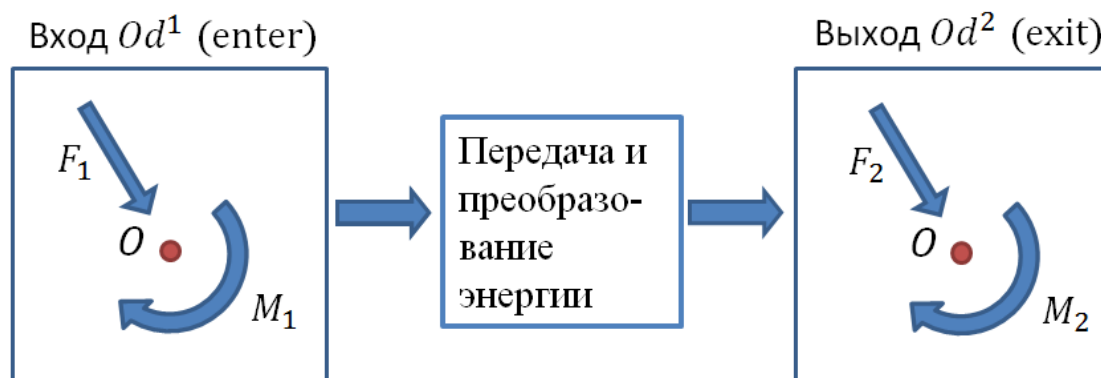


Рис. 8.5. Схема передачі и перетворення енергії в силовому потоці між двома матеріальними точками 1 и 2

Оскільки структура ускладнюється впровадженням різних перетворювачів, з'являються популяції затискних патронів з використанням добре відомих простих механічних перетворювачів: важіль, клин, плунжер, спіраль, гвинт, пружина (рис. 8.6) і їх сполучень.

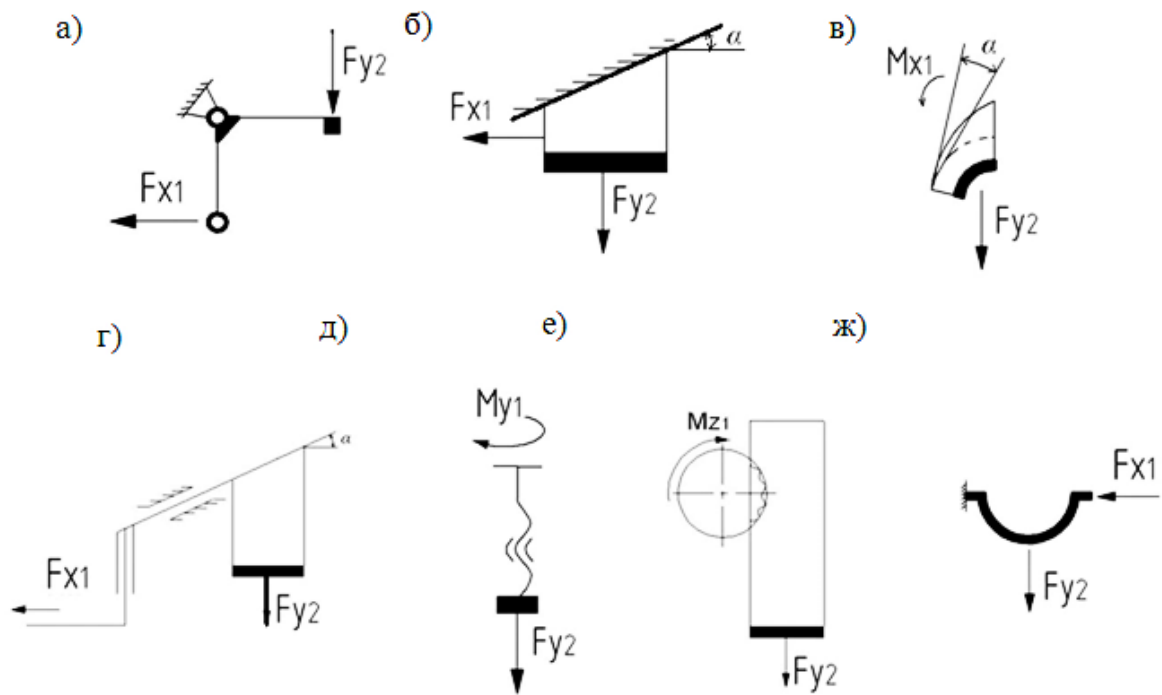


Рис. 8.6. Твердотільні простіші механічні перетворювачі руху, сили, енергії (а – важіль (LV); б – клин (WD); в – спіраль (SP); г – плунжер (PL); д – гвинт (SC); е – зубчаста передача (GR); ж – пружина (SR))

Довільні структури силового потоку (батьківські хромосоми), виконуючи роль породжувальних елементів, в процесі генетичного розвитку ускладнюються, утворюючи комбінаторні групи хромосом-нащадків n -го покоління, використовуючи п'ять універсальних операторів синтезу: реплікація, схрещування, інверсія, кросинговер та мутація [6].

Нижче наведено опис затискного механізму на різних рівнях структурної організації (батьківська хромосома F_{a_1} - F_{r_2} або F_{x_1} - F_{y_2}):

- генетичний, F_{x_1} ;
- хромосомний, F_{x_1} - F_{y_2} ;
- об'єктивний F_{x_1} - F_{y_2} ($1 \cdot KR$);
- популяційний, F_{x_1} -LV - F_{y_2} ($1 \cdot KR$);
- видовий, F_{x_1} -LV - F_{y_2} ($1 \cdot KR$)-CL;
- системний, E-EM- F_{x_0} - (WD-LV) - F_{x_1} -LV - F_{y_2} ($1 \cdot KR$)-CL,

де E - електричне джерело енергії; EM – електромеханічний перетворювач (первинний), який створює на вході приводу затиску осьову силу F_{x0} ; $(WD-LV)$ – гібридний клино-важільний передатно-підсилюючий механізм в приводі затиску з вихідною силою F_{x1} , що є входом до затискного патрону; LV – важільний перетворювач в затискному патроні; $F_{y2} (1 \cdot KR)$ – вихідна радіальна сила затиску F_2 при замкненому силовому контурі (цифра 1, а якщо контур розімкнений – цифра 0) та кількість затискних елементів n , визначається множителем реплікації KR (для трьохкулачкового затискного патрона $KR = 3$).

Приводи затиску (ПрЗ) відносяться до динамічних перетворювачів енергії [3]. Відповідно до генетико-морфологічного підходу структуру ПрЗ можна теж представити у вигляді силового (енергетичного) потоку. Ці структури є тривимірними об'єктами з явно вираженою геометричною інформацією, що пов'язано з багатоваріантністю можливих просторових компонувань і різноманітністю форм активних частин передавального-підсилювальних ланок. Крім того така структура відтворює просторову геометрію і топологію взаємопов'язаних силових контурів і силових потоків. Тому в найзагальнішому вигляді можна зазначити, що всі явища пов'язані з перетворенням та передачею зусиль в ПрЗ мають відповідні геометричні прообрази (геометричні моделі).

Відповідно до генетико-морфологічного підходу для опису ПрЗ на хромосомному рівні необхідно використовувати елементарний силовий потік, враховуючи що:

1. Силових (енергетичних) потоків може бути кілька за входами і виходами.

2. Вхідні та вихідні силові потоки можуть бути однаковими та різними і складатися з обмеженої кількості їх видів та обмеженого набору варіантів просторового розташування (координатних рухів).

3. Силові потоки можуть бути з зовнішнім джерелом енергії переважно і внутрішнім джерелом рідше (використання

відцентрових сил, магнітного поля, сил пружності, тощо).

4. З'єднання окремих силових потоків може бути послідовним, паралельним, паралельно-послідовним.

5. Між входом і виходом силового потоку ПрЗ є різні перетворювачі, але їх кількість обмежена (наприклад, до механічних перетворювачів відносяться важільні, клинові, плунжерні, спіральні, зубчасті, гвинтові, пружні).

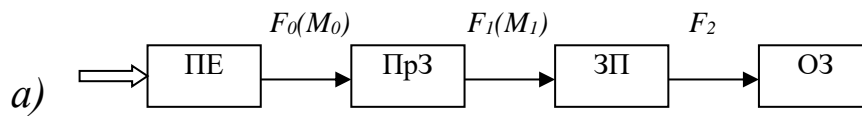
6. Можлива комбінація перетворювачів в силових потоках ПрЗ і ЗП, а можливий один перетворювач для ЗМ, коли функції ПрЗ виконує сам ЗП.

7. Передача та перетворення (трансформація) силових потоків може відбуватися у різних середовищах (твердих, плинних, сипучих, рідинних, повітряних, електромагнітних, магнітострикційних, біологічних та інших поки нам невідомих).

Основними критеріями, що визначають структурну організацію ПрЗ в його виконавчій частині є характеристики перетворювачів енергії, що змінюють характеристики вхідного силового потоку (зусилля) у відповідності до певних законів, чим забезпечують появу та підтримку напруженого стану (силового поля) ЗМ за заданим законом функціонування механізму. Отже, концептуально ПрЗ є проміжним перетворювачем силових потоків (енергії у формі силового потоку) між джерелом і перетворювачем енергії ПЕ і ЗП (рис. 8.7, а). Умовно кажучи, якщо абстрактно уявити ЗМ, якого ще не існує, але який треба створити, то модель силових (енергетичних) потоків буде складатися з двох елементарних потоків: один в ПрЗ $F_0(M_0) - F_1(M_1)$, а другий в ЗП $F_1(M_1) - F_2$ без вказівки координатного напрямку сил (моментів) на вході і виході. Тоді повний потік від джерела енергії Е через перетворювачі ПЕ до об'єкта затиску (ОЗ) запишеться у вигляді генетичної формули ЗМ – взаємодії трьох матеріальних точок (генів O, O_1, O_2) (рис. 8.7, б)

$$F_0(M_0) - F_1(M_1) - F_2$$

де на хромосомному рівні для ПрЗ генетичний код буде $F_0(M_0) - F_1(M_1)$, а для ЗП – $F_1(M_1) - F_2$.



$Bx_{id} O d^0$ (enter) $Bx_{id} - vix_{id} O d^1$ (enter - exit) $Bux_{id} O d^2$ (exit)

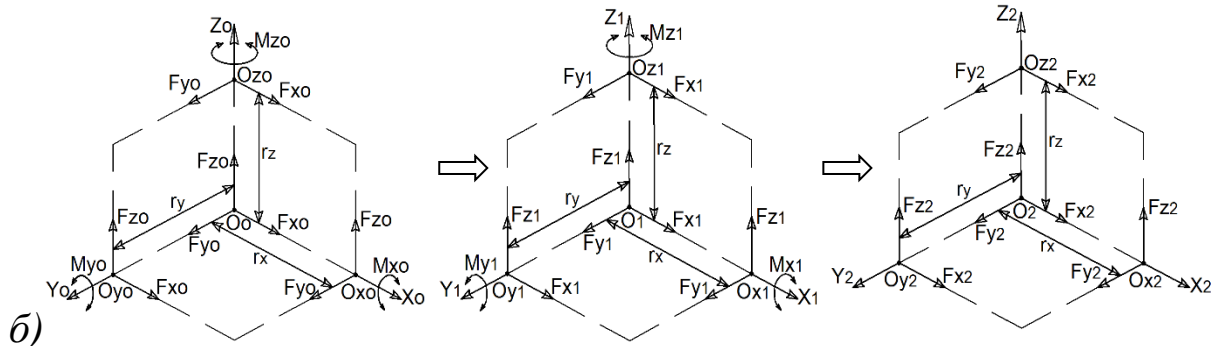


Рис. 8.7. Узагальнені структура (а) і модель силових (енергетичних) потоків (б) в затискному механізмі: Е – джерело енергії; ПЕ – перетворювач енергії; ПрЗ – привод затиск; ЗП – затискний патрон; ОЗ – об’єкт затиску

Як для ЗП на об’єктному рівні елементарний силовий контур може бути замкнений відкритий, замкнений закритий, розімкнений і комбінований, так і в ПрЗ елементарний силовий контур може бути із замиканням: силовим не пружним (відкритий контур, що завжди пов’язаний з джерелом і перетворювачем енергії); силовим пружним (за рахунок потенційної енергії пружного елемента, наприклад, пакету тарілчастих пружин); геометричним при відключенні від джерела енергії і натягом пружної системи механізм; фрикційним із само загальмовуванням; комбінованим.

Силовий контур позначається цифрами 1, 0 зверху після запису генетичного коду в прямих дужках (табл. 8.2). За видом енергії силових потоків, що використовується ПрЗ можуть бути: механічні, електромагнітні, рухомих середовищ (гідро-пневно) та їх комбінації, що визначає вид енергетичних потоків (взаємодія твердих тіл, електромагнітна взаємодія, тиск рухомих середовищ). Таким чином в ЗМ і, зокрема в ПрЗ, можливе використання різних середовищ і полів в силових потоках з наступними позначеннями:

Позначення силового контуру

<i>Затискний патрон (ЗП)</i>		<i>Привод затиску (ПрЗ)</i>	
<i>Вид контуру</i>	<i>Позначення</i>	<i>Вид замикання</i>	<i>Позначення</i>
замкнений закритий	[1]	геометричне	[1]
замкнений відкритий	1	фрикційне	1
розімкнений	0	силове непружне	0
комбінований: замкнено-розімкнений	[1],0 1,0	силове пружне	[0]
комбінований: розімкнено-замкнений	0,1 0,[1]	комбіноване: геометричне - силове непружне	[1],0 0,[1]
		комбіноване: геометричне-фрикційне	[1],1 1,[1]
		комбіноване: геометричне-силове пружне	[1],[0] [0],[1]
		комбіноване: фрикційне-силове пружне	1,[0] [0],1
		комбіноване: фрикційне-силове непружне	1,0 0,1

MSB (mechanical solid body) – механічні передачі і перетворювачі за допомогою твердих тіл; EMF (electromagnetic field) – електромагнітні поля, що діють безпосередньо або в складі (структурі) електромеханічних систем передачі і перетворення; LFM (liquid flowing medium) – рідинно-плинні та в'язкі середовища для передачі та перетворення (зміни параметрів потоку); AVM (air and vacuum medium) – газові (повітряні) середовища для передачі і перетворення, в тому числі вакуум; CMF (constant magnetic field) – магнітні поля притягання

та відштовхування; TRF (thermal field) – теплові потоки, що спричиняють сили теплового розширення (звуження) речовини; CFF (centrifugal force) – відцентрові сили при обертанні незрівноважених мас (частин). На даному етапі розвитку ЗМ верстатів токарної групи найбільшого поширення набули ПрЗ механічного виконання. У виконавчій частині (ППМ) існуючі ПрЗ механічного виконання мають геометричні праобрази кількість видів яких є обмежена (рис. 8.8): важільні, клинові, плунжерні, спіральні, зубчасті, гвинтові, пружні.

Кількість перетворювачів силових потоків та їх видів (з числа вище перерахованих) може бути різною та комбінуватися. Відповідно у ПрЗ механічного виконання можуть існувати вхідні та вихідні силові потоки у вигляді сил та моментів сил.

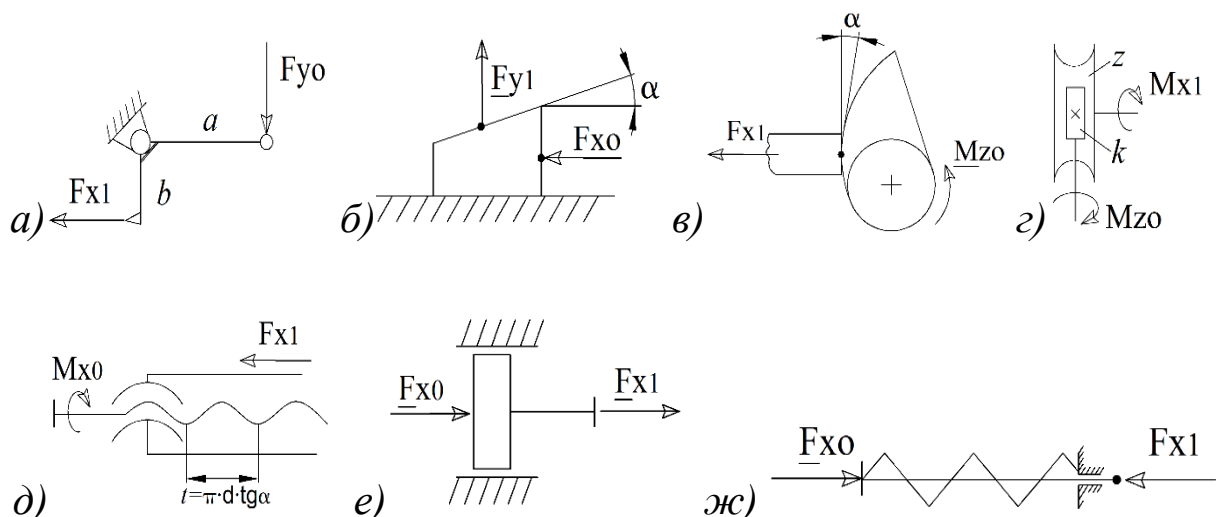


Рис. 8.8. Варіанти механічних перетворювачів енергії ПрЗ токарного автомата: а – важіль (LV); б – клин (WD); в – спіраль (SP); г – зубчата передача (GR); д – гвинт (SC); е – плунжер (PL); ж – пружина (SR)

Очевидною є можливість існування ПрЗ, силові потоки яких розташовуються у тримірному просторі і мають інший набір координатних рухів. Для виявлення нових видів ПрЗ доцільно провести аналіз можливих варіантів просторового розташування та взаємної орієнтації вхідних та вихідних силових потоків.

Варіант технічної реалізації синтезованої структури електромеханічного ПрЗ представлено на рис. 8.9. ЗМ працює наступним чином. Для затиску інструмента або заготовки з циліндричним хвостовиком (на рис. 8.9 не показано) включається електромагнітне реле 21, сердечник 20 втягується на величину H_1 , а через важіль 22 шестерня 24 переміщується на величину H_2 і входить в зачеплення із зубчатим колесом 2. За рахунок з'єднання торцясердечника 20 з контактними болтами 19 електричний струм через штоки 17 подається на колекторні пластини 16, ротор 12 повертається і передає через зубчате зачеплення 24, 2 крутний момент M_{a1} на поворотну обойму колеса 2 з положення, зображеного на рис. 12, в ту чи іншу сторону (за годинниковою стрілкою або проти) і за рахунок кута підйому α плунжери 4 занурюються в напрямку осі патрона, створюючи тиск, який викликає радіальну силу затиску F_{r1} (рис. 8.9, переріз А-А), що стискає плинне середовище 5, наприклад, гідропластмасу.

В результаті відбувається радіальна пружна деформація оболонки 7 тонкостінної циліндричної втулки 6, яка стискає циліндричний хвостовик, наприклад, різального інструменту типу фрези з радіальною силою F_{r2} , тобто створюється силовий потік від входу до виходу $M_{a1} - F_{r1} - F_{r2}$. Розтиск виконується при зміні полюсів електричного струму на колекторні пластини 16 (ротор 12 повертається в протилежну сторону) згідно заданої програми в системі ЧПК верстата, а відключення електромеханічного приводу здійснюється при знятті струму в електромагнітному реле 21.

В ЗМ шпиндельного вузла (рис. 8.10) встановлено додаткові елементи, що забезпечують роз'єднання кінематичного зв'язку привода затиску з іншою частиною затискного механізму. Це дозволяє досягнути технічний результат – покращення динамічних характеристик ШВ та підвищення продуктивності і якості обробки.

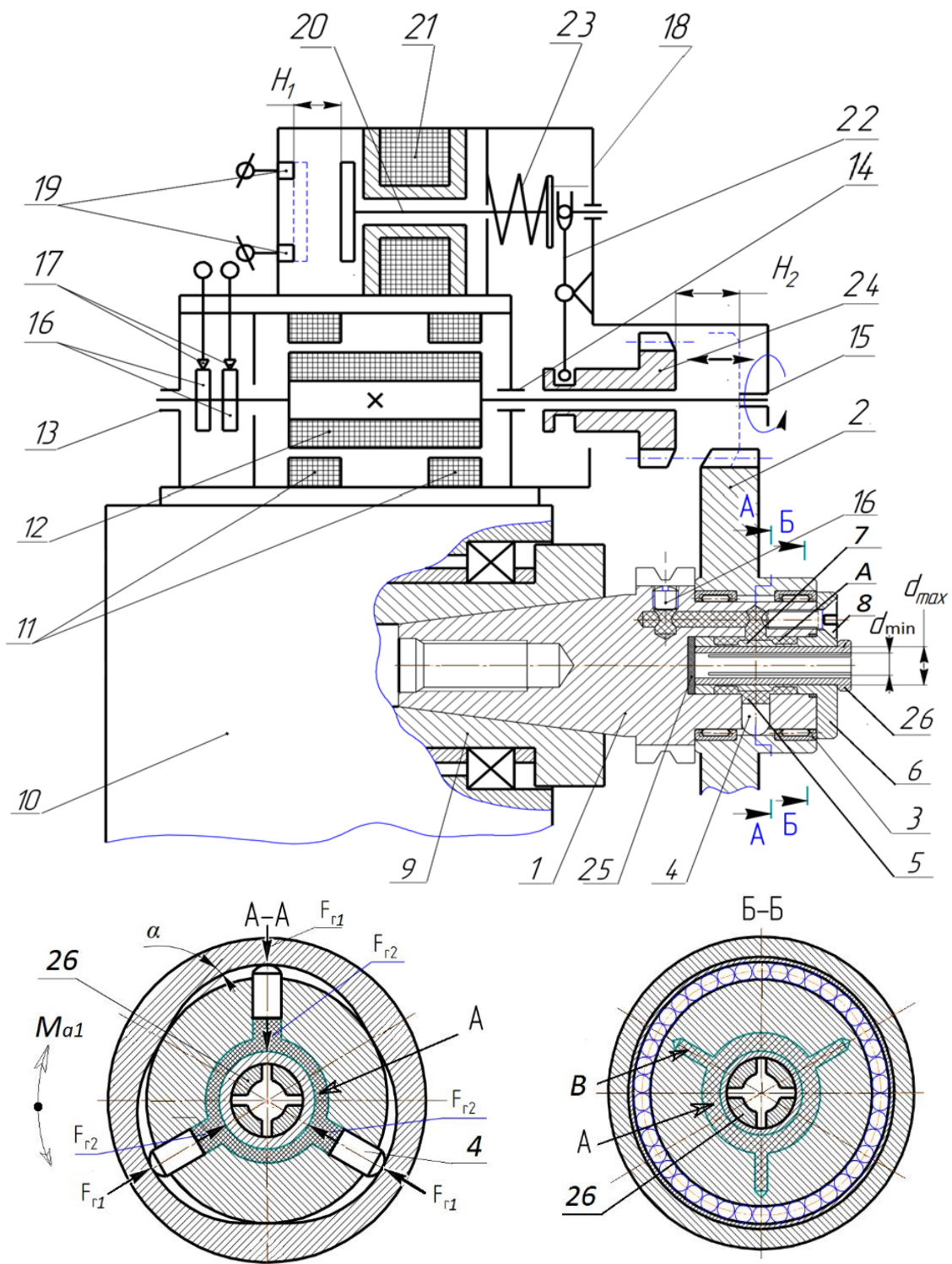


Рис. 8.9. Синтезований ЗМ з електромеханічним приводом

ШВ містить привод головного руху, що складається з шпинделя 1 на опорах 2 і 3 у вигляді радіально-упорних шарикопідшипників, що встановлені в корпус 4. На шпинделі 1 розташований ротор 5 головного руху, а в корпусі 4 статор 6, між якими, при подачі електричного струму на обмотки статора 6,

виникає електромагнітна взаємодія у вигляді крутного моменту. Передній кінець корпусу 4 закритий фланцем 7. Поза задньою опорою 2 шпинделя 1 розташовано модуль-фланець 8 з електромеханічною муфтою, в якому розміщена гайка-вал 9 півмуфти 10 на опорі 11 у вигляді радіально-упорного підшипника. Інша півмуфта 12 розташована на опорі 13, що також встановлена в корпусі 8 і має можливість силової взаємодії з валом 14 привода затиску з'єднувальну ланку 15. При цьому, вал 14 з розташованим на ньому ротором 16 розміщений на опорах 17 в додатковому корпусі 18, що виконаний у формі модуля з торцевим фланцевим кріпленням і кріпиться до модуль-фланця 8.

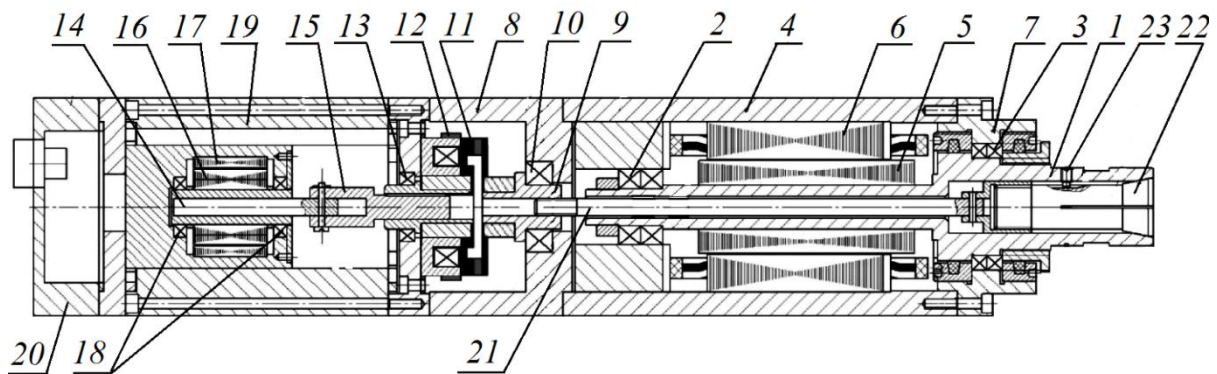


Рис. 8.10. Шпиндельний вузол верстата з електромеханічним затиском та можливістю роз'єднання кінематичного зв'язку в ПрЗ

Інший торець додаткового корпусу 18 закритий кришкою 19 з розташованими на ній роз'ємами для підведення електричної енергії та сигналів керування. Статор 20, що разом з ротором 16 є додатковою електромеханічною системою, жорстко закріплений у додатковому корпусі 18, який жорстко з'єднаний з корпусом 4. Гайка-вал 9 по різьбі зв'язана з гвинтом 21, що базується в осьовому отворі шпинделя 1 та з'єднаний з цангою 22, яка утримується від провертання відносно шпинделя 1 гвинтом 23.

ШВ працює наступним чином. При нерухомому шпинделі 1 і розтиснутій цанзі 22 в її отвір вводиться об'єкт затиску (на кресленні не показано). При подачі струму на обмотку статора 20

виникає електромагнітне поле, яке взаємодіє з обмотками ротора 16 і призводить до появи крутного моменту, що передається через вал 14, з'єднувальну ланку 15 і кінематично замкнуті півмуфти 12 та 10 до гайки-вала 9. Обертання гайки-вала 9 призводить до переміщення гвинта 21 вліво і затягування цанги 22, що забезпечує затиск об'єкта фіксації. Після завершення процесу затиску ланцюг кінематичного зв'язку вала 14 привода затиску з гайкою-валом 9 роз'єднується шляхом роз'єднання півмуфт 12 та 10. Внаслідок подачі струму на обмотки статора 6 виникає електромагнітне поле, що взаємодіє з обмотками ротора 5 і змушує шпindel 1 обертатися з необхідною частотою. При цьому підтримка зусилля затиску відбувається за рахунок самогальмування в різьбовому з'єднанні гвинта 21 та вала-гайки 9. Керування шпindelним вузлом з механізмом затиску здійснюється від системи числового програмного керування, а узгодження обертання шпинделя 1 і електромеханічної системи затиску відбувається за допомогою датчиків (не показані), встановлених на шпindelі 1 і гайці-валу 9. Зупинка шпинделя 1 здійснюється внаслідок припинення подачі струму до обмоток статора 6, а розтиск об'єкта затиску (не зображено) – при замиканні кінематичного зв'язку між півмуфтами 12 та 10 і зміні полюсів на обмотці статора 20, що змушує ротор 16 і гайку-вал 9 обертатися в зворотному напрямку та переміщає гвинт 21 і цангу 22 вправо. Таким чином відбувається розтиск. Саморозтиск затискної цанги 22 здійснюється за рахунок пружності її пелюсток.

Літературні джерела до глави 8

1. Кузнецов Ю.Н. Новый взгляд на материальную точку как носителя генетической информации при создании технических систем. *Материалы Международной научно-практической конференция «Фундаментальные основы механики»*. Новокузнецк: НИЦ МС, 2016. №1. С. 26–40.

2.Кузнецов Ю.М. Генетична інформація – ключ для створення верстатів нового покоління. Київ: Интеллектуальный анализ информации, 2011. С. 317–326.

3.Кузнецов Ю.М., Придальний Б.І. Приводи затискних механізмів металорізальних верстатів: Монографія – Луцьк: Вежа-Друк, 2016. – 352 с.

4.Кузнецов Ю.Н., Шинкаренко В.Ф. Генетический подход к созданию сложных технических систем. *Технологічні комплекси*. 2012. №1,2(5,6). С.15–29.

5. Хамуйела Ж. А. Герра. Генетико-морфологический синтез зажимных патронов: Монография / Герра Ж. А. Хамуйела, Ю.Н. Кузнецов, Т.О. Хамуйела; под ред. Ю.Н. Кузнецова. Луцк: Вэжа-Друк, 2017. С. 328.

6. Шинкаренко В.Ф. Основи теорії еволюції електромеханічних систем. К.: Наукова думка, 2002. С. 288.

9. Нові можливості застосування генетичного підходу на прикладі створення мотор-шпинделів з інструментальними затискними патронами

Одним з основних вузлів верстатів, який забезпечує формоутворюючі рухи в процесі різання на токарних, свердлильних, фрезерних, агрегатних, шліфувальних та інших верстатах з обертовим рухом деталі або інструмента завжди був шпиндельний вузол (ШВ), як привод головного руху. З часом при еволюції ШВ кінематичний ланцюг від джерела енергії до вихідної ланки (деталі або інструмента) скорочувався і перетворився в один вузол, який об'єднує джерело енергії, перетворювачі енергії, передатно-підсилюючі ланцюги і виконавчий орган – шпиндель з затискним пристроєм для деталі або інструмента в одному цілому. Такими стали електрошпинделі, які в останній час отримали назву мотор-шпинделі (М-Ш). М-Ш розглядається як один з основних елементів, що представляє верстат, і стає ключовим об'єктом на шляху переходу до розумного виробництва, де інтелектуальні машини, системи та мережі здатні самостійно обмінюватися інформацією та реагувати на неї, керувати процесами промислового виробництва. Ключовим напрямом на шляху переходу до розумних виробництв є структурно-функціональна адаптація машин і механізмів до вимог автоматизованих цифрових технологій в умовах викликів четвертої промислової революції «Industry 4.0» і п'ятої «Industry 5.0», що вже наближається. В процесі формоутворення робочі поступальні рухи виконують механізми подачі, які мають свій привід від джерела енергії. Завдяки універсальному генетичному оператору схрещування вдалося перейти до гібридних систем, які стали об'єктом нових досліджень-самодіючих М-Ш. Це визначило інноваційний рівень і актуальність проекту «Використання технологій інноваційного синтезу самодіючих мотор-шпинделів», який виконується вченими КПІ ім. Ігоря Сікорського у

співдружності з Братиславським технічним університетом Словаччини [2, 3].

Виконані патентно-інформаційні дослідження дали можливість визначити тенденції і напрями технічних удосконалень, розробити моделі макро - і мікроеволюції конструкцій М-Ш, визначити контрольну вибірку об'єктів (еволюційних подій), що заплановано покласти в основу структурно-системного аналізу і створення генетичного банку даних (ГБД) функціонального класу М-Ш.

Для досягнення основної мети українсько-словацького проєкту була отримана інформації на основі тематичного пошуку згідно ДСТУ 3575-97 «Патентні дослідження. Основні положення і порядок проведення» [1] і поіменного пошуку для визначення потенційних конкурентів і можливих партнерів (юридичних і фізичних осіб) в майбутньому.

Патентний пошук за винаходами (корисними моделями) проводився по різних країнам світу в мережі Інтернет (<http://gb.espacenet.com>), по Росії (<http://fips.ru>), по Україні по «Бази даних та інформаційно-довідкові системи» (www.uipv.bases2.html) в розділі «Спеціалізована БД «Винаходи (корисні моделі) в Україні».

За різними ключовими словами було переглянуто 2195 патентів і авторських свідоцтв на винаходи і корисні моделі, з яких при ретельному вивченні перекладеного змісту і ілюстрацій в охоронних документах відібрано було для подальшого аналізу 1250 патентів, тобто об'єм вибірки склав $N_P = 1250$. Хронологічна глибина пошуку становить 64 роки ($T_E = 64$).

Пошук патентної інформації здійснювався по рубрикам МПК: H02K41/00; H02K1/06; H02K5/173; B23B17/00; B23B19/00; B23B19/02; B23B47/00; B23B47/06; B23Q1/70; B23Q3/00; B23Q5/00; B23Q5/10; B24B41/04; B24B47/12; F16C32/00.

Кількість об'єктів (контрольна вибірка) становить 104 об'єкти (потужність контрольної вибірки еволюційних подій $N_{PK} = 103$). Географія країн патентовласників в межах контрольної

вибірки представлена в табл. 9.1. і на рис. 9.1. За результатами пошуку можна констатувати, що патенти по М-Ш виявилися в 9 країнах. Але більше всього в Китаї, СРСР, Україні і Росії, що дозволило обмежити подальший пошук країн-виробників (вірогідно розробників і дослідників, що можна оцінювати тільки за публікаціями через комерційну таємницю).

Таблиця 9.1

*Розподіл кількості патентів по країнах –
патентовласниках, які внесені до контрольної вибірки*

UA		SU	RU	CN	US	DE	JP	FR	SK
20	<i>N_{PK}</i>	18	11	36	8	6	2	2	1

Слід зазначити, що в Китаї зацікавилися і почали займатися М-Ш набагато пізніше інших країн при високій інтенсивності розробок, набутті на них прав і їх комерціалізації з перевагою трансферу технологій в інші країни євразійського і американського континентів. Про це свідчать переглянуті каталоги різних країн.

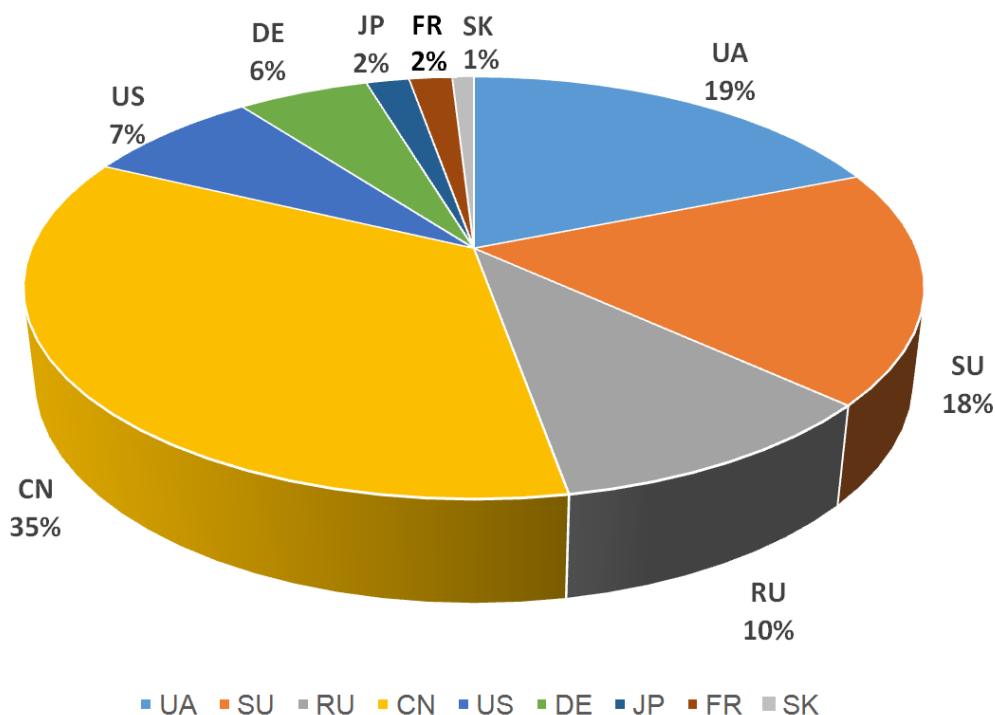


Рис. 9.1. Дольова частка країн – патентовласників в межах контрольної вибірки

По частково зробленому пошуку країн і фірм-виробників М-Ш на даний час вони виробляються в таких країнах: Японія (JP), Німеччина (DE), Франція (FR), Китай (CN), Італія (IT), Росія (RU). Найвідомішими виробниками в цих країнах є: DMU, ELTE, Franz Kessler, Weiss, Diebold, Antecs, Cyttec, Henninger, IMT, NSK, FANUC, KITAGAWA, HOWA, SUDA, SIEMENS, SAUTER, GRUNDFOS, DIPLOMATIC, SMW AUTOBLOC та інші.

Тому на основі результатів патентного пошуку, огляду публікацій і ряду каталогів виробників М-Ш основна увага була прикута до 2-х країн: Німеччини і Китаю.

Встановлено, що в Німеччині працює понад 300 компаній-виробників (+GF+, BIAH, HSD, ZIMMER, BENZ, FISHER, GMN, SIEMENS, HSTec, Setco, BIGKAIZER, SRUTER, BZT, ISEL, HITECO, WOLONG, KURODA, NAKANISNI, TDM, ...), які виготовляють до 400 найменувань М-Ш для різних верстатів (фрезерних, токарних, шліфувальних, багатоцільових, деревообробних і спеціального призначення), але відомостей про проектувальників і дослідників не дуже багато.

В той же час велику увагу проектуванню, дослідженню і виробництву М-Ш приділяють китайські державні структури, вчені і промисловики із залученням фахівців з інших країн світу, зокрема з Європи і США.

Серед всесвітньо відомих китайських організацій і фахівців для прикладу нижче наведені:

- Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China (професори H.Cao, X.Zhang)

- State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China (проф. X.Chen)

- Changzhou Changlong Motor Co., Ltd. (original Changzhou LINNAN Special Motor Factory) is located in Xingzheng Road, Wujin Dist., Changzhou City, Jiangsu. Продукцією цієї компанії є М-Ш типу GDZ (34 найменування з водяним і повітряним охолодженням, частотами обертання, тис. об/хв: 12, 18, 24, 60,

діаметральними габаритами, мм: 48, 62, 65, 80, 85, 93, 100, 125, 170, вагою від 1,5 кг до 40 кг, з цанговим затиском). Призначення - переважно для фрезерних верстатів.

Відомо, що в Італії проводяться розробки і дослідження М-Ш з орієнтацією на можливе виробництво для токарних і шліфувальних верстатів з різними опорами (шариковими, гідро - і аеро - підшипниками).

Для побудови баз даних виробників М-Ш вносилися наступна інформація у вигляді таблиці з її розширенням: 1.Країна (Country). 2.Виробник (Production factory). 3.Адреса (Adress). 4.Тип (Type). 5.Виконання (Version). 6.Діапазон швидкостей (Rated speeds) R_n . 7.Максимальні швидкості (Maximum speeds) n_{max} . 8.Діапазон потужності (Rated power) P , kW. 9.Діапазон крутного моменту (Rated torque) M , Nm. 10.Спосіб охолодження (Cooling method). 11.Затиск (Clamping). 12.Джерело інформації (Information).

Нижче наводяться приклади електромеханічних систем (ЕМ – системи) типу М-Ш, які найбільш широко використовуються у виробництві (рис.9.2–9.11).

Ці М-Ш несамодіючі, тобто забезпечують тільки обертальний рух n , а для поступального руху шпинделя використовуються додаткові неспіввісні приводи подач.

М-Ш відносяться до особливого класу складних динамічних систем природного й природно-антропогенного походження, що можуть реалізувати як поступальний так і обертовий рух, і представляють собою різноманітність видів, що розвиваються. Такі системи застосовуються у металообробних комплексах, токарних, фрезерних, свердлильних, шліфувальних, багатоцільових та інших верстатах.

Ідея зменшити число передавальних механізмів ШВ втілювалася у створенні М-Ш, які суміщали в собі привідний двигун і власне шпиндель. Перші М-Ш почали з'являтися у 70-х роках ХХ ст., як мотор-шпиндельні вузли гайкорізних верстатів.

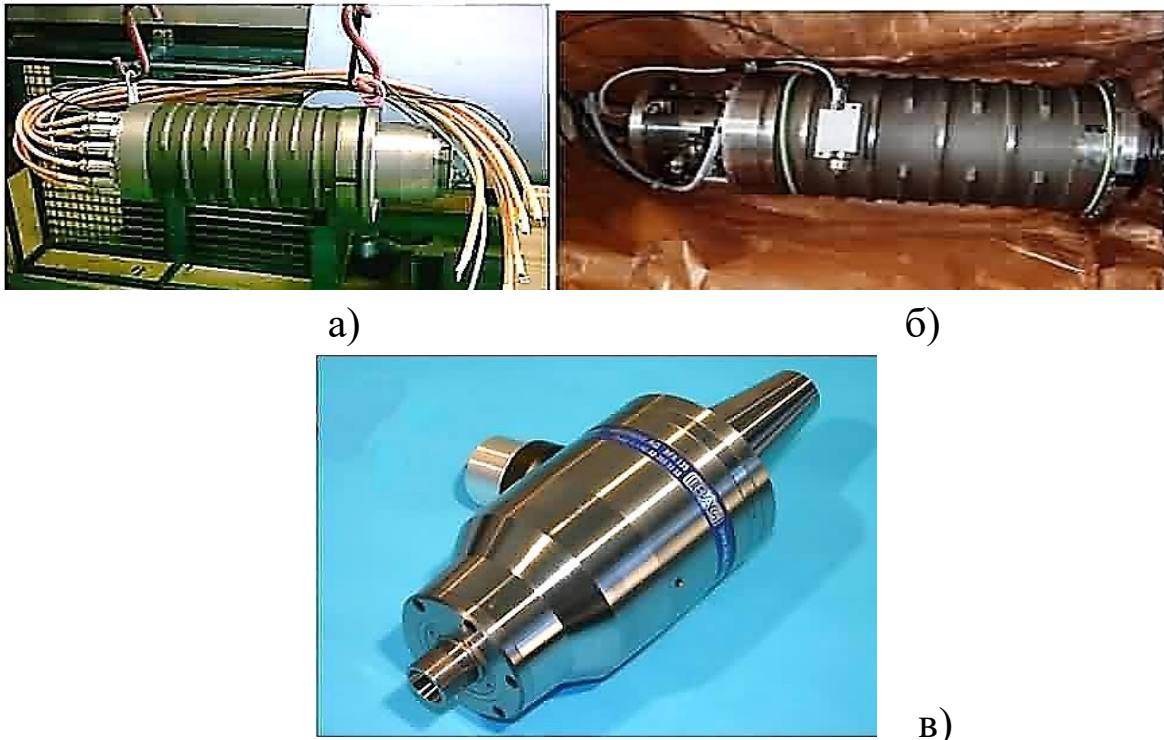


Рис.9.2. М-Ш фірми: а – DMU і DekelMah, б – Artikelnummer, в – HFК з водяним охолодженням

З подальшим розвитком техніки у верстатобудівній галузі почали з'являтися мотор-шпинделі, здатні реалізовувати рух подачі за допомогою зубчатих передач і муфт, з використанням пневматичних систем, із застосуванням гідравлічних систем, шляхом використання гвинтових передач і т.п.

ШВ виробництва IBAG (рис 9.3) SwitzerlandAG адаптовані під усі відомі на світовому ринку інструментальні патрони. Вбудовані системи затиску HSK за стандартом DIN 69893, BT, VBT, IBAGSKI, SKCAPТОCoromant вибираються замовниками залежно від розміру шпинделя і необхідної максимальної швидкості обертання. Система IBAGSKI переважна для шпинделів малих і середніх розмірів, HSK рекомендується для шпинделів, діаметр яких перевищує 120 мм.

Високошвидкісні М-Ш фірми ELTE (рис.9.5, а) з рідинним охолодженням серії AF призначені для використання як привод головного руху фрезерно-гравірувальних машин і верстатів для виготовлення прес-форм.

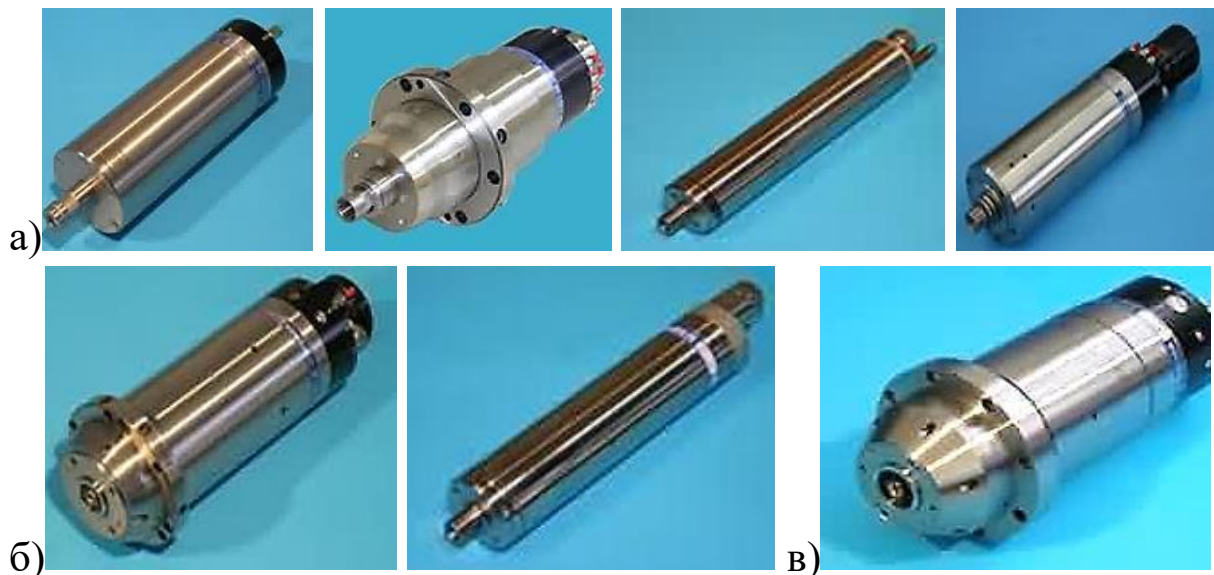


Рис. 9.3. М-Ш фірми IBAG: а – середніх розмірів для свердління, фрезерування і високошвидкісної обробки; б – малогабаритні для гравіювання з великою точністю; в – потужний великогабаритний для виготовлення форм і штампів, в автомобільній промисловості



Рис.9.4. Мотор-шпинделі з магнітними (а) і гідростатичними (б) підшипниками

AF CU – новітня серія М-Ш фірми ELTE з рідинним охолодженням (рис. 9.5, в). Вона була розроблена на базі серії AF і відрізняється наявністю швидкознімного патрона для затиску інструменту. М-Ш фірми ELTE серії PE (рис. 9.5, в) розроблені спеціально для використання у відрізних верстатах і розраховані на режим експлуатації з підвищеними осьовими і радіальними ударними навантаженнями.

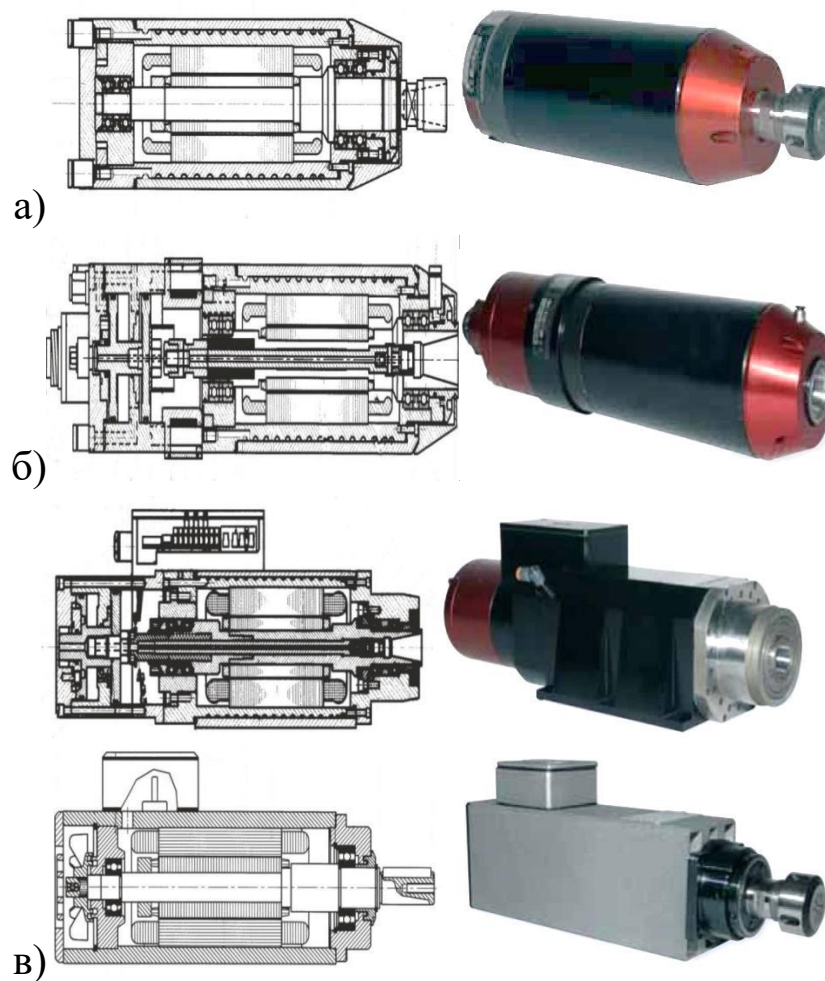


Рис.9.5. Високошвидкісні шпинделі фірми ELTE серії AF (а), AF CU(б) і PE (в)

ТМА – серія високооборотних М-Ш ELTE з автоматичною зміною інструменту (рис. 9.6, а). Шпинделі обладнані системою примусової вентиляції. Охолодження підшипників і обмоток двигуна забезпечується стислим повітрям і вбудованим незалежним вентилятором.

Отже, результати патентно-інформаційного пошуку свідчать про те, що клас ЕМ-систем типу «мотор-шпиндель» є потужним класом ЕМ-перетворювачів, який розвивається. Тому дослідження й інноваційні розробки у цій галузі є на даний час актуальними і перспективними.

М-Ш ELTE серії ТМРЕ (рис. 9.6, б) обладнані цанговим затиском і призначені для роботи з інструментом, що навантажується і в аксіальному, і в радіальному напрямках.

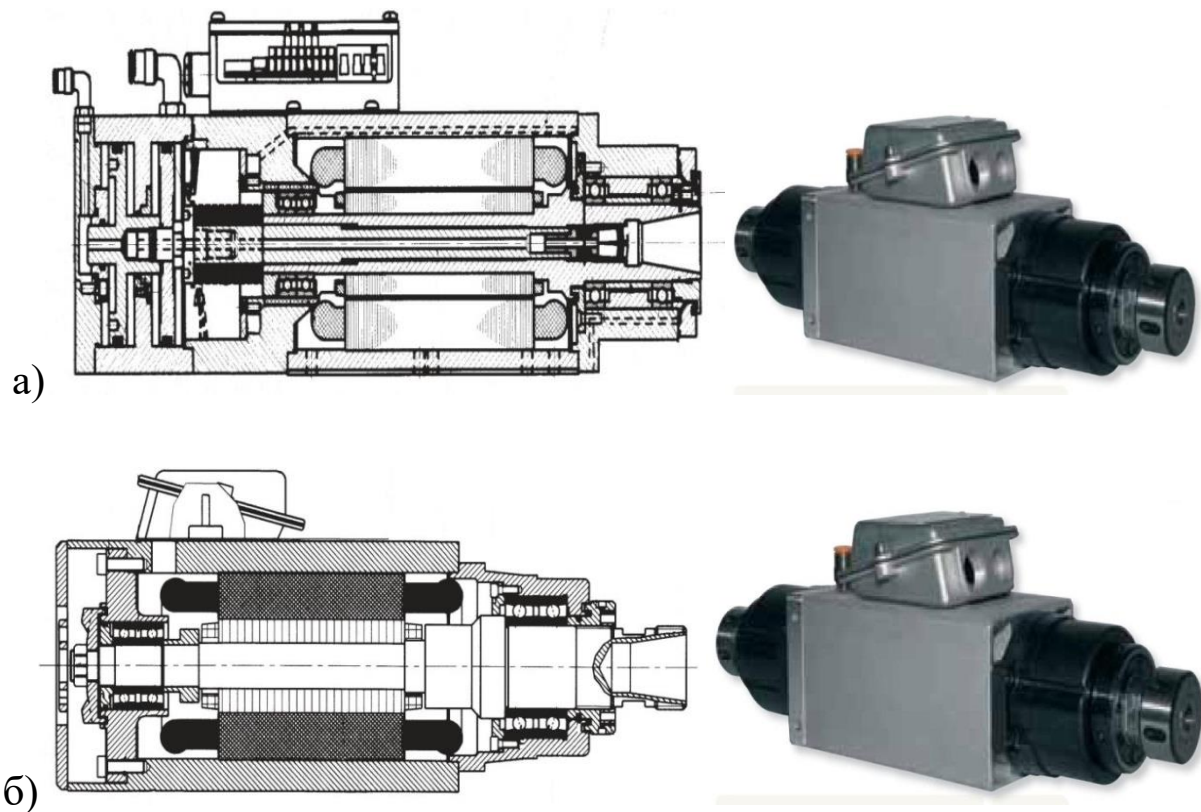


Рис.9.6. Мотор-шпинделі фірми ELTE серії TMA(a) і TMPE(б)

За принципом дії М-Ш бувають змінного (синхронного та асинхронного типів) та постійного струму. Найбільш широко поширені М-Ш асинхронного та синхронного принципу дії. Тип двигуна насамперед вибирають в залежності від необхідного діаметру і довжини М-Ш, режиму роботи, потужності і кількості обертів. Також враховують тип охолодження, вид та кількість підшипників, систему затиску інструменту, схему з'єднання обмоток. Вбудовані асинхронні двигуни зазвичай є трифазними і приводяться в дію спеціальними електроприводами – частотними перетворювачами типу HF (high frequency).

Серійно випускаються М-Ш з діаметрами від 16 мм до 360 мм. Кількість обертів при цьому змінюється від 8000 об/хв до 80000 об/хв. Потужність для асинхронних М-Ш лежить у межах від 1,2 до 100 кВт, а для синхронних від 4,2 до 82 кВт.

У М-Ш розміри і потужності двигунів, що забезпечують обертовий рух, жорстко обмежені габаритами шпинделя. Розміри підшипників також є критичним фактором при проектуванні шпинделя.

Геометричні параметри ротора двигуна визначають вибір розмірів підшипників, а останні, у свою чергу, визначають здатність навантаження, жорсткість і максимальну швидкість шпинделя, тому характеристики двигуна мають бути узгоджені з можливостями підшипників.

Як і шпиндельні двигуни в різних конструкціях компанія Siemens пропонує повні моторні шпинделі. Модульний асортимент моторних шпинделів охоплює фрезерування, свердління, токарну та шліфувальну обробки. Досвід компанія Siemens в області М-Ш зосереджено в дочірній компанії Weiss Spindeltechnologie GmbH.

Виготовляються М-Ш для фрезерування, точіння та шліфування. Крім того у Weiss Spindeltechnologie GmbH також проектують і виготовляють індивідуальні рішення. Їх можна спроектувати з доступним діапазоном потужності до 130 кВт і до 1250 Нм без редуктора або до 3280 Нм з інтегрованою передачею. М-Ш доступні з використанням синхронних та асинхронних технологій електродвигунів.

Конструкція М-Ш Weiss (Siemens) забезпечує максимальний ступінь міцності, швидку інтеграцію в машині та безпроблемне введення в експлуатацію. Типова структура М-Ш наведена на рис. 9.7.

Переваги та характеристики:

- Відмінна якість обробки поверхні, максимальна концентричність і висока динамічна жорсткість;
- Короткий час розгону та висока максимальна швидкість;
- Компактний дизайн;
- Гнучка адаптація до вимог користувача завдяки різним системам затиску інструментів і заготовок;
- Простота встановлення та введення в експлуатацію завдяки автономності;
- Легке встановлення з визначеними інтерфейсами для механіки, охолодження, електрики та гідравліки/пневматики.

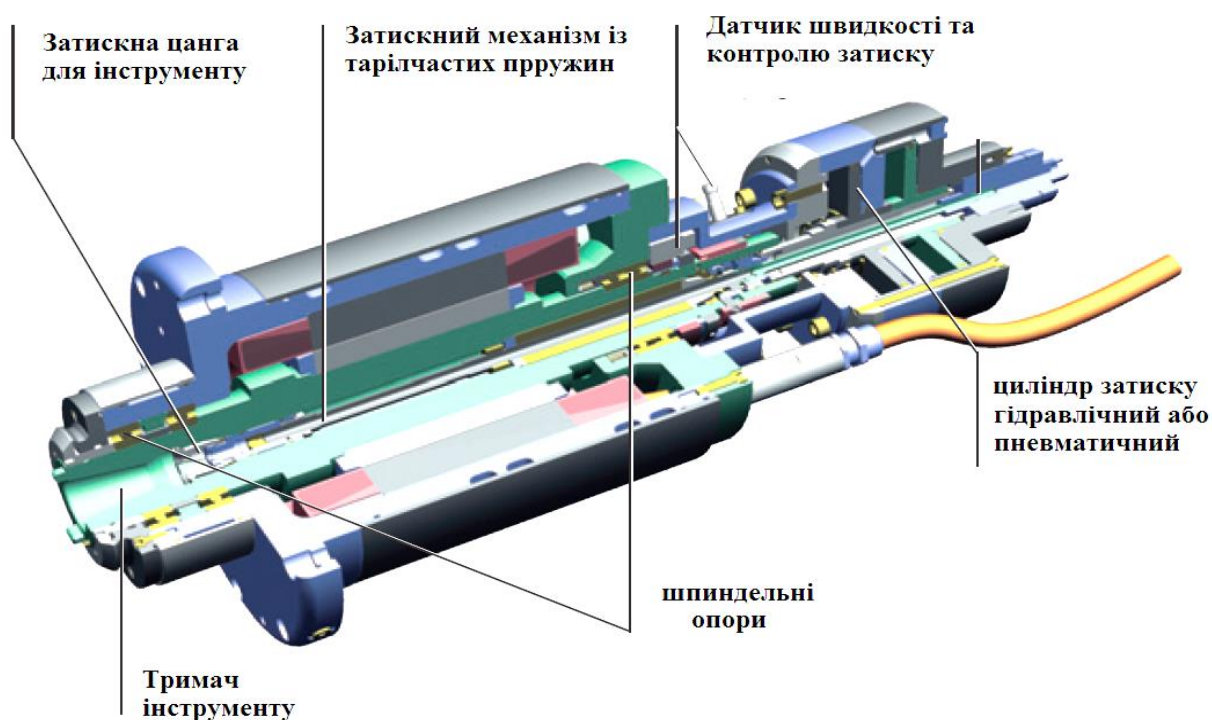


Рис.9.7. Типова структура мотор-шпинделів фірми SIEMENS

На рис.9.8 наведено варіанти М-Ш фірми SIEMENS, продукція якої відома в країнах різних континентів, де є представництва фірми і, зокрема, в Україні.

Китайська компанія «Changzhou LINNAN Special Motor Factory», яка була заснована в 2013 році, є технологічним і професійним виробником шпинделів для верстатів з ЧПК з повітряним охолодженням, шпинделів для гравірування, М-Ш з водяним та повітряним охолодженням, шпинделів з автоматичною зміною інструменту та ін.

На рис. 9.9 наведено М-Ш мод. GDZ70X65-700W з повітряним охолодженням, номінальна потужність 700 Вт, максимальна швидкість обертання 18000 об/хв.

На рис. 9.10 наведено фрезерний М-Ш мод. GDZ85-2.2KW потужністю 2,2 kW, максимальною швидкістю обертання 24000 об/хв . Фрезерний М-Ш безпосередньо охолоджується повітрям, що дає можливість працювати безпечно та надійно у разі бризок пилу та охолоджуючої рідини. Такий М-Ш зазвичай не потребує технічного обслуговування, оскільки двигун змінного струму не має комутатора в конструкції.

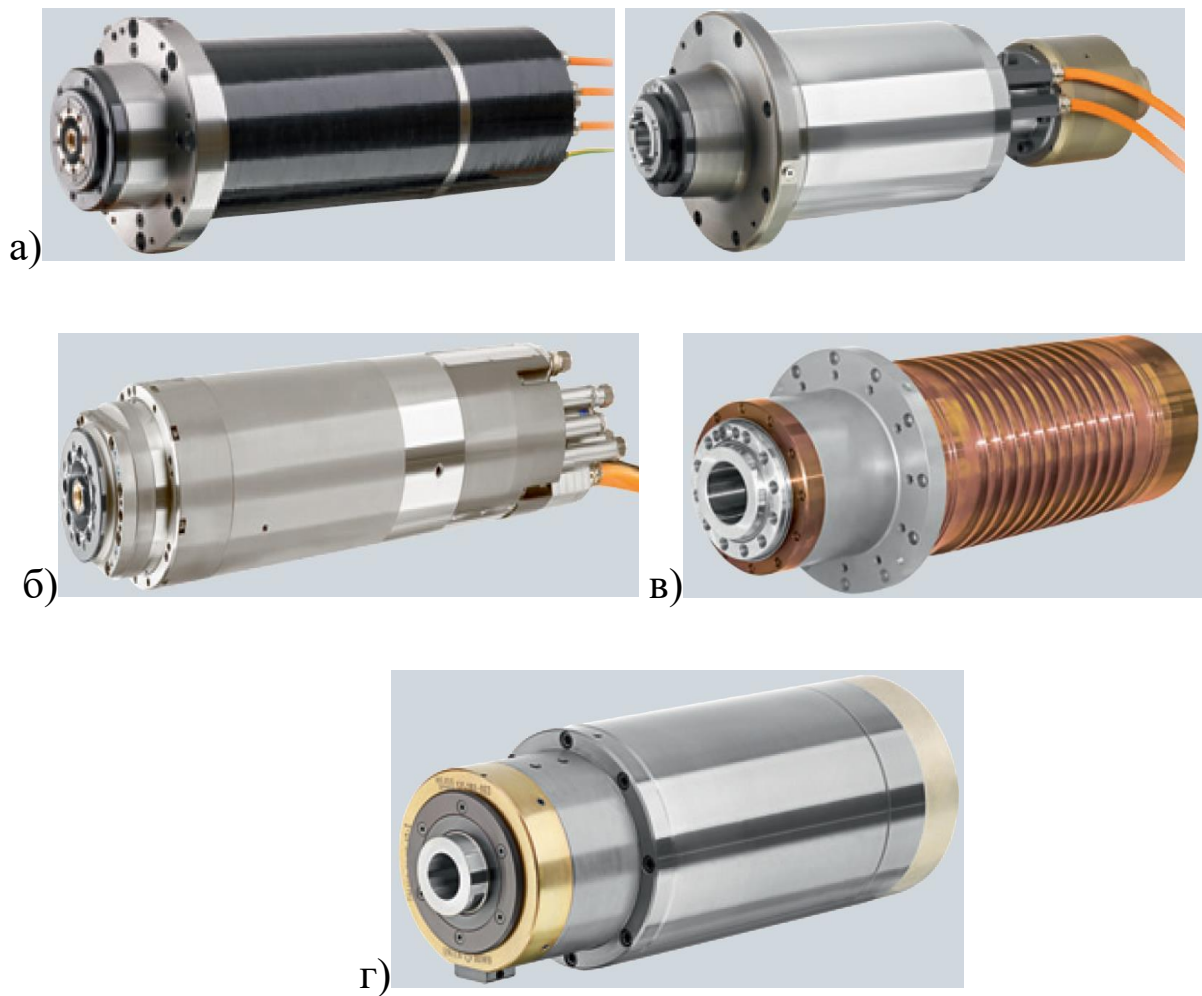


Рис.9.8. М-Ш фірми SIEMENS: а) фрезерні серії SP – мод. 2SP120 та мод. 2SP125; б) компактний фрезерний серії F – мод. F150А; в) компактний токарний серії D – мод. D175/375, г) компактний шліфувальний серії S – мод. SM120)



Рис. 9.9. М-Ш мод. GDZ70X65-700W з повітряним охолодженням



Рис. 9.10. Фрезерний М-Ш мод. GDZ85-2.2KW

На рис. 9.11 наведено фрезерний М-Ш мод. GDZ120X103-6KW потужністю 6 кВт із затискною цангою, має максимальну швидкість обертання 18000 об/хв. і низький рівень шуму.



Рис. 9.11. Фрезерний М-Ш GDZ120X103-6KW

У недалекому минулому для автоматичної заміни і затиску з'явилися спеціально призначені для багатоцільових верстатів системи HSK (рис.9.12). Системи CAT, BT і ISO були розроблені без урахування особливостей BCO. Застосування цих систем чинить негативний вплив на точність і якість оброблених поверхонь. Особливо критичним моментом є балансування. Шпиндель повинен забезпечувати можливість встановити і затиснути оправки. Для цього на передньому кінці шпиндельного валу є конус, точно відповідний специфікаціям CAT, BT, ISO і HSK. Окрім цього потрібна наявність механізму затиску, що забезпечує утримання оправки в шпинделі при обробці. Цей механізм забезпечує достатню силу, яка перевищує усі сили, що діють у процесі різання. Найчастіше використовується пакет тарілчастих пружин для створення постійного зусилля. Один

кінець тяги захоплює голівку інструментальної оправки й утримує її в конусі. При зміні інструменту гідравлічний або пневматичний циліндр віджимає тягу і звільняє оправку. Системи затиску інструменту можуть використовуватися з прецизійними цангами, оправками Weldon, патронами, що працюють за принципом "гарячої усадки".



Рис.9.12. Вбудована система затиску HSK за стандартом DIN 69893

Системи типу «М-Ш» являють собою складні суміщені електромеханічні структури, які включають в себе механічну і електромагнітну частини (рис. 9.13). До механічної частини відноситься сам шпиндель, а до електромагнітної відносяться обмотки, які являються джерелом виникнення електромагнітного поля.

Суміщена ЕМ-система становить собою просторову композицію принаймні двох елементарних структур, кожна з яких виконує свою функцію в системі. Тому в такій суміщеній системі просторова форма і кількість рухомих та нерухомих частин, повітряних проміжків, систем живлення і керування визначається конкретною цільовою функцією, відповідною просторовою геометрією і кількістю суміщених елементарних ЕМ-структур.

Для наглядного сприйняття будови структури М-Ш показаний у розрізі на рис. 9.14 (справо виділена електромеханічна частина).

Складна суміщена система типу „М-Ш”

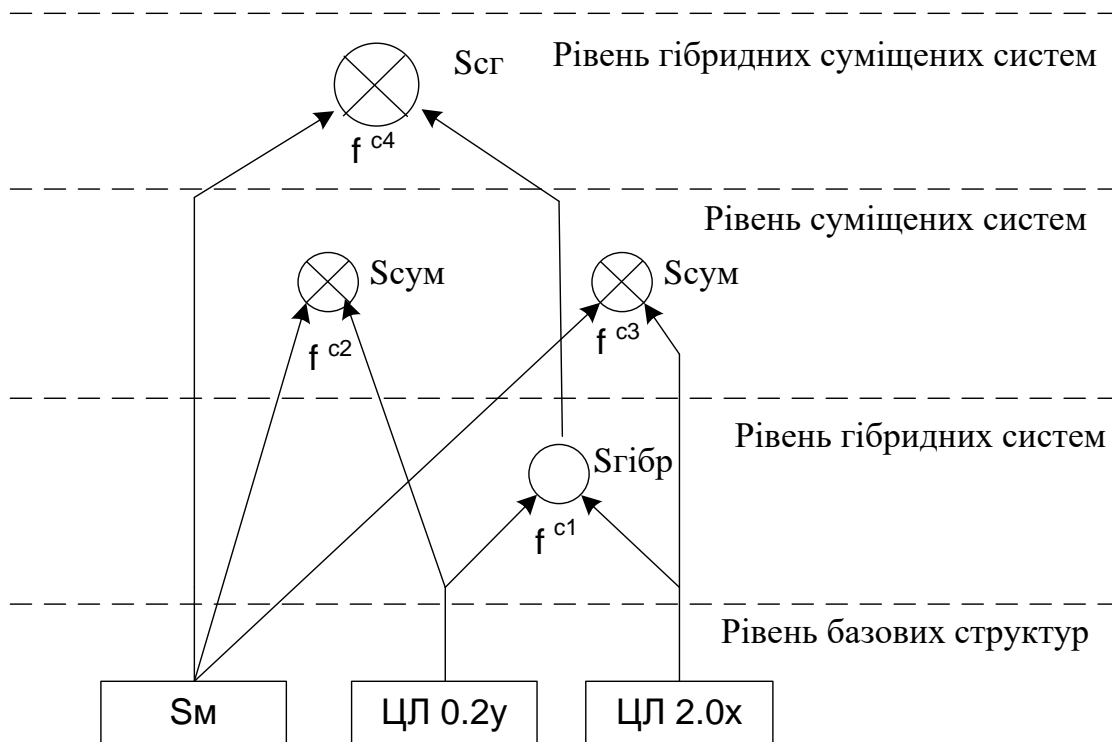


Рис. 9.13. Модель утворення складної суміщеної системи типу «М-Ш»

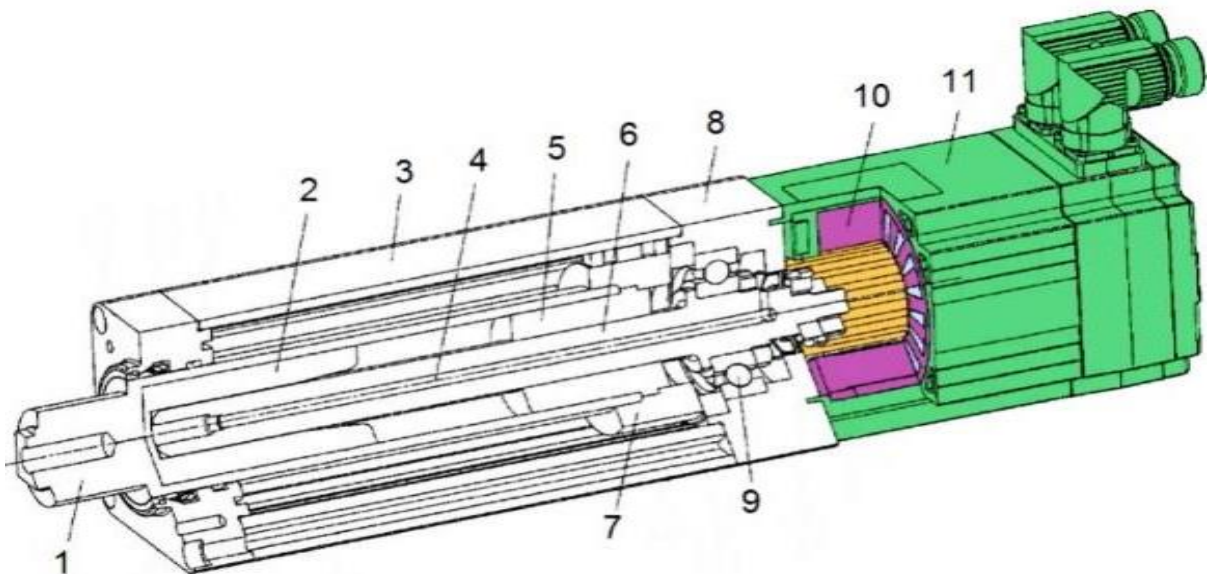


Рис. 9.14. Мотор-шпиндель у розрізі: 1 – шпиндель; 2 – опорний циліндр; 3 – корпус механічної частини М-Ш; 4 – відділ для надходження мастила; 5 – ходова шпинделя; 6 – гайка шпинделя; 7 – центруюча напрямна; 8 – кожух; 9 – підшипник; 10 – статор двигуна; 11 – корпус двигуна

Основна увага була приділена самодіючим М-Ш, в яких суміщені співісно приводи головного руху і подачі з гвинтовою передачею (рис. 9.15).

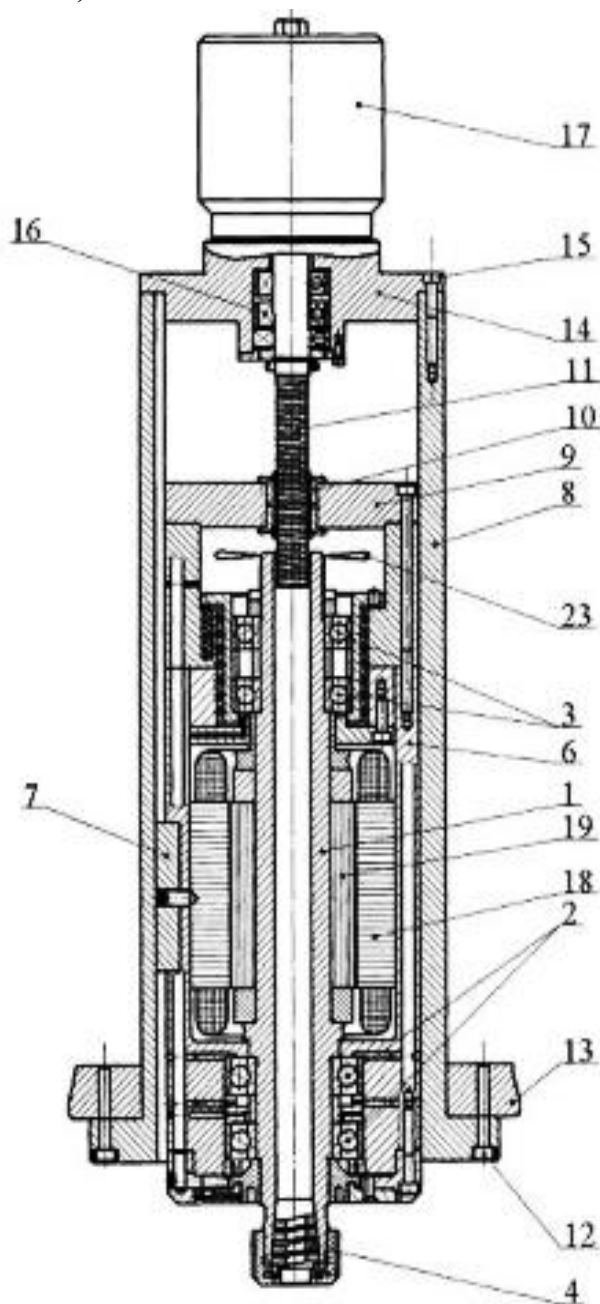


Рис. 9.15. Самодіючий М-Ш по патенту України №65488 на базі М-Ш фірми ЕВАГ: 1 – шпindelь; 2 – передня опора; 3 – задня опора; 4 – цанговий затискний патрон; 5 – кришка з ущільненнями; 6 – корпус М-Ш з функцією пінолі; 7 – шпонка; 8 – корпус фланцевого типу; 9 – кришка з гайкою; 10 – гвинт подачі; 12, 15 – гвинт кріплення; 13 – рухома платформа МПС; 14 – кришка; 15 – опори гвинта 11; 17 – кроковий електродвигун подачі

Конструктивне виконання самодіючих М-Ш може бути різним, що впливає на побуду розрахункових схем з врахуванням тиру напрямних, місця їх розташування, в тому числі, на верстатах з механізмами паралельної структури (МПС). Від конструктивного виконання залежать жорсткісні, точністі та динамічні характеристики. Наприклад, М-Ш при зміні схеми підводу електричного струму до обмоток статора і ротора може використовуватися як з нерухомим корпусом (рис. 9.16, а) при традиційному виконанні, коли на осі ротора розташований виконавчий орган, наприклад циліндрична фреза в затискному патроні, так і з рухомим корпусом при нерухомому роторі (рис. 9.16, б), коли на корпусі розташований виконавчий орган, наприклад, шліфувальний круг або дискова фреза.

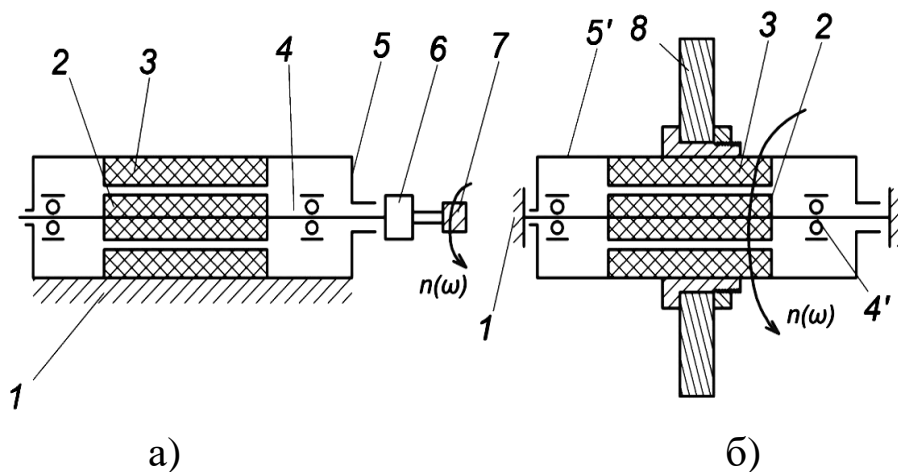


Рис. 9.16. М-Ш з рухомими ротором (а) і статором (б) з використанням генетичного оператора інверсії: 1 – основа нерухома; 2 – ротор; 3 – статор; 4 – шпиндель, що обертається; 4 – шпиндель-вал, що не обертається; 5 – нерухомий корпус М-Ш; 5' – рухомий корпус М-Ш; 6 – затискний патрон; 7 – циліндрична фреза; 8 – шліфувальний круг.

Одна з схем самодіючого М-Ш з гвинтовою передачею представлена на рис. 9.17 (патент України №82880). При поданні напруги на обмотку статора 4, виникає магнітне поле, яке взаємодіє з двошаровою активною поверхнею ротора 6 і, таким чином, примушує шпиндель 7 обертатися з необхідною частотою

обертання n (ω). Для забезпечення подання шпинделя, подається напруга на електродвигун 1, обороти якого за допомогою системи ЧПУ перетворюються через гвинтову пару 2, 3 на поступальний рух пінолі 5, забезпечуючи потрібну подачу S .

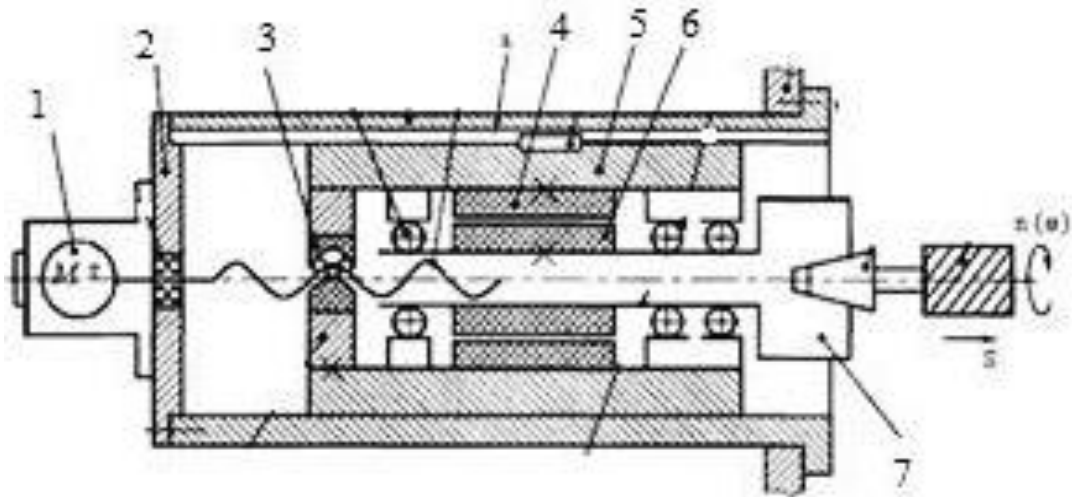


Рис. 9.17. Принципова кінематична схема самодіючого М-Ш фланцевого типу

Для використання в різних верстатах обрані наступні 4 конструктивні схеми (рис. 9.18):

а) з базою для напрямних по довжині корпусу М-Ш;

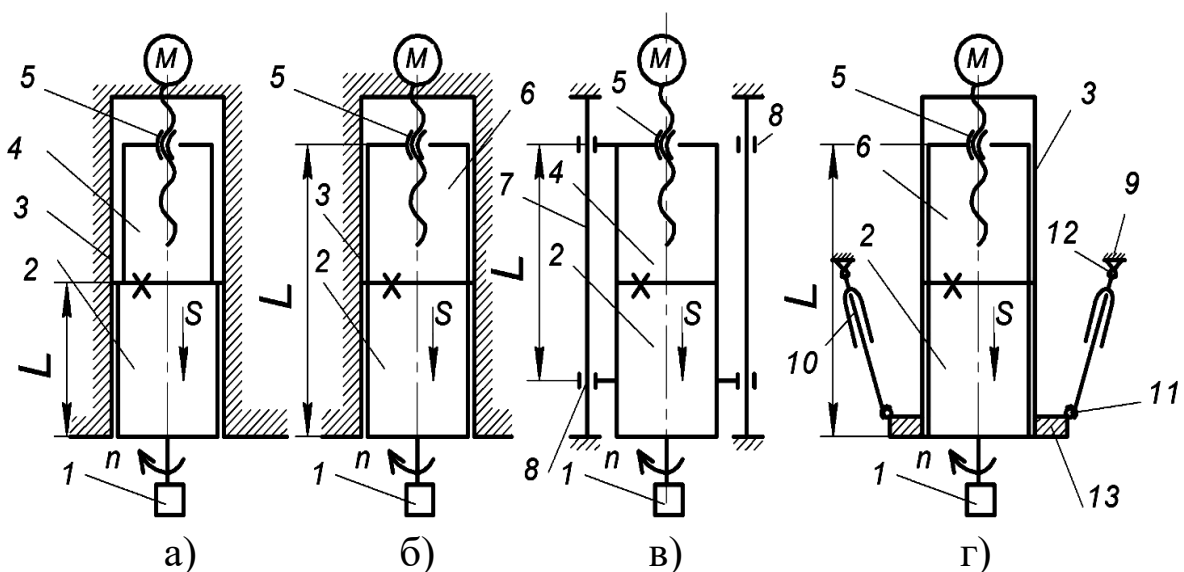


Рис. 9.18. Конструктивні схеми варіантів самодіючих М-Ш з гвинтовою передачею для подальших теоретичних досліджень

б) із збільшеною базою по довжині за рахунок додаткового нарощування напрямних;

в) з паралельно розташованими в площині осі М-Ш напрямними у вигляді нерухомих штанг;

г) варіант «б» з розташуванням його на рухомій платформі верстата з МПС.

У варіанті 1 (рис. 9.18, а) корпус М-Ш 2 традиційного виконання жорстко зв'язаний зі стаканом 4, в якому розташована гайка гвинтової пари 5 (ковзання або кочення), гвинт якої отримує оберти від крокового або слідкуючого електродвигуна М згідно програми від системи ЧПК верстата. Це, крім обертів п інструменту головного руху забезпечує координатне переміщення з подачею S М-Ш 2, як пінолі в напрямних 3.

Для підвищення жорсткості шпиндельного вузла у варіанті 2 (рис.9.18, б) за рахунок зменшення кутів перекосу піноль продовжена стаканом 6, який виконаний однакового діаметру з корпусом 2 М-Ш.

Можливе виконання напрямних у вигляді нерухомих паралельних штанг 7 (рис.9.18, в) з повзунами 8 на відстані L. В цьому випадку не обов'язково виконувати стакан 6 по схемі на рис.9.18, б, а можна використовувати стакан 4 по схемі на рис.9.18, а.

Варіант 4 передбачає розташування шпиндельного вузла на рухомій платформі 13 (рис.9.18, г) верстата з МПС і штангами 10, які за допомогою шарнірних з'єднань 11 зв'язані з платформою, а шарнірів 12 з нерухомою частиною верстата. Можливо виконання штанг змінно-керованої довжини або постійної довжини, де верхні шарніри з'єднання розташовані на поступово рухомих опорах-повзунах, переміщення яких задається системою ЧПК. Розташування самодіючого М-Ш на рухомій платформі дозволяє вести обробку поверхонь або отворів під кутом, використовуючи подачу S самодіючого М-Ш, а не рухи всієї платформи з більшою масою (рис. 9.19).

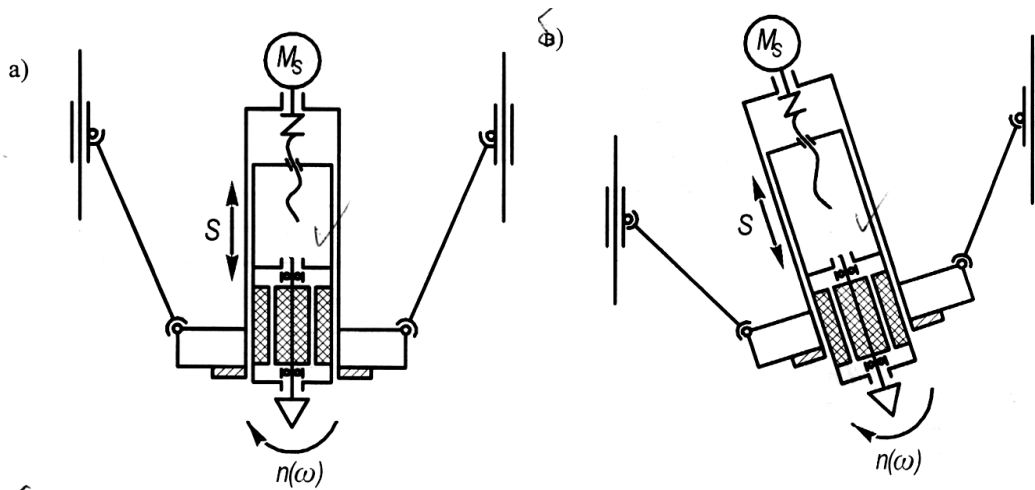


Рис. 9.19. Приклад використання самодіючого М-Ш на верстаті з МПС і штангами постійної довжини: а – вертикальне положення; б – кутове положення

Для модернізації та досліджень був використаний М-Ш фірми ІВАГ (рис. 9.20), який забезпечує тільки обертання шпинделя n (головний рух), тобто несамодіючий, має потужність 1,5 кВт, повітряне охолодження, розміри (діаметр корпусу: 65 мм х довжина: 205 мм), швидкість обертання в діапазоні 10-24000 об/хв.

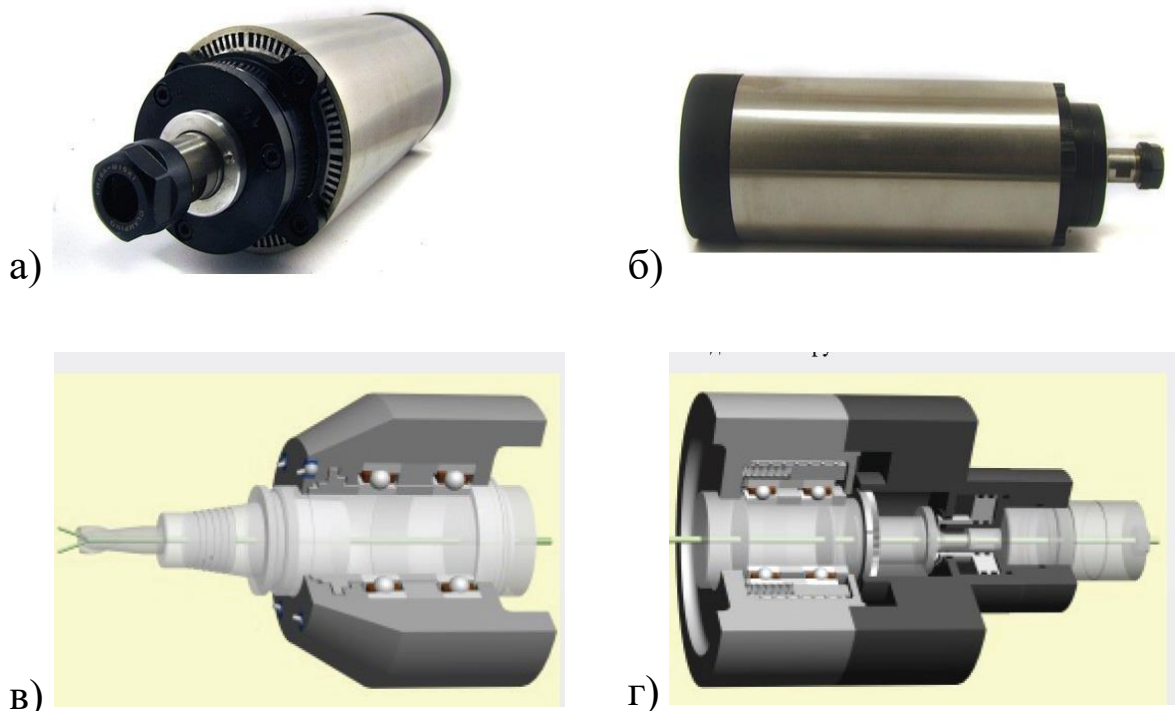


Рис. 9.20. Мотор –шпиндель фірми ІВАГ: а) вид спереду, б) вид збоку, в) передня опора, г) задня опора

Габарити та приєднувальні розміри приведені на рис. 9.21.

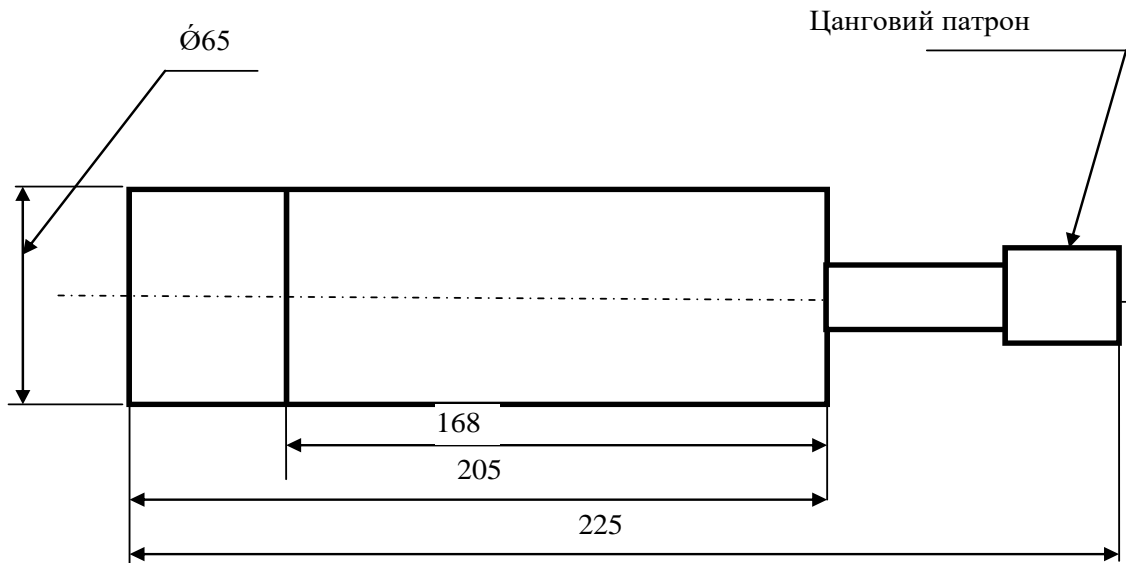


Рис. 9.21. Габарити М-Ш фірми ІВАГ

Модернізація М-Ш (рис. 9.22 і 9.23) була здійснена з метою виконання його з додатковою координатою поздовжнього співвісного переміщення від крокового електродвигуна через гвинтову передачу ковзання у двох варіантах: I – кроковий електродвигун жорстко встановлений на несучій системі верстата; II – кроковий електродвигун через стакан жорстко прикріплений до корпусу М-Ш, що утворює модульну конструкцію самодіючого М-Ш.

У варіанті I вертикального виконання (рис. 9.22) кроковий електродвигун закріплений на кронштейні, який в свою чергу, жорстко прикріплений через прокладку до плити. Плита встановлена на вертикальній колоні-стійки верстата. М-Ш, корпус якого виконує функції пінолі, оснащений цанговим затискним патроном і може рухатися всередині корпусу-кронштейну.

Ходовий гвинт через сильфонну муфту отримує обертання від серводвигуна постійного струму, розміщеного на кронштейні, встановленому на плиті. Для забезпечення рівномірного переміщення пінолі М-Ш в отворі корпусу при підйомі використовуються контрваги. Дві маси через трос та два ролики забезпечують врівноваження при переміщенні М-Ш в корпусі.

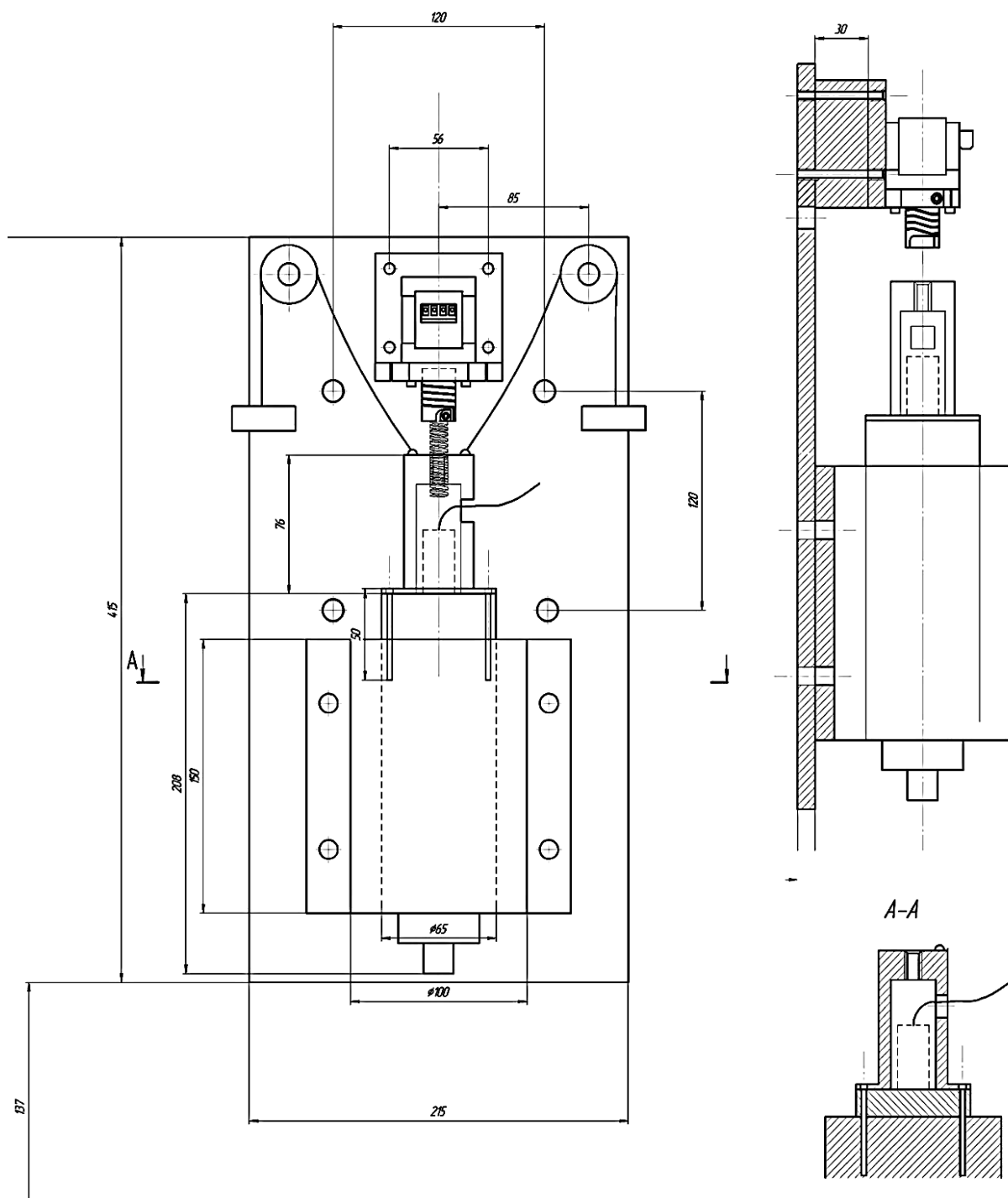


Рис. 9.22. Розміщення самодіючого М-Ш на плиті верстата і стакану з гайкою на корпусі в поперечному перерізі

Зовнішній вигляд виготовленого самодіючого М-Ш за варіантом горизонтального виконання зображений на рис. 9.23.

Для дослідження жорсткісних характеристик високошвидкісного М-Ш (варіант 1) використовується експериментальний стенд (рис. 9.24) на базі вертикально-свердлильного верстата.

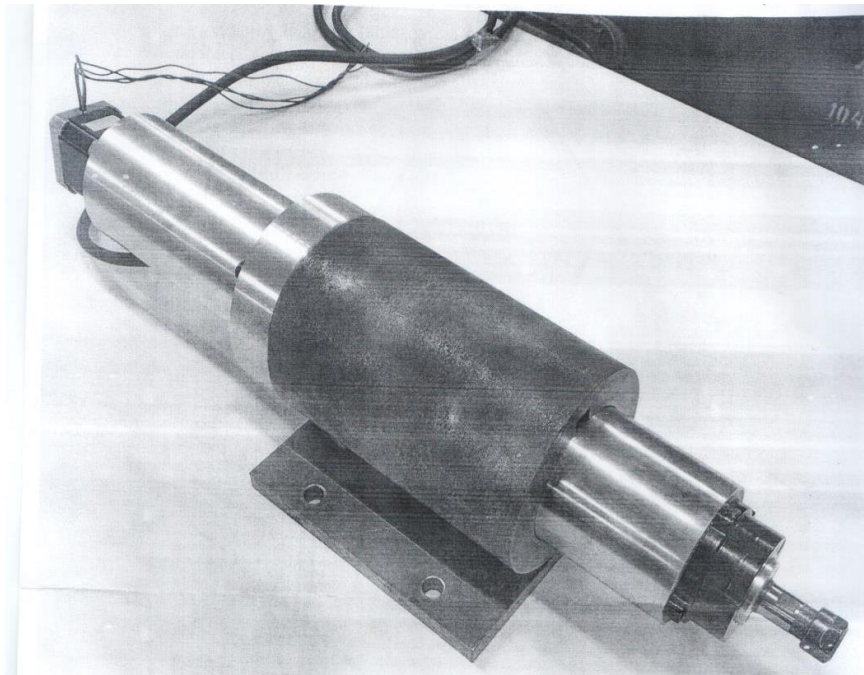


Рис. 9.23. Модульна конструкція самодіючого М-Ш горизонтального виконання



Рис. 9.24. Стенд для експериментальних досліджень (варіант 1)

З точки зору загальної класифікації моделей, еволюційні моделі можна розглядати як різновид класу динамічних моделей інформаційного типу, які використовуються для дослідження систем різної природи, структурна організація і властивості якої змінюються у часі за участю людини-дослідника. Еволюційні моделі [4, 5, 7] необхідно розглядати у багатовимірному просторі ознак, розмірність якого визначається суттєвими ознаками того класу ЕМ-систем, що досліджуються. Однією з координат такої моделі має бути час еволюції

$$T_E \in R^n,$$

де n – розмірність векторного простору суттєвих ознак еволюційної моделі.

Еволюція довільного функціонального класу ЕМ-систем, до яких відноситься і клас мотор-шпинделів, одночасно відбувається на макро- і на мікрорівні. Моделі, які дозволяють досліджувати процеси еволюції довільних класів ЕМ-систем видового і надвидового рівня, називаються моделями *макроеволюції*. Моделі структуроутворення в межах довільного виду ЕМ-системи, називаються моделями *мікроеволюції* і дозволяють досліджувати внутрішньовидові процеси утворення та удосконалення ЕМ-структур на рівні їх окремих підвидів, популяцій і об'єктів. Поділ еволюційного процесу на мікро- і макрорівні є умовним. В дійсності, еволюція відбувається одночасно на всіх рівнях і становить єдиний еволюційний процес, який містить і дивергентні і конвергентні складові розвитку ЕМ-систем, які відбуваються у взаємозв'язку з еволюційними процесами в інших суміжних галузях (коеволюція).

Якщо задачі мікроеволюції носять прикладний характер, то макроеволюційні дослідження здійснюється для постановки і розв'язання наступних задач:

- дослідження еволюції видової різноманітності електромеханічних перетворювачів енергії (ЕМПЕ);

- дослідження еволюції ЕМПЕ на рівні окремих родів або гомологічних рядів;

- аналіз процесів структуроутворення в межах довільних функціональних класів ЕМПЕ;
- дослідження процесів еволюції в межах довільних таксономічних категорій надвидового рівня;
- міждисциплінарні дослідження макроеволюційних процесів розвитку в системах різної генетичної природи;
- структурне передбачення і визначення інноваційного потенціалу досліджуваного класу ЕМПЕ.

Моделі макроеволюції (рис.9.25) дозволяють визначити видовий склад історично задіяних об'єктів функціонального класу М-Ш і одночасно забезпечують прогностичну функцію відносно множини неявних видів ЕМ-систем, інформація щодо яких відсутня на даний час еволюції T_E .

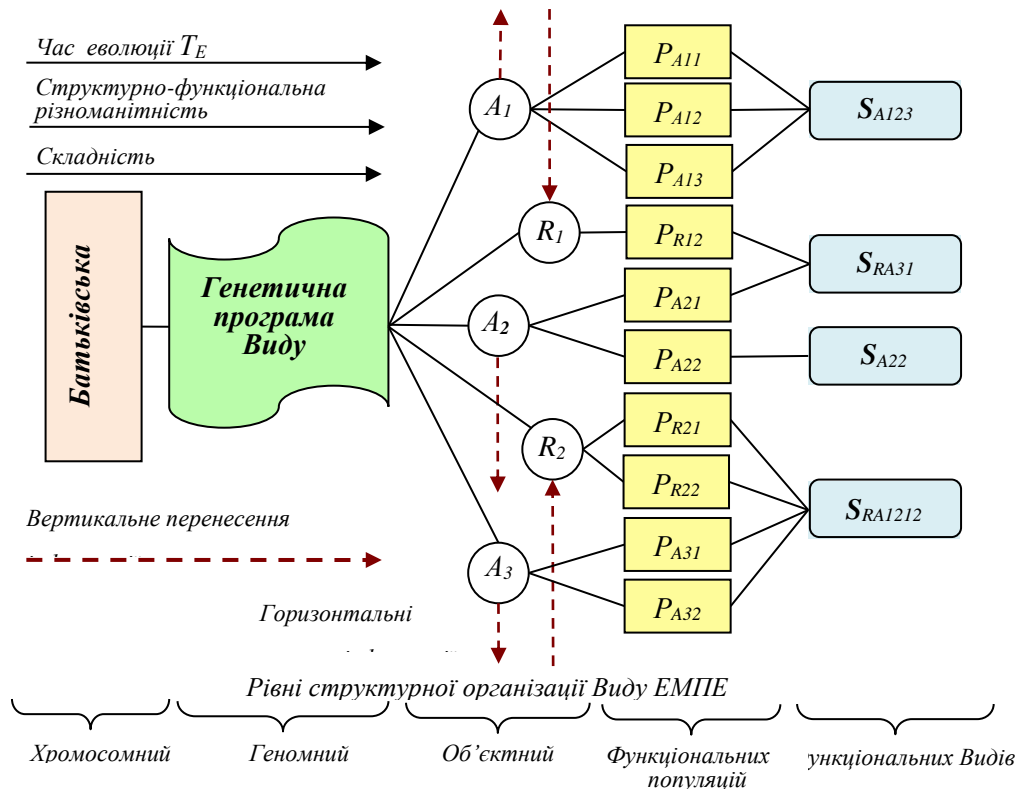


Рис. 9.25. Узагальнена генетична модель функціональної мікроеволюції М-Ш на видовому рівні: A_1 , A_2 , A_3 – архетипи функціональних популяцій; R_1 , R_2 – породжувальні об'єкти з запозиченою інформацією; P_{A11} , P_{A12} , ... , P_{R12} , P_{A21} , ... – функціональні популяції; S_{A123} , S_{RA31} , S_{A22} , S_{RA1212} – функціональні Види.

Характерною особливістю систем довільної фізичної природи є наявність генетичних програм структуроутворення. Поняття генетичних програм багаторівневе. Методологія генетичного аналізу ЕМ-систем дозволяє визначати генетичні програми на рівні довільного ЕМ-об'єкта, популяції, Виду, Роду або функціонального класу. Програми вищих (надвидових) рівнів генетичної організації належать до категорії макрогенетичних. Вони визначаються на елементно-інформаційному базисі первинних джерел електромагнітного поля ГК. Генетичні програми внутрішньовидового рівня, мають статус мікрогенетичних.

Структури генетичних програм (стосовно технічних систем) вперше використана проф. Шинкаренком В.Ф. [15] при розробці основних положень теорії генетичної еволюції і технології генетичного передбачення ЕМ-систем. Під макрогенетичною програмою довільного класу ЕМ-систем, розуміється кінцева множина первинних джерел електромагнітного поля (електромагнітних хромосом), генетична інформація яких, з врахуванням правил генетичної адаптації хромосом, задовольняє вимогам функціонування класу М-Ш.

Структура макрогенетичної програми містить повну інформацію стосовно генетично допустимої кінцевої множини породжувальних структур, які інваріантні до рівня технічної еволюції і рівня структурної складності і визначається за заданою функцією пошуку в межах предметної області ГК (макрогенетичні програми), або в межах відповідного Виду ЕМ-об'єктів (програми мікрогенетичного рівня). Ще одна важлива функція генетичних програм полягає в їх прогностичній функції. Для генетичної програми довільного функціонального класу справедливо наступне співвідношення:

$$C_G = C_H + C_F,$$

де C_G – кінцева множина генетично допустимих хромосом; C_H – кінцева множина породжувальних хромосом, задіяних в еволюції досліджуваного класу, історично; C_F – частка хромосом,

об'єкти – нащадки яких ще відсутні в еволюції класу на момент його аналізу.

Сформулюємо часткові вимоги для визначення макрогенетичної програми двигунів головного руху і допоміжних електроприводів досліджуваного функціонального класу М-Ш для металообробних верстатів:

- 1) забезпечення високошвидкісного обертального (головного) руху шпинделя (ω_1);
- 2) можливість реалізації незалежного керованого поступального, або зворотно-поступального руху (руху подачі, осьового натягу) шпинделя (V_1);
- 3) забезпечення структурно-функціонального суміщення валу двигуна з шпинделем ($f_\omega \times f_s$);
- 4) можливість забезпечення функції безконтактних магнітних опор (магнітного підвісу) шпинделя (f_m);
- 5) можливість реалізації допоміжної функції електромагнітного затиску різального інструменту шпинделя (f_e);
- 6) можливість забезпечення допоміжного приводу вентилятора (насоса, компресора) підсистеми охолодження (f_c);
- 7) можливість реалізації багатошпиндельних (мультишпиндельних) варіантів приводних структур (f_n);
- 8) забезпечення відкритості до розширення функцій і забезпечення інтелектуалізації системи (f_i).

Інтегральну функцію пошуку макрогенетичної програми можна представити у вигляді комплексного вектору в багатовимірному пошуковому просторі R^n предметної області ГК

$$F_{MS} \rightarrow [\omega_1, V_1, (f_\omega \times f_s), f_m, f_e, f_c, f_n, f_i] \subset R^n$$

Наявність часткових вимог 1 та 2, обмежують область пошуку елементним базисом першого великого періоду ГК. На даному етапі не враховуються також електромагнітні хромосоми – ізотопи. З врахуванням результатів генетичного аналізу по визначенню генетичної схильності електромагнітних хромосом до реалізації заданих часткових функцій, структуру макрогенетичної програми можна представити наступними

горизонтальними гомологічними рядами батьківських електромагнітних хромосом:

$$P_{EШ} = (H_{00y}, H_{00x}, H_{02y}, H_{20x}, H_{22y}, H_{22x}),$$

де: $H_{00y} = (CL0.0y, KN0.0y, PL0.0y, TP0.0y, SF0.0y, TC0.0y)$,

$$H_{00x} = (CL0.0x, KN0.0x, PL0.0x, SF0.0x),$$

$$H_{02y} = (CL0.2y, KN0.2y, PL0.2y, TP0.2y, SF0.2y, TC0.2y),$$

$$H_{20x} = (CL2.0x, KN2.0x, SF2.0x),$$

$$H_{22y} = (CL2.2y, KN2.2y, PL2.2y, TP2.2y, SF2.2y, TC2.2y),$$

$$H_{22x} = (CL2.2x, KN2.2x, PL2.2x, SF2.2x),$$

З врахуванням генетичної еквівалентності складових генетичної інформації батьківських хромосом групи 2.2

$$PL2.2y = PL2.2x, \text{ і } SF2.2y = SF2.2x.$$

кінцева множина породжувальних структур функціонального класу ЕШ в макрогенетичній програмі представлена 27 електромагнітними хромосомами базового рівня. За видом просторового руху, зазначена кінцева множина електромагнітних хромосом поділяється на дві підмножини – з реалізацією обертального руху (M_ω):

$$M_\omega = (*H_{00y}, *H_{02y}, *H_{22y}),$$

та з реалізацією поступального руху (M_V):

$$M_V = (*H_{00x}, *H_{20x}, *H_{22x}),$$

з врахуванням того, що до складу хромосомних рядів $*H_i \in M_\omega$, не входять хромосоми Роду плоских, а до складу підгруп $*H_i \in M_V$, не входять електромагнітні хромосоми Роду сферичних, структури – нащадки яких можуть забезпечувати лише обертальний рух.

Генетичний підхід до задач синтезу має низку суттєвих переваг і значно скорочує часові і матеріальні ресурси, особливо на етапах пошукового проектування і прийняття рішень при створенні складних ЕМ-систем. В концепції генетичної еволюції ЕМ-систем, системну основу їх структуроутворення становлять генетичні програми. Генетична програма є необхідною складовою довільної генетично організованої системи. Під генетичною програмою розуміється кінцева множина

електромагнітних хромосом, які разом з генетичними принципами структуроутворення, визначають генетично допустиму структурну різноманітність і межі генетичної мінливості структур-нащадків.

Розглянемо задачу спрямованого пошуку структури двофункціонального М-Ш за заданою функцією синтезу F_S . Функція F_S визначається наступною сукупністю вихідних часткових вимог:

- наявністю функції обертання шпинделя ($\pm\omega$);
- забезпеченням функції подачі шпинделя ($\pm V$);
- незалежним керуванням приводами обертання і подачі шпинделя (f_ω, f_V);
- забезпеченням співвісності роторів приводних двигунів з віссю симетрії шпинделя (S_{OX});
- наявністю динамічної жорсткості конструкції М-Ш (C_D);
- суміщенням шпинделя з затискним пристроєм ($Ш_{ЗП}$);
- реалізацією модульного принципу конструктивного виконання (M).

З метою отримання коректності результатів синтезу, накладемо наступні обмеження на область пошуку:

- пошук здійснюється в предметній області первинних елементів першого великого періоду ГК;
- розглядається лише електромеханічний принцип реалізації обертального руху;
- розглядаються первинні джерела поля з осовою симетрією;
- пошуковий простір R^n джерел-ізопопів обмежується лише першими трьома рівнями (I -III); джерела – ізопопи групи 0.0 не враховуються;
- не розглядаються джерела з двосторонньою активною поверхнею і інверсними обертливими полями;
- пошук обмежується первинними джерелами, яким ставляться у відповідність однообмоткові активні поверхні.

З врахуванням зазначених вимог та обмежень, інтегральна функція синтезу в пошуковому просторі R^n предметної області ГК набуває наступного виду:

$$F_S = [\pm \omega; \pm V; (f_\omega, f_V); S_{OX}; C_D, ШЗП, M] \subset R^n \quad (9.1)$$

Реалізація вимоги забезпечення руху подачі ($\pm V$) можлива на основі наступних принципів:

- з використанням двигунів зворотно-поступального руху;
- суміщенням двигуна обертального руху з механічним перетворювачем руху (наприклад, з передачею типу «гвинт-гайка»).

Забезпечення вимоги незалежного керування (f_ω, f_V) можливо за наявності двоканальної системи керування і роз'єднувальної керованої муфти. Вимога забезпечення динамічної жорсткості (C_D) забезпечується осесиметричною компоновальною схемою і використанням сучасних високошвидкісних підшипників.

Отже, шуканий варіант структури T_S , який задовольняє заданій F_ω , має містити наступну сукупність основних вузлів: шпиндель з зажимним пристроєм ($M_{ШЗП}$); привод подачі на основі крокового двигуна обертального руху ($CL\ 0.2y$)_v; закріплений в корпусі шпинделя статор двигуна обертального руху ($ЦЛ\ 0.2y$)_ω; суміщений з шпинделем ротор приводного двигуна, передачу «вал-гайка» ($M_{ВГ}$), дистанційно керовану електромагнітну муфту ($TP\ 2.0x$), опорні підшипникові вузли B_{TC02y} , $2(B_{TC02y})$, B_{KN02y} . Заданій сукупності ознак ставиться у відповідність наступна генетична модель (рис. 9.26).

Хромосомний набір моделі $S_{10} - S_{22}$ визначає рівень генетичної складності і одночасно визначає генетичну програму шуканої структури М-Ш. Наявність чотирьох вузлів схрещувань вказує на складну гібридну природу структури T_S .

Породжувальна парна хромосома другого покоління S_{22} задовольняє заданій функції синтезу F_S і визначає структурну формулу гібридної структури М-Ш

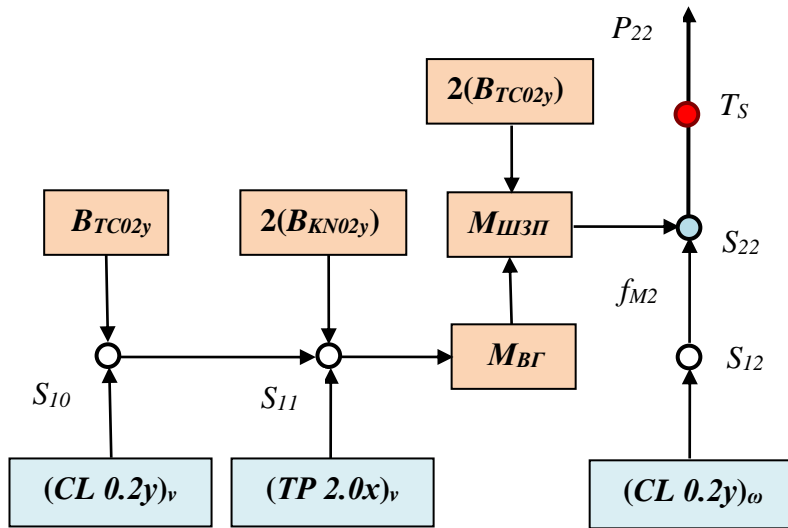


Рис. 9.26. Генетична модель гібридної структури «Мотор-шпиндель», що задовольняє заданій F_S : $(ЦЛ\ 0.2y)_v$, $(ТП\ 2.0x)_v$, $(ЦЛ\ 0.2y)_\omega$ – батьківські хромосоми; S_{10} – S_{22} – парні хромосоми; f_{M2} – оператор мутації; B_{TC02y} , $2(B_{TC02y})$, $2(B_{KN02y})$ – підшипникові вузли; P_{22} – популяція гібридних структур; T_S – синтезована структура М-Ш.

Хромосомний набір моделі S_{10} – S_{22} визначає рівень генетичної складності і одночасно визначає генетичну програму шуканої структури М-Ш. Наявність чотирьох вузлів схрещувань вказує на складну гібридну природу структури T_S .

Породжувальна парна хромосома другого покоління S_{22} задовольняє заданій функції синтезу F_S і визначає структурну формулу гібридної структури М-Ш

$$S_{22} = \{[(CL0.2y)_1 : (CL0.2y)_2]_v \times (B_{TC02y}) \times [(TP0.2y)_1 : (TP0.2y)_2] \times (B_{KN02y}) \times (M_{BG}) \times [(CL0.2y)_1 : (CL0.2y)_2 : M(L_2 < L_1)_{OX2} \times (M_{ШЗП})]_\omega \times 2(B_{TC02y}) \subset F_S \quad (9.2)$$

де M_2 - оператор мутації ротора $(L_2 < L_1)_{OX}$.

Вихідними даними для побудови моделі макроеволюції функціонального класу М-Ш є періодична структура генетичної класифікації електромагнітних хромосом і вибірка об'єкти ІБД, які є першими структурними представниками відповідних Видів М-Ш, які задіяно в еволюції функціонального класу (табл. 9.2, рис. 9.27).

Вихідні дані для побудови моделі макроеволюції

№	Рік	Вид	№ в ІБД
1	1958	CL 2.2y	№1
2	1966	CL 0.2y	№2
3	1974	CL 2.0x	№3
4	1980	KN 0.2y	№8
5	1986	CL 2.2x	№15
6	2011	KN 2.0x	№47
7	2012	³ CL 0.2y	№51
8	2012	TP 0.2y	№52
9	2016	PL 0.2y	№72
10	2016	³ PL 0.2y	№72

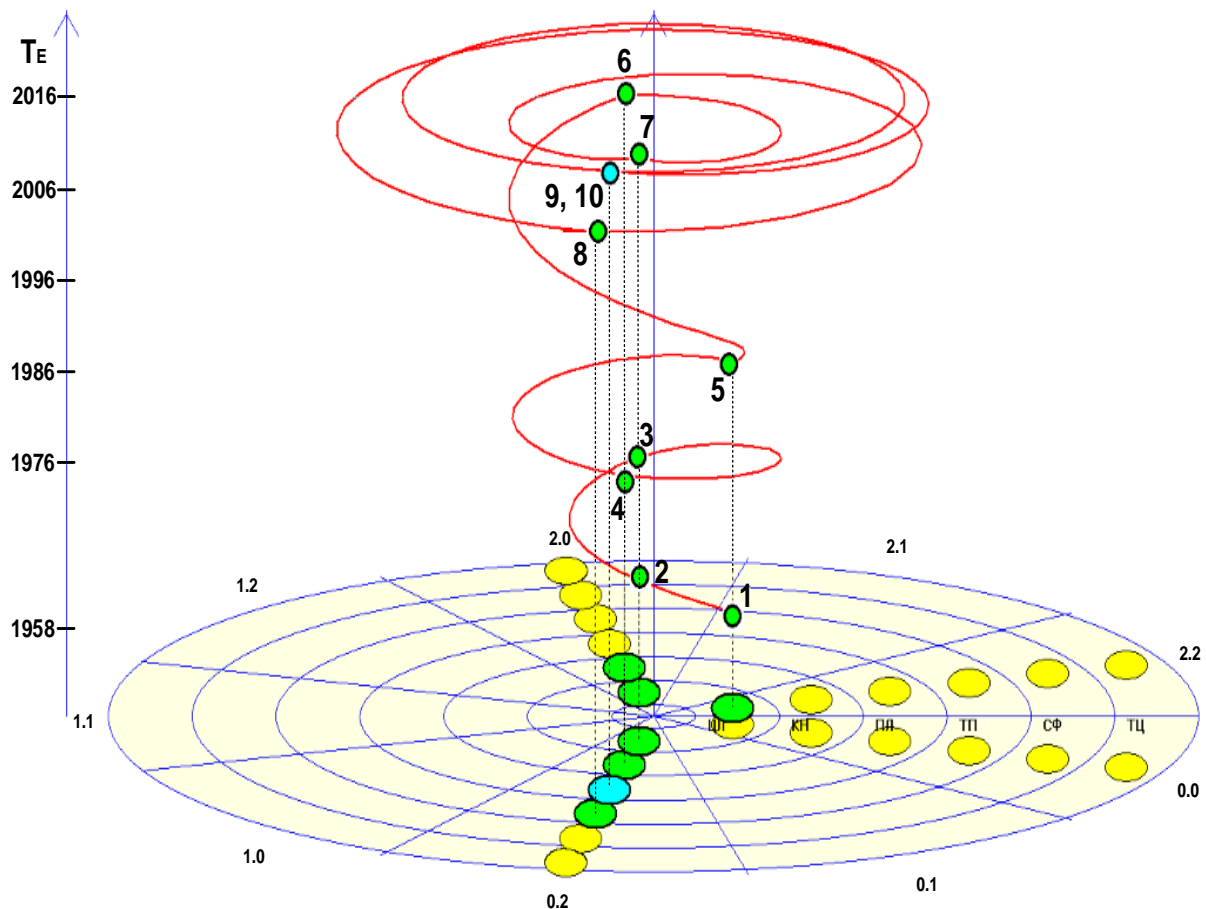


Рис. 9.27. Макрогенетична модель еволюції видуотворення функціонального класу мотор-шпинделі

За результатами аналізу моделі (рис. 9.27) встановлено, що на даний час, в еволюції приводних допоміжних і ЕМ-систем М-Ш задіяні структурні представники 13 Видів ($N_S = 13$), в тому числі 8 Видів базового рівня: (CL 0.2y; CL 2.2y; CL 2.0x; CL 2.2x; KN 0.2y; KN 2.0x; PL 0.2y; TP 0.2 а також структурні представники двох Видів – близнюків: 3CL 0.2y; та 3PL 0.2y, решта в структурах Видів М-Ш гібридного типу. Слід зазначити, що патентоспроможні технічні рішення з генетичними кодами PL 0.2y, 3CL 0.2y; та 3PL 0.2y є першими представниками нових Видів, які спрямовано введено в еволюцію авторами проєкту за результатами розшифрування їх генетичних програм.

ВИСНОВКИ

1. Результати патентно-інформаційних досліджень дозволили з високою вірогідністю здійснити тематичний патентний пошук по винаходам (корисним моделям), що відносяться до М-Ш для верстатів різного призначення, знайти конкурентів і ймовірних партнерів по створенню нових конструкцій і визначити роль українських вчених по цьому напрямку.

2. Стало очевидним, як світова тенденція високошвидкісної обробки, перехід від багатоланкових приводів головного обертального руху до одноланкового приводу, де шпindelний вузол верстата виконаний у вигляді М-Ш, статор якого є корпусом шпindelного вузла (шпindelної бабки), а ротор - це шпindel з кінцем для закріплення інструменту або деталі.

3. На даний час М-Ш виготовляються для різних верстатів (фрезерних, токарних, шліфувальних, багатоцільових, деревообробних і спеціального призначення), але переважна більшість – для фрезерних верстатів з опорами у вигляді шарикопідшипників з рідинним охолодженням і цанговим затиском.

4. Досі не виготовляються самодіючі М-Ш, які виконують обертальний (функція головного приводу) і поступальний

(функція приводу подач) формоутворюючі рухи. Поєднати ці рухи в конструкції М-Ш вдалося завдяки універсальному генетичному оператору схрещування, що дозволило перейти до гібридних систем, які стали об'єктом даних досліджень.

5. Першопроходцями по створенню самодіючих (гібридних) М-Ш стали вчені кафедр конструювання машин НН ММІ і електромеханіки ФЕА КПІ ім. Ігоря Сікорського, як зразок міждисциплінарного підходу до розв'язання актуальних проблем.

6. Наступним кроком в удосконаленні і моніторингу для підвищення техніко-економічних показників верстатів з ЧПК і розширенню їх функціональних можливостей в умовах віддаленого управління є створення інтелектуальних М-Ш і заводів з застосуванням М-Ш під назвою SMART SPINDLE і SMART ZAVOD.

Літературні джерела глави 9

1. ДСТУ 3575-97 «Патентні дослідження. Основні положення і порядок проведення»

2. Vasyl Shynkarenko, Yuriy Kuznetzov, Lubomir Soos, Anna Shymanska, Viktoriya Kotliarova, Pavlo Krasovskiy. The principle of hybridization in the structural organization and evolution of electromechanics objects. *Journal of Mechanical Engineering*, Vol.72 (2022) N2, p.p.173-188.DOI: 10.2478/scime-2022-0027.

3. Yurii Kuznietsov, Lubomír Šooš , Vasyl Shynkarenko, Oleksandr Shevchenko, Oksana Yurchyshyn, Anna Shymanska, Viktoriia Kotliarova. Current status and development prospects of Motor-Spindles for Machine Tools. *Journal of the Technscal University of Gabrovo*, Vol.65, 2022. P.p.28-31.

4. Шинкаренко В.Ф., Котлярова В.В., Монахов Є.А., Красовський П.О. Структурні мутації в адаптивній еволюції електромеханічних перетворювачів енергії // *Технічні науки та технології*, № 2 (28), 2022. – С. 111- 126. DOI: [https://doi.org/10.25140/2411-5363-2022-2\(28\)-111-126](https://doi.org/10.25140/2411-5363-2022-2(28)-111-126)

5. Шинкаренко В.Ф. Мутації в структурній організації і еволюції технічних систем. Матеріали XV Міжнародної науково-технічної конференції «Інтегровані інтелектуальні робототехнічні комплекси «ІРТК-2022», 17 – 18 травня, НАУ (м. Київ). – С. 196 – 201.

https://drive.google.com/file/d/19as4I58R_696sTreKvN2of5gbBDsWe-s/view

6. Шинкаренко В.Ф. Системність принципів гібридизації в структурній організації і еволюції технічних систем. Матеріали XII міжнародної науково-практичної конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2022), (м. Чернігів , 26–27 травня 2022 р.): - Т.1. – Чернігів: НУ «Чернігівська політехніка», 2022. – С. 19-20.

<https://drive.google.com/file/d/1SMvFI3vGgJvpSCjWOkzHut1dNrFuuGcR/view>

7. Шинкаренко В.Ф., Красовський П.О., Котлярова В.В., Давиденко В.В. Генетичні моделі структуроутворення електромеханічних об'єктів класу топологічних моногібридів // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2022) : матеріали тез доповідей XII Міжнародної науково-практичної конференції (м. Чернігів, 26–27 травня 2022 р.) : у 2 т.– Чернігів : НУ «Чернігівська політехніка», 2022. – Т. 2. – С. 136-137.

<https://drive.google.com/file/d/12lgyVIJBzsaO7WL6Y9nrYjLrDYWcMMGE/view>

8. Шинкаренко В.Ф., Шиманська А.А., Красовський П.О. Принципи таксономії гібридних електромеханічних об'єктів // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2022) : матеріали тез доповідей XII Міжнародної науково-практичної конференції (м. Чернігів, 26–27 травня 2022 р.) : у 2 т.– Чернігів : НУ «Чернігівська політехніка», 2022. – Т. 2. – С. 138-139.

<https://drive.google.com/file/d/12lgyVIJBzsaO7WL6Y9nrYjLrDYWcMMGE/view>

9. Шинкаренко В.Ф. Організація і методологія трансдисциплінарних досліджень в науці і технічній освіті. Міжнар. наук. конф. «Сучасна освіта – доступність, якість, визнання». Краматорськ – Тернопіль, 09 – 11 листопада 2022 р. (прийнято до друку).

10. Кузнєцов Ю.М. Концепція поетапної еволюції мотор-шпинделів на основі використання діаграм Венна-Ейлера // УІІ Міжн. наук.-техн. конф. «Технологічні комплекси 2022 (ТК-2022)», м. Луцьк, 28-30.05.2022.-С.47-49.

11. Кузнєцов Ю.М. Еволюція і моделювання шпиндельних вузлів модульного компонування // VII Міжн. наук.-техн. конф. «Прогресивні напрямки розвитку технологічних комплексів» (КЗЯТПС-2022). Чернігів, 2022. Чернігівська політехніка.-С. <https://drive.google.com/file/d/12lgyVIJBzsaO7WL6Y9nrYjLrDYWcMMGE/view>

12. Кузнєцов Ю.М. Концепція поетапної еволюції мотор-шпинделів з використанням діаграм Венна-Ейлера //журнал «Технологічні комплекси», № , 2022 .- С. (планується опублікування в кінці 2022 р.)

13. Yurii Kuznietsjv, Kateryna Oliinyk Evolution of spindle assemblies of machines based on motor-spindle //International Scientific Journal, “Machinens. Technologies. Materials”, issue 2022.- p.p.150-154 WEB ISSN 1314-5078, PRINT ISSN 1313-0226.

14. Кузнєцов Ю.М. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою. Лабораторний практикум. Навчальний посібник. К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 75 с. (Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського як навчальний посібник для здобувачів ступеня магістра за освітньою програмою «Технологічне обладнання з паралельною кінематикою» спеціальності 131 Прикладна механіка. Електронне мережне навчальне видання).

15. Шинкаренко В.Ф. Основи теорії еволюції електромеханічних систем.-К.: Наукова думка, 2022.- 222 с.

10. Інструментальні затискні патрони для високошвидкісної обробки

Вимоги до затискних механізмів і їх основні характеристики.

В автоматизованих металорізальних верстатах затискні механізми (ЗМ) значно впливають на точність і продуктивність обробки деталей, визначають якість та режими обробки, можливість скорочення припусків для майбутніх операцій та зменшення кількості операцій [10, 11]. Надійне закріплення рухомих вузлів та автоматично змінюваних ріжучих інструментів після їх установки у потрібне положення, що особливо важливо у верстатах з ЧПК і прецизійних верстатах, передбачає точність і стабільність обробки деталей. Швидкодія ЗМ дає скорочення допоміжного часу на установку, закріплення заготовок і знімання оброблених деталей, встановлення та закріплення рухомих вузлів і ріжучих інструментів в автоматичному циклі роботи [1, 3, 4, 9].

Отже, *принцип надійного затиску* можна визначити таким чином: для того, щоб надійно і швидко закріпити (затиснути) об'єкт, необхідно протягом щонайменшого або заданого проміжку часу докласти деякі сили з боку одних поверхонь (затискаючих) до інших поверхонь (затисканих) таким чином, щоб за допомогою опорних, стопорних і фіксуючих елементів точно і нерухомо зафіксувати об'єкт або створити сили зчеплення (тертя) між ними, які виключають їх відносне зміщення, зовнішніх сил (різання, відцентрових) та вібрації під дією власної ваги і запобігають спотворенню форми, деформації та якості поверхні об'єкта закріплення.

Важко створити дійовий ЗМ, щоб він задовольняв вимоги забезпечення високої точності та одержання великих зусиль закріплення, саме через це проектування ЗМ має базуватися на глибокому аналізі та точному, правильному розрахунку параметрів процесу закріплення при взаємодії головних затискних елементів з об'єктом закріплення.

Основні вимоги, що у цілому пред'являються до ЗМ при

затиску-розтиску (I стан) та різанні (II стан) і роз'яснюють велику кількість конструкцій, подані у вигляді структурної схеми на рис. 10.1. Окрім головних, до ЗМ пред'являються ще спеціальні та додаткові вимоги: швидка змінність і переналагоджуваність, широта діапазону, легкість регулювання, захищеність, можливість автоматичного регулювання параметрів затиску або дистанційного керування, ремонтпридатність, безшумність, безпека роботи та ін. Таким чином, основні і додаткові вимоги до ЗМ постають із вимог, які пред'являються до верстата, технологічного процесу і визначаючих точність, продуктивність обробки при високій якості продукції, яка випускається.

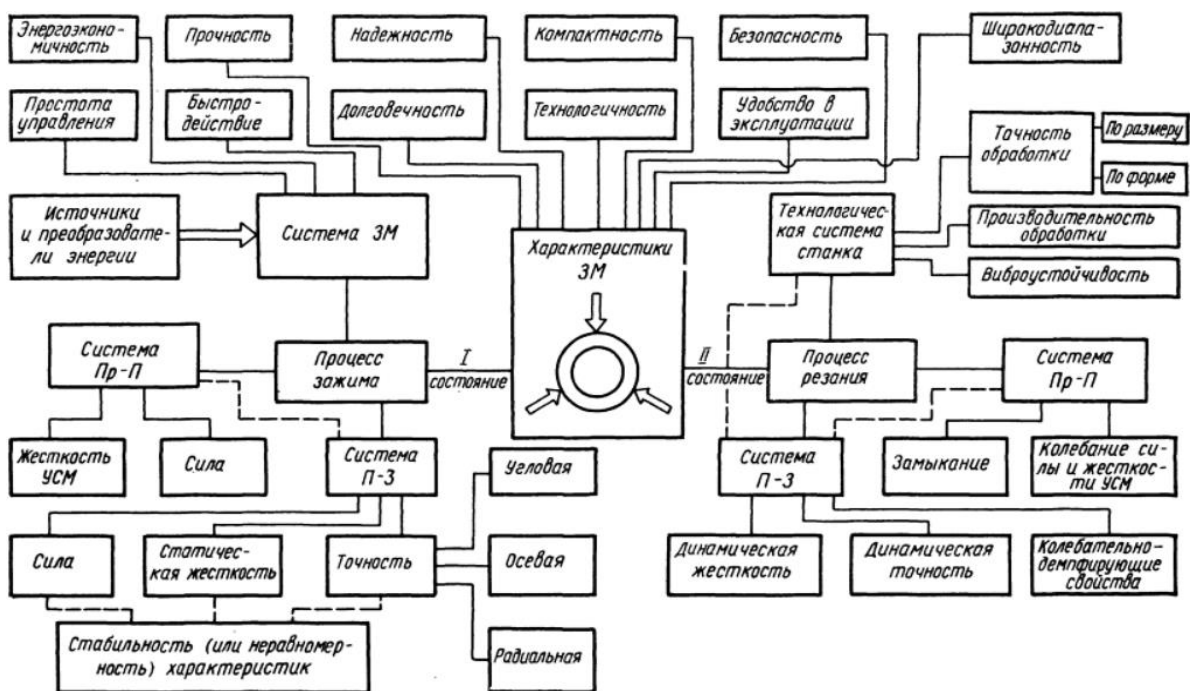


Рис. 10.1. Структура вимог до ЗМ

Вимоги до ЗМ можливо виразити кількісно через відповідні характеристики. Розкид і величина характеристик ЗМ залежать від якості їх виготовлення та регулювання, так як вони є функцією відхилення від номінала розмірів (кутових, лінійних) і жорсткості деталей, якості складання, сил тертя, і т. д.

Для свердлильно-фрезерних патронів головні вимоги відносяться до кінематичних, силових, жорсткісних і точнісних характеристик затиску [5, 12, 13].

Кінематичні та розмірні характеристики: радіальний хід затискного елемента патрона, мм; передатні відношення (патрона, приводу, механізму); максимальний осьовий хід у приводі, мм (муфти замикання, труби тяги); робочий діапазон діаметрів заготовок, мм, що затискаються (обробляються) на конкретній моделі верстата; робочий діапазон діаметрів патрона без переналагодження, мм; максимальне відхилення діаметрів заготовок або інструментів без переналагодження патрона, мм.

Силві характеристики (рис. 10.2,а, 10.3,а): радіальна сила на один затискний елемент, Н; сумарна радіальна сила затиску, Н; момент зчеплення, що утримує об'єкт від прокручування, Н*м; осьова сила зчеплення, що утримує об'єкт від прослизання, Н; момент зчеплення, що утримує об'єкт від вириву, Н.м

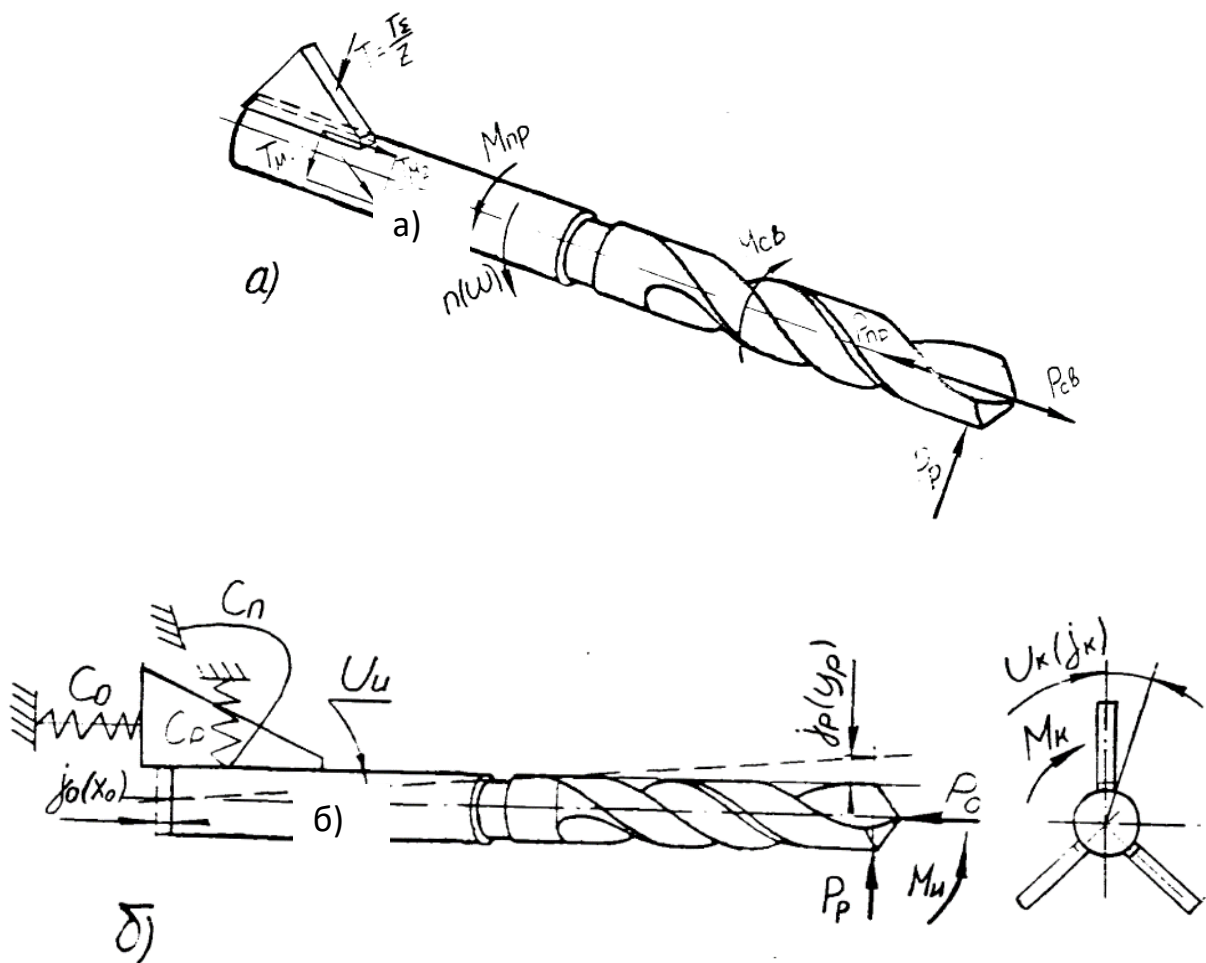


Рис. 10.2. Схеми силових впливів (а) та пружних віджатів (б) в патроні

Жорсткісні характеристики (рис. 10.2,б, 10.3,б): жорсткість (радіальна, Н/мм; поворотна, Н.м/рад; осьова, Н/мм; пружного елемента, Н/мм.

За допомогою **точнісних характеристик** (рис. 10.3,а) патрона розкривають його здатність зберігати положення деталі після подачі та затиску. Ці характеристики оцінюють похибками створення самого патрону, похибками подачі та закріплення, що визначають величинами порушеного положення закріпленої деталі на вильоті.

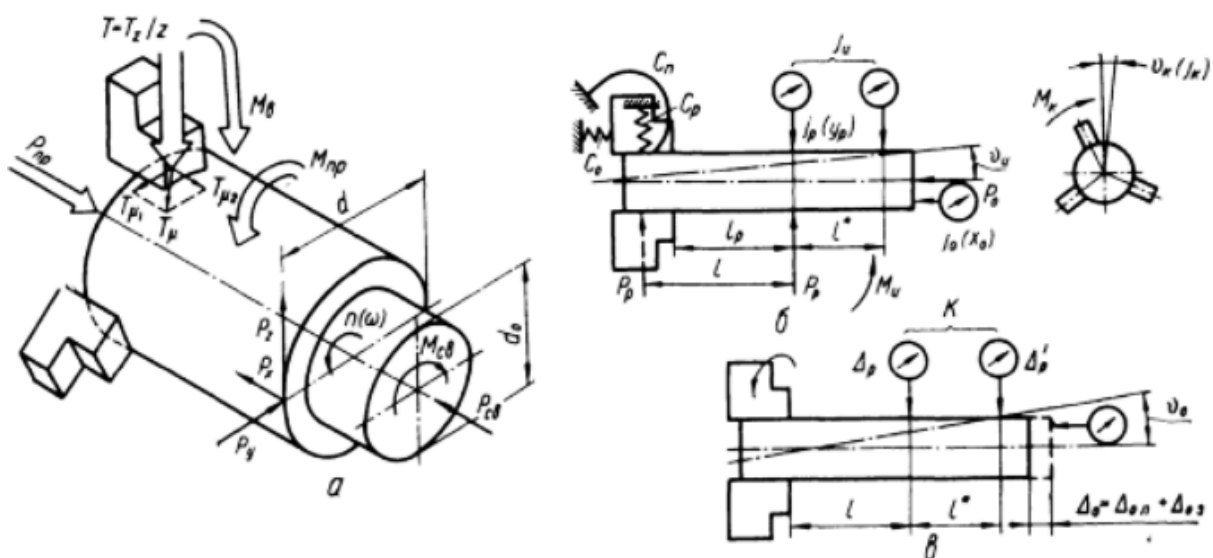


Рис. 10.3. Силкові (а), жорсткісні (б), точнісні (в) характеристики затиску

З літературних джерел відомі класифікації інструментальних затискних патронів (ІЗП) (рис. 10.4) і окремо свердлильно-фрезерних патронів (рис. 10.5).

Високі відцентрові сили роблять неможливим збільшити частоту обертання інструментів. Тому актуальним є створення та використання ІЗП, які забезпечують високу силу затиску, що компенсуватиме вплив відцентрових сил.

Патрон із компенсацією відцентрових сил - це патрон, що має систему, яка дозволяє компенсувати зниження затискного зусилля через дію відцентрових сил. Для патронів з компенсацією відцентрових сил максимально допустима частота обертання

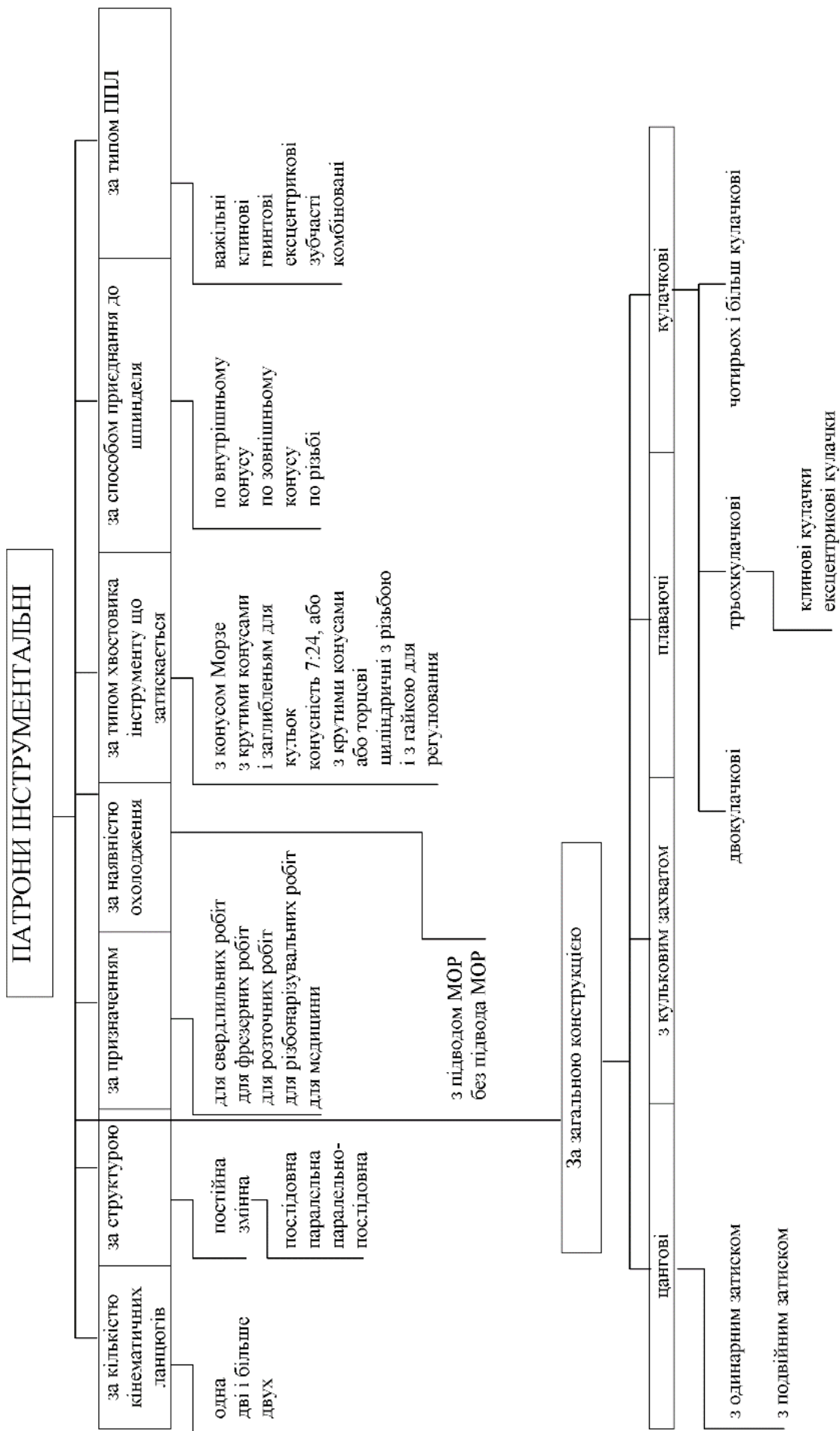


Рис. 10.4. Класифікація інструментальних затискних патронів

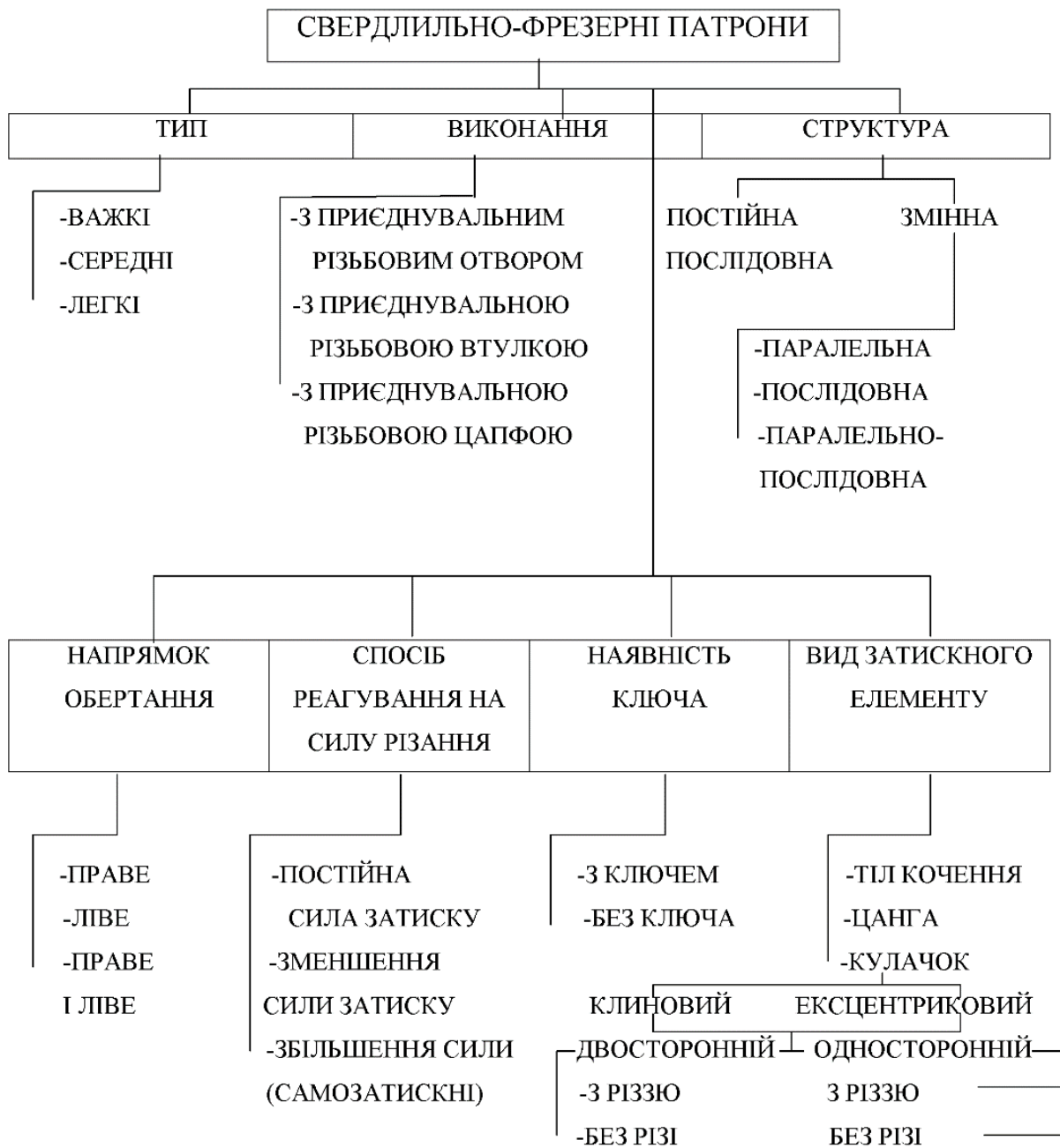


Рис. 10.5. Класифікація свердлильно-фрезерних патронів

повинна бути встановлена виробником. Для патронів без компенсації відцентрових сил встановлена межа перевищування частоти обертання, яка відповідає розрахунковій силі затиску, що дорівнює 67% загальної вимірної статичної сили затиску [12].

Оцінку властивостей і аналіз явищ і процесів, що протікають в ЗМ і затискних патронах різного виконання, можна уявити через узагальнену кубічну модель (рис.10.6) [4] з можливими випадками реалізації (табл.10.1).

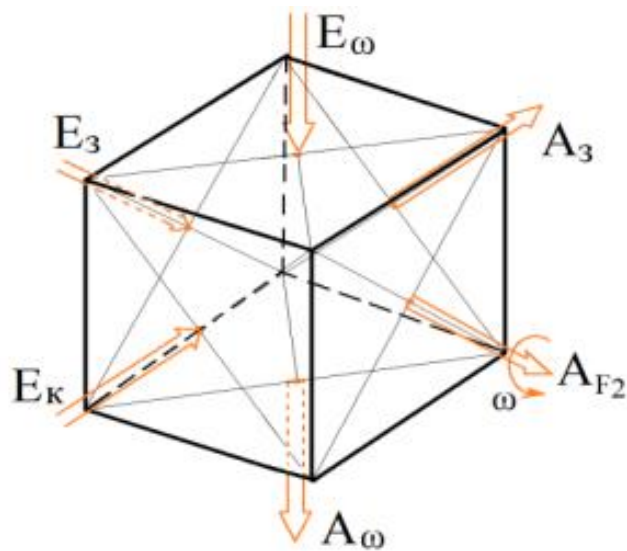


Рис. 10.6. Узагальнена кубічна модель енергетичних процесів, що відбуваються у ЗМ: E_z - енергія, що підводиться для затиску; E_ω - енергія, що підводиться для обертання шпиндельного вузла з ЗМ; E_k - додаткова енергія, що компенсує втрату сили затиску F_2 ; A_z - втрати у ЗМ із - за тертя та дії відцентрових сил; A_ω - втрати у приводі головного руху на обертання шпинделя; A_{F_2} - корисна робота затиску

Розглянемо гідромеханічний ІЗП (рис.10.7) [18], що містить нерухомий затискний елемент у вигляді тонкостінної втулки із циліндричним отвором для інструменту із циліндричним хвостовиком, торцями з обох боків і зовнішньою конічною втулкою, через яку затискний елемент співдіє із пересувною в повздовжньому напрямку втулкою, з каналами для підводу рідини у розташовані з обох сторін дві барокамери, одна з яких призначена для затиску, а інша - для розтиску, барокамери мають входи/виходи, що розміщені на протилежних боках периферії рухомої втулки. Інструмент має збоку циліндричного хвостовика отвір, який утворює на всю свою довжину циліндричну оболонку, її радіальна жорсткість менше радіальної жорсткості рухомої у повздовжньому напрямку втулки із каналами підводу рідини, всередині нерухомого елемента знаходиться циліндрична цанга, її губки розташовані в отворі циліндричного хвостовика інструмента.

Моделі енергетичних процесів що відбуваються при різних
станах та виконання ЗМ

№ п/п	Стан ЗМ	Модель	Умова рівноваги
1	Затискач при шпинделі, що не обертається		$E_3 + A_{F2} + A_3 = 0$
2	Затискач при обертанні шпинделя без компенсації відцентрових сил		$E_3 + E_\omega + A_{F2} + A_3 + A_\omega = 0$
3	Затискач при обертанні шпинделя та компенсація відцентрових сил ззовні		$E_3 + E_\omega + E_{k\omega} + A_{F2} + A_3 + A_\omega = 0$
4	Затискач при обертанні шпинделя та компенсація відцентрових сил зсередини		$E_3 + E_\omega + E_{k\omega} + A_{F2} + A_{3p} + A_{\omega p} = 0$
5	Різнання затиснутою деталі з компенсацією відцентрових сил зсередини		$E_3 + E_{\omega p} + E_{k\omega} + A_{F2} + A_{3p} + A_{\omega p} = 0$

Нижче представлені створені в КПІ і захищені охоронними документами ІЗП для високошвидкісної обробки (рис. 10.7-10.14 без розшифровки позицій) [2, 14–23]

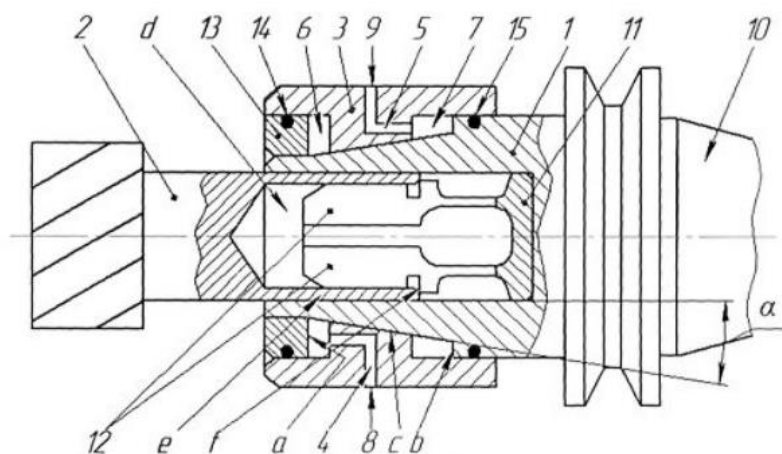


Рис.10.7. Гідромеханічний високоточний ІЗП

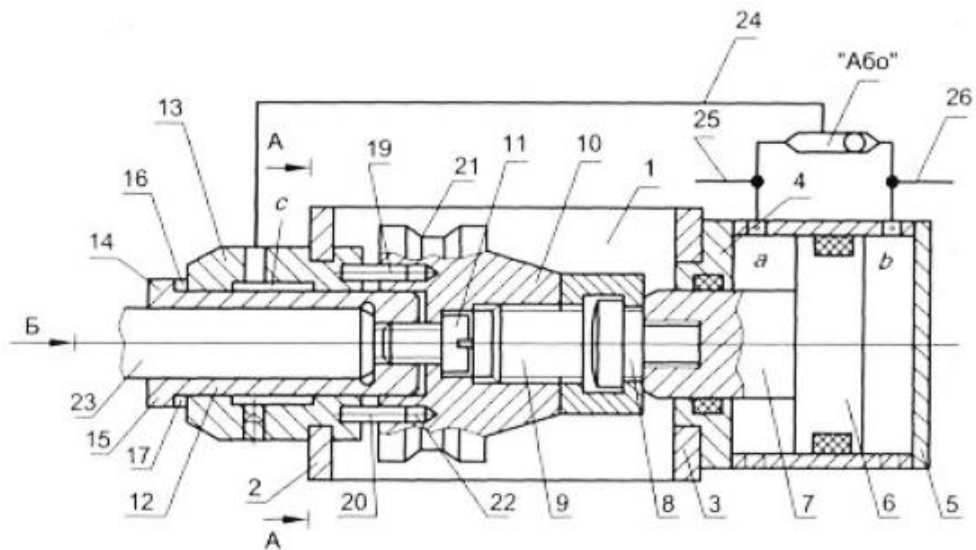


Рис. 10.8. Затискний патрон (патент на корисну модель №132598[14])

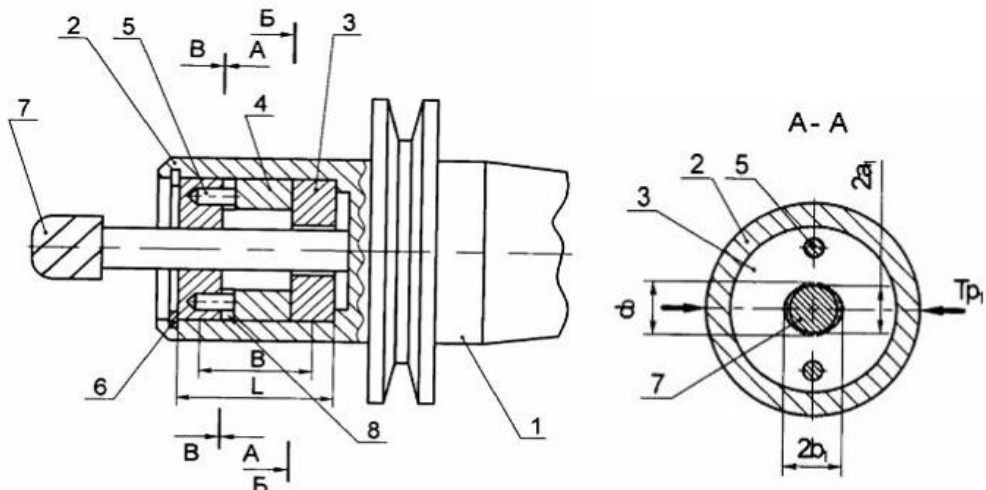


Рис. 10.9. Затискний патрон (патент на кор. модель № 43532 [18])

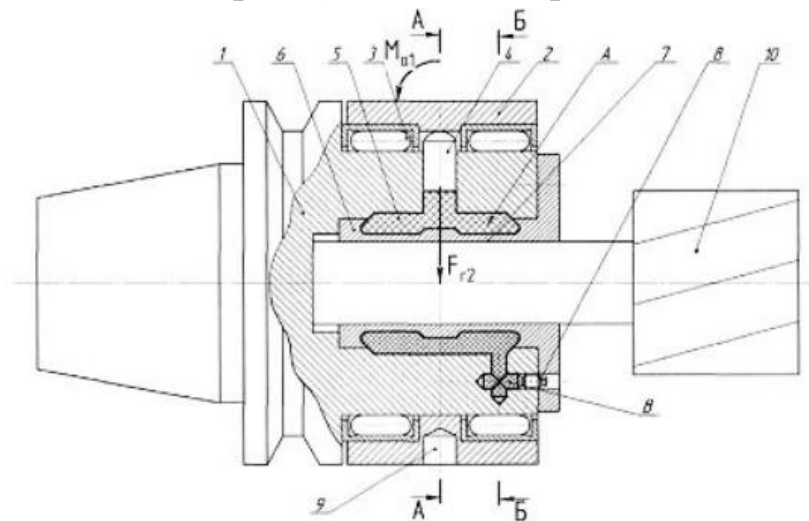


Рис. 10.10. Затискний патрон для металорізальних верстатів (патент на корисну модель №114536) [11]

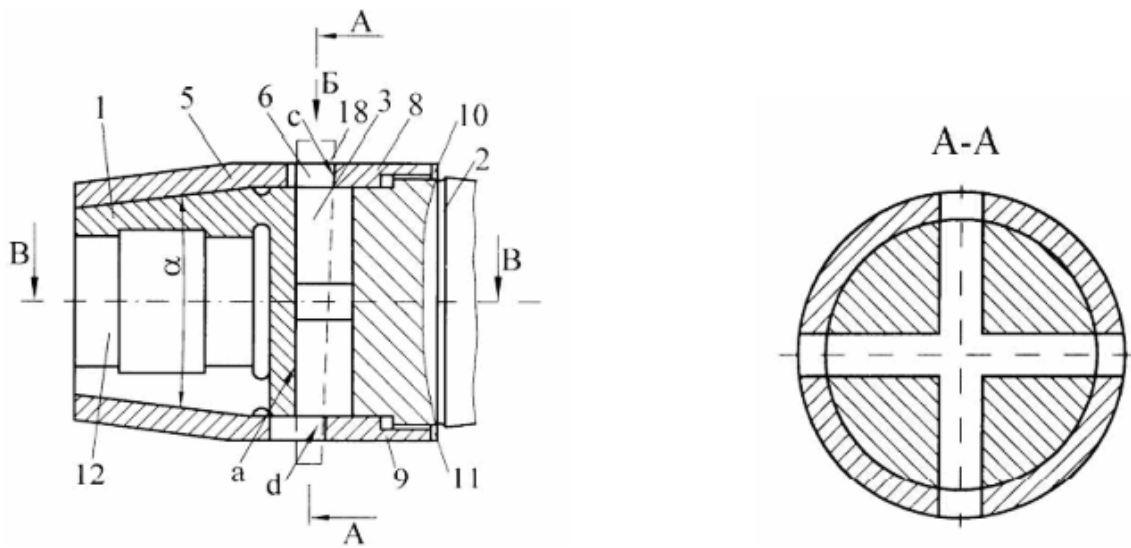


Рис. 10.11. Затискний патрон для металорізальних верстатів (патент на корисну модель №31595) [13]

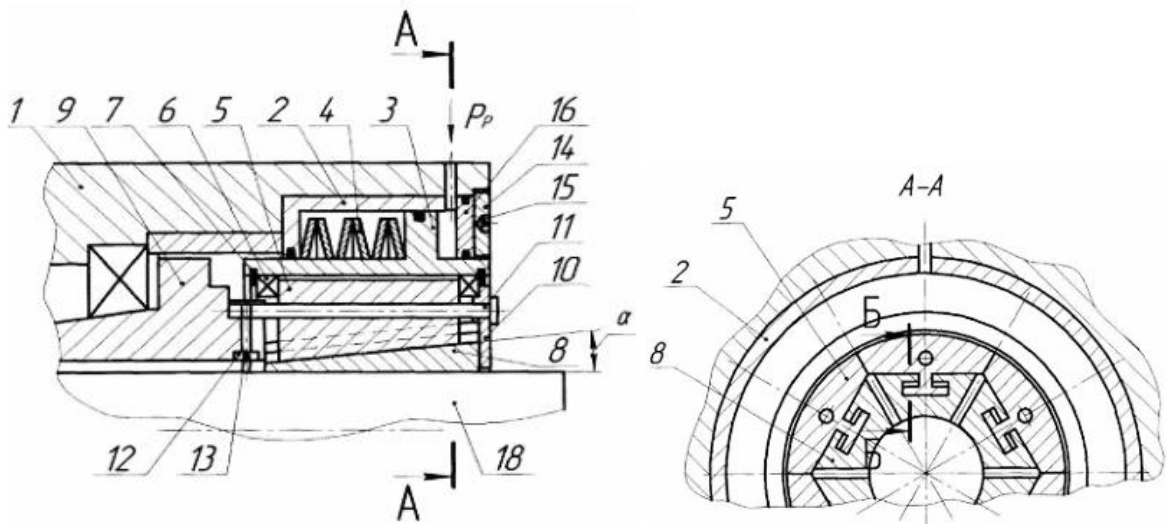


Рис. 10.12. Затискний патрон для токарних автоматизованих верстатів (патент на корисну модель №30467) [16]

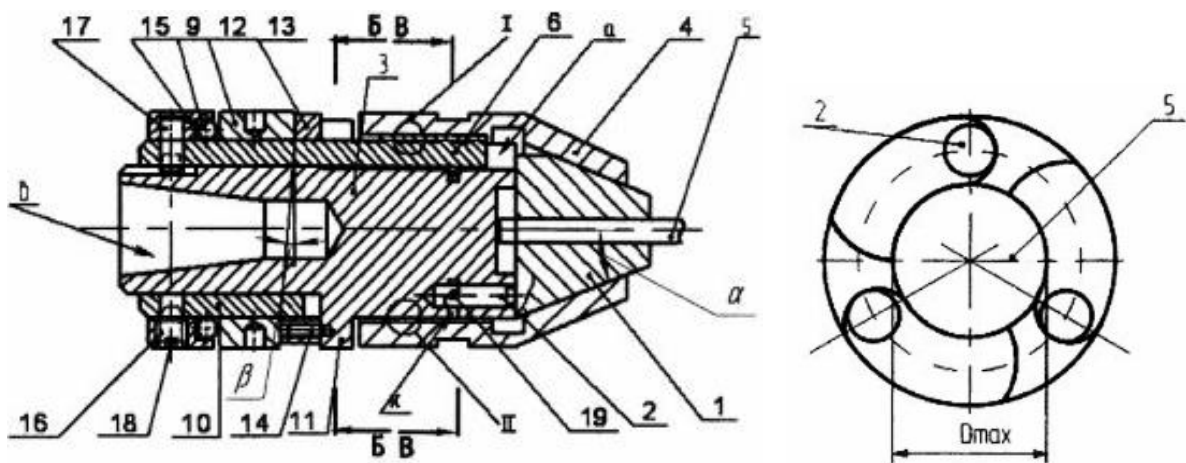


Рис. 10.13. Затискний патрон (патент на корисну модель №86659) [12]

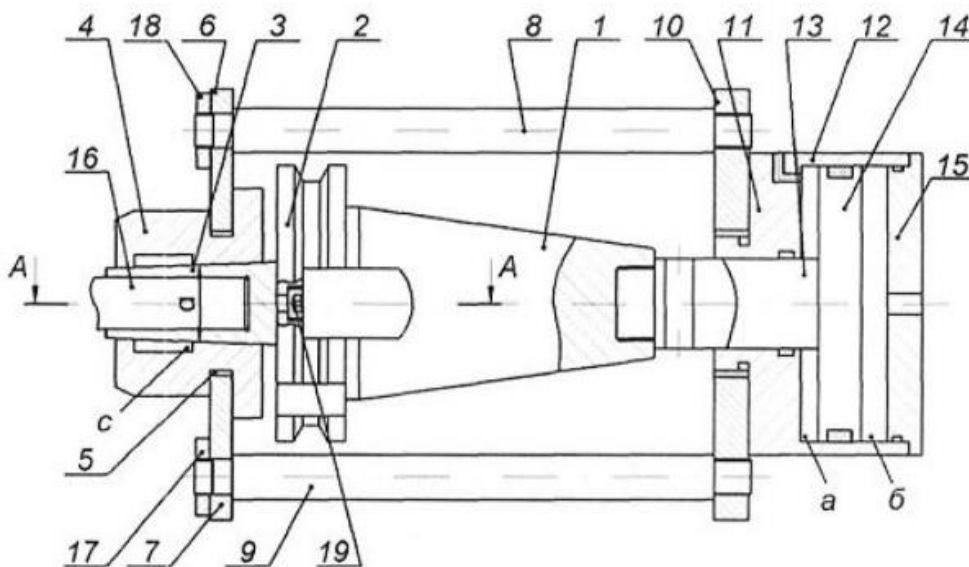


Рис. 10.14. Затискний патрон (патент на кор. модель №93291) [20]

При створенні нових ІЗП використаний системно-морфологічний підхід з побудовою морфологічних моделей [7, 8]. При побудові морфологічної моделі-таблицю (табл. 10.2) для кожної ознаки запропоновані різні альтернативи реалізації. Табл.10.2 можна доповнювати новими функціями та альтернативами.

З метою конфіденціальності морфологічну таблицю можна представити у вигляді морфологічної матриці згорнуто

$$M_{ІЗП} = M_I \wedge M_{СТ} \wedge M_{СВ} \wedge M_{СП}, \quad (10.1)$$

де M_I , $M_{СТ}$, $M_{СВ}$, $M_{СП}$ - морфологічні матриці відповідно інструмента, зв'язків і способів, структури патрона.

В розгорнутому виді морфологічна матриця буде

$$M_{ІЗП} = \begin{matrix} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \\ 1.4 \\ 1.5 \end{matrix} \wedge \begin{matrix} 2.1 & 3.1 & 4.1 & 5.1 \\ 2.2 & 3.2 & 4.2 & 5.2 \\ 2.3 & 3.3 & 4.3 & 5.3 \\ & 3.4 & 4.4 & 5.4 \\ & 3.5 & 4.5 & \\ & 3.6 & & \\ & 3.7 & & \\ & 3.8 & & \end{matrix} \wedge \begin{matrix} 6.1 & 7.1 \\ 6.2 & 7.2 \\ 6.3 & 7.3 \\ 6.4 & 7.4 \\ & 7.5 \\ & 7.6 \\ & 7.7 \end{matrix} \wedge \begin{matrix} 8.1 & 9.1 & 10.1 \\ 8.2 & 9.2 & 10.2 \\ 8.3 & 9.3 & 10.3 \\ 8.4 & 9.4 & 10.4 \\ 8.5 & 9.5 & 10.5 \\ 8.6 & 9.6 & 10.6 \\ 8.7 & 9.7 & \\ 8.8 & & \end{matrix}. \quad (10.2)$$

Таблиця 10.2

Морфологічна таблиця структур і схем ІЗП

1. Хвостовик ріжучого інструмента	Структура патрона			Зв'язку корпусу з		Спосіб			
	2. Корпус	Затискний елемент (ЗЕ)		6. ОЗЕ	7. Шпин- делем по	8. Затиску	9. Розтиску	10. Компен- сації відцентро- вих сил	
		3. Основний (ОЗЕ)	4. Проміжний (ПЗЕ)						5. Передаточно- підсилювальна ланка (ППЛ)
1.1. Цилін- дричний суцільний	2.1. Цільна оправка	3.1. Цанга конічна	4.1. Цанга циліндрична	5.1. Втулка с конічним отвором	6.1. Жорсткий	7.1. Конусу	8.1. Гідравліч- ний	9.1. Гідрав- лічний	10.1. Тілами кочення
1.2. Трубчастий	2.2. Складена оправка	3.2. Пружна конічна втулка	4.2. Цанга циліндрична із пружним фланцем	5.2. Гайка с конічним отвором	6.2. До упору	7.2. Торцю	8.2. Механічний	9.2. Механіч- ний	10.2. Важе- лями
1.3. Гранний	2.3. Кінець шпинделя	3.3. Пружна циліндричес- кая втулка	4.3. Пружна циліндрична втулка	5.3. Поворот- на гайка	6.3. Плаваю- чий	7.3. Конусу і торцю	8.3. Гідро - механічний	9.3. Гідро - механічний	10.3. Затиск- ними елементами
1.4. 3 лапкою		3.4. Пружна втулка з гранним отвором	4.4. Цилін- дрична пружина	5.4. Немає	6.4. Немає	7.4. Різьбі	8.4. Електро- механічний	9.4. Електро- механічний	10.4. Маг- нітним полем
1.5. 3 лискою		3.5. Пружна втулка гофриро- вана	4.5. Немає			7.5. Цилінд- ру	8.5. Термічний	9.5. Термічний	10.5. Тер- мічним полем
		3.6. Цанга конічна з пружним фланцем				7.6. Цилінд- ру і торцю	8.6. Магнітний	9.6. Магніт- ний	10.6. Немає
		3.7. Клин				7.7. Немає	8.7. Пружно- силовий	9.7. Ручний	
		3.8. Конічна пружина					8.8. Ручний	9.8. Ручний	

Сукупна кількість можливих та не можливих варіантів конструктивних схем ІЗП дорівнює астрономічне число $N = 5 \cdot 3 \cdot 8 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 7 \cdot 8 \cdot 7 \cdot 6 = 22\,579\,200$, що вимагає більше часу для повного списку варіантів. Тому для пошуку нових рішень лімітуємо кількість альтернатив, орієнтуючись на конкретний верстат, наприклад, фрезерний з ЧПК, який використовує стандартні кінцеві фрези з циліндричним суцільним хвостовиком (альтернатива 1.1). Для провідного затискного елемента залишимо варіанти 3.1 - 3.4, 3.8, для зв'язку корпусу зі шпинделем - альтернатива 7.1, для способів затиску-розтиску - альтернативи 8.1-8.4, 8.8, 9.1-9.3, 9.7 [7]. При таких умовах морфологічна матриця (10.2) матиме наступний вид:

$$M'_{ІЗП} = |1.1| \wedge \begin{array}{c} \left| \begin{array}{cccc} 2.1 & 3.1 & 4.1 & 5.1 \\ 2.2 & 3.2 & 4.2 & 5.2 \\ 2.3 & 3.3 & 4.3 & 5.3 \\ & 3.4 & 4.4 & 5.4 \\ & 3.8 & 4.5 & \end{array} \right| \wedge \begin{array}{c} \left| \begin{array}{cc} 6.1 & 7.1 \\ 6.2 \\ 6.3 \\ 6.4 \end{array} \right| \wedge \begin{array}{c} \left| \begin{array}{ccc} 8.1 & 9.1 & 10.1 \\ 8.2 & 9.2 & 10.2 \\ 8.3 & 9.3 & 10.3 \\ 8.4 & 9.7 & 10.4 \\ 8.8 & & 10.5 \\ & & 10.6 \end{array} \right| \end{array} \quad (10.3)$$

Число варіантів істотно зменшиться і стане: $N' = 1 \cdot 3 \cdot 5 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 1 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 6 = 144\,000$. Подальше зменшення кількості варіантів досягається прив'язкою до конкретної конструкції і технічними обмеженнями. Для аналізу нових технічних рішень на рівні структурно-схемного синтезу розглянемо систему ІЗП з клинковою підсилювальною ланкою в декількох варіантах (рис.10.15) [5]: 1) затискні елементи виготовлені окремо і твердість їх зв'язку між собою по круговому контурі дуже низька або прямує до нуля ($C_y = 0$); 2) затискні елементи виконані у вигляді конічної втулки і твердість їх зв'язку велика ($C_y \gg 0$).

Процес затиску. Коли інструмент затискається, то патрон не рухається, тобто не обертається ($w=0$) і відцентрові сили, що діють на затискні елементи, відсутні ($F_{ц}=0$). В такому випадку сумарна осьова сила затиску S_{Σ} (рис. 10.15, а) при розімкнутому силовому контурі патрона однаково розподіляється на z затискних елементів, якщо вони виготовлені окремо у вигляді

клинків або консольних губок (пелюсток) цанги з половиною кута конуса α , $S_{\Sigma} = z \cdot S$ (S осьова сила затиску привода, яка припадає на один затискний елемент). Якби затискні елементи були виконані як суцільна тонкостінна конічна втулка, то осьова сила затиску S_{Σ} утворює рівномірний тиск в поздовжньому і поперечному перерізах із результуючою силою P_{Σ} , яка діє у радіальному напрямку на затискні елементи:

$$P_{\Sigma} = S_{\Sigma} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \phi), \quad (10.4)$$

де ϕ – кут тертя по конічній поверхні між передаточно-підсилювальною ланкою 1 та затискними елементами 2.

Для окремих затискних елементах з кількістю z , радіальна сила, яка діє на один елемент

$$P = \frac{P_{\Sigma}}{z} = S \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \phi)$$

З певними припущеннями для обох варіантів виконання затискних елементів розберемо загальну модель пружної системи інструмент - затискної елемент - патрон (рис. 10.15, б).

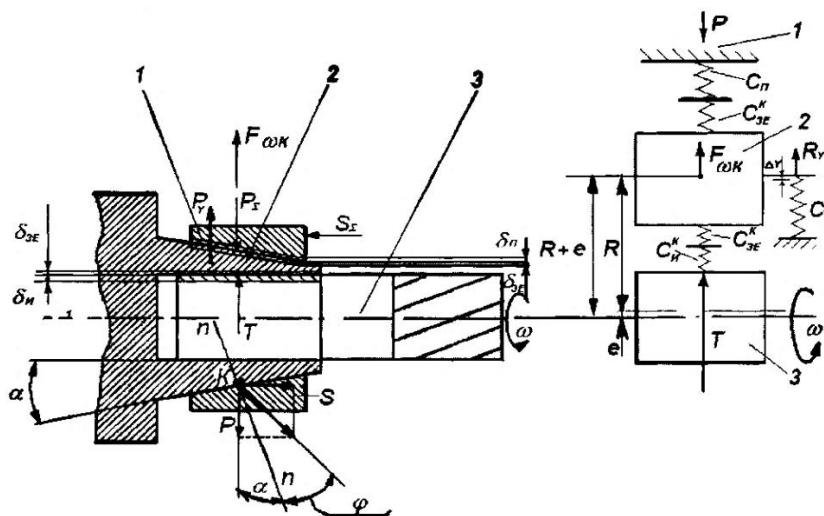


Рис. 10.15. Розрахункова схема інструментального ІЗП з пружними конічними затискними елементами (а) та модель пружної системи інструмент - затискний елемент - корпус патрона (б): 1 – передаточно-підсилююча ланка (ППЛ), яка має вигляд втулки із конічним отвором; 2 – затискні елементи, що мають вигляд цанги із розрізами або пружною втулкою із зовнішнім конусом; 3 – різальний інструмент з циліндричним хвостовиком

Варіант 1. При відокремлених затискних елементах та $C_y=0$, узагальнена радіальна сила затиску:

$$T_{\Sigma} = P_{\Sigma} = S_{\Sigma} \cdot ctg(\alpha + \phi)$$

Коефіцієнт підсилення патрона:

$$K_{\Pi} = \frac{T_{\Sigma}}{S_{\Sigma}} = ctg(\alpha + \phi)$$

У затиснутому стані система натягнута, а сили на місцях контакту і твердості стиків дорівнюють:

$$T_{\Sigma} = C_{и-зе}^K (\delta_{и} + \delta_{зе})$$

$$P_{\Sigma} = C_{зе-и} (\delta'_{зе} + \delta_{\Pi})$$

де $\delta_{и}$, $\delta_{зе}$, $\delta'_{зе}$, δ_{Π} – контактні зближення відносно інструмента, затискного елемента (з середини або зовні) та патрона;

$C_{и-зе}^K$ – сумарна контактна твердість поверхонь стиску підсистеми інструмент ($C_{и}^K$) – затискний елемент ($C_{зе}^K$), що дорівнює:

$$C_{и-зе}^K = \frac{C_{и}^K \cdot C_{зе}^K}{C_{и}^K + C_{зе}^K},$$

$C_{зе-и}$ – (сумарна) контактна твердість поверхонь стиску підсистеми затискний елемент ($C_{зе}^K$) – патрон (C_{Π}) із врахуванням радіальної деформації корпусу, яка дорівнює:

$$C_{зе-и} = \frac{C_{зе}^K \cdot C_{\Pi}}{C_{зе}^K + C_{\Pi}}.$$

Варіант 2. При єдиному затискному елементі й $C_y \gg 0$ загальна радіальна сила затиску матиме вигляд:

$$T_{\Sigma} = P_{\Sigma} - P_y = S_{\Sigma} \cdot ctg(\alpha + \phi) - C_y \cdot \Delta_y,$$

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 конструкції патронів зменшують кут конус α до 1° - 3° , це робить патрон самогальмуючим та вимагає більшого зусилля для розтиску. Коефіцієнт підсилення патронів дорівнює:

$$K_{\Pi} = ctg(\alpha + \phi) - \frac{C_y \cdot \Delta_y}{S_{\Sigma}},$$

приведена сумарна твердість підсистеми інструмент 3 – затискної елемент 2 (рис. 10.16):

$$C_{и-зе}^K = \frac{C_{и}^K \cdot C_{зе}^K}{C_{и}^K + C_{зе}^K} + C_{у},$$

Процес різання. У обертання без різання патрон обертається ($w \neq 0$) і на нього діють відцентрові сили $F_{ц}$, що приводять до перерозподілу пружних відтискань та контактних навантажень у стиках системи інструмент - затискний елемент - патрон.

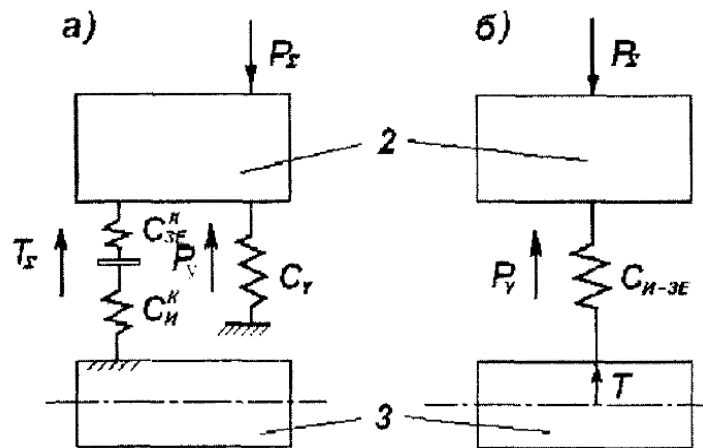


Рис. 10.16. Пружна підсистема інструмент – затискний елемент:
а) – реальна; б) – приведена

Пружне відтискання затискного елемента від сили $F_{ц}$ становить:

$$\delta = \frac{F_{ц}}{C_{зе-п}}$$

що приводить до зниження натягу у підсистемі інструмент - затискний елемент на таку ж величину δ , отже і до втрати загальної радіальної сили затиску на величину:

$$\Delta T_{\Sigma} = \delta \cdot C_{и-зе}^K$$

Динамічна сумарна радіальна сила затиску за певної частоти обертання буде:

$$T_{\Sigma} w = T_{\Sigma} - \Delta T_{\Sigma}$$

Варіант 1. Після підстановки одержимо:

$$\Delta T_{\Sigma} = \frac{F_{ц}}{C_{зе-п}} \cdot C_{и-зе}^K = F_{ц} \cdot \frac{C_{и}^K}{C_{п}} \cdot \frac{C_{зе}^K + C_{п}}{C_{зе}^K + C_{и}^K}$$

Якщо записати $C_{ze}^K = C_u^K = C_n$, то:

$$\Delta T_{\Sigma} = \frac{F_{\Sigma}}{2} \cdot \left(1 + \frac{C_{и}}{C_{п}}\right).$$

В цьому випадку відносний коефіцієнт втрати радіальної сили затиску для подальшого аналізу:

$$\alpha_{T1} = \frac{\Delta T_{\Sigma}}{F_{\Sigma}} = 0,5 \cdot \left(1 + \frac{C_{и}}{C_{п}}\right).$$

Варіант 2. Після підстановок формул отримаємо:

$$\Delta T_{\Sigma} = \frac{F_{\Sigma}}{C_{ze-п}} \cdot C_{и-ze} = F_{\Sigma} \cdot \frac{[C_{и}^K \cdot C_{ze}^K + C_y \cdot (C_{и}^K + C_{ze}^K)] \cdot (C_{ze}^K + C_{п})}{(C_{и}^K + C_{ze}^K) \cdot C_{ze}^K \cdot C_{п}}.$$

Якщо прийняти $C_{зк}^K = C_{и}^K = C_{п}$, то:

$$\Delta T_{\Sigma} = F_{\Sigma} \cdot \frac{(C_{и} + 2C_y) \cdot (C_{и} + C_{п})}{2C_{и}C_{п}}.$$

Відносний коефіцієнт втрати радіальної сили затиску дорівнюватиме (рис. 10.17):

$$\alpha_{T2} = \frac{\Delta T_{\Sigma}}{F_{\Sigma}} = \frac{(C_{и} + 2C_y) \cdot (C_{и} + C_{п})}{2C_{и}C_{п}}. \quad (10.5)$$

Для можливості порівняльного аналізу варіантів обох варіантів та пошуку рішень прийmemo $C_y = C_{и}$ і одержимо:

$$\alpha_{T2} = 1,5 \cdot \left(1 + \frac{C_{и}}{C_{п}}\right). \quad (10.6)$$

Аналіз формул при різних співвідношеннях % і різних конструкціях затискних елементів показує, що найкращі рішення слід шукати в ділянці (рис. 10.17), де втрати динамічної сили радіального затиску будуть найменшими при необхідній радіальній точності. Це забезпечується замкнутим силовим контуром патрона (рис. 10.18), в якому затискні елементи з'єднані між собою, але із невисокою твердістю затискних елементів та хвостовика інструмента, який, наприклад, трубчастої форми. Для того щоб стабілізувати сили затиску за різних частот обертання інструмента і навіть для збільшення її при економії витрат енергії доречно використовувати різні методи компенсації відцентрових сил за допомогою фізичних та інших впливів.

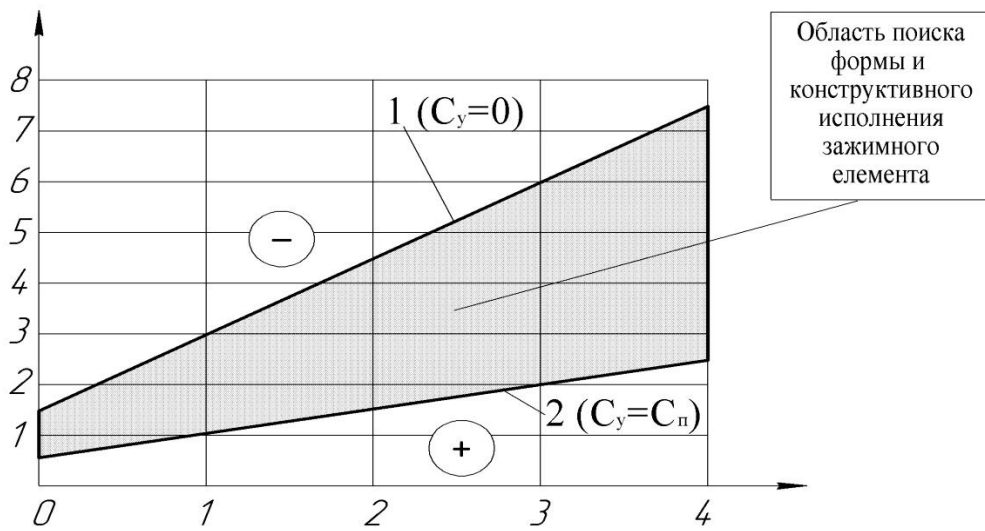


Рис. 10.17. Залежність утрати радіальної сили затиску під впливом відцентрових сил від співвідношення жорсткості інструмента $C_{\text{и}}$ і затискного патрона $C_{\text{п}}$

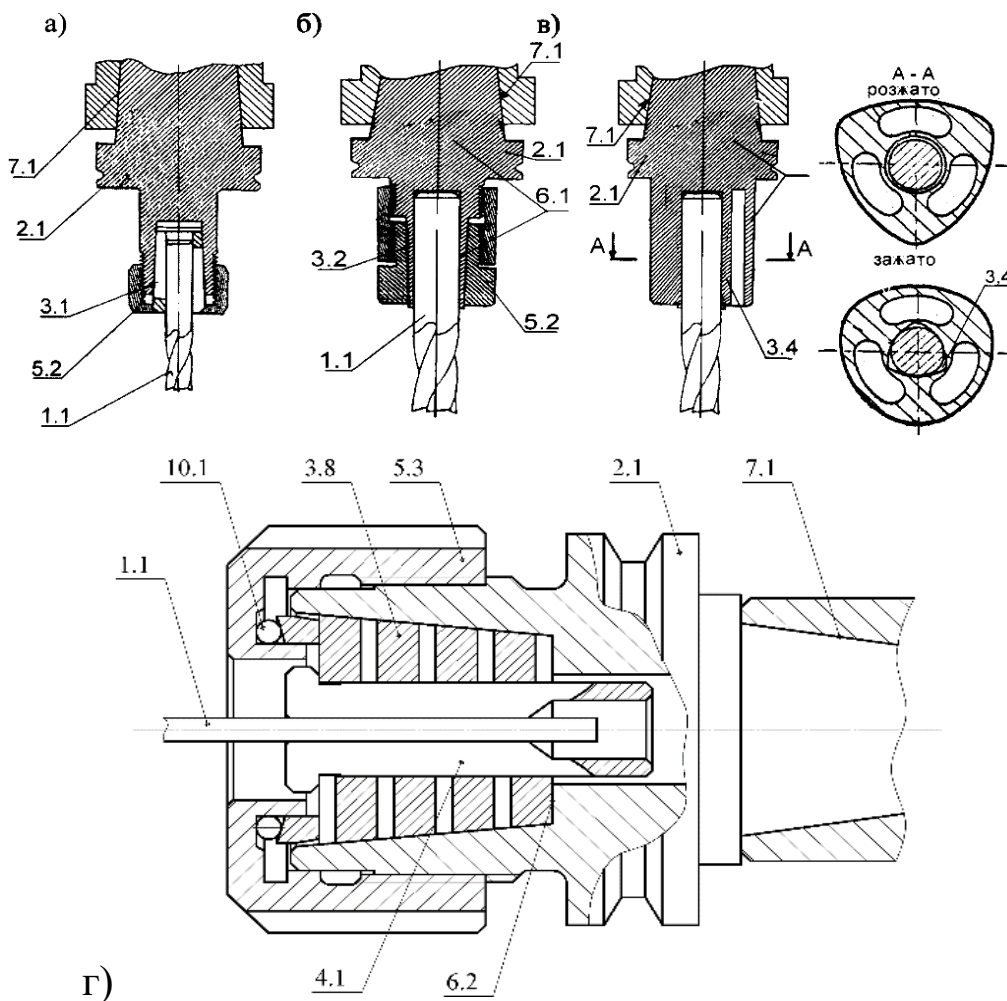


Рис. 10.18. Приклади синтезованих ІЗП: а – традиційний; б – патент WO 00/47411; в – фірми CHUCK; г – патент України № 26781

В якості прикладу синтезу нових рішень розглянемо такі поєднання альтернатив із морфологічної матриці та запишемо у вигляді морфологічних формул:

$$X_1 \rightarrow |1.1| \wedge |2.1-3.1-4.5-5.2| \wedge |6.3-7.1| \wedge |8.2-9.2-10.6| \quad (\text{рис. 10.18, а})$$

$$X_2 \rightarrow |1.1| \wedge |2.1-\underline{3.2}-4.5-5.2| \wedge |6.3-7.1| \wedge |8.2-9.2-10.6| \quad (\text{рис.10.18, б})$$

$$X_3 \rightarrow |1.1| \wedge |2.1-\underline{3.4}-4.5-\underline{5.1}| \wedge |6.3-7.1| \wedge |\underline{8.4}-\underline{9.3}-10.6| \quad (\text{рис.10.18, в})$$

$$X_4 \rightarrow |1.1| \wedge |2.1-\underline{3.8}-\underline{4.1}-\underline{5.3}| \wedge |6.2-7.1| \wedge |\underline{8.8}-\underline{9.7}-\underline{10.1}| \quad (\text{рис.10.18, г}).$$

У варіантах X_2 , X_3 , X_4 підкреслені ті альтернативи ознаки, що відрізняються від варіанта X_1 [7]. Інші варіанти синтезованих високоточних високошвидкісних ІЗП (рис. 10.19–10.22)

Гідромеханічний ІЗП (рис. 10.19) містить нерухомий затискний елемент у вигляді тонкостінної втулки 1 із циліндричним отвором для інструменту 2, із торцями "а" та "b" з обох сторін та зовнішньою конічною поверхнею "с" з кутом α посередині, а так само конічний хвостовик 3 для поєднання із конусом шпинделя. На зовнішній конічній поверхні "с" затискний елемент 1 співдіє із рухомою у повздовжньому напрямку втулкою 4 з каналами для подачі рідини 5 – для затиску та 6 – для розтиску. Між торцями рухомої втулки 3 і торцями "а", "b" затискного елемент з обох сторін знаходяться барокамери 7, 8. Барокамера 7 призначена для затискання, а барокамера 8 - для розтиску. Ці барокамери 7 та 8 мають входи/виходи 9, 10 відповідно, які розташовані на протилежних сторонах периферії рухомої втулки 3.

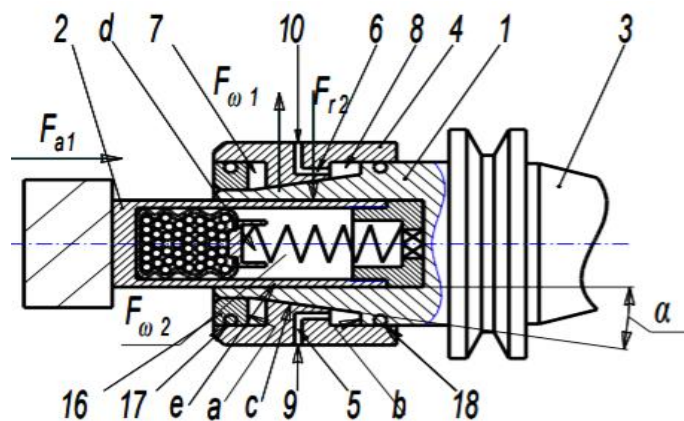


Рис. 10.19. Поперечний переріз гідромеханічного високоточного ІЗП [22]

Вхідні/вихідні отвори 8, 9 призначені для з'єднання з соплами, які підключені гідравлічної системи створення тиску рідини. Хвостовик інструмента 2 містить отвір "d", що створює циліндричну оболонку "e" на свою довжину, її радіальна жорсткість менша радіальної жорсткості втулки 4 із каналами 9, 10 для подачі рідини. Усередині циліндричної оболонки "e" знаходиться камера 11 (рис. 10.20) з гофрованого матеріалу, яка заповнена кульками 12 і закрита кришкою 13. Щоб обмежити деформацію камери 11 на кінці циліндричного отвору "d" розташована кришка 14, а поміж кришками 13 і 14 знаходиться пружина 15. Торцева втулка 16 із ущільненням 17 жорстко зв'єднана з затискним елементом 1, ущільнення 18 встановлено із протилежного боку. Ущільнення 17, 18 не дозволяють витік рідини із барокамер 7, 8 коли патрон працює під тиском рідини.

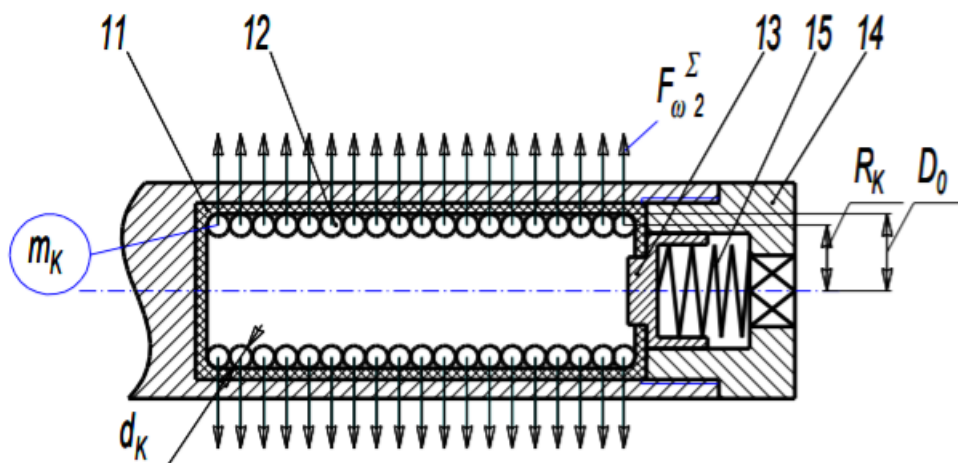


Рис. 10.20. Поперечний переріз циліндричної оболонки інструмента, що містить кульки всередині еластичної камери

Принцип роботи гідромеханічного ІЗП. При розтиснутому патроні (рис. 10.19) під тиском рідини по соплу подається у вхідний отвір 10 і через каналу 6 у барокамеру розтиску 8. Під час цього патрон не обертається. Рідина під тиском для затиску інструмента 2, подається через сопло в отвір 9, а потім через канал 5 до барокамери затиску 7. Одночасно рідина із барокамери розтиску 8 через канал 6 протікає по отвору 10 і сопло. За допомогою дії сил від тиску рідини у барокамері затиску 7

пересувна втулка 4 переміщається вправо через конічну поверхню затискного елемента 1, який змінюється у радіальному напрямку та затискає інструмент 2 з силою F_{r2} (рис. 10.19).

Високошвидкісний високоточний ІЗП (рис. 10.21) [14], що був показаний на рис. 10.10 без опису принципу дії.

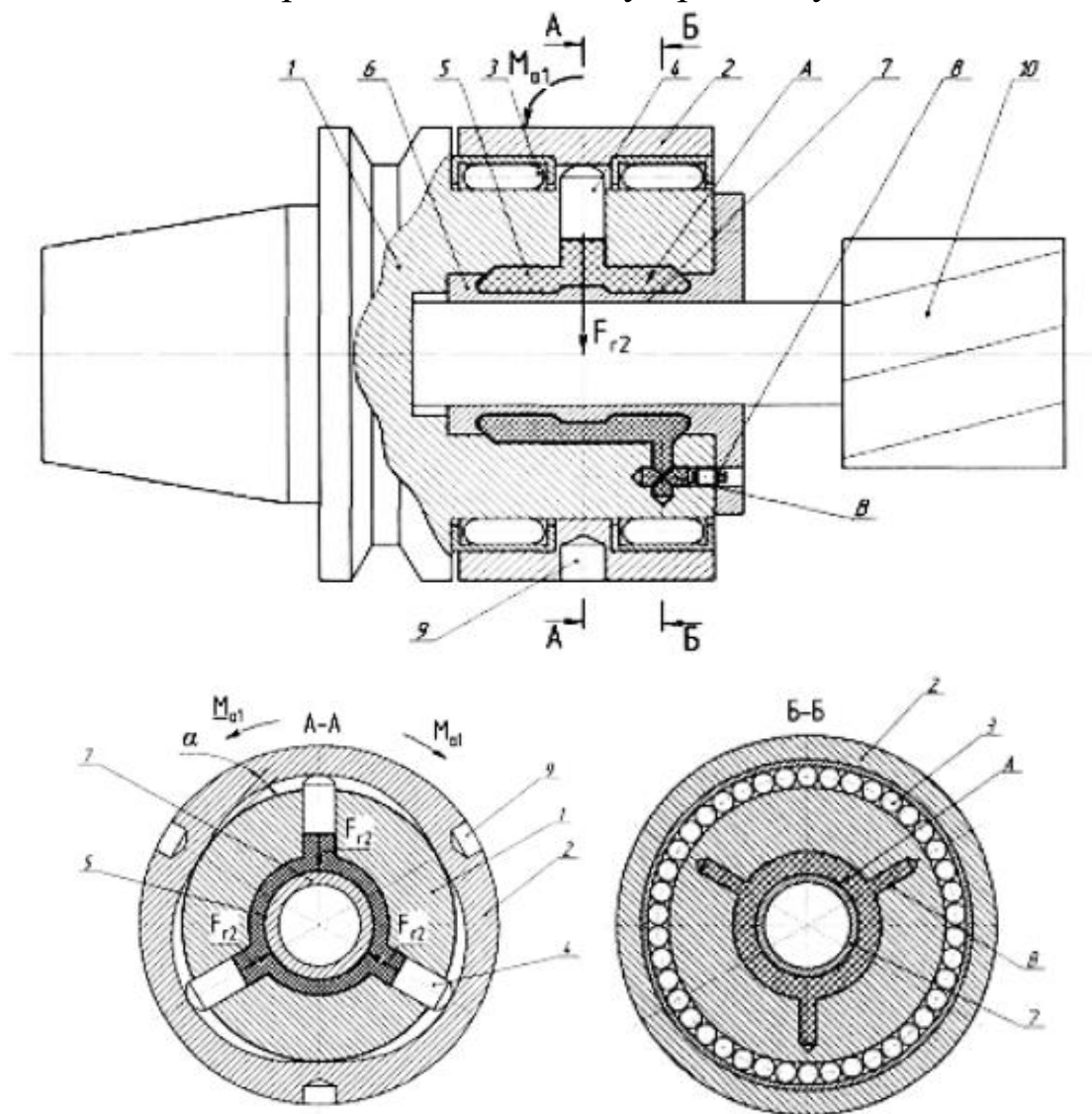


Рис.10.21. Повздовжній і поперечні перерізи А-А, Б-Б високошвидкісного високоточного ІЗМ

Циліндрична втулка 6 запресована всередині корпусу 1, на її зовнішній поверхні просвердлені канавки, які утворюють тонку циліндричну оболонку 7. Через канали В заливається плинне середовище 5 у робочу порожнину, щозакриваються гвинтами 8 після заповнення робочої порожнини А. Між голчастими підшипниками 3 внутрішня поверхня поворотної обойми 2

виготовлена у вигляді трикутноподібного профілю із дугоподібними сторонами, дотичні до до вписаного і до них в трикутник кола формують кут підйому α (рис. 10.21 а), який не перевищує кута самогальмування і перебуває в межах $1-3^\circ$.

Принцип роботи затискного патрона. При повороті обойми 2 внаслідок радіальних отворів 9 та стрижня в ту або іншу сторону утворюється крутний момент M_{a1} (за годинниковою стрілкою) чи M_{a1} (проти годинникової) та за допомогою кута підйому α плунжери 4 занурюються у напрямку осі патрона, створюється тиск, який створює радіальну 5 силу затиску Fr_2 , який стискає гідропласт 5. Результатом радіально-пружна деформація оболонки 7 тонкостінної втулки 6, що стискає циліндричну заготовку або циліндричний хвостовик різального інструмента 10. Розтискання здійснюється шляхом зворотного повороту обойми 2 у вихідне положення.

Гвинтоподібний цанговий ІЗП (рис. 10.22) призначений для затиску циліндричних заготовок та ріжучих інструментів з циліндричним хвостовиком (фрез, свердл, зенкерів і т.д.).

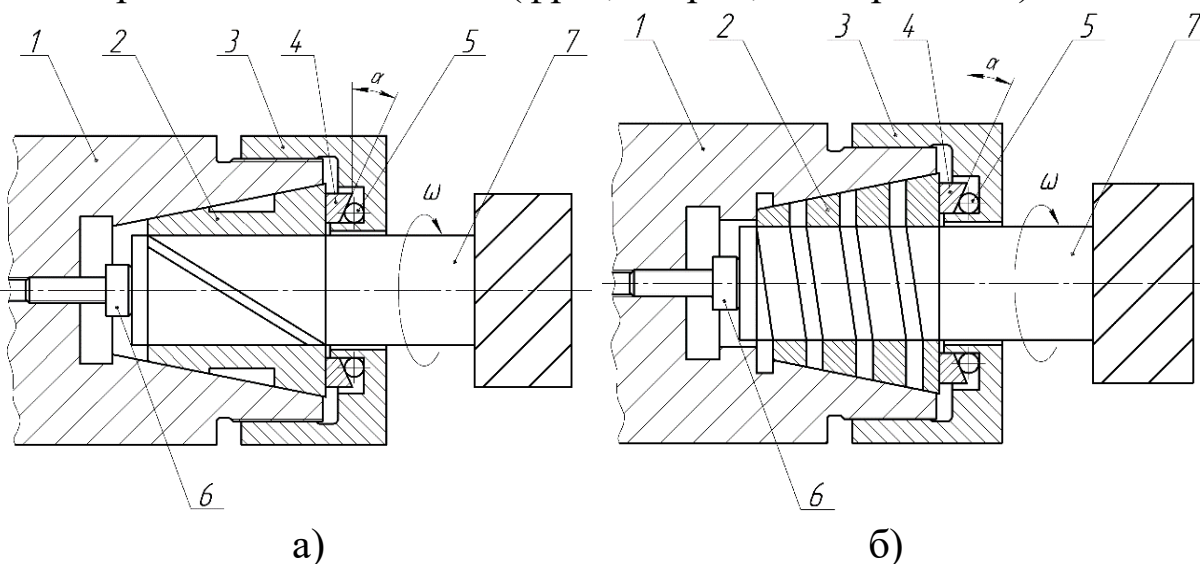


Рис. 10.22. ІЗП по патенту України № 26781

Затискний патрон має корпус 1 (рис. 10.22), в якому знаходиться пружний затискний елемент 2 у вигляді зовнішньої конічної поверхні та внутрішньою циліндричною, зроблений у вигляді цанги із гвинтовим пазом, що має розміри від половини

до одного кроку по довжині всієї цанги (рис. 10.22, а) або має вигляд пружини не менше двох витків (рис. 10.22, б), упорну гайку 3, що має можливість накручування кінця корпусу 2 на зовнішню різьбу та взаємодії по торцю із затискним елементом 2, шайбу 4, яка знаходиться перед торцем затискного елемента 2 з упорним конусом із кутом α , його вершина спрямована в бік затискного елемента 2 та взаємодіє по конічній поверхні із кульками 5, що розміщені між шайбою 4 та внутрішнім торцем упор 6, упорної гайки 3, що розташований посередині корпусу 1 та призначений для базування інструменту 7 із циліндричним хвостовиком відповідного діаметру, як приклад, фрези.

Принцип роботи затискного патрона. У патрон із відгвинченою не до кінця гайкою 3 вставляють хвостовик інструменту 7 або заготовку та, тримаючи його в одній руці, іншою затягують гайку 3 до контакту шайби 4 із торцем затискного елемента 2. Водночас під дією крутного моменту здійснюється кочення кульок 5 уздовж внутрішнього торця упорної гайки 3 упорного конусу шайби 4 і переміщення в осьовому напрямі під дією результуючого осьового навантаження шайби 4, який зі свого боку взаємодіє із затискним елементом 2, що стискається та загвинчується, таким чином обхоплюючи хвостовик інструменту 7. Подвійну функцію виконують кульки 5: по-перше, в процесі затискання інструменту 7 вони зменшують тертя між торцем шайби 4 та гайки 3 заміщуючи тертя ковзання тертям кочення, це зменшує коефіцієнт тертя; по-друге, під час роботи патрона під дією відцентрових сил коли сила затиску інструменту 7 ослаблена під дією відцентрових сил на затискний елемент 2, здійснюється їх компенсація завдяки дії відцентрових сил на кульки 5, що здійснюють тиск на упорний конус шайби 4, пересувають її в осьовому напрямку та створюють таким чином додаткове зусилля затиску [15].

Для експериментальних досліджень був виготовлений ІЗП для затиску інструментів з циліндричним хвостовиком діаметром 12 мм (рис. 10.23) [5, 24].

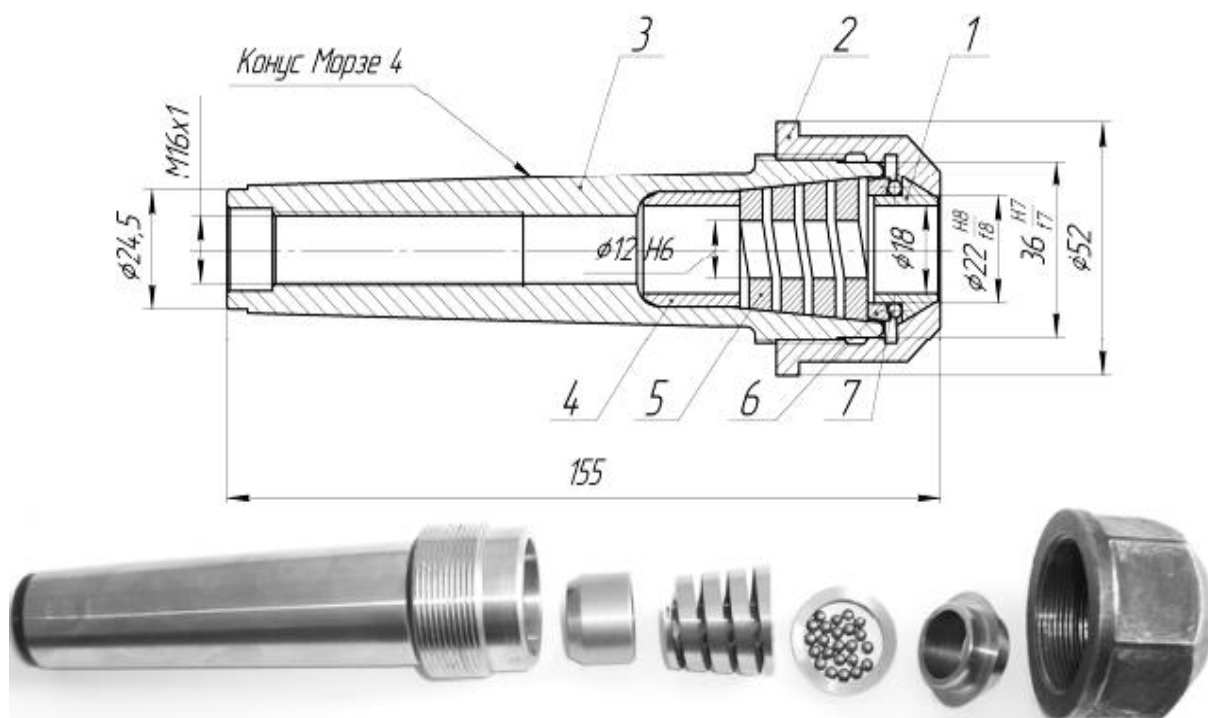


Рис. 10.23. Гвинтоподібний цанговий ІЗП: робоче креслення та дослідний зразок.

Узагальнений підхід для визначення сил затиску в ІЗП.
 При проектуванні ІЗП необхідно забезпечувати силу затиску. Для цього потрібні такі вихідні дані, як вид заготовок, їх граничні розміри і допустимі їх відхилення, матеріал, технологічний процес обробки і діючі сили різання, вимоги до точності обробки, особливості компоновки і конструкції верстата.

Існує кілька поширених схем закріплення і навантаження об'єктів, що обертаються – ріжучих інструментів з циліндричним хвостовиком (рис. 10.24). При затиску свердла, що обертається, діаметром d необхідно запобігти його прокручуванню і осьове прослизання при свердлінні (рис. 10.24. а) за рахунок тангенціальних сил $R_1 = T\mu_1$ (μ_1 , – коефіцієнт зчеплення при прокручуванні) і осьових сил $R_2 = T\mu_2$ (μ_2 коефіцієнт зчеплення при прослизанні). При затиску інструмента, що обертається (кінцевої фрези при торцевому фрезеруванні) діаметром d необхідно запобігти прокручуванню від моменту різання M_p , викликаного тангенціальною силою різання P_z та моментом свердління (рис. 10.24. б).

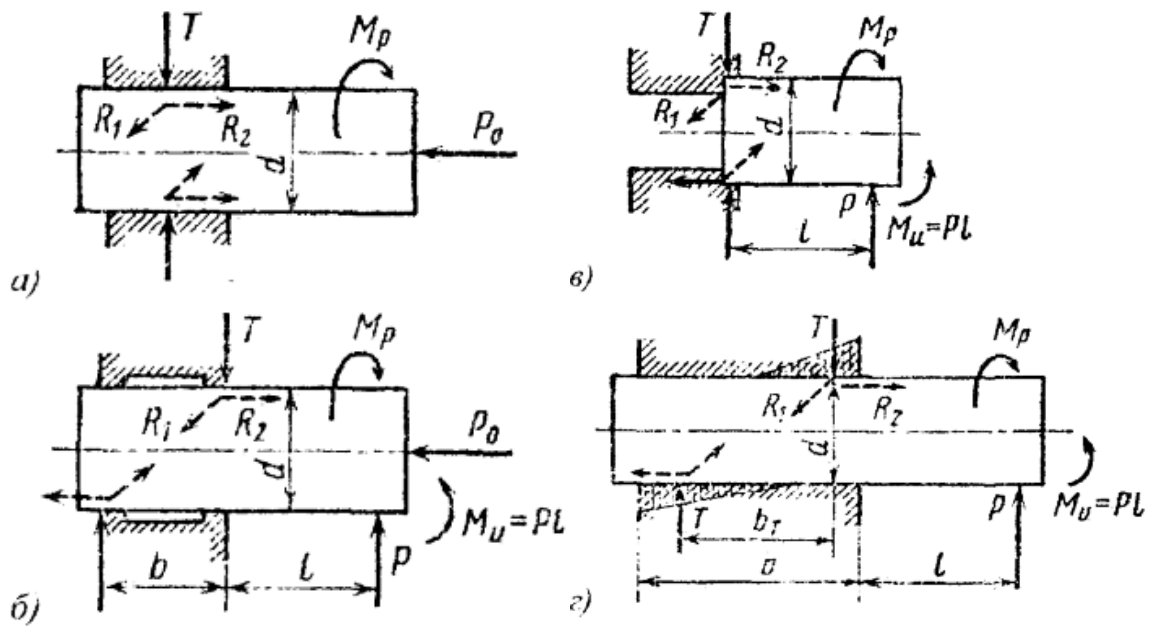


Рис. 10.24. Схеми закріплення і навантаження об'єкта що обертається: а – при свердлінні; б – при свердлінні (або консольному фрезеруванні); в – при обробці з малою базою затиску; г – при обробці з великою базою затиску

При малій базі затиску b_m (рис. 10.24. б) необхідно запобігти перш за все вириву інструмента під дією моменту $M_n = P_p l_p$ від нормальних сил різання, а також його прокручування під дією моменту M_p від тангенціальних сил різання. У разі відсутності конкретного розподілу сили затиску (див. рис.10.24. б) необхідно враховувати характер їх розподілу вздовж утворюючої об'єкта закріплення, а отже, уздовж утворюючих затискних елементів (рис.10.24, г). Для інструменту, що обертається, високої жорсткості необхідну силу затиску T визначають з наступних трьох умов;

1) момент закріплення M_{np} , що утримує інструмент від прокручування, має бути більше крутного моменту M_p від складових сил різання, які прагнуть повернути заготовку навколо осі обертання ($M_{np} > M_p$);

2) за відсутності упору сумарна осьова сила зчеплення P_{np} повинна бути більше сумарної осьової сили різання P_0 ($P_{np} > P_0$);

3) момент затиску M_B від сили зчеплення, що утримує

заготівлю від вириву, повинен бути більше згинального моменту M_n від складових сил різання, які прагнуть вивернути заготовку щодо точки опори ($M_B > M_n$).

При закріпленні заготовок, що не обертаються, силу T_Σ можна визначити з останніх двох умов.

Сумарна осьова сила затиску в цанговому патроні $S_\Sigma = z(S_1 + S_2)$, де $S_1 = Rk_{n1}$ – осьова сила, необхідна для вибірки зазору Δ між губкою та інструментом; $R = R_y + R_n$; $R_y = C\Delta$ – сила пружності; C – згинальна жорсткість в місці контакту; $R_n = \frac{G_M R_M \omega^2}{g}$ – відцентрова сила неврівноваженого елемента; G_M , і R_M – відповідно сила тяжкості та координата (радіус) центру тяжіння затискного елемента (губки та пелюстки цанги); ω – кутова швидкість обертання шпинделя; g – прискорення вільного падіння; k_{n1} – коефіцієнт посилення передавальної ланки патрона; S_2 – осьова сила, що припадає на один затискний елемент і необхідна для натягу системи, тобто забезпечення радіальної сили затиску T .

Формули розрахунку осьової сили S_2 , що розвиває силу T , для різних схем цангових патронів з однаковим затиском наведено в [4, 12]. Для нецангових патронів $S_1 = 0$ [5].

Методика розрахунку силових характеристик гвинтоподібного ІЗП

Розглянемо цанговий патрон в статиці (рис. 10.25). За рахунок різьби створюється осьова сила:

$$S_\Sigma = P_0 \cdot \text{ctg}(\rho + \phi_1),$$

де $P_0 = \frac{2M_3}{d_p}$ – колова сила на витках різьби середнього діаметра

d_p ; ρ – кут підйому витка різьби; ϕ_1 – кут тертя в різьбовому з'єднанні.

Зазор між хвостовиком інструменту та отвором цанги-пружини: $\Delta = \frac{d_0 - d}{2}$.

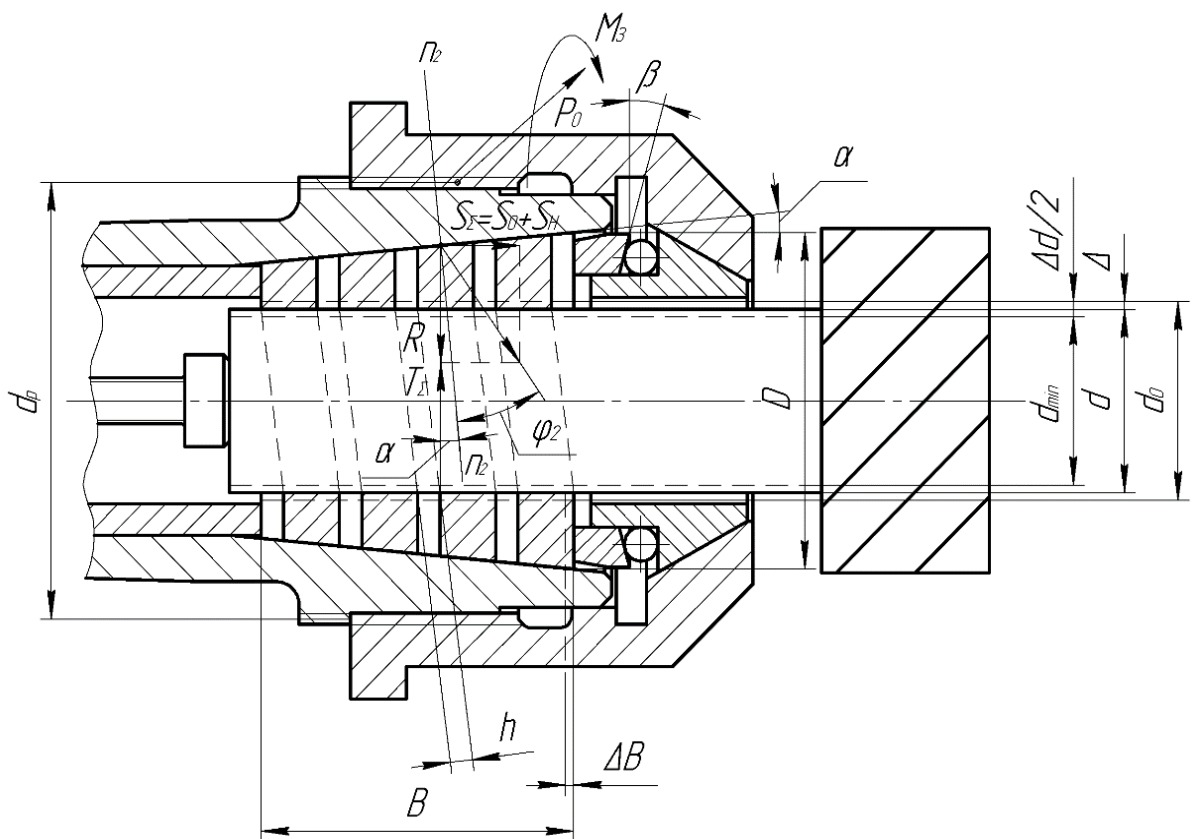


Рис. 10.25. Розрахункова схема гвинтоподібного цангового ІЗП в статичі

При виборі зазору витрачається осьова сила (рис. 10.26):

$$S_0 = R \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_2),$$

де R – радіальна сила деформації витків у поперечному перерізі;
 α – половина кута конуса цанги-пружини; φ_2 – кут тертя в
 кінчному з'єднанні.

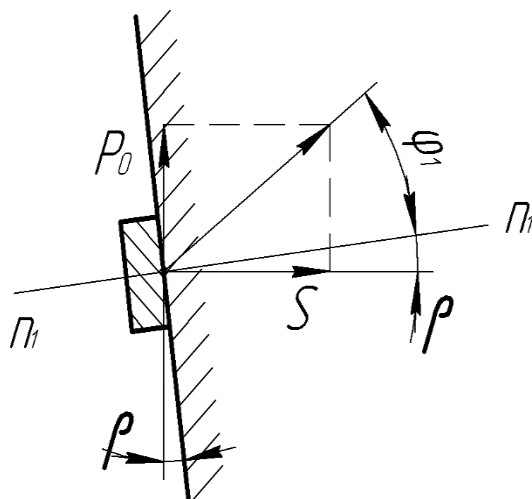


Рис. 10.26. Розподіл сил в різьбовому з'єднанні

Сила R залежить від жорсткості кільця витка цанги-пружини $C_{Ц}$ та величини деформації у поперечному перерізі Δ :

$$R = f(C_{Ц}, \Delta).$$

Ця залежність нелінійна, через те що, витки мають різний переріз (рис. 10.27).

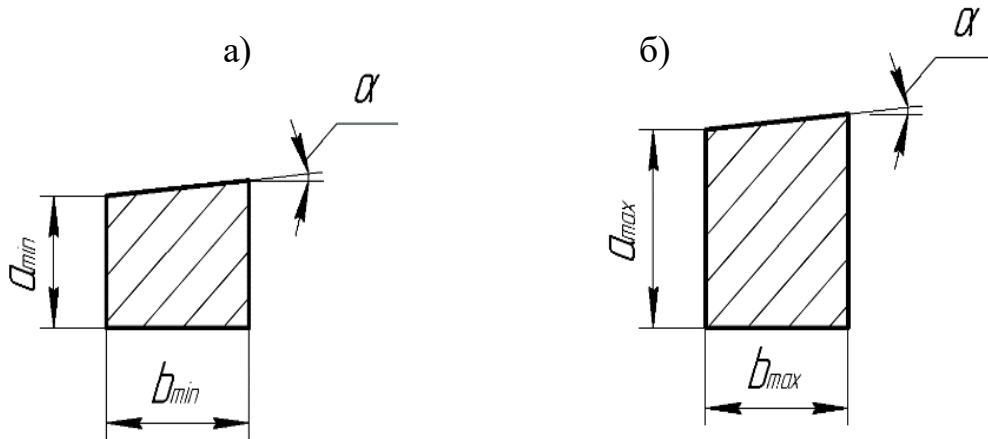


Рис. 10.27. Поперечний переріз витків цанги: мінімальний (а) і максимальний (б)

Щоб спростити вирішення задачі прийнято середнє значення без урахування конуса тому, що $\cos \alpha = \cos 10^\circ \approx 0,95$ (рис.10.28):

$$a_{\text{ср}} = \frac{D}{2} - \frac{d_0}{2} - y, \quad y = \frac{B}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad \text{Тоді } a_{\text{ср}} = \frac{D-d_0}{2} - \frac{B}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha;$$

$$b_{\text{ср}} = \frac{B}{n} \approx T_b - \text{кут гвинтової лінії цанги-пружини};$$

$$n - \text{кількість виток різьби, точніше } b_{\text{ср}} = T_b - h,$$

h – ширина прорізи.

Можна прийняти $R = C_{Ц} \cdot \Delta$, тоді $S_0 = C_{Ц} \cdot \Delta \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \phi_2)$.

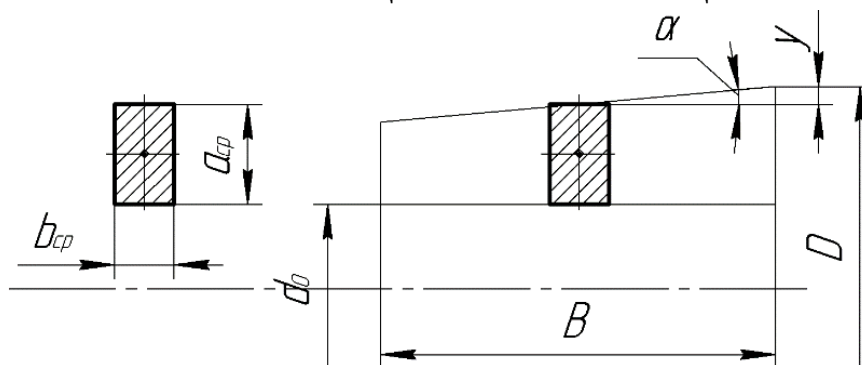


Рис. 10.28. Розрахунок середнього значення поперечного витка різьби щоб спростити вирішення задачі

Після вибірки зазору при натязі системи утворюється радіальна сила затиску T_{Σ} використовуючи осьову силу:

$$S_H = T_{\Sigma} \cdot ctg(\alpha + \phi_2).$$

Сила T_{Σ} повинна забезпечити непрокручування інструменту при дії моменту різання:

$$T_{\Sigma} \geq \frac{2M_p}{d \cdot \mu},$$

де μ - коефіцієнт тертя між цангою та інструментом.

У такий спосіб, щоб забезпечити надійний затиск у статиці без врахування дії відцентрових сил, потрібно створити осьову силу:

$$S_{\Sigma} = S_0 + S_H = C_{\text{Ц}} \cdot \Delta \cdot ctg(\alpha + \phi_2) + T_{\Sigma} \cdot ctg(\alpha + \phi_2) = (C_{\text{Ц}} \cdot \Delta + T_{\Sigma}) \cdot ctg(\alpha + \phi_2),$$

$$S_{\Sigma} = (C_{\text{Ц}} \cdot \Delta + T_{\Sigma}) \cdot ctg(\alpha + \phi_2).$$

Тиск, який створює сила R :

$$P_2 = \frac{R_r}{S_{\text{ЗВН}}},$$

де $S_{\text{ВН}}$ – площа зовнішньої поверхні цанги, $S_{\text{ЗВН}} = b_{\text{ср}} \cdot 2\pi \cdot R_r \cdot n$; n – кількість витків; R_r – зовнішній радіус цанги.

Тиск, що утворює сила T_{Σ} :

$$P_1 = \frac{T_{\Sigma}}{S_{\text{ВН}}},$$

де $S_{\text{ВН}}$ – площа внутрішньої поверхні цанги, $S_{\text{ВН}} = b_{\text{ср}} \cdot 2\pi \cdot r_r \cdot n$; r_r – внутрішній радіус цанги [5].

Літературні джерела до глави 10

1. Агрегатно-модульне технологічне обладнання нового покоління, його оснащення та інструментальне забезпечення. ч.3, під ред Ю.М.Кузнєцова -Кіровоград, 2003, – 507с.

2. ДСТУ 3575-97 “Патентні дослідження. Основні положення та порядок проведення”; URL: https://dnaop.com/html/62446/doc-ДСТУ_3575-9

3. Кузнєцов Ю.Н., Вачев А.А., Иванов Г.И., Стоянов П.Т. Зажимные и фиксирующие механизмы для автоматов

инструментального производства // Технология и автоматизация машиностроения. – 1982. – №30.-с.41-46

4. Кузнецов Ю.Н., Волошин В.Н., Неделчева П.М., Эль Дахаби Фарук Зажимные механизмы для высокоскоростной и прецизионной обработки резанием: Монография - К.:ООО «ЗМОК» – ООО «ГНОЗИС». Ч.1, 2009.

5. Кузнецов Ю.Н., Фиранский В.Б., Гуменюк О.А.Инструментальные зажимные патроны: Монография – К.: ООО «ГНОЗИС», 2012

6. Кузнецов Ю.М., Гуменюк О.А. Високоточні надшвидкісні патрони для хвостового різального інструменту // Вісник НТУУ "КПІ", серія машино-будування.-2004.-№ 45.-С.80-83.

7. Кузнецов Ю.М., Гуменюк О.А., Рудковський А.М., Хасан Аль-Дабас Принципи створення інструментальних прецизійних затискних патронів для високошвидкісної обробки // Збірник наукових праць КНТУ «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація». – Кіровоград, №17. – 2006. с.134-141.

8. Кузнецов Ю.Н., Неделчева П.М., Хасан Аль-Дабас Системно-морфологический подход при синтезе широкодиапазонных эксцентриковых сверлильно-фрезерных патронов //Известия на Технический университет Габрово. – том 33. -2006 с.3-8.

9. Кузнецов, Ю.Н. Вачев А.А., Максимов Й.Т. Фрезерные патроны без ключа // Машиностроитель. – 1989. – №3.

10. Кузнецов Ю.М. Роль науки в розвитку цільових механізмів і верстатного оснащення в Україні; URL: http://library.ztu.edu.ua/e-copies/Zbirnyk/Process_obrobky_5_1/176.pdf

11. Майбутнє верстатобудування України–серцевини машинобудування в умовах Industry-4.0; URL:

http://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/22697/2/ETME_2017_Kuznetsov_Yu-Future_of_ukraines_machine_15-18.pdf

12. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник. / Ю.Н. Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Ц. Цървеников; под ред. Ю.Н. Кузнецова. - К.: Техника; София; Гос. изд-во "Техника", 1988-222 с.

13. Хамуйела Ж.А.Герра, Кузнецов Ю.Н., Хамуйела Т.О. Генетико-морфологический синтез зажимных патронов: монография, под ред. Ю.Н.Кузнецова.-Луцк: Вэжа-Друк, 2017.- 328 с

Винаходи і корисні моделі

14. Патент України на винахід №114536. Затискний патрон / Кузнецов Ю.М., Цвид Т.А. №а201505989; Заявл.17.06.2015; Опубл. 26.06.2017; Бюл. №12

15. Патент України на винахід №86659. Затискний патрон / Кузнецов Ю.М., №а200705661; Заявл. 22.05.2007; Опубл. 12.05.2009; Бюл. №9.

16. Патент України на корисну модель №124167. Затискний патрон / Кузнецов Ю.М., Придальний Б.І., №u201710023; Заявл. 17.10.2017; Опубл. 26.03.2018; Бюл. №6.

17. Патент України на корисну модель №132598. Затискний патрон / Новік. М. А., Юрчишин О. Я. №u201803748; Заявл. 06.04.2018; Опубл. 11.03.2019; Бюл. № 5.

18. Патент України на корисну модель №26781. Затискний патрон / Кузнецов Ю.М., №u200714830; Заявл. 25.04.2007; Опубл. 10.10.2007; Бюл. № 16.

19. Патент України на корисну модель №30467. Затискний патрон / Кузнецов Ю.М., Кузнецов Д.О., Грисюк О.В., Фіранський В.Б. №u200712676; Заявл. 15.11.2007; Опубл. 25.02.2008.

20. Патент України на корисну модель №31595. Затискний патрон / Новік. М. А., Юрчишин О. Я. №u200714830; Заявл. 26.12.2007; Опубл. 10.04.2008; Бюл. №7.

21. Патент України на корисну модель №43532. Інструментальний затискний патрон / Кузнецов Ю.М., Фіранський В.Б., Хилько А.О., Журибеда С.П. №u200901517; Заявл. 23.02.2009; Опубл. 25.08.2009; Бюл. №16

22. Патент України на корисну модель №90481. Гідромеханічний затискний патрон / Кузнецов Ю.М., Хамуйєла Ж.А.Герра №u201400185

23. Патент України на корисну модель №93291. Затискний патрон / Новік. М. А., Музиченко В.В. №u200714830; Заявл. 17.04.2014; Опубл. 25.09.2014; Бюл. №18.

11. Передумови використання системно-морфологічного підходу і теорії фракталів з метою створення лещат для затиску об'єктів складної форми

Для пошуку і прогнозування нових рішень лещат в умовах викликів сучасності [4, 9, 10] була розроблена морфологічна модель – таблиця (табл. 1) [3, 5-8, 12, 15], яка може розширюватися з появою нових ідей.

Таблиця 11.1.

Морфологічна модель лещат

1. Привід затиску (ПЗ)	2. Перетворювач (ПТ)	Затискні елементи (ЗЕ)			Об'єкт затиску (ОЗ)	
		3. Стан	4. Виконання	5. Вид рухомості	6. Кількість	7. Форма
1.1. Ручний	2.1 Гвинтовий	3.1 Твердотільні цільні плоскі	4.1 Одномістне симетричне	5.1 Поступовий	6.1 Один	7.1 Правильна
1.2. Електро-механічний	2.2 Важільний	3.2 Твердотільні призматичні	4.2 Одномістне несиметричне	5.2 Поступово-обертовий	6.2 Кілька в один ряд	7.2 Складна
1.3. Гідравлічний	2.3 Спіральний	3.3 Твердотільні складені	4.3 Багатомістне симетричне в один ряд	5.3 Поступово-обертовий-обертовий	6.3 Кілька в декількох рядах	7.3 Комбінована
1.4. Пневматичний	2.4 Плунжерний	3.4 Плинні	4.4 Багатомістне симетричне в кілька рядів	5.4 Поступово-обертовий-обертовий багатократно		
1.5. Електро-магнітний	2.5 Клиновий	3.5 Рідинні	4.5 Багатомістне несиметричне в один ряд	5.5 Обертовий		
1.6. Гідро-(пнеumo-)механічний	2.6 Зубчастий	3.6 Сипучі	4.6 Багатомістне несиметричне в кілька рядів			
	2.7 Пружний					
	2.8 Комбіново					

Для збереження конфіденційності її можна подати у вигляді морфологічної множини – повної морфологічна матриці [3]

$$M_{лщ} = M_{ПЗ} \times M_{ПТ} \times M_{ЗЕ} \times M_{ОЗ},$$

де $M_{ПЗ}$ – матриця приводу затиску (ПЗ) (ознака 1); $M_{ПТ}$ – матриця перетворювача (ПТ) (ознака 2); $M_{ЗЕ}$ – матриця затискних елементів (ЗЕ) з ознаками стану (3), виконання (4), виду рухомості (5); $M_{ОЗ}$ – матриця об'єкту затиску з ознаками кількості (6) та форми (7):

$$M_{ЛЩ} = \begin{array}{c} \left| \begin{array}{c} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \\ 1.4 \\ 1.5 \\ 1.6 \end{array} \right| \times \begin{array}{c} \left| \begin{array}{c} 2.1 \\ 2.2 \\ 2.3 \\ 2.4 \\ 2.5 \\ 2.6 \\ 2.7 \\ 2.8 \end{array} \right| \times \begin{array}{c} \left| \begin{array}{ccc} 3.1 & 4.1 & 5.1 \\ 3.2 & 4.2 & 5.2 \\ 3.3 & 4.3 & 5.3 \\ 3.4 & 4.4 & 5.4 \\ 3.5 & 4.5 & 5.5 \end{array} \right| \times \left| \begin{array}{cc} 6.1 & 7.1 \\ 6.2 & 7.2 \\ 6.3 & 7.3 \end{array} \right| \end{array}.$$

Це дає загальну кількість варіантів рішення:

$$N_{ЛЩ} = 6 \times 8 \times 5 \times 6 \times 5 \times 3 \times 3 = 64800.$$

Для зменшення поля пошуку і зручного представлення моделі запропонована усічена матриця з суттєвим зменшенням варіантів рішення:

$$M_{ЛЩ}^1 = \begin{array}{c} \left| \begin{array}{c} 1.1 \\ 1.2 \end{array} \right| \times \begin{array}{c} \left| \begin{array}{c} 2.1 \\ 2.2 \\ 2.3 \\ 2.4 \\ 2.5 \end{array} \right| \times \begin{array}{c} \left| \begin{array}{ccc} 3.1 & 4.1 & 5.1 \\ 3.2 & 4.2 & 5.2 \\ 3.3 & 4.3 & 5.3 \end{array} \right| \times \left| \begin{array}{cc} 6.1 & 7.1 \\ 6.2 & 7.2 \end{array} \right| \end{array}.$$

Це дає загальну кількість варіантів рішення:

$$N_{ЛЩ}^1 = 2 \times 5 \times 3 \times 6 \times 3 \times 1 \times 2 = 1080.$$

Для ручного ПЗ, який застосовується переважно в слюсарних лецатах (альтернатива 1.1) і електромеханічного ПЗ, який використовується в машинних лецатах (альтернатива 1.2) з розповсюдженим гвинтовим ПТ (альтернатива 2.1) запишемо кортежі морфологічної множини у вигляді морфологічних формул (сполучення альтернатив кожної ознаки) для ОЗ правильної форми (альтернатива 7.1) $X_1 - X_8$ і складної форми

типу "шарнірний палець рульової тяги автомобіля" (альтернатива 7.2) X_9 та X_{10} (рис.11.1):

$X_1 = (1.1) - (2.1) - (3.1 - 4.1 - 5.1) - (6.1) - (7.1) - \text{поз. "а"}$

$X_2 = (1.1) - (2.1) - (3.1 - \mathbf{4.2} - 5.1) - (6.1) - (7.1) - \text{поз. "б"}$

$X_3 = (1.1) - (2.1) - (\mathbf{3.2} - 4.1 - 5.1) - (6.1) - (7.1) - \text{поз. "в"}$

$X_4 = (1.1) - (2.1) - (\mathbf{3.2} - \mathbf{4.2} - 5.1) - (6.1) - (7.1) - \text{поз. "г"}$

$X_5 = (1.1) - (2.1) - (\mathbf{3.3} - 4.1 - 5.1) - (6.1) - (7.1) - \text{поз. "д"}$

$X_6 = (1.1) - (2.1) - (\mathbf{3.3} - \mathbf{4.2} - 5.1) - (6.1) - (7.1) - \text{поз. "е"}$

$X_7 = (1.1) - (2.1) - (\mathbf{3.3} - 4.1 - \mathbf{5.3}) - (6.1) - (7.1) - \text{поз. "ж"}$

$X_8 = (1.1) - (2.1) - (\mathbf{3.3} - \mathbf{4.2} - \mathbf{5.3}) - (6.1) - (7.1) - \text{поз. "з"}$

$X_9 = (1.1) - (2.1) - (\mathbf{3.3} - 4.1 - \mathbf{5.2}) - (6.1) - (7.2) - \text{поз. "і"}$

$X_{10} = (1.1) - (2.1) - (\mathbf{3.3} - 4.1 - \mathbf{5.3}) - (6.1) - (7.2) - \text{поз. "к"}$

Примітка: жирним шрифтом позначені альтернативи, що відрізняються від варіанту X_1 .

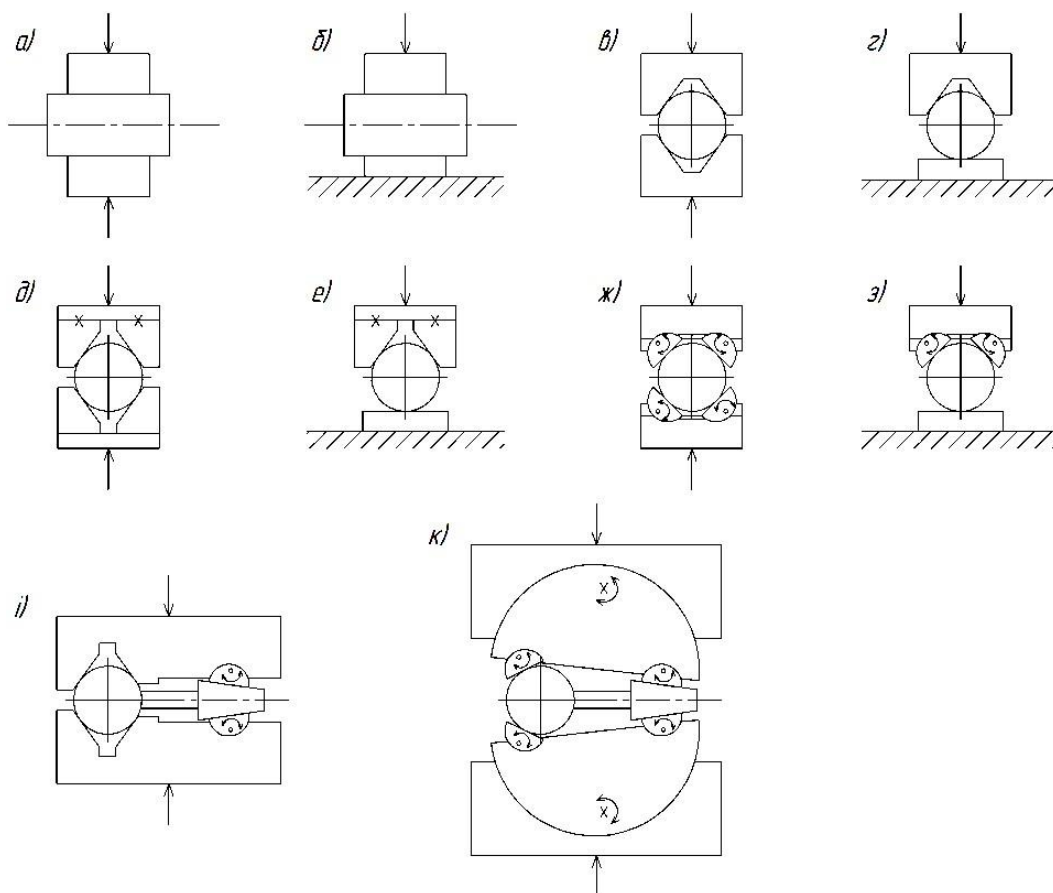


Рис. 11.1. Варіанти затиску об'єктів правильної (а – з) і складної (і, к) форми

Виконані попередні пошукові дослідження і патент США № 1059545 [21] наштовхнули на думку звернутися до теорії фракталів і історії їх виникнення [13, 16]. **Фрактал** (від лат. *fractus* – подрібнений, дробовий) – у побутовому розумінні часто означають як деяку нерегулярну, самоподібну структуру. Більш строге означення фрактала вимагає глибоких знань із курсів алгебри і математичного аналізу. Поширеним є розуміння фрактала як множини, яка має властивість самоподібності (аналог "матрьошка"), тобто такої множини, що складається з частин, які є подібними до неї самої.

Однак, слід зауважити, що не всі самоподібні множини є фрактальними і не всі фрактальні множини є самоподібними. Наприклад, будь-який відрізок є самоподібною множиною, але водночас він не є фракталом. Водночас існують фрактальні множини, які не є самоподібними.

Термін "фрактал" увів в 1975 р. французький математик Бенуа Мандельброт [17, 18]. Польський математик Вацлав Серпинський запропонував фрактальні структури різної геометричної форми [20], які успішно можна використовувати в техніці. Переконливим прикладом стали роботи по створенню різних антен [14].

Розглянемо деякі структури Серпинського, що вдало підходять для створення і моделювання універсальних лещат типу "фрактальні лещата".

На рис. 11/2 представлений трикутник Серпинського, отриманий в результаті наступних 4-х циклів побудови:

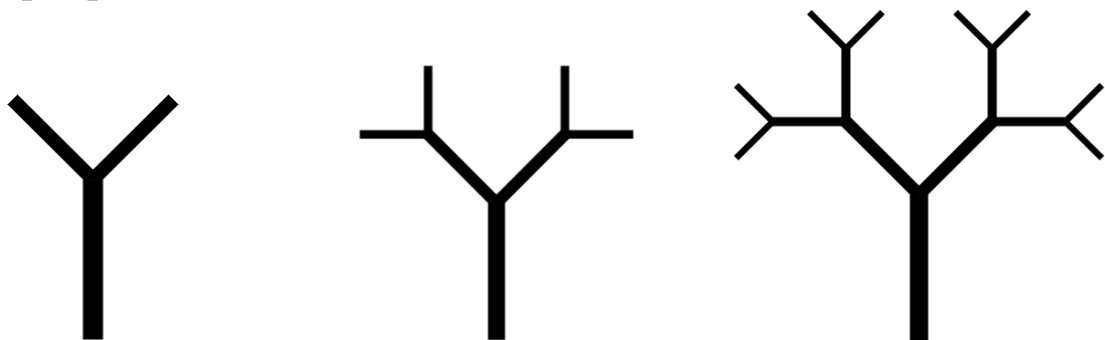
- береться рівносторонній трикутник, котрий є основою для побудови фрактала (ітерація 0);
- даний трикутник розбивається на 4 рівносторонніх трикутника і в отриманій фігурі видаляється центральна частина (ітерація 1);
- для кожного з отриманих менших трикутників попередній крок повторюється (ітерації 2, ітерація 3, ітерація 4).



Ітерація 0 Ітерація 1 Ітерація 2 Ітерація 3 Ітерація 4

Рис. 11.2. Трикутник Серпинського

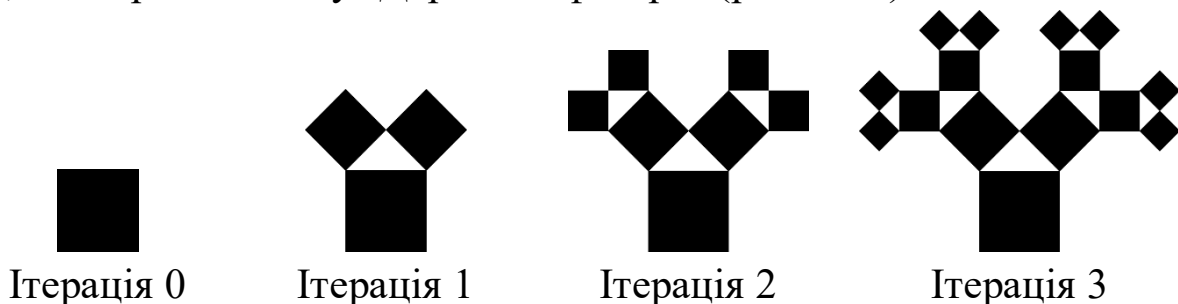
Цікаві фрактали, які нагадують дерева (рис. 11.3 та 11.4). Вони містять однакову структуру, розмір котрої зменшується на кожному наступному кроці (рис. 11.3). Існує кілька різних типів таких фракталів у вигляді дерева Піфагора (рис. 11.4) і множини Кантора (рис. 11.5).



Ітерація 0 Ітерація 1 Ітерація 2

Рис. 11.3. Побудова фракталу "Дерево "

Для доведення теореми Піфагора будується фігура – прямокутник (ітерація 0), з одної сторони якого на кінцях розташовані квадрати таким чином, що утворюють разом із стороною квадрата порожнину – трикутник (ітерація 1). Якщо цей процес продовжити, будується фрактал (ітерація 2, ітерація 3), що отримав назву "Дерево Піфагора" (рис. 11.4).



Ітерація 0 Ітерація 1 Ітерація 2 Ітерація 3

Рис. 11.4. Побудова фракталу "Дерево Піфагора"

Фрактал (множина) Кантора був отриманий німецьким математиком Георгом Кантором. Він будується з відрізка $[0, T]$ послідовним видаленням його центральної частини визначеного розміру (наприклад, третини). Операція повторюється для кожного з отриманих двох сегментів, і так до нескінченності. На рис. 11.5 представлена множина Кантора після шести перших ітерацій.

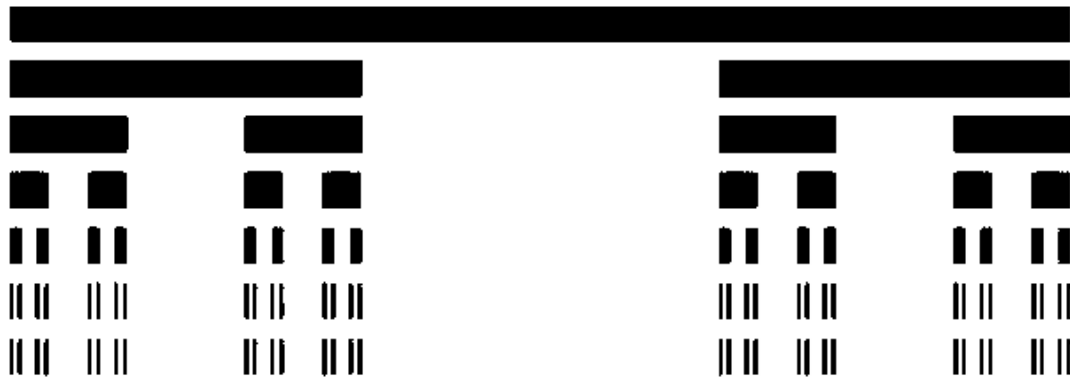


Рис. 11.5. Одномірна множина Кантора

Ефективність розробленої морфологічної моделі (табл. 11.1) підтверджується тим, що в просторі множини рішень знаходиться і патент США №1059545 (рис. 11.6, 11.7) [21], який описується морфологічною формулою: 1.1–2.1–3.3–4.1–5.4–6.1–7.2, а поз.1, 2, 3, 4 відповідають поворотним ЗЕ з осями повороту на кути α_1 , α_2 , α_3 , α_4 , в поз. 5 розташований гвинт 6 для поступового переміщення ЗЕ.

Аналіз вище наведених передумов дозволили зробити наступні висновки:

1. Слюсарні і машинні лещата широко використовуються в механоскладальному виробництві і побуті. Але їх функціональні можливості обмежені тим, що їх переважна більшість пристосована для затиску циліндричних предметів (деталей) і предметів з плоскопаралельними сторонами.

2. В механоскладальному виробництві, побуті і виконанні ремонтних робіт в аграрно-промисловому комплексі стає питання затиску предметів сферичних, клинових, конусних і неправильної форми.

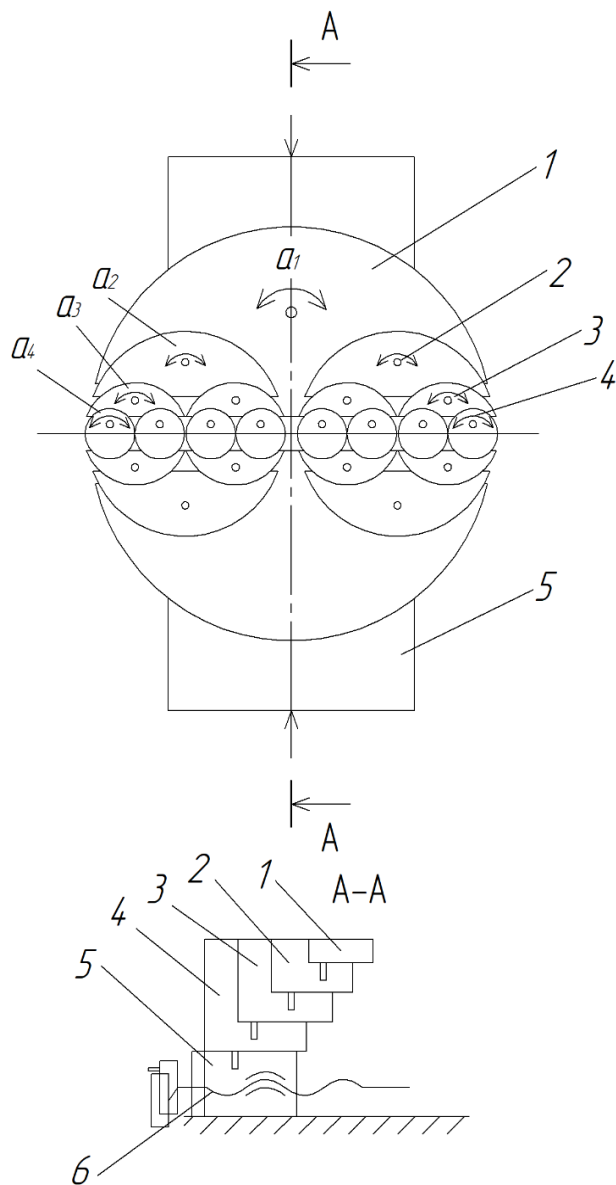
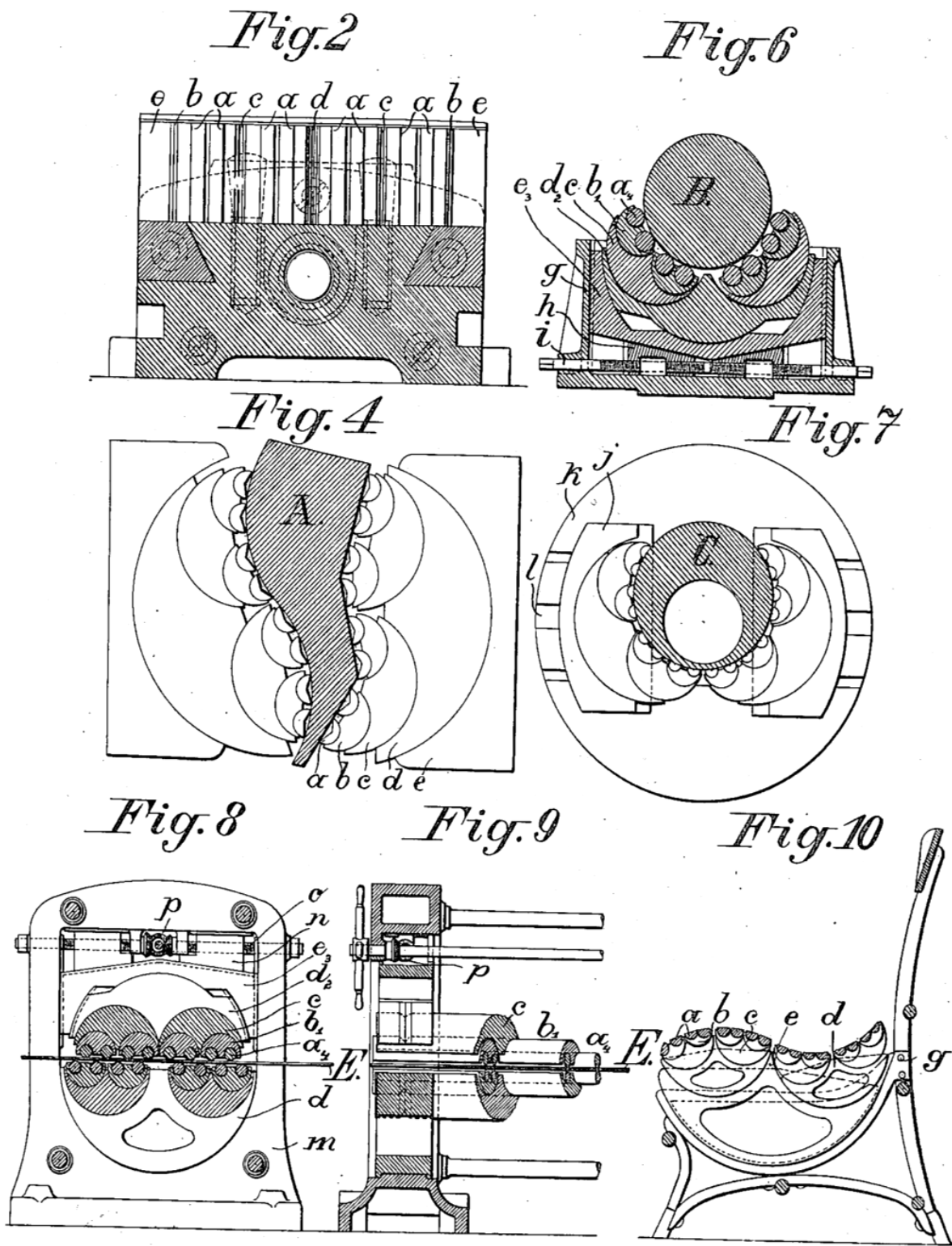


Рис. 11.6. Схема фрактальних лещат по патенту США № 1059545 з ручним приводом затиску (ПЗ) і гвинтовим перетворювачем (ПТ)

3. Над створенням таких лещат працюють різні фахівці і фірми, але поки що поставлена науково-технічна задача не вирішена і потребує додаткових досліджень, що визначає їх актуальність.

4. Вперше запропонована морфологічна множина універсальних лещат з врахуванням досягнень в теорії фракталів і альтернативами нових ознак стану, виду виконання і рухомості затискних елементів, а також з написанням морфологічних формул лещат [1, 2].



Witnesses:
 B. Rommers
 E. Beckert.

Inventor:
 Paulin Karl Künze
 By Henry Gottlieb
 Att.

Рис. 11.7. Патент США № 1059545

5. З використанням запропонованого підходу [3, 11, 15], можливо спрогнозувати нові технічні рішення універсальних лещат на рівні винаходів для виготовлення, дослідження і подальшої комерціалізації у вигляді трансферу технологій.

Літературні джерела до глави 11

1. Гао Сінмін, Данильченко Е.І., Парківський С.А., Кузнецов Ю.М. Використання теорії фракталів в машинобудуванні на прикладі створення універсальних лещат //Технічні науки в Україні: сучасні тенденції розвитку: Матеріали III Всеукраїнської науково-технічної інтернет-конференції м. Ізмаїл-Київ, 18–19.11.2021 р. – С.58-60.

2. Кузнецов Ю.М., Гао Сінмін, Самойленко О.В. Передумови використання системно-морфологічного підходу і теорії фракталів при створенні лещат для об'єктів складної форми //журнал «KPI Science News», №4, 2021. – С.68-73 URL <https://doi.org/10.20535/kpissn.2021.4.261849>.

3. Кузнецов Ю.М., Гао Сінмін Використання системно-морфологічного підходу при нових пошуку лещат для затиску об'єктів правильної і складної форми // Праці XXII Міжн. наук.-техн. конф. АСПГП.-Київ, НАУ. 2021 – с.140-145.

4. Кузнецов Ю.Н. Недалёкое будущее-качественный переход от «Индустрия 4.0» к «Индустрия 5.0» //Матеріали VII Міжн. наук.-практ. конф. «Сучасні технології промислового комплексу» (СТПК-2021). Херсон, ХНТУ, 7-11.09.2021.-С.13-16.

5. Кузнецов Ю.М., Гао Сінмін Передумови створення універсальних лещат для затиску об'єктів неправильної форми // VII Міжн. наук.-техн. конф. «Технологічні комплекси 2022 (ТК-2022)», м.Луцьк, 28-30.05.2022.-С.180-182.

6. Кузнецов Ю.М., Новосьолов Ю.К., Луців І.В. Теорія технічних систем: підручник–Севастополь: СевНТУ, 2011.–246 с.

7. Кузнецов Ю.Н., Хамуйела Ж.А. Герра, Хамуйела Т.О. Морфологический синтез станков и их механизмов: Монография. Под ред. Ю.Н. Кузнецова – К.: ООО «Гнозис», 2012 – 416 с.

8. Кузнецов Ю. М. Теория развязания творческих задач. — К.: — ТОВ «ЗМОК» — ПП «Гнозис», 2003. — 294с.
9. Кузнецов Ю.Н. Вызовы четвертой промышленной революции «Индустрия 4.0» перед учеными Украины //Вестник ХНТУ, №2 (61), 2017.-с.67-75.
10. Кузнецов Ю.Н. Новейшие технологии и роль человека в приближающейся промышленной революции «Индустрия 5.0» //Интеграція освіти, науки та бізнесу в сучасному середовищі: літні диспути: тези доп. III Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції, 11-12 серпня 2021 р. – Дніпро, Україна, 2021. – 477 с. (с.365-366)
11. Кузнецов Ю.М., Крижанівський В.А., Хамуйєла Т.О. Системно-морфологічний підхід при створенні затискних пристроїв для затиску призматичних заготовок // Наукові праці КНТУ. – 2004. - № 5.
12. Одрин В. М. Метод морфологического анализа технических систем. – М.: ВНИИПИ, 1989. – 312 с.
13. Працьовитий Микола Фрактальний підхід у дослідженнях сингулярних розподілів. Київ: НПУ імені М.П.Драгоманова, 1998.- 296 с.
14. Слюсар. В. Основные понятия теории и техники антенн. Антенные системы евклидовой геометрии. Фрактальные антенны. SMART-антенны. Цифровые антенные решетки (ЦАР). ММО–системы на базе ЦАР. Разделы 9.3—9.8 в книге «Широкополосные беспроводные сети передачи информации». / Вишнеvский В. М., Ляхов А. И., Портной С. Л., Шахнович И. В. — М.: Техносфера. — 2005. с. С. 498—569.
15. Тринг М., Лейтуэйт Э. Как изобретать? / Пер. с англ. А. С. Доброславского; под. ред. и предисл. В. В. Партикеева. – М.: Мир, 1980. - 172 с.
16. <https://uk.wikipedia.org/wiki/Фрактал>
17. Mandelbrot, Benoît . Fractals: Form, chance, and dimension . San-Francisco: Freeman 1977. -с. 346.

18. Mandelbrot Benoit B. The fractal geometry of nature. Vol. 173. New York: Freeman. Macmillan, 1983.- c. 540.

19. Yurii Kuznietsov, Gao Xingmin New look to creation of vises for objects of difficultform with the use of morphological approach and theory of fractals //Journal of the Technical University of Gabrovo 64 (2022), p.p. 1-4

20. Sierpinski, Waclaw. Sur une courbe dont tout point est un point de ramification // Comptes rendus hebdomadaires des séances de l'Académie des sciences. - Paris. – Tome 160, Janvier - Juin 1915. - Pp. 302 – 305.

Патенти

21. Patent USA No 1,059,545 “Device for obtaining intimate Contact with, engaging, or clamping bodies of any shape” /Paulin Karl Kunze. Applied March 21,1912. Serial No. 685,288. Patented Apr.22,1913.

12. Теоретичні дослідження впливу лещат на процес фрезерування

На теперішній час відсутні роботи по дослідженню впливу лещат, як пристосування, на динамічну систему верстата, основними елементами якої є пружна система (ПС), робочі процеси тертя, різання, процеси в двигунах [6]. ПС включає верстат, пристосування, інструмент, деталь.

Мета досліджень – розробити схему фрезерного верстата і побудувати його динамічну модель з виділенням лещат згідно досягнень в теорії динаміки верстатів і машин.

Для досягнення поставленої мети розроблена спрощена схема вертикально-фрезерного верстата (рис. 12.1), на якій дії на ПС процесів тертя, різання (фрезерування) і процесів в двигунах D (D_r, D_v, D_f, D_l) позначені через F (F_r, F_v), F_f і M (M_r, M_v, M_f, M_l).

При досконалому вивченні процесів, які відбуваються при затиску об'єктів складної форми у фрактальних лещатах з різною кількістю рівнів розташування самовстановлюючих губок (можливо з однієї або двох сторін) динамічна модель буде уточнюватися і описуватися різними математичними моделями, зокрема, системою диференціальних рівнянь [1, 6].

Умовна схема багатоконтурної замкненої динамічної системи верстата, крім дій F, F_f і M , містить зовнішнє збудження $f(t)$ на ПС, переміщення y , які викликані внаслідок цих збуджень, і зміни настроювання $y(t)$ робочого процесу. При дослідженні процесу різання багатоконтурну динамічну систему для спрощення умовно заміняємо на одноконтурну (рис. 12.2), що складається з процесу різання (фрезерування) і еквівалентної пружної системи (ЕПС), до якої приведені інші елементи системи.

При формуванні ЕПС виділяємо систему «інструмент (фреза)–об'єкт затиску (деталь)–лещата (затискні елементи-губки, привід затиску). В цьому випадку при послідовному з'єднанні

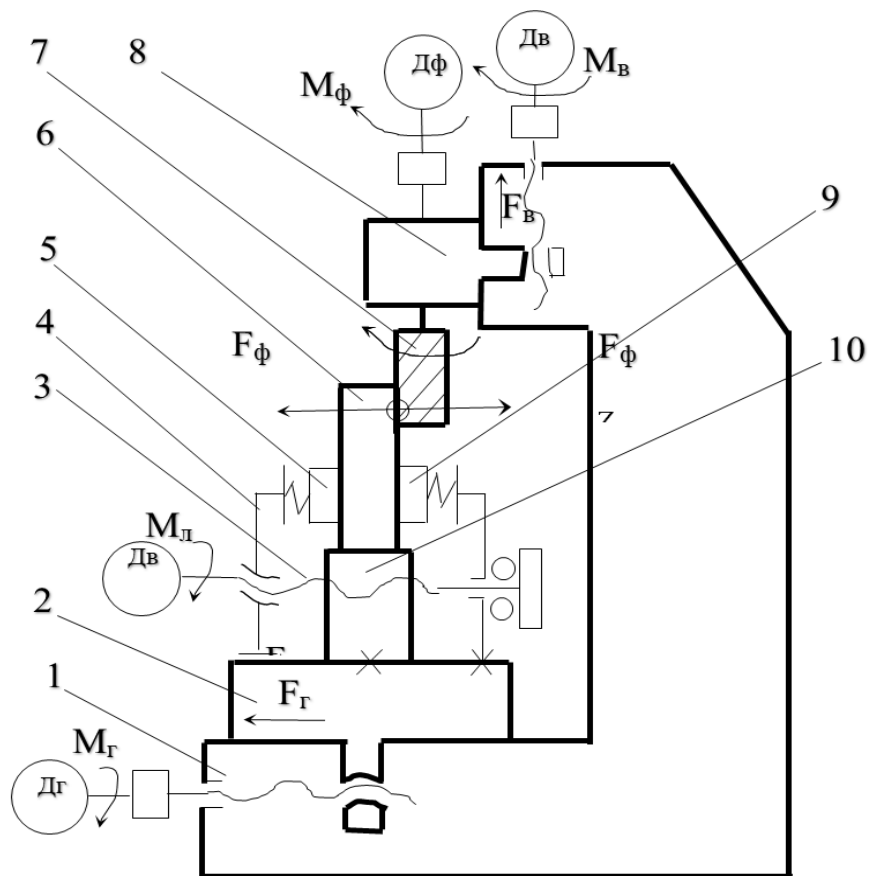


Рис. 12.1. Спрощена схема фрезерного верстата з лещатами:
 1—верстат; 2—робочий стіл; 3—гвинтова пара приводу затиску;
 4—лещата; 5,9—затискні елементи-губки; 6—об’єкт затиску-деталь;
 7— фреза; 8—шпиндельна бабка; 10—упор для деталі

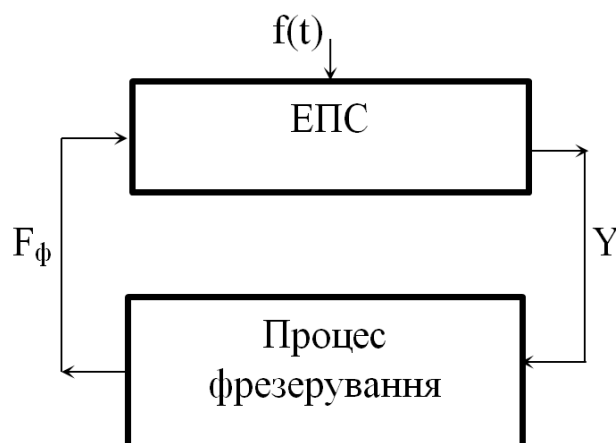


Рис.12.2. Одноконтурна еквівалентна динамічна система
 верстата при дослідженні процесу фрезерування

для визначення приведеної жорсткості системи складаються їх піддатливості [3, 7, 8]:

$$e_{фл} = e_{ф} + e_{д} + e_{л}, \quad (1)$$

де $e_{фл} = 1/ C_{фл}$; $e_{ф} = 1/C_{ф}$; $e_{д} = 1/C_{д}$; $e_{л} = 1/C_{л}$; $C_{фл}$, $C_{ф}$, $C_{д}$, $C_{л}$ – відповідно жорсткості системи «фреза-лещата», фрези, деталі, лещат.

Тоді приведена жорсткість системи «фреза-лещата»:

$$C_{фл} = C_{ф} C_{д} C_{л} / [C_{л} (C_{ф} + C_{д}) + C_{ф} C_{д}] \quad (2)$$

Якщо розглянути тільки підсистему «лещата (затискні елементи-губки, привід затиску)», то її приведена жорсткість буде:

$$C_{л} = C_{г} C_{пз} / (C_{г} + C_{пз}), \quad (3)$$

де $C_{г}$, $C_{пз}$ – відповідно жорсткості губок і приводу затиску.

В приводі затиску твердотільного виконання, крім контактних деформацій [5], можливі люфти від проміжків, які утворюються в межах конструктивних допусків для переміщення і технологічного виконання для забезпечення шорсткості поверхонь контактуючих пар.

Переважна більшість лещат мають привід затиску у вигляді самогальмуючої пари гвинт – гайка ковзання. В результаті жорсткість приводу затиску $C_{пз}$ завжди буде набагато менше жорсткості $C_{г}$ цільних губок. Позначим через a (альфа) співвідношення $C_{г} / C_{пз}$.

Тоді рівняння (3) прийме наступний вигляд:

$$C_{л} = C_{г} [1/a_{г} (1 + 1/a_{г})] \quad (4).$$

Оскільки $C_{пз} = C_{г} / a_{г}$, то вплив конструктивного виконання приводу затиску і затискних губок на конструкцію лещат при подальших статичних і динамічних дослідженнях можна уявити графіком, де по осі ординат $C_{л} / C_{г}$, а по осі абсцис $a_{г}$ (рис.12.3).

В лещатах розповсюдженими є дві схеми затиску деталі: притискання деталі Д до жорсткого упору (рис. 12.4, а) і стискання деталі Д з дох сторін (рис. 12.4, б). При першій схемі з одного боку розташована рухома Г, а з другого – жорсткий упор, який при розрахунках і дослідженнях можна вважати абсолютно жорстким для спрощення. При другій схемі треба враховувати жорсткості обох губок Γ_1 і Γ_2 .

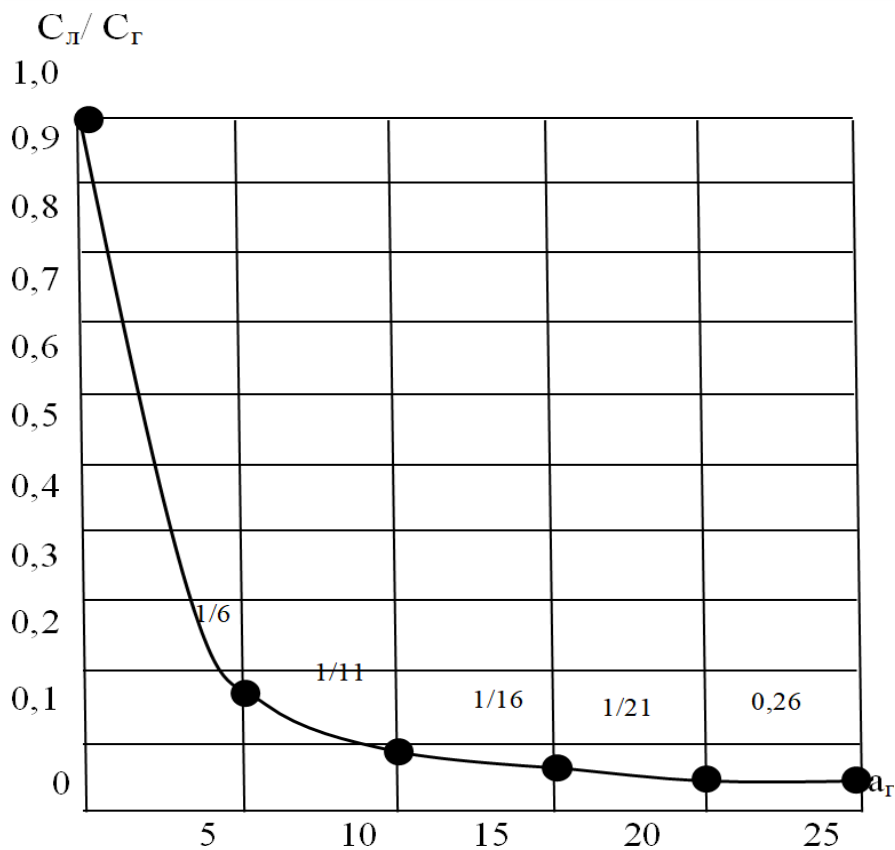


Рис. 12.3. Картина тенденції впливу конструктивного виконання приводу затиску і затискних губок лещат на їх жорсткість

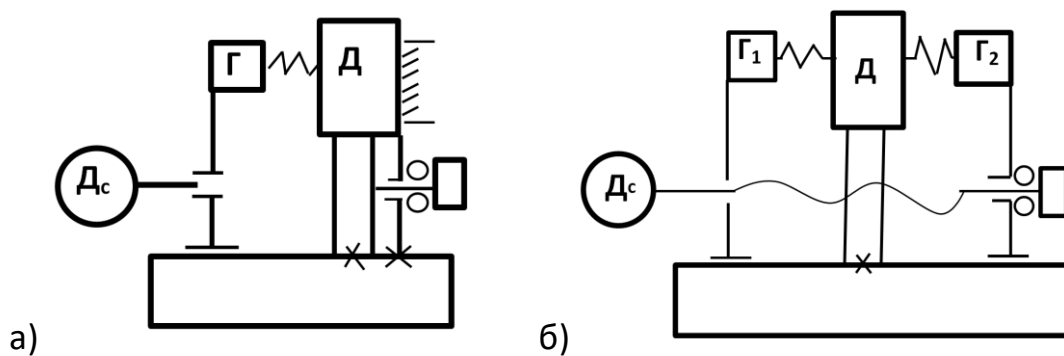


Рис.12.4. Схеми лещат з розташуванням затискних губок з однієї сторони (а) і двох сторін (б)

Нижче розглянемо приклади визначення приведеної жорсткості з різним конструктивним виконанням затискних губок на різних рівнях з точки зору розширення функціональних можливостей по формі деталей, що затискаються (прості, складні, будь-якої форми) і оцінювання зміни приведеної жорсткості (рис.12.5).

Для кожного виконання лещат, починаючи з традиційних плоских губок (рис.12.5, а) при введенні послідовно у фрактальних лещатах з подвоєнням кількості губок, що самоустановлюються і прилаштовуються до складної поверхні об'єкту, змінюється процес затиску.

В подальших роботах треба провести експериментальні дослідження фрактальних лещат з різною кількістю губок при врахуванні матеріалу і якості їх виготовлення, змащування та впливу інших різних факторів. Крім того доцільно шукати інші технічні рішення [2, 4], які будуть конкурентноспроможними на ринку.

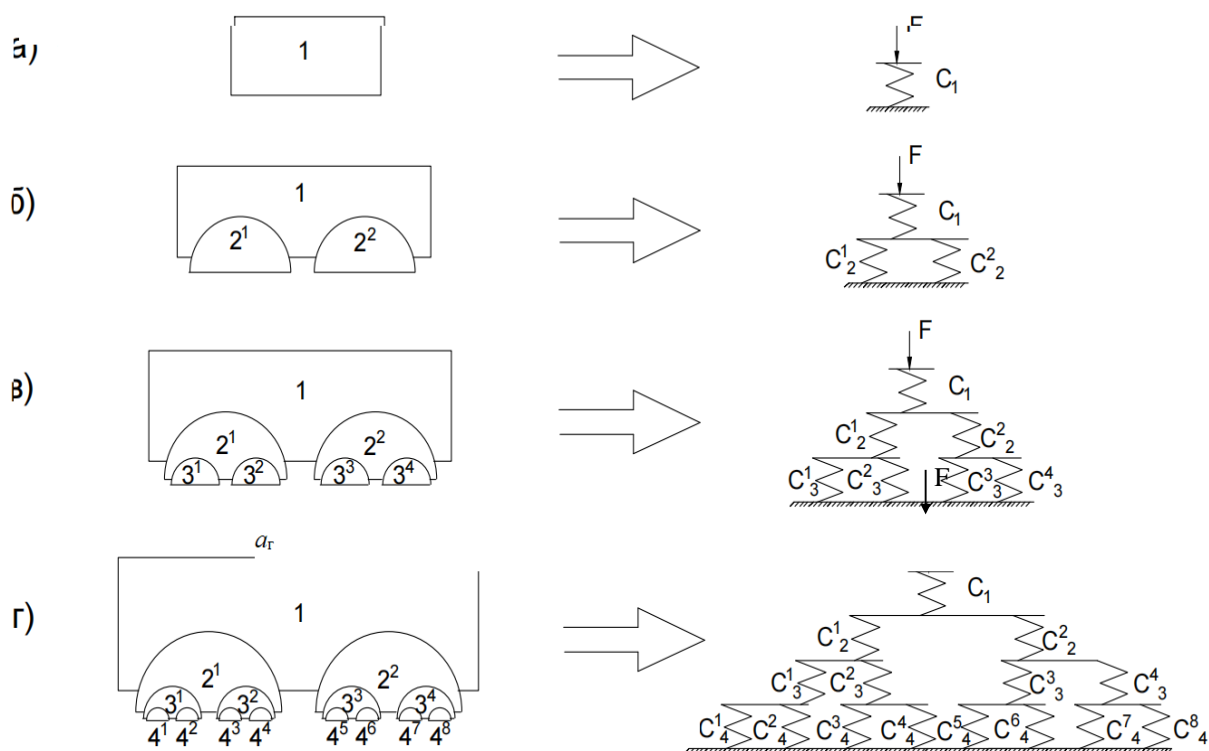


Рис.12.5. Порівняльна картина зміни жорсткості затискних губок з одного боку різних лещат: традиційні лещата з цільною губкою (а); фрактальні лещата з поворотними губками в кількості дві (б), чотири (в), вісім (г)

В результаті попередніх досліджень запропоновані наступні висновки:

- 1) Створені передумови для врахування конструктивних

особливостей лещат при визначенні їх жорсткості в технологічній системі фрезерного верстата.

2) Наведені міркування доцільно використовувати при моделюванні динамічної системи верстата.

3) Доведено, що при пошуку нових технічних рішень універсальних лещат і вибору раціональних варіантів необхідно враховувати контактну жорсткість їх затискних елементів.

4) Аналогічно приведеним коефіцієнтам жорсткості для розробки динамічної моделі відповідно до рекомендацій [6] можна враховувати приведені коефіцієнти демпфування елементів системи верстата.

Літературні джерела до глави 12

1. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими связями - К.: Изд-во АН УССР, 1961.-160с.

2. Кузнєцов Ю.М., Гао Сінмін, Самойленко О.В. Передумови використання системно-морфологічного і теорії фракталів при створенні лещат для об'єктів складної форми //Наукові вісті КПІ, №4, 2021.- с.52-57, DOI: <https://doi.org/10.20535/kpissn,2021.4.261849>.

3. Кузнєцов Ю.М., Беляєва А.Ю., Гао Сінмін Розробка динамічної моделі фрезерного верстата з врахуванням конструктивних особливостей лещат //журнал «Перспективні технології та прилади», Луцьк, 2022, Випуск №20.-с.51-56.

4. Кузнєцов Ю. М., Гао Сінмін. Використання системно-морфологічного підходу при пошуку нових лещат для затиску об'єктів правильної і складної форми // Праці XXII Міжн. наук.-техн. конф. АСПГП.-Київ, НАУ. 2021 – с.140-145.

5. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жёсткость.-М.: Машиностроение, 1971.-264 с.

6. Орликов М.Л. Динамика станков-2-е изд., перераб. и доп.-К.: Вища шк. Головное изд-во, 1989.-272 с.

7.Y.Kuznietsov, Gao Xingmin. New look to creation of vises for objects of dificalt form with the use of morphological approach and theory of fractals //Journal of the Technical University of Gabrovo, vol.64, 2022. P.p.1-4.

8. Kuznetsov Y, Byliaeva A., Gao Xingmin. The influence of the vice rigidity on the foirmation of the dynamic model of a milling lathe //International Journal of mechanical engineering and technology (IJMET), Volume 13, Issues,august 2022, p.p. 9-13, ISSNPrint; 0976-6340 and ISNN Online: 0976-6359.

13. Дослідні стенди, методики і результати експериментальних досліджень затискних механізмів і технологічного оснащення

Різні методики і стенди для експериментальних досліджень наведені в роботах [2, 4-6]. Для підтвердження теоретичних досліджень силових і жорсткісних характеристик машинних лещат виробництва Барановічського заводу верстатопристосувань (Білорусь) типу МТВ 140 (УП-616-2) розроблена методика у вигляді схем заміру (рис. 13.1).

Динамометр камерного типу 3 і динамометрична рукоятка 4 були протарировані для визначення сумарної сили затиску $T_{\Sigma} = 2T$ по індикатору I_T , а сили, що імітують силу різання P , по індикатору I_p і моменту ручного затиску M_p по індикатору I_M .

Для заміру сумарної сили затиску T_{Σ} між рухомою і нерухомою губками (рис. 13.1, а) розміщується динамометр 3, а навантаження здійснюються за допомогою динамометричної рукоятки 4. Момент ручного затиску m_p здійснюється від 0 до 140 (260) кН через 5-10 кН. Кожний замір повторюється тричі і визначається середнє значення. Експерименти виконуються при змащених (мастило марки ЦИАТИМ – 201) і незмащених (насухо витертих бензином гвинтової пари і напрямних рухомої губки) рухомих частин лещат.

Для заміру жорсткості пружної системи при навантаженні силою P в сторону рухомої губки 1 (рис. 13.1, б) використовується навантажувальний пристрій 6, який розміщується на столі фрезерного верстата. На гвинту цього пристрою встановлюється динамометр 3.

Сила P (показання індикатора I_p) змінювалася від 0 до 10 кН (навантаження) і від 10 кН до 0 (розвантаження) через 2кН. Момент ручного затиску m_p вибирався в одних експериментах 40 і 120 Нм, а в інших – 50, 100, 150 Нм. Віджиття замірювалися на різних вильотах H навантаження силою P . В одних випадках

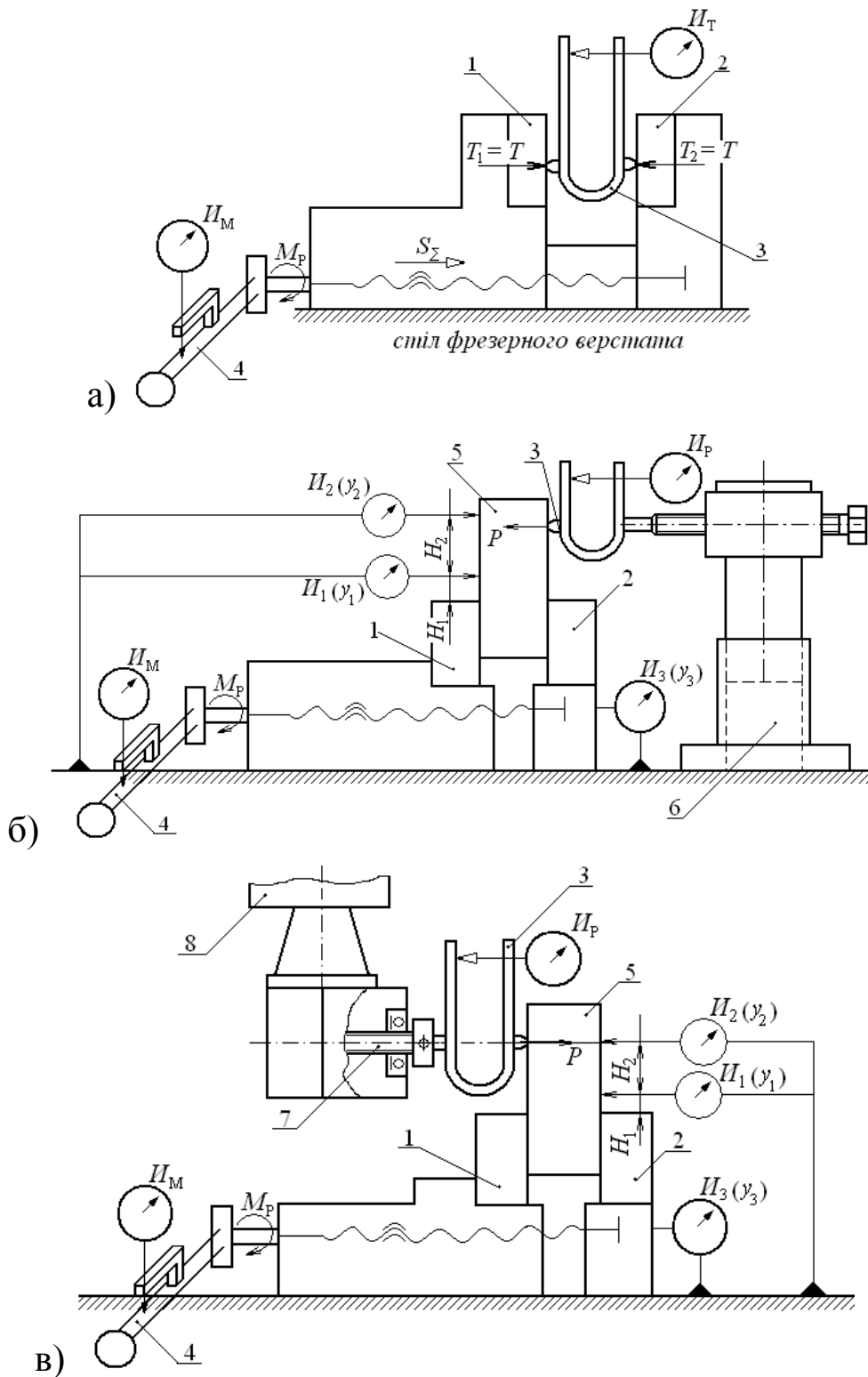


Рис. 13.1. Схеми заміру силових характеристик (а), піддатливість лещат при навантаженні на рухому (б) і нерухому (в) губки:
 1 – рухома губка; 2- нерухома губка; 3 – динамометр камер тонного типу ДС-3000; 4 – динамометрична рукоятка; 5 – деталь;
 6 – гвинтовий навантажувальний пристрій поворотного типу;

7 – гвинтовий навантажувальний пристрій; 8 – шпиндель
фрезерного верстата.

вильоти були $H_1=30\text{мм}$ і $H_1+H_2=100\text{ мм}$ ($H_2= 70\text{ мм}$ для визначення пружного кута повороту заготовки). Віджаття на цих вильотах замірювалися індикаторами I_1 (для y_1) і I_2 (для y_2). Крім того виконувалися заміри пружного віджаття корпусу лещат y_3 (показання індикатора I_3), які враховувалися при визначенні зміщень заготовки 5.

Для заміру жорсткості пружної системи при навантаженні силою P в сторону нерухої губки 2 (рис. 13.1, в) для зручності виконання експериментів використовувався навантажувальний пристрій 7, який на спеціальній оправці розміщувався в шпинделі 8 верстата. Кожний замір по віджаттю виконувався тричі і знаходилися їх середні значення.

З метою підвищення точності замірів і можливості безпосереднього запису показань на комп'ютер доцільно використовувати електронні динамометри крутного моменту китайського виробництва (рис. 13.2).



Рис. 13.2. Електронний динамометр крутного моменту
китайського виробництва

Для дослідження впливу різних факторів на жорсткість системи “лещата-деталь” [6] імітація складової сили різання P здійснювалася за допомогою навантажувального пристрою 6 (рис. 13.1, б) при навантаженні на рухому губку 1 і

навантажувального пристрою 7 (рис. 13.1, в), розташованому на шпинделі 8 або безпосередньо від шпинделя через динамометр 3 (повздовжньою подачею стола фрезерного верстата) при навантаженні на нерухому губку 2. Заміри віджаття виконувалися за допомогою індикаторів $I_1 \div I_3$ (показання деформацій $y_1 \div y_3$), розміщених на різних вильотах H_1 і H_2 . Сила P змінювалася послідовно від 0 до 10 кН (навантаження) і від 10 кН до 0 (розвантаження) через 2 кН (показання індикатора I_p).

Віджаття замірялися для різних моментів ручного затиску M_p (показання індикатора I_m), при різних вильотах H (рис. 13.3).

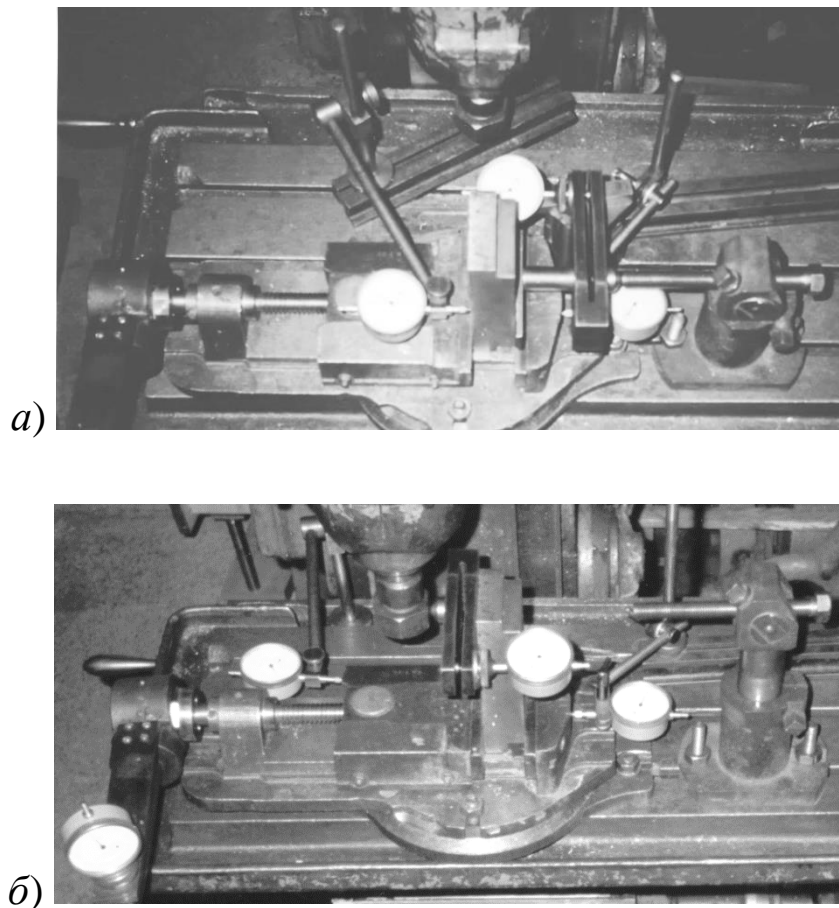


Рис. 13.3. Робоча зона фрезерного верстата з лещатами при навантаженні силою P на рухомому (а) і нерухомому (б) губок при двох вильотах H : а – малому (30 мм); б – великому (100 мм)

Результати замірів віджаття підтвердили різну жорсткість системи “лещата-деталь” при навантаженні на рухомому (віджаття δ_1) і нерухомому (віджаття δ_2) губки. Чим більше сила затиску T_Σ

(або момент M_p), тим вище жорсткість (рис. 13.4, криві 1 – для $M_p = 120 \text{ кН}$, криві 2 – для $M_p = 40 \text{ кН}$).

При зміні вильоту H коефіцієнт нерівномірності жорсткості змінюється. Чим більше виліт, тим менше коефіцієнт α_e . Наприклад, для $M_p = 120 \text{ кН}$, $H_1 = 30 \text{ мм}$ коефіцієнт $\alpha_c \approx 3$, а для $H_1 + H_2 = 100 \text{ мм}$ $\alpha_c \approx 2$. При меншій силі затиску тенденція зміни α_c на різних вильотах залишається такою ж. Наприклад, для $M_p = 40 \text{ кН}$, $H_1 = 30 \text{ мм}$ коефіцієнт $\alpha_c \approx 3$, а для $H_1 + H_2 = 100 \text{ мм}$ $\alpha_c \approx 1,9$.

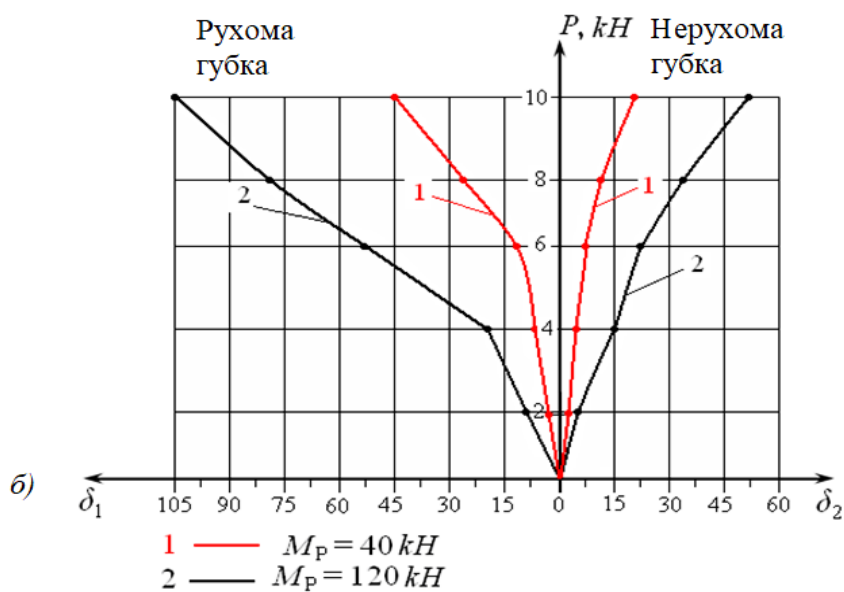
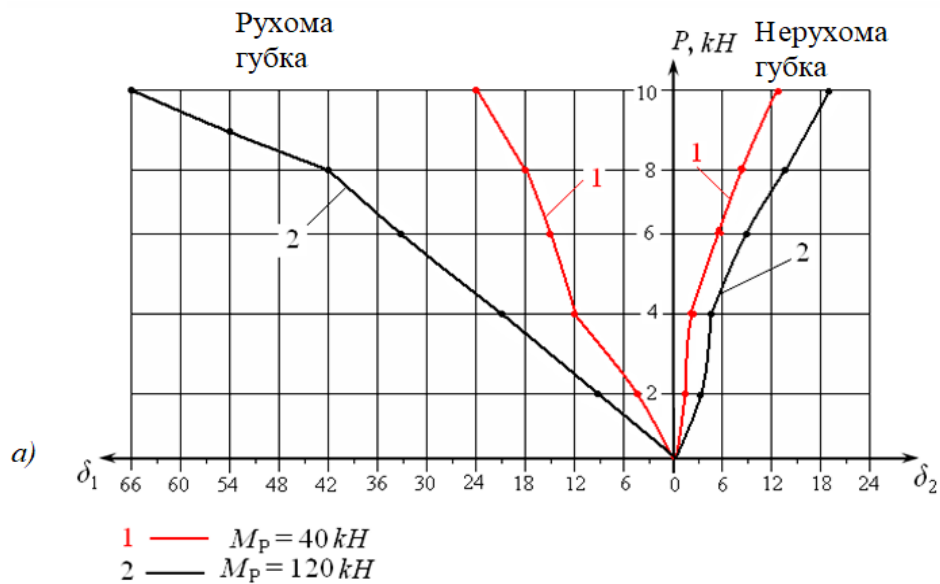


Рис. 13.4. Графіки залежностей пружних відтискань деталі δ_1, δ_2 при навантаженні силою P на вільютах $H_1 = 30$ мм (а) і $H_1 + H_2 = 100$ мм (б) і моментах ручного затиску $M_p : 1-120$ кН;
 $2-40$ кН

Були проведені експерименти при навантаженні під кутом 45° за рахунок повороту верхньої частини лещат відносно повздовжньої подачі (рис. 13.5). Результати замірів підтвердили різницю віджаті при різних напрямках навантаження силою P (на рухомому і нерухомому губки).

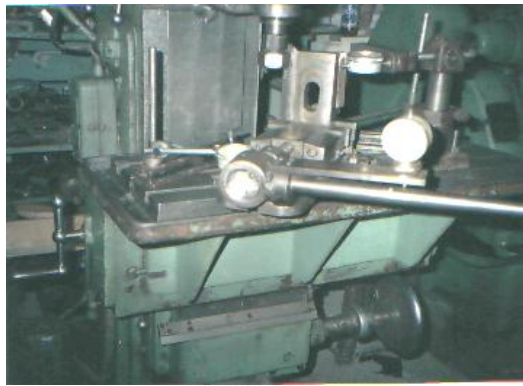


Рис. 13.5. Загальний вигляд робочої зони фрезерного верстата з лещатами при навантаженні під кутом до напрямку повздовжньої подачі стола

Додаткові дослідження на лещатах більшого розміру підтверджують, що жорсткість C_2 системи “деталь-лещата” при навантаженні в сторону нерухомої губки вище ніж жорсткість C_1 в сторону рухомої губки (рис. 13.6).

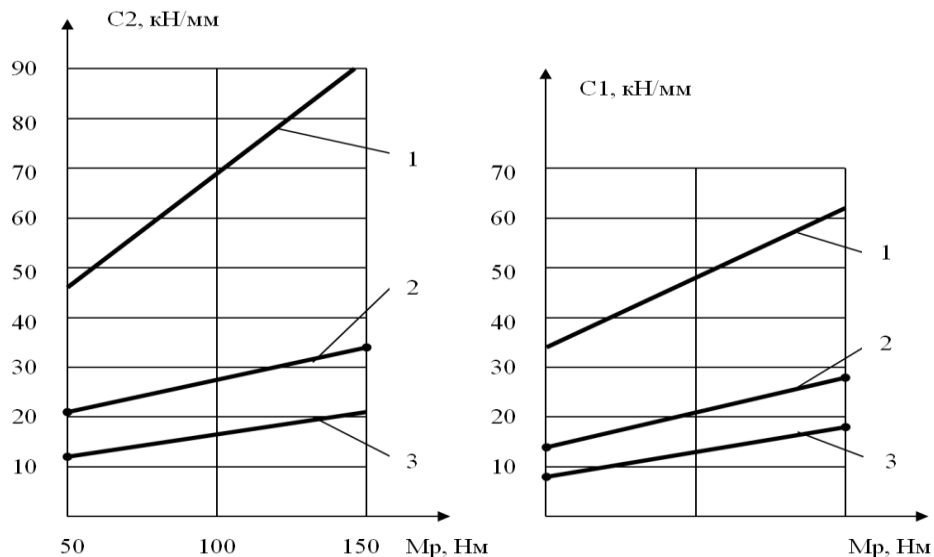


Рис. 13.6. Графіки залежності жорсткостей при прикладанні сили P в сторону нерухомої (C_2) і рухомої (C_1) губок від моменту ручного затиску M_p на вильотах H від верхньої поверхні губок:

1-5 мм; 2-55 мм; 3-105 мм

Методика експериментальних досліджень впливу частоти обертання шпинделя на силові характеристики ЗМ і ПрЗ з геометричним замиканням [1, 5]. Метою дослідження є експериментальне підтвердження правильності міркувань, принципів та розрахунків, на яких ґрунтуються теоретичні дослідження впливу частоти обертання шпинделя (відцентрових сил інерції) на силові характеристики ЗМ і ПрЗ з геометричним замиканням та охопленою МЗ, на прикладі мод. 1Б240-6. Таким чином можна підтвердити правомірність використання отриманої моделі для опису характеристик об'єкта дослідження..

Експериментальне підтвердження зміни силових характеристик ЗМ при підвищенні частоти обертання шпинделя проводиться шляхом вимірювання величини вхідного Q і вихідного T_Σ зусиль відповідно до схем на рис. 13.7 з використанням спеціально створеного науково-дослідного стенда та обладнання на прикладі ЗМ мод. 1Б240-6.

Оскільки різні вузли ЗМ (ПрЗ і ЗП) по-різному реагують на підвищення частоти обертання, шпинделя для можливості виявлення впливу кожного з них дослідження доцільно провести з використанням різних (із закритим і відкритим замкнутим силовим контуром) ЗП 5 (рис. 13.7). Дане експериментальне дослідження виявляє (підтверджує або спростовує) необхідність і можливість розробки способів стабілізації зусилля затиску заготовки при підвищенні частоти обертання шпинделя за рахунок використання ПрЗ з геометричним замиканням.

Вимірювання зусиль, що діють в ЗМ під час затиску, також можна провести за схемою на рис. 13.8 із застосуванням тензометричних вимірювань, що дозволяє одночасно визначити характеристики не лише ЗМ, а і ПрЗ. Дублювання вимірювань різними способами підвищує їх достовірність.

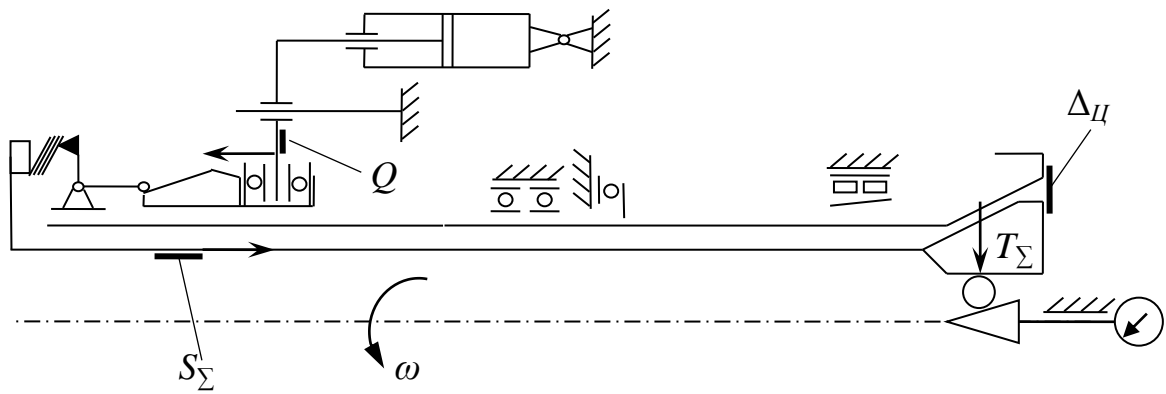


Рис. 13.8. Схема розміщення тензодатчиків для вимірювання характеристик ЗМ і ПрЗ в процесі затиску при нерухомому шпинделі ($\omega=0$) і при його обертанні ($\omega \neq 0$)

Схема для вимірювання силових характеристик ПрЗ під час проведення даного експерименту наведена на рис. 13.9 де для абстрагування від впливу відцентрових сил інерції в ЗП замість нього використовується навантажувальний пристрій 5.

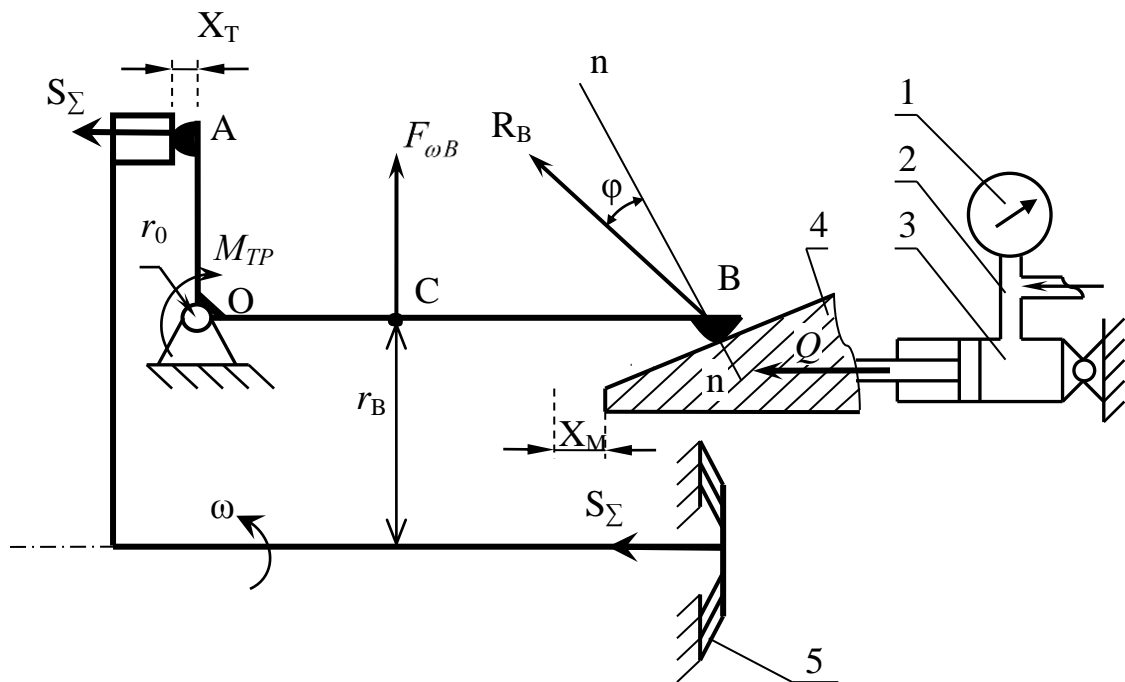


Рис. 13.9. Схема вимірювання силових характеристик ПрЗ з використанням навантажувального пристрою

Даний навантажувальний пристрій (рис. 13.9) складається з набору тарілчастих пружин і чинить сталий опір переміщенню труби затиску незалежно від частоти обертання шпинделя

($S_{\Sigma} = const$). За такої схеми вимірювання (рис. 13.9) вплив відцентрових сил інерції невірноважених частин ПрЗ відображається на максимальному значенні вхідного зусилля Q , необхідного для здійснення геометричного замикання ППМ.

Зазначене експериментальне дослідження виконується для підтвердження виявлених теоретичних закономірностей впливу частоти обертання шпинделя на силові характеристики ПрЗ, а також можливості використання ПрЗ з геометричним замиканням для стабілізації зусилля затиску заготовки при підвищенні частоти обертання шпинделя. Вимірювання силових характеристик, що виконується в ході даного дослідження, можна також провести за схемою на рис. 13.8.

Методика експериментальних досліджень впливу частоти обертання шпинделя на енергетичні характеристики ПрЗ з геометричним замиканням. Метою дослідження є експериментальне підтвердження правильності міркувань, принципів та розрахунків, на яких ґрунтуються теоретичні дослідження впливу частоти обертання шпинделя на енергетичні характеристики ПрЗ з геометричним замиканням, на прикладі ПрЗ з важільним ППМ та охопленою МЗ. Об'єктом дослідження є ПрЗ мод. 1Б240-6.

Експериментальне виявлення впливу частоти обертання шпинделя на енергетичні характеристики ПрЗ з геометричним замиканням проводиться шляхом вимірювання зміни максимальної потужності (кількості енергії), що необхідна для здійснення геометричного замикання ППМ, на різних частотах обертання та при зупиненому шпинделі.

Обладнання та прилади для проведення даного експерименту використовуються ті самі, що для експериментального дослідження силових характеристик ПрЗ, окрім ЗП і динамометра. Додатково застосовується аналізатор параметрів електричної мережі Twelve AS-3 plus (рис. 13.10) та персональний комп'ютер, до якого він під'єднується.

Експериментальне виявлення впливу частоти обертання

шпинделя на енергетичні характеристики ПрЗ проводиться шляхом виявлення зміни потужності, що необхідна для здійснення геометричного замикання ППМ на спеціально створеному науково-дослідному стенді, на прикладі мод. 1Б240.



Рис. 13.10. Аналізатор параметрів електромереж Twelve AS-3plus

Для абстрагування від впливу відцентрових сил інерції в ЗП замість нього використовується навантажувальний пристрій (рис. 13.9), що чинить сталий опір переміщенню труби затиску незалежно від частоти обертання шпинделя ($S_{\Sigma} = const$). За такої схеми вимірювання (рис. 13.11) вплив відцентрових сил інерції неврівноважених частин ПрЗ відображається на максимальному значенні потужності, що необхідна для здійснення геометричного замикання ППМ, тобто на потужності, яка споживається електродвигуном M гідростанції.

Дане експериментальне дослідження виконується для підтвердження виявлених теоретичних закономірностей впливу частоти обертання шпинделя на енергетичні характеристики ПрЗ, а також можливості використання ПрЗ з геометричним замиканням для покращення техніко-економічних показників ЗМ при високих частотах обертання шпинделя.

Зміна величини максимальної потужності, що споживається для геометричного замикання ППМ у різних варіантах експерименту, реєструється з допомогою приладу W (рис. 13.11), що вимірює споживану електричну потужність (ватметр) і

під'єднується до кола живлення електродвигуна M гідростанції. В даному випадку для вимірювання зміни споживаної потужності двигуна гідростанції використовується аналізатор параметрів електричної мережі Twelve AS-3 plus (рис. 13.10), який може відображати величину виміряних параметрів у цифровій та графічній формі на власному дисплеї або персональному комп'ютері з відповідним програмним забезпеченням.

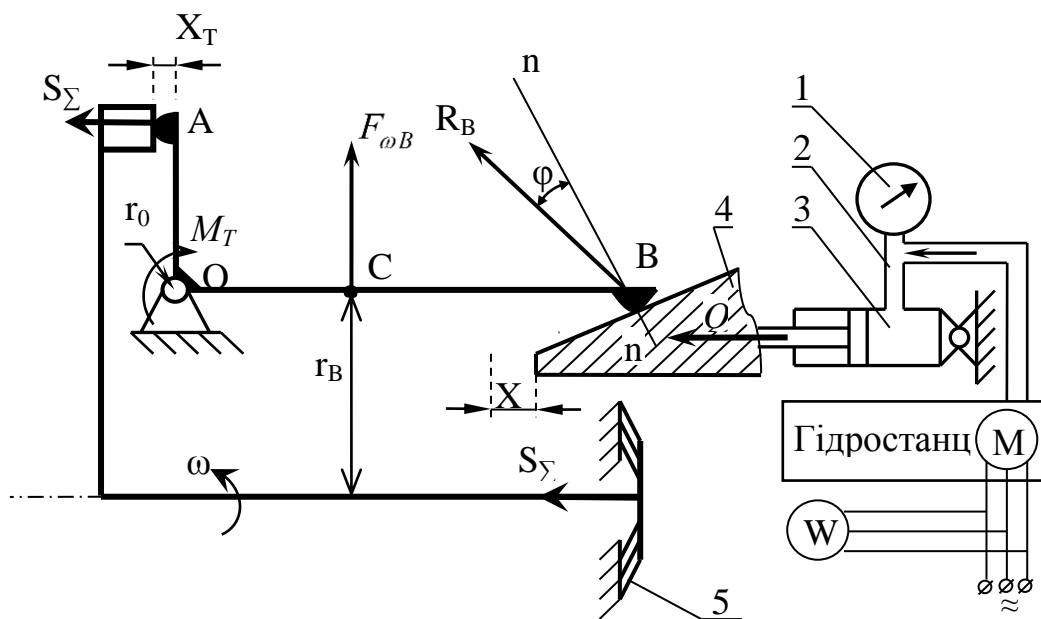


Рис. 13.11. Схема вимірювання енергетичних характеристик Пр3 з використанням навантажувального пристрою

Також зміна потужності, що необхідна для здійснення геометричного замикання ППМ, може обчислюватися за показами гідравлічного манометра та часу, протягом якого здійснювався затиск, що визначається за показами хронометра та сигналів крайнього положення МЗ на пульті керування. Останній спосіб вимірювання впливає з наступних міркувань. Потужність $W = \frac{A}{t}$ визначається як частка від ділення роботи A на час t , протягом якого вона виконувалася. Робота $A = Q \cdot L$, виконана вхідним зусиллям Q (приймається його максимальне значення, яке досягається в момент початку геометричного замикання), дорівнює добутку цього зусилля на шлях L , пройдений МЗ під

час його дії. Таким чином, відносна зміна максимальної потужності ε , яка витрачається для затиску у різних експериментах при використанні одного і того самого ПрЗ (зберігається пропорційність часу проходження різних ділянок фасонної поверхні МЗ), $\varepsilon = \frac{W_n}{W_1} = \frac{Q_n L_n t_1}{Q_1 L_1 t_n}$, оскільки $L_1 = L_n$, то

$\varepsilon = \frac{Q_n t_1}{Q_1 t_n}$. Якщо швидкість, з якою гідропривід просуває МЗ,

однакова у кожному з експериментів (навантаження на гідропривод знаходиться в області, де його силові характеристики є достатньо "жорсткими"), то $t_1 = t_n$ і відношення

набуває вигляду $\varepsilon = \frac{W_n}{W_1} = \frac{Q_n}{Q_1}$. Швидкість просування МЗ можна

контролювати за часом t її проходження з одного крайнього положення в інше, про що сигналізують лампочки на пульті керування дослідним стендом.

Відносна зміна максимальної потужності та кількості енергії при здійсненні затиску у різних його випадках і на різних частотах виявляє залежність працездатності (енергетичних характеристик, $\eta_{\Pi\omega}$) ПрЗ з геометричним замиканням від частоти обертання шпинделя та умов, за яких здійснюється затиск.

Спеціальний стенд для експериментальних досліджень ЗМ на різних частотах обертання [5]. У дослідному стенді (рис. 13.12) функціонують механічна, гідравлічна, електрична та електронна системи, а його базовим вузлом є видозмінений шпиндельний барабан БТА. Стенд містить привод шпинделя, систему затиску об'єкта, електричну систему живлення і керування, засоби вимірювання і сигналізації (рис. 13.13).

Привод обертання шпинделя приводиться в дію електродвигуном 1 (рис. 13.14) потужністю 11кВт постійного струму живлення з незалежним збудженням та номінальною і максимальною частотою обертання відповідно 1000 і 3000 об/хв. Електродвигун такого типу дозволяє здійснювати плавне регулювання кутової швидкості його вала від нуля до

максимальної із забезпеченням достатньо великого крутного моменту на всьому діапазоні частот обертання.

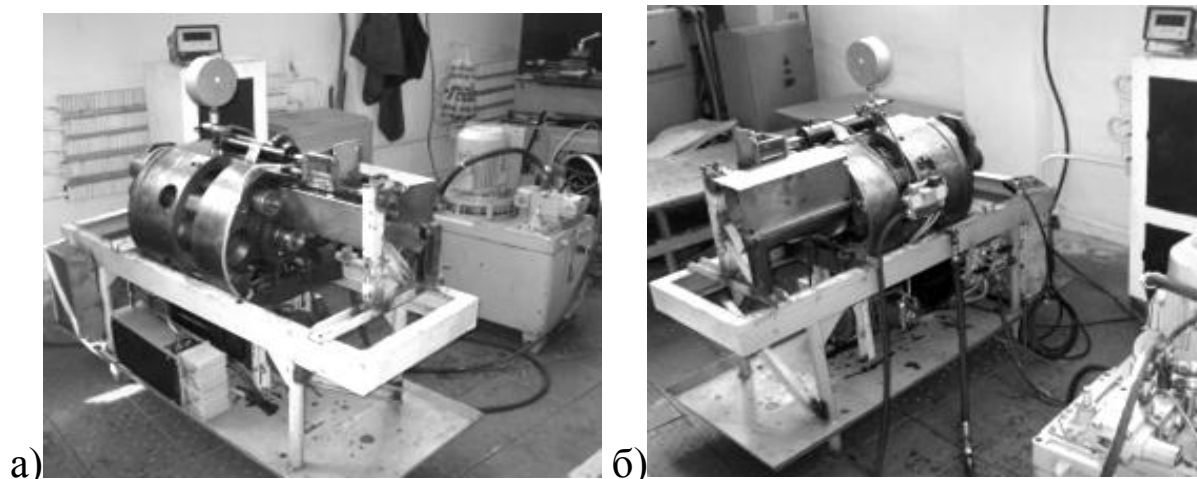


Рис. 13.12. Стенд для дослідження затискних механізмів:
а – вигляд з правого боку, б – вигляд з лівого боку

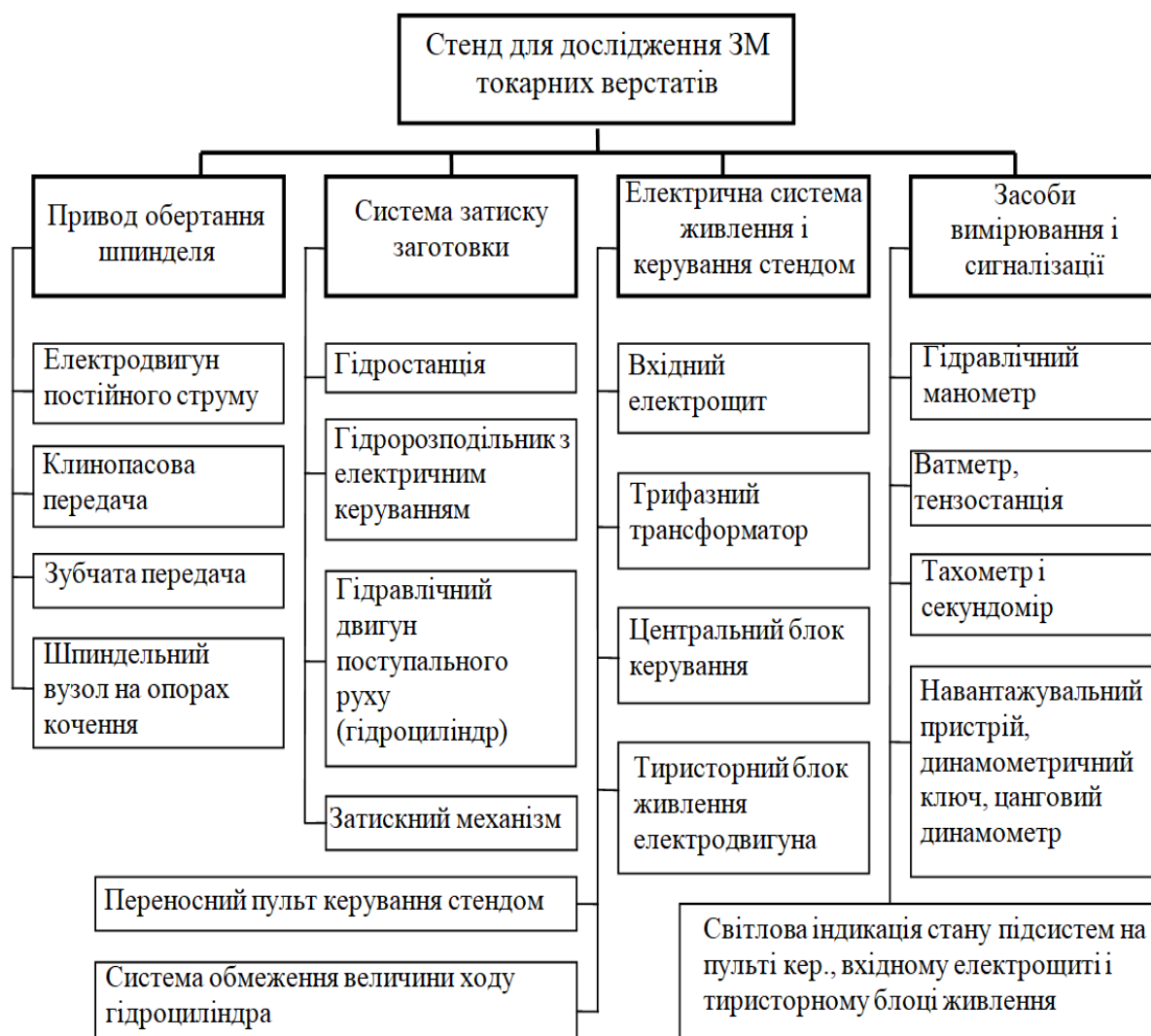


Рис. 13.13. Структура створеного науково-дослідного стенда

Від електродвигуна *I* через клинопасову передачу 2–3 крутний момент передається на вал *I*, від якого через зубчасту пару 4–5 рух передається шпинделю *II*, що базується у шпиндельному барабані на двох опорах кочення. Шляхом підбору діаметра шківів клинопасової передачі можна отримувати необхідний діапазон частот обертання шпинделя.

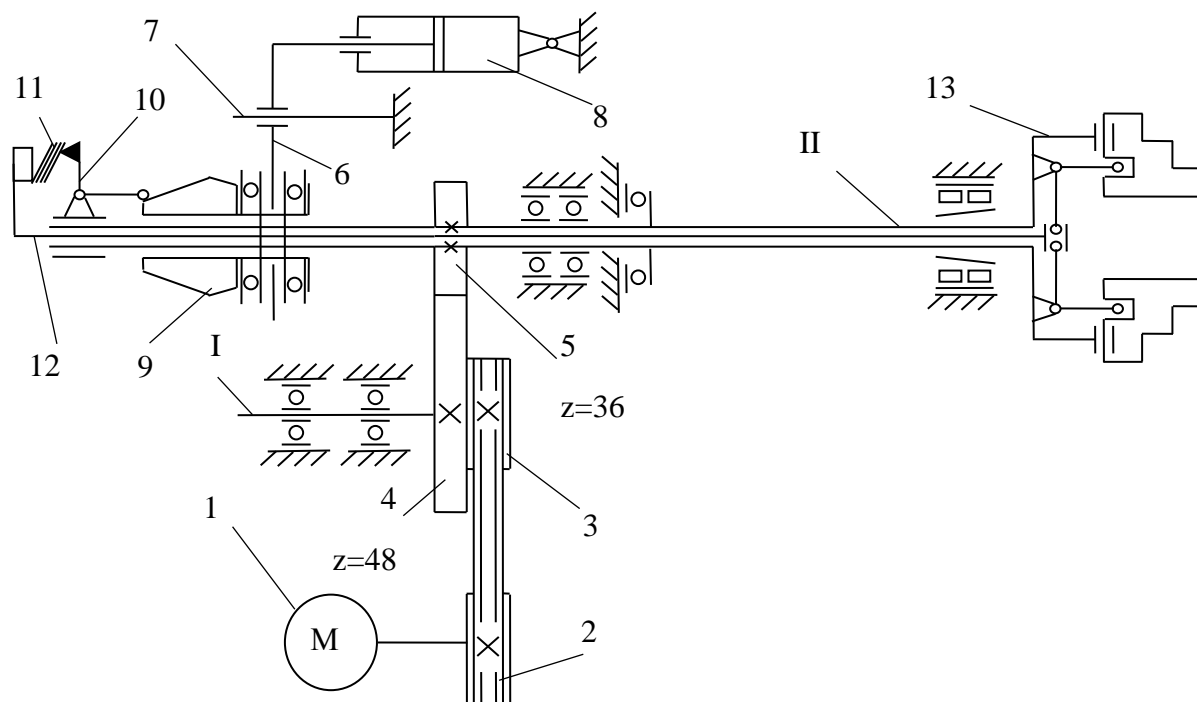


Рис. 13.14. Кінематична схема науково-дослідного стенда

Передня опора шпиндельного вузла являє собою підшипник марки 3182118 (дворядний роликовий з короткими циліндричними роликами та конусністю отвору 1:12). Задня опора шпинделя виконана у вигляді пари дуплексованих кулькових радіально-упорних підшипників марки 46117 та кулькового упорного підшипника марки 8117. 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 ПрЗ, ЗП та інші вузли ЗМ. За потреби 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 меншою мірою роликовий дворядний підшипники) і зубчаста передача. Усунення проблем, пов'язаних із швидкохідністю лише шпиндельних опор, дає змогу підняти максимальну частоту обертання шпинделя до 6500 об./хв. Для цього пропонується видалити із задньої шпиндельної опори "повільний" упорний підшипник та замінити радіальний роликовий підшипник передньої опори на більш "швидкий" кульковий однорядний радіально-упорний (можливо 46118, несуча здатність 48 кН; проблема лише з відсутністю конусності отвору, яку можна отримати після механообробки підшипника). Таким чином осьова несуча здатність радіально-упорного підшипника, що становить до 150 % (оскільки кут контакту у 46118 становить 26°) від його невикористаної радіальної, компенсує відсутність видаленого упорного підшипника задньої опори з несучою здатністю 39700Н.

Отже, в результаті запропонованих змін можна підвищити динамічні і швидкісні характеристики привода обертання шпинделя за рахунок зменшення ресурсу та жорсткості передньої опори шпинделя. Таке відносне послаблення опори шпинделя в даному випадку є цілком прийнятним через відсутність процесу обробки заготовки різанням (точіння) та будь-якої іншої потреби в ході експериментального дослідження тривалий час сприймати одночасно значне осьове та радіальне навантаження.

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 являється досліджуваний ЗМ. Джерелом енергії ЗМ є прикріплений на сферичній опорі до шпиндельного барабана гідроциліндр (ГЦ) 8 (рис. 13.14), який подає зусилля через вилку

6, що рухається по напрямній 7, на опорні підшипники МЗ 9. Далі зусилля передається через ППМ досліджуваного ПрЗ, в даному випадку важіль 10, пакет тарілчастих пружин 11 та трубу (тягу) затиску 12, до ЗП 13. Затискні патрони, які можуть встановлюватися в ЗМ для проведення їх дослідження, можуть бути як вже існуючого принципу дії, наприклад важільний (зображений на рис. 13.14), клиновий, цанговий, так і принципово нові, що призначені для роботи в автоматичному циклі і потребують індивідуального експериментального дослідження. Дослідження ПрЗ з геометричним замиканням є основними із запланованих досліджень, які можливо провести на даному науково-дослідному стенді. Типи досліджуваних ПрЗ з геометричним замиканням можуть бути різні: нові і вже відомі – важільний (верстат мод. 1Б240), роликовий (верстат мод. 1А240), ПрЗ з механізмом самоналагодження та інші. Дослідження можуть стосуватися не лише типу (принципу роботи) ПрЗ в цілому, а й впливу внесення змін у окремі частини вже існуючих ПрЗ: геометрично-масові параметри елементів ППМ, конструкцію і характеристики пружної ланки, профіль МЗ [4], матеріал елементів і т.д. В подальшому планується проводити дослідження розроблюваних нових типів ПрЗ з геометричним замиканням, що прогнозовано мають хороші експлуатаційні характеристики при високих частотах обертання. Такими є розроблені ПрЗ з розклинюючими тілами кочення та охоплюваною МЗ, важільно-центробіжний і т.д. [7-10].

Гідравлічна частина системи затиску заготовки (рис. 13.15) має у своїй основі уніфіковану насосну установку типу Г48–2, що приводиться у дію асинхронним електродвигуном фланцевого виконання потужністю 3 кВт і частотою обертання вала 1450 об./хв. Як робочу рідину у гідросистемі стенда використовують масло індустріальне типу И–30А. Насосна установка містить в собі всю гідроапаратуру, необхідну для живлення і регулювання роботи гідроприводу, та забезпечує подачу масла 15 л/хв і максимальний тиск не менше 6,3 МПа.

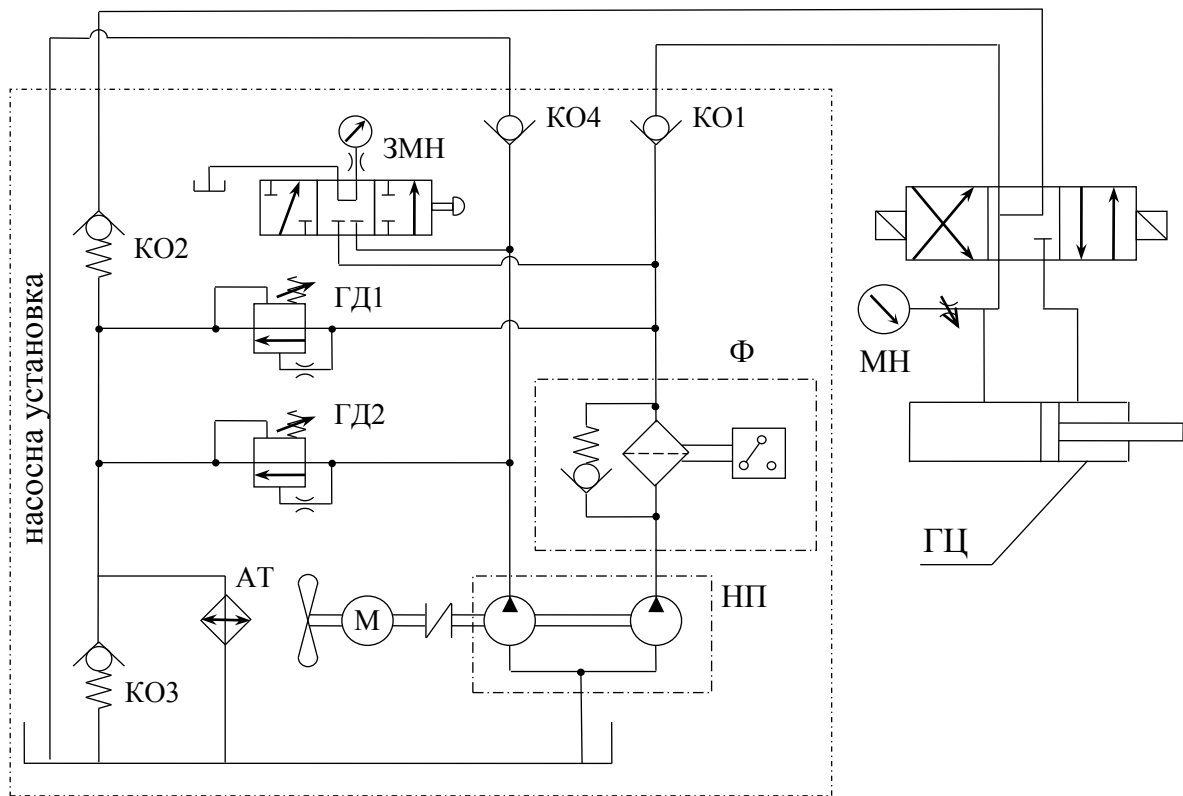


Рис. 13.15. Гідравлічна схема науково-дослідного стенда

Керування потоками масла і, відповідно, роботою ГЦ, який є джерелом механічної енергії для ЗМ, здійснюється трипозиційним гідророзподільником типу ВЕ6 з електричним керуванням. Робоча площа поршня ГЦ у безштоковій камері складає $19,6 \times 10^{-4} \text{ м}^2$. 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 сичення для запобіганні його швидкому виходу з ладу, дозволяє вимірювати тиск масла і, як наслідок, величину сили, яка утворюється на штокові.

Електрична система живлення і керування стендом (рис. 13.16) є найбільш розгалуженою [6], оскільки її елементи присутні у всіх інших системах. Живлення електричної системи переважно забезпечує трифазний трансформатор з вхідною напругою 380 В трифазного струму промислової частоти.

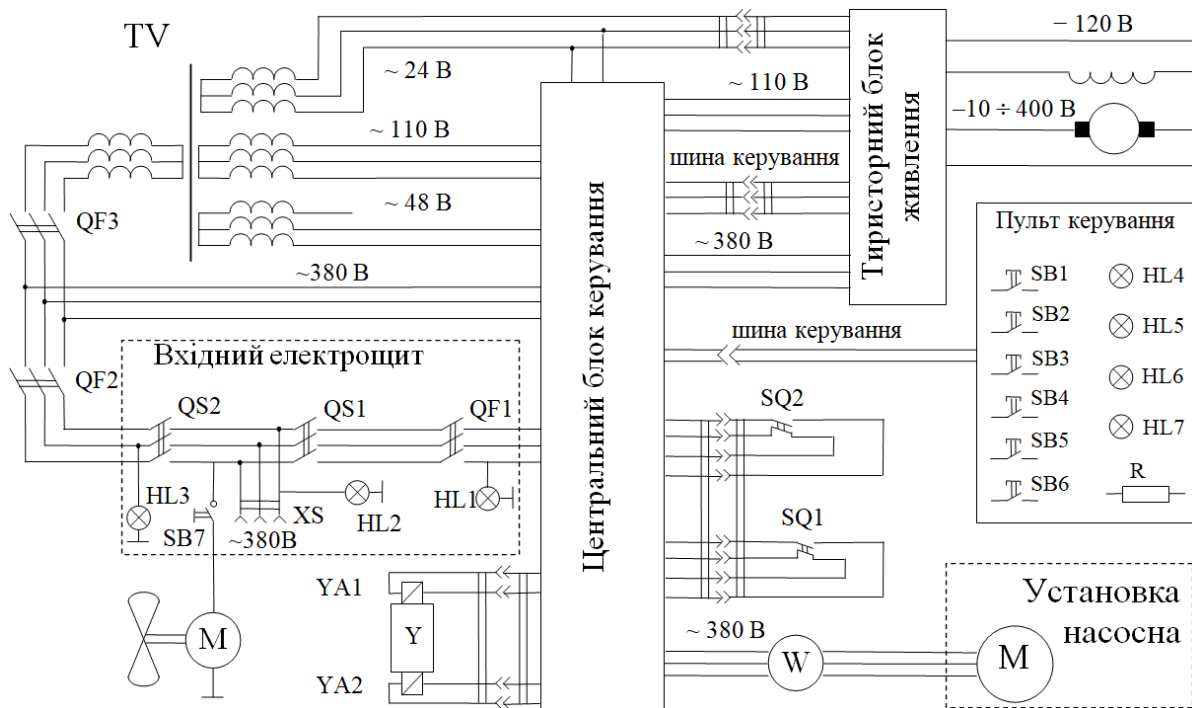


Рис. 13.16. Функціональна електрична схема науково-дослідного стенда

Одним з основних вузлів, що поєднує між собою всі електричні підсистеми та безпосередньо керує їх роботою, є центральний блок керування. Він є 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 електричної системи стенда до силової мережі лабораторії здійснюється через роз'єм XS на електрощиті.

Далі струм подається паралельно через вимикачі QS1 та QS2 на трансформатор і магнітні пускачі центрального блоку керування, які вмикають по команді з переносного пульта керування відповідно електродвигун насосної установки та електродвигун привода обертання шпинделя. Також безпосередньо від роз'єму XS струм подається на вмикач SB7, що вмикає вентилятор охолодження електродвигуна постійного

струму. Для запобігання пошкодженню електричної системи 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 *МЗ* досліджуваних *ПрЗ*. Ця система містить у собі шляхові вимикачі *SQ1* та *SQ2*, електромагніти гідророзподільника *YA1* та *YA2*, відповідну релейну апаратуру центрального блоку керування і спрацьовує самостійно під час виконання операції розтиску або затиску заготовки.

Для можливості здійснення дистанційного керування системами стенда при його огорожі або розташуванні в ізолюваній 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 багатожильний роз'єм. Така конструкція пульта значно підвищує зручність, функціональність і безпеку в процесі користування 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 *HL4–HL7* сигналізують про: наявність напруги на вторинних 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 під час установки 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, швидкості процесу і стану геометричного замикання ПрЗ, особливо під час випробувань в динаміці (при закритому захисному кожусі). Це необхідно як для дослідження конструкції ЗМ, так і для дотримання норм безпеки.

Сигнальні лампи вхідного електрошита 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 з нормами техніки безпеки, стенд оснащений захисними кожухами найбільш небезпечних відкритих обертових частин, один з яких є відкидним для можливості прямого доступу та візуального огляду елементів ПрЗ. Для запобігання ураженню людей електричним струмом виконано заземлення всіх відкритих струмопровідних конструкцій дослідного стенда, в тому числі насосної установки.

Перелік вимірювальних приладів для оснащення стенда не є повністю стандартним і формується більш точно відповідно до об'єкта і характеру експериментальних досліджень. Основними та найбільш універсальними в даному випадку є тахометр, гідравлічний манометр, динамометр [5] для вимірювання радіальної сили затиску в ЗП під час його обертання і ватметр або інші прилади, що виконують його функцію (наприклад, аналізатор параметрів електричної мережі Twelve AS–3 plus). З допомогою індикатора часового типу визначається величина ходу (зміна величини ходу) труби затиску. Такий набір вимірювальних

приладів дозволяє оцінити головні вхідні і вихідні характеристики при динамічному і статичному дослідженні ЗМ в цілому. Це також передбачає (включає в себе) дослідження елементів ЗМ окремо, наприклад підсистеми "привод-патрон", для чого додатково необхідно оснащувати стенд спеціальним навантажувальним пристроєм, що протидіє переміщенню труби затиску, для абстрагування від впливу ЗП.

Для більш ґрунтового дослідження підсистеми "патрон-деталь" і підтвердження теоретичних досліджень використовують, крім того, ще спеціальні навантажувальні пристрої і динамометричний ключ. З допомогою динамометричного ключа визначається мінімальний момент прокручування, а з допомогою навантажувальних пристроїв – сила проштовхування, радіальні відтискання та жорсткість на різних вильотах різних заготовок, затиснутих в досліджуваному ЗП. В рамках дослідження цангового ЗП 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 – тензовимірювань.

Отже, весь перелік експериментальних досліджень, що можуть проводитися на даному науково-дослідному стенді, складається з множини комбінацій всіх варіантів об'єкта дослідження (ЗМ в цілому і його елементів) та умов його роботи (різні параметри вхідних величин при різних частотах обертання).

Методика обробки експериментальних даних і перевірка адекватності теоретичних моделей. Попередня обробка експериментальних даних виконується шляхом відсіюванні грубих помилок, або "промахів", що виникають внаслідок несправності вимірювальних приладів, або помилок в експерименті, зроблених через неухважність [2]. Для цього значення характеристик ПрЗ, виміряних в ході експерименту, що відповідають певним частотам обертання шпинделя, заносяться

до таблиці, в яку також вносять значення розрахункових (похідних) величин, отриманих на їх основі ($K_{\Pi\omega}$, $\eta_{\Pi\omega}$). Грубі помилки (“промахи”) при фіксації значення експериментальних даних – це аномальні або такі, що сильно виділяються значенням у варіаційному ряді однорідних даних. Для виявлення “промахів” в масиві експериментальних даних проводиться аналіз результатів вимірювань, звертаючи увагу на “неприродні” значення величини, які різко відрізняються від інших.

Для коректності обробки експериментальних даних необхідно враховувати їх розкид (дисперсію точок). Наявність такого розкиду та наближеність отриманих даних пояснюються тим, що результат будь-якого вимірювання в ході експерименту за своєю природою містить помилку, тому значення, отримані в ході експерименту, називають наближеним (в деякій мірі випадковим) значенням величини, яка досліджується. Це пояснюється наявністю чинників, які впливають на результат експерименту, але не були враховані під час експерименту. Прикладами таких чинників можна назвати зміну в ході експерименту під дією вібрацій стану вузлів дослідного стенда (розналагодження, зміна зазорів і т.д.), зміну параметрів об'єкта дослідження (ПрЗ і ЗМ) під дією зовнішнього середовища, помилки вимірювання або дії на об'єкт і т.д.

Найбільш наочним відображенням експериментальних даних є графіки. Вони дають візуальне уявлення про зв'язок між величинами, що важливо для інтерпретації одержаних даних. У зв'язку з існуванням випадковості у характері величини відгуків, для отримання наближеної експериментальної залежності та її графіка обробка експериментальних даних проводиться на базі математичного апарату математичної статистики. Статистичний метод дозволяє виявити залежність середнього значення якоїсь величини (характеристик ПрЗ) від варіації іншої (частоти обертання шпинделя) і описати зв'язок між ними у вигляді полінома – відрізка ряду Тейлора, в який розкладається невідоме рівняння зв'язку факторної (чинник) і результативної (відгук)

ознак, що носить назву рівняння регресії. Рівняння регресії не дає точного зв'язку між відгуками та чинниками, і за наслідками аналізу експериментальних даних знаходиться тільки його статистична оцінка у вигляді емпіричного рівняння.

Кореляційно-регресійний метод є одним з основних методів сучасної математичної статистики для виявлення неявних зв'язків між даними спостережень (статистичними даними). Цей метод дозволяє кількісно виміряти силу (відсутній, слабкий, помірний, сильний) та спрямування (прямий або зворотній) статистичного зв'язку – кореляційний аналіз, а також встановити аналітичний вираз та форму залежності (лінійна, параболічна, гіперболічна, степенева і т.д.) – регресійний аналіз.

У нашому випадку вивчається зв'язок між двома показниками, один з яких розглядається як незалежний показник – факторна ознака (чинник – частота обертання шпинделя), а інший як залежна величина – результативна ознака (відгук – силова та енергетична характеристика ПрЗ). Це є так звана “парна кореляція”.

Практика обробки експериментальних даних свідчить, що результати експерименту в більшості випадків з достатнім наближенням відбиваються повним кубічним поліномом (рівнянням регресії третього степеня). Часто третій степінь полінома не тільки достатній, але і надмірний, тому степінь та кількість членів полінома можна зменшити (для спрощення розрахунків) без істотної втрати точності. Вибір потрібного виду (форми) рівняння регресії також залежить від знання проблеми і досвіду, тому за оцінкою графічного відображення експериментальних точок (діаграми розсіювання) для опису експериментальної залежності обираємо рівняння регресії другого степеня.

Для оцінки якості опису отриманої експериментальної залежності (повноти набору пояснювальних чинників) рівнянням регресії використовується коефіцієнт детермінації R^2 , який є величиною достовірності апроксимації, або рівнем надійності.

Коефіцієнт детермінації показує, яка частина варіації силових та енергетичних характеристик ПрЗ (результативної ознаки) враховується в рівнянні регресії і обумовлена впливом на неї частоти обертання шпинделя (незалежної факторної ознаки), і дає кількісну оцінку міри аналізованого зв'язку. Чим ближче R^2 до 1, тим більшою мірою (повніше) рівняння регресії пояснює зв'язок між результативною і факторною ознакою. За відсутності зв'язку $R^2=0$, якщо $R^2=0,9$, то можна вважати, що 90 % змін (варіацій) у відгуку (характеристиках ПрЗ) обумовлюється варіацією врахованого у рівнянні регресії чинника (частоти обертання) і лише 10% – за рахунок впливу інших неврахованих чинників. Для правильної інтерпретації результатів, які одержують на “виході” кореляційно-регресійного аналізу, потрібно враховувати специфіку отримання цих даних і зважати на проблем, пов'язані з їх тлумаченням.

Обробка експериментальних даних методом кореляційно-регресійного аналізу проводиться з використанням програми Microsoft Excel, до складу якого входить набір засобів аналізу даних (так званий пакет аналізу), призначений для вирішення статистичних і інженерних завдань. Для проведення аналізу слід вказати вхідні дані – частоти обертання шпинделя і відповідні їм значення характеристик ПрЗ та вибрати параметри – степінь рівняння регресії, вид відображення графіка і т.д. Аналіз буде проведений за допомогою відповідної статистичної макрофункції, а результат у вигляді графіка (лінії тренду) буде поміщений у окремому вікні.

На основі порівняння графіків експериментальної і теоретичної залежності характеристик ПрЗ від частоти обертання шпинделя робляться висновки про відповідність теоретичних уявлень даним експерименту, тобто визначається, чи достатньо справедливим (адекватним) є модельний опис ПрЗ (ЗМ). Варто зазначити, що розбіжність між теоретичними та експериментальними графіками залежності є також наслідком неповної достовірності даних, отриманих в результаті

теоретичного дослідження, наприклад через невизначеність величини коефіцієнта тертя у з'єднаннях ПрЗ.

Порівняльні експериментальні дослідження силових та енергетичних характеристик ЗМ і ПрЗ. Задачі, що розв'язуються в даному пункті, спрямовані на отримання експериментального підтвердження результатів теоретичних досліджень, представлених у попередніх розділах (крім досліджень, пов'язаних з визначенням критичних частот обертання прутка). Тобто у цьому пункті проведені експериментальні дослідження характеристик ЗМ і важільного ПрЗ з геометричним замиканням на прикладі БТА мод. 1Б240-6 при підвищенні частоти обертання.

Для вимірювання зусиль і переміщень використовувався метод тензометрії. Сигнали, що поступали з тензодатчиків, подавалися до тензометричної системи ВНП – 8 і реєструвалися персональним комп'ютером. Схема тензометричних вимірювань представлена на рис. 13.8.

Досліджений ЗМ БТА серійної моделі 1Б240-6 є типовим представником ЗМ, в яких використовується ПрЗ з геометричним замиканням. Тому висновки, що випливають з дослідження роботи цих ЗМ і ПрЗ при підвищенні частоти обертання, можна вважати загальними для даного типу механізмів.

Визначення зусилля затиску заготовки відбувалося з допомогою цангового динамометра, який імітував пруток. В ході експерименту проводився затиск динамометра в ЗП з реєстрацією зусилля на трубі затиску, переміщення торця цанги та зусилля увімкнення МЗ ППМ. Розраховані за результатами вимірювання характеристики ЗМ і його вузлів (ЗП і ПрЗ) представлені в табл. 13.1 і на графіках (рис. 13.17).

На представлених графіках (рис. 13.17) можна виділити наступні характерні ділянки процесу затиску заготовки (динамометра) в часі, що пояснюються наступним чином:

1. Заготовка розтиснута – графіки усіх характеристик знаходяться в початковій точці.

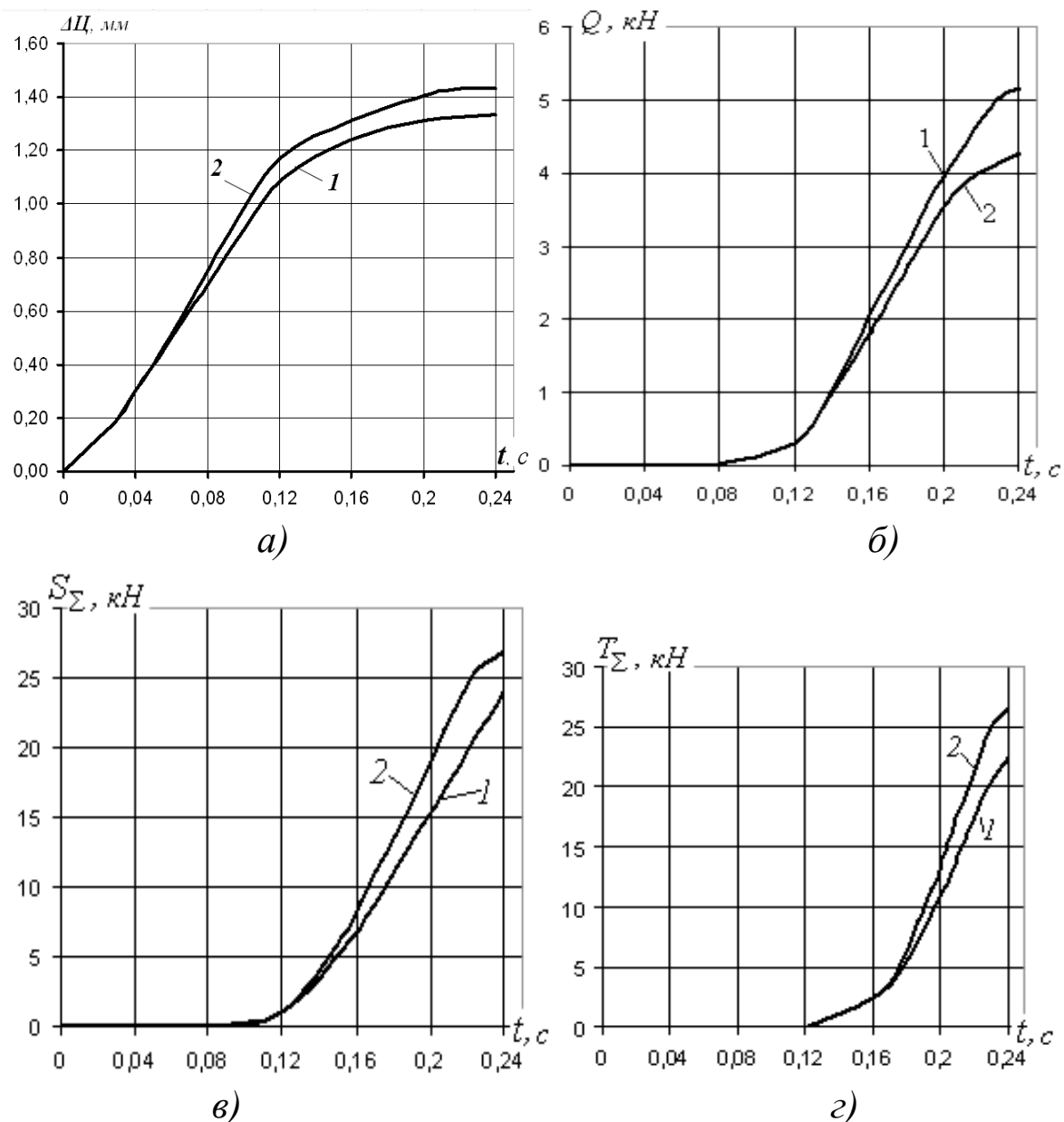


Рис. 13.17. Залежності осьового переміщення цанги $\Delta_{ц}$ – а), вхідного зусилля затиску Q – б), зусилля затягування ЗП S_{Σ} – в), сумарного радіального зусилля затиску заготовки T_{Σ} – з) в часі при $d=36,9$ мм і $n=0$ об./хв – крива 1 та $n=1000$ об./хв – крива 2

2. Ділянка компенсації. Практично весь приріст деформації пружної системи припадає на тарільчаті пружини, в контактах ЗП присутній стан практично повного затягування (0,22–0,24 с).

3. Кінець затиску – перехідна ділянка (кінцева точка графіка, що відповідає початковій точці даної ділянки). Важелі ПрЗ переходять з похилої ділянки профілю МЗ на ділянку

замикання. Характеристики майже не змінюються, окрім зменшення величини вхідного зусилля Q . Деяка незначна зміна характеристик може пояснюватися негативним кутом нахилу поверхні замикання МЗ.

4. Вибір зазорів в ЗМ, в основному між ЗЕ і заготовкою (0–0,12 с). На графіках видно деяке незначне зусилля, що необхідне для подолання сил тертя і розгону рухомих елементів – графіки характеристик пологі. Деформація ланок пружної системи механізму при зусиллі на трубі затиску, яке менше, ніж зусилля попереднього натягу пружної ланки (тарілчастих пружин). Затискні елементи доторкнулися до заготовки – розпочинається процес затиску. Зусилля зростають практично лінійно в часі (0,12–0,22 с). Ріст переміщення торця цанги починає уповільнюватися, що супроводжується швидким наростанням зусилля на вході ЗП.

Таблиця 13.1

Отримані результати вимірювання

Показник	Частота оберт. шпинделя об./хв		Різниця показника	
	$n=0$	$n=100$ 0	Абсолют-на	Відносна %
Осьове переміщення цанги $\Delta_{Ц}, мм$	1,35	1,41	+0,06	+4,44
Осьове зусилля затягування ЗП $S_{\Sigma}, кН$	24,0	27,6	+3,6	+15
Радіальне зусилля затиску заготовки $T_{\Sigma}, кН$	24,3	25,4	+1,1	+4,5
Вхідне осьове зусилля, прикладене до МЗ $Q, кН$	5,1	4,3	-0,8	-15,7

Для аналізу впливу частоти обертання шпинделя на силові характеристики ЗМ і його елементів (ЗП і ПрЗ) використовуємо показники $K_{II} = \frac{S_{\Sigma}}{Q}$, $K_{ПАТ} = \frac{T_{\Sigma}}{S_{\Sigma}}$, $K = \frac{T_{\Sigma}}{Q}$ та їх абсолютну зміну ΔK_{II} , $\Delta K_{ПАТ}$, ΔK (табл. 13.2). Збільшення величини ходу труби

затиску Δ_{Σ} (рис. 13.17, а) при підвищенні частоти обертання шпинделя підтверджує правильність використаного в ході теоретичних досліджень припущення про зміну силових характеристик ПрЗ внаслідок додаткового руху його неврівноважених частин (в даному випадку важелів) під дією відцентрових сил інерції. Досліджуваний ЗМ містить у своєму складі ПрЗ з охопленою МЗ, що сприяє появі додаткового вихідного зусилля S_{Σ} (рис. 13.17, в) на трубці затиску при підвищенні частоти обертання шпинделя, і цанговий ЗП, закритий силовий контур якого нівелює вплив відцентрових сил інерції на його затискні елементи.

Таблиця 13.2

Порівняння характеристик ЗМ мод. 1Б240 під час затиску на обертах та при зупиненому шпинделі ($d=36,9$ мм)

Показник	Частота обертання шпинделя, n об./хв		Різниця показника	
	0	1000	абсолютна	відносна %
Коефіцієнт підсилення цангового ЗП $K_{\text{ЦАТ}}$	1,0125	0,9203	-0,0922	-9,1
Коефіцієнт підсилення ПрЗ $K_{\text{П}}$	4,7059	6,4186	+1,71	+36,4
Коефіцієнт підсилення ЗМ K	4,7647	5,9070	+1,1423	+24

Ці факти пояснюють підвищення зусилля затиску T_{Σ} (рис. 13.17, з) і зменшення вхідного зусилля Q (рис. 13.17, б) при підвищенні частоти обертання шпинделя. Отримані в результаті проведених теоретичних досліджень висновки про зміну характеристик ПрЗ при підвищенні частоти обертання шпинделя не суперечать даним експерименту. Отже, підводячи підсумки дослідження, можна стверджувати, що результати теоретичних досліджень, проведених в даній роботі, знайшли своє

експериментальне підтвердження і дали поштовх для пошуку нових технічних рішень [7-10].

Літературні джерела до розділу 13

1. Кузнецов Ю.М., Придальний Б.І. Приводи затискних механізмів металообробних верстатів: Монографія -Луцьк: Вежа-Друк, 2016. 352 с.

2. Кузнецов Ю.М., Радченко С.Г., Хамуйєла Т.О. Експериментальні дослідження впливу різних факторів на пружні характеристики машинних лещат //Вісник КПІ, серія машинобудування, №50, 2007. -С.94-104.

3. Кузнецов Ю.М. Цільові механізми верстатів-автоматів і верстатів з ЧПК /Кузнецов Ю.М. [Частина 3].– К.:ТОВ «ЗМОК»; Тернопіль: ТДТУ, 2001.–354 с.

4. Кузнецов Ю.Н. Исследование силовых характеристик зажимного патрона, работающего на высоких частотах вращения /Ю.Н. Кузнецов, Ель-Дахаби Фарук // Вестник НТУУ «КПИ», серия машиностроение. – 2004.– № 45. – С. 76 – 79.

5. Кузнецов Ю.М. Стенд для дослідження затискних механізмів токарних верстатів на високих частотах обертання /Кузнецов Ю.М., Редько Р.Г., Придальний Б.І. // Вісник КДПУ імені Михайла Остроградського.– 2007. – Вип. 6, Частина 1. – С. 72–77.

6.Хамуйєла Т.О. Експериментальні дослідження пружно-силових характеристики машинних лещат для металорізальних верстатів //Вісник КПІ, серія машинобудування, №49, 2007. - С.22-25.

Винаходи та корисні моделі

7. Пат. 28411 Україна, В 23 В 13/00. Привід затиску /Кузнецов Ю. М., Придальний Б.І.; заявник і власник патенту Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут”. – № 200708171 ; заявл. 18.07.2007 ;

опубл. 10.12.2007, Бюл. № 20.

8. Пат. 29479 Україна, В 23 В 13/00. Привод механізму затиску /Кузнєцов Ю.М., Придальний Б.І.; заявник і власник патенту Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут”. – № 200711227 ; заявл. 10.10.2007 ; опубл. 10.01.2008, Бюл. № 1.

9. Пат. 30408 Україна, В 23 В 13/00. Механізм затиску прутка /Кузнєцов Ю.М., Придальний Б.І.; заявник і власник патенту Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут”. – № 200712164 ; заявл. 02.11.2007 ; опубл. 25.02.2008, Бюл. № 4.

10. Пат. 31597 Україна, В 23 В 13/00. Пристрій для затиску пруткового матеріалу /Кузнєцов Ю.М., Придальний Б.І.; заявник і власник патенту Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут”. – № 200714832 ; заявл. 26.12.2007 ; опубл. 10.04.2008, Бюл. № 7.

14. Бізнес-план реалізації нових машинних лещат

1. Резюме

Метою бізнес-плану є розробка, створення і реалізація об'єкту промислової власності – машинних лещат (табл. 14.1).

Юридична адреса підприємства (ТОВ).

ТОВ займається науковою і впровадницькою діяльністю по таким напрямкам [1-3]:

- створення нової модернізації існуючих затискних механізмів для металорізальних верстатів;
- створення нової і модернізація існуючого верстатно-інструментального оснащення;
- патентна ліцензійна діяльність;
- розробка програмного забезпечення;
- надання послуг по інноваційній діяльності і навчально-методичному забезпеченню навчальних закладів.

Для організації підприємства необхідно взяти кредит у розмірі 10 млн. грн. у банку під 15 %. Продаж лещат і послуги ТОВ будуть успішно реалізовуватися завдяки використанню передових технологій із застосуванням нового сучасного обладнання і комп'ютерної техніки. Довіру до бізнесу ТОВ повинна викликати висока якість лещат.

Таблиця 14.1

Основні фінансові результати запропонованого заходу.

Роки	Найменування продукції	Обсяг реалізації, тис. шт.	Прибуток, тис. грн.	Витрати, тис. грн.	Рентабельність, %
2022	Лещата машинні	9	4500	7800	45
2023	Лещата машинні	10	4500	7800	45

2. Опис продукції (послуг)

Згідно із законом України ст. 460 продукт аналізу

відноситься до об'єкту права інтелектуальної власності (ОПІВ).

2.1. Попит, який задовольняє запропонована продукція.

Попит – платоспроможна потреба покупця в товарі.

Закон попиту – чим вища ціна, тим нижчий попит.

Попит на лещата має такі особливості: довгостроковий; географічно розподіляється на ринку України в цілому і в країнах СНД; визначається на окремому ринку (ринок ОІВ), на один товар лещата.

2.2. Особливості продукції та її вигідна відмінність від продукції конкурентів.

Порівняно з продукцією-аналогами (патент Франції № 8401593; патент ПНР № 1398346; патент Франції № 8806244) і прототипом – патент США № 4605208 продукція ТОВ має ряд переваг:

- Кращий дизайн;
- Нижча вартість;
- Краща технологія;
- Кращі зв'язки губок;
- Обидві губки рухомі;
- Виконання ексцентрикового механізму;
- Можливість остаточного надійного затиску деталі з фіксованою силою;
- Простота обслуговування;
- Невеликі навантаження для робітника;
- Мінімальні витрати енергії.

2.3. Патентна (авторська) захищеність запропонованої продукції (технології).

Інформація про винаходи по лещатам (табл. 14.2).

2.4. Основні показники якості продукції, переваги дизайну, вид упаковки, організація сервісного обслуговування.

Показники якості продукції:

– Відома фірма;

– Завдяки рухомим губкам можна більш надійніше та на різний розмір затискувати деталь;

Таблиця 14.2

Основна інформація по патенту на конструкцію лещат

Назва винаходу (корисної моделі), автори	№ патенту, дата публікації	№ заявки МКВ	Дата пріоритету	Країна патенто-власника
Лещата. Автори Кузнєцов Ю.М Гао Сінмінь Данильченко Е.І.	151036, 02.06.2022, Бюл. 22	u202200081	10.01.2022	UA

– Велика та надійна сила затиску, можливий швидкий розтиск;

- Простота обслуговування;
- Невеликі навантаження для робітника;
- Мінімальні витрати енергії.

Переваги дизайну (рис. 14.1):

- Невеликі розміри ручного приводу затиску;
- Мають фірмову торговельну марку-логотип ТОВ.

Це полегшує:

- ідентифікацію продукції;
- гарантування високого товару;
- повідомлення, що фірма відповідає за продукцію;
- рекламу продукцію;
- збільшення престижу продукції через зростання визначення самої марки;
- у враження у споживачів, що вони менше ризикують;
- вихід до нової категорії товарів.

Вид упаковки: Упаковка – місткість, оболонка, тара для зберігання продукції, етикетка і вкладиш; як елемент товарної політики потребує постійної уваги, всебічного вивчення, правильної орієнтації в плануванні, розробці і виробництві її.

Упаковка лещат включає в собі три частини:

1. Внутрішній – містить товар лещата;

2. Зовнішній, використовується пінопласт для захисту внутрішньої упаковки;

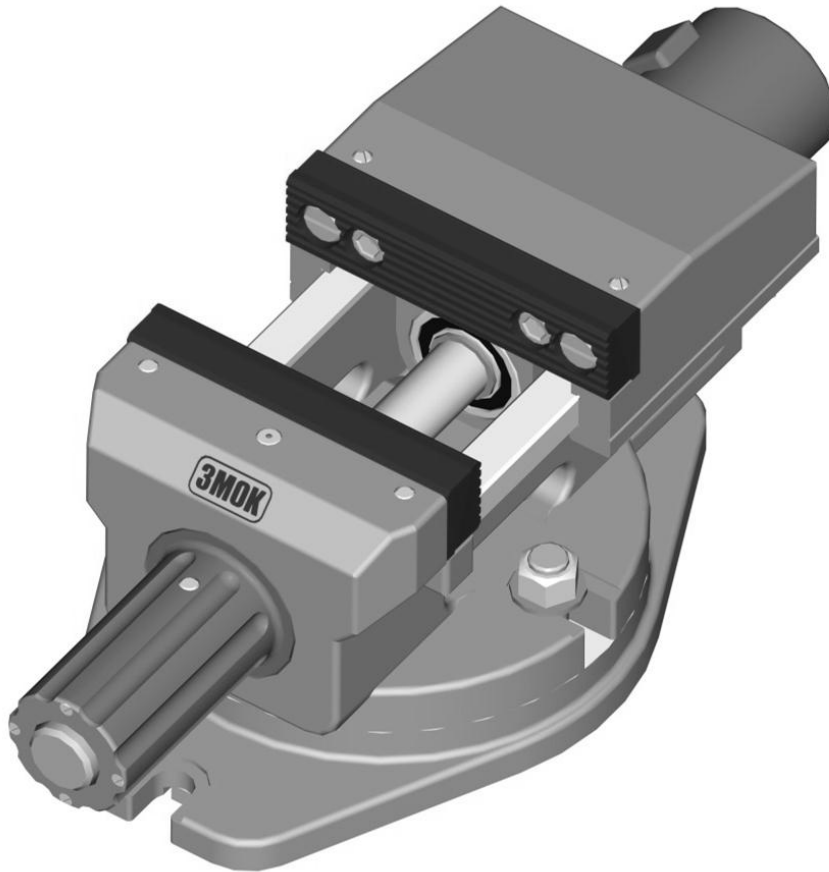
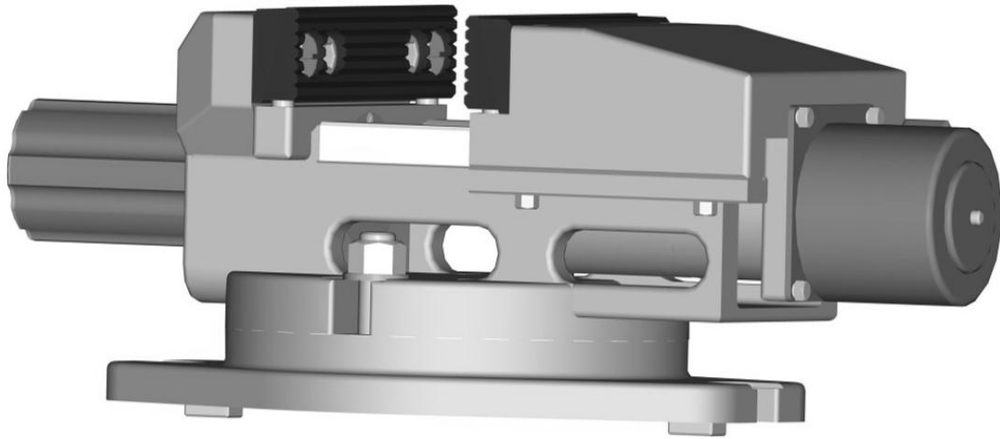


Рис. 14.1. Зовнішній вигляд продукції

3. Транспортна упаковка – дерев'яний ящик, зміцнений зверху металевою половою.

Невід'ємна частина упаковки:

– маркування і друкована інформація;

- етикетка (ярлик) містить рекламні матеріали, назву продукції. її склад, інструкції для зберігання і використання;
- вкладиші знайомлять покупців з тим, як розібратися з конструкцією.

Організація сервісного обслуговування:

Наша мета – підтримувати працездатність випущеного виробу протягом усього періоду його експлуатації. Щоб посісти належне місце в конкурентній боротьбі, фірма зацікавлена у наданні споживачеві цілого комплексу сервісних послуг:

- гарантія заміни товару;
- надійність постачання;
- оперативність подання пропозицій щодо цін;
- можливість надання технічних консультацій;
- надання знижок;
- після продажне обслуговування;
- масштаби торговельної мережі;
- простота вступу в контакт;
- широкі виробничі можливості постачальника;
- можливість надання кредиту;
- наявність устаткування для випробувань.

3. Оцінка ринку збута лещат

3.1. Дослідження ринку.

ТОВ характеризується тим, що для завоювання ринку прикладає неабиякі зусилля на: створення чогось нового і дійсно цікавого в технології лещат і їх обслуговуванні, для удосконалення, надання послуг і збільшення якості роботи.

3.2. Можливі конкуренти.

Заводи: Мікротех (м. Харків), ТОВ «СТАНКИН» (м. Київ); ARCUS CO. (Болгарія); RÖHM (Німеччина); SMIEC (Китай). В основному на відміну від конкурентів, ТОВ надає досить широкий перелік оригінальних послуг, а також виконує повне сервісне обслуговування.

4. Конкуренція

4.1. Куди має потрапляти продукція:

- вітчизняний та іноземний ринки;
- заводи.

4.2. Країни – виробники аналогічної продукції:

- Німеччина; Польща; Китай; США; Болгарія.

4.3. Реалізація продукції (табл. 14.3).

Таблиця 14.3

Реалізація продукції

Роки	Вид продукції	Продаж	Прибуток, %	Витрати			
				Впровадження нових моделей, %	Технічний сервіс, %	НТП, %	Реклама, %
1	2	3	4	5	6	7	8
2022	Лещата машинні	9000	45	30	15	30	10
2023	Лещата машинні	1000	45	30	15	30	10

4.4. Характеристика конкурентоспроможності лещат, рівень якості та дизайну.

Конкурентоспроможність – відповідність товару вимогам ринку за своїми технічними, комерційними, організаційними, економічними характеристиками. Наданий часу м. Києві існує один діючий завод-конкурент ТОВ «СТАНКИН», але він має низький рівень обслуговування клієнтів із-за використання застарілих технологій, які не можуть дати потрібної якості робіт продукції

ТОВ має сучасне обладнання і широкий рівень оригінальних послуг. Спостерігаючи за роботою конкурентів, ТОВ прийшло до висновку, що головне значення для досягнення успіху має кваліфікація і високі технічні знання персоналу ТОВ. Використовувати всі зусилля для впровадження новинок у технології виготовлення лещат та в обслуговуванні клієнтів – це той шлях, яким буде розвиватись ТОВ для засвоювання свого сегменту ринку і створення відмінностей від конкурентів.

5. Стратегія маркетингу. Щоб пояснити потенційним партнерам або інвесторам свою активну позицію в плані збуту послуг і привернення уваги клієнтів, треба логічно визначити шлях, яким буде розвиватися ТОВ. Фірма виготовляє якісні лещата, а також надає багато видів послуг технічного обслуговування. Позиції ТОВ будуються на створенні сучасних технологій, простих і доступних, з високим рівнем обслуговування, всього того, за що клієнт захоче платити. При цьому необхідно створити бізнес, не схожий на бізнес конкурентів.

При оптимальних вкладах з максимальною реалізацією творчого потенціалу співробітників ТОВ буде працювати над впровадженням нових технологій по виготовленню лещат.

Цікавим для клієнта буде:

- надати розстрочку приватним особам при закупці партії від 10 і більше одиниць;
- надати оптові знижки цін до 5 % при закупці від 4 одиниць.

5.1 Схема розповсюдження продукції (рис. 14.2)

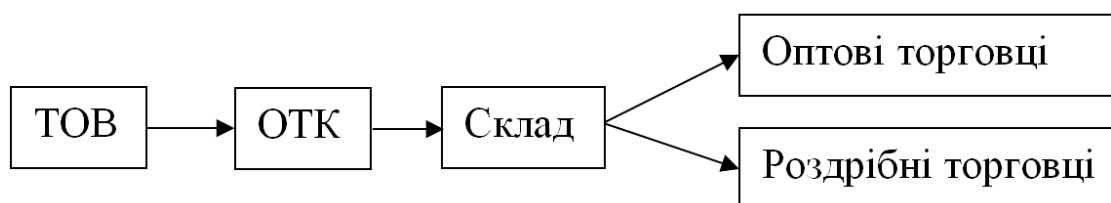


Рис. 14.2. Розповсюдження продукції

5.2. Ціноутворення.

Ціна є важливим фактором, який визначає стратегію поведінки фірми на ринку.

Різне ставлення до ціни пов'язане з різними завданнями, що розв'язуються фірмою:

1. Забезпечення виживання;
2. Максимізація поточного прибутку;
3. Завоювання лідерства за показниками якості товару;
4. Завоювання лідерства за показниками частки ринку.

Політика ціноутворення залежить від того, на який тип ринку спрямовує свої зусилля фірма:

- ринок чистої конкуренції.

Продажна ціна лещат ТОВ – 1200 грн./шт. За рік ТОВ планує продати 100000 штук. На виробництво затрачує 7,8 млн. грн.

Цілі ціноутворення:

- орієнтовані на збут (поширення збуту на основі зниження цін або копіювання цін конкурентів на ринку);

- орієнтовані на прибуток;

- обумовлені існуючою ситуацією на ринку;

- збільшення частки ринку.

Ціль ТОВ орієнтована на збуті, тому ТОВ зацікавлений у використанні такої стратегії маркетингу, яка б забезпечувала високий обсяг реалізації та збільшення своєї частки продажів порівняно з конкурентами.

Для збільшення реалізації обсягу найчастіше використовується стратегія на ринок. Ціна проникнення – це низька ціна, підпорядкована меті завоювання масовою ринку конкретного товару чи послуги. Ця стратегія використовується у тих випадках, коли споживачі чутливі до ціни, низькі ціни витісняють існуючих або потенційних конкурентів і завойовують значний споживчий ринок, що забезпечує ефект масштабності.

5.3. Реклама.

Реклама – цілеспрямований інформативний вплив опосередкованого характеру на споживача для просування товарів і послуг на ринку збуту. Мета – створення попиту (інформація, переконання, нагадування). Завдання:

1. поширити знання про фірму;
2. одержання запитів про повнішу інформацію;
3. вплив на процес прийняття рішення про покупку;
4. підтримка добрих емоцій у покупців товарів;
5. поширення відомостей про сервіс;
6. розповідь про випробування товару;

7. формування позитивного ставлення до фірми з боку суспільства.

5.4. Методи стимулювання продаж (табл. 14.4).

Таблиця 14.4

Методи стимулювання продаж

Суб'єкти ринку	Методи стимулювання продажу лещат
Покупці	Лотереї, знижки, кредит, преміальний продаж, конкурси можливість повернення грошей
Продавці	Покупки, премії
Посередники	Скидки, поставка частини товару безкоштовно, конкурси, субсидування реклами та інші подібні заходи

5.5. Організація після продажного обслуговування.

ТОВ післягарантійний сервіс – веде планово-попереджувальні ремонти, капітальний ремонт, постачає запасні частини, модернізує техніку, надає іншу допомогу, сприяючи постійному ефективному збутові товарів.

Як правило, після продажний сервіс – справа надзвичайно вигідна, оскільки отриманий прибуток при цьому більший, ніж від продажу самого товару.

5.6. Формування суспільної думки про власне ТОВ.

Це слід розуміти набагато ширше, ніж просто комерційні інтереси. В основу кладуться не заклики про збільшення продажу, а вплив товару на підвищення добробуту, зручностей, на збереження навколишнього середовища, охорону здоров'я.

Відділи організації громадської думки, що функціонують, як правило в структурі штаб-квартири фірми, спрямовують свої зусилля на:

1. встановлення зв'язків з пресою: розміщення відомостей пізнавального характеру в засобах масової інформації для привернення уваги до товару, послуг;

2. товарна пропаганда – популяризація вже конкретних товарів: видають на кошти фірми спеціальний бюлетень, в якому

має бути: фірмовий журнал – засіб формування, редакторський склад, чіткість визначення цілей і засобів досягнення мети;

3. лобізм – виправлення, зміна у законодавчих, правових актах, які відповідають інтересам фірми;

4. консультування – передбачає видання рекомендацій керівництву фірм з питань суспільної значущості, становища та образу фірми.

5.7. Відповіді на питання:

1. Який рівень рентабельності планується на вложені кошти? – не менше 45%.

2. Як буде організовуватися реклама і обсяги виділених коштів на ці цілі? – не більше 10 %.

Організовуватися реклама буде:

- Прямо – поштою, особисто передані рекламні матеріали, інформаційні листи та ін;

- Через пресу – у газетах, журналах, бюлетенях, довідниках, телефонних книжках тощо;

- Друкуватися - проспекти, каталоги, буклети, листівки, картки, календарі;

- Екранна -телебачення, слайд-проекція, поліекран;

- Зовнішня – плакати, панно, з рухомими і нерухомими написами, об'ємні конструкції, вітрини з товаром;

4. Як стимулювати збільшення обсягів продажу (розширення ринку збуту або пошук нових форм залучення покупців) (рис. 14.3):

4. Організація сервісу і об'єми виділених коштів на ці цілі.

5. Методи створення репутації фірми і продукції (паблік рілейшнз – PR).

- рекламувати свою торговельну марку;

- мати привабливі фізичні властивості виробу;

- мати гарні експлуатаційні та споживчі властивості виробу;

- мати задовольняючі економічні фактори та результати використання виробу.

6. План виробництва. Мета – довести партнерам, що

реальний випуск буде реалізовано в потрібній кількості, якості і в заплановані терміни. Виробництво продукції планується реалізувати на діючому ТОВ.

Підготовчий період включає такі роботи:

- Реєстрація ТОВ.
- Залучення фінансових ресурсів.
- Укладення договорів на придбання основного обладнання, транспорту та необхідної сировини.
- Укомплектування штату підприємства.



Рис. 14.3. Комплекс стимулювання

Після завершення цих етапів ТОВ протягом трьох місяців роботи виходить на заплановану потужність випуску продукції. З часом, тобто протягом 2024-2025 рр., залежно від рівня попиту на продукцію, що планується випускати, можливе підвищення обсягів випуску продукції. Робота ТОВ передбачається в однозмінному режимі.

Для виготовлення лещат використовуємо сировину місцевих підприємств. Сировина підбирається найкращої якості і

підприємство-виробник якої давно працює на ринку. При виборі постачальників враховувалась перш за все якість продукції, ціна, відгуки споживачів про сировину. Наприклад, підшипники – ГПЗ-18 (м. Вінниця), литі корпуси – завод „Червоний екскаватор”(м. Київ).

7. Організаційний план.

Персонал і робота з ним. Кваліфікаційні вимоги (профіль, освіта, досвід і зарплата спеціалістів) (табл. 14.5).

Таблиця 14.5

Кваліфікаційні вимоги: освіта, досвід і зарплата спеціалістів

Персонал	Кількість	Освіта	Досвід праці	Зарплата (тис. грн. за місяць)
1	2	3	4	5
Директор	1	Вища	5 років	28
Заступник директора по маркетингу і виробництву	1		5 років	20
Юрист	1		5 років	15
Гол. бухгалтер			3-4 роки	25
Секретар-референт	1		2-3 роки	7,5
Майстер	2	Середня або вища	3-4 роки	$15 \cdot 2 = 30$
Токар	2		3-4 роки	$14 \cdot 2 = 28$
Свердлувальник	1		3-4 роки	12,5
Фрезерувальник	1		3-4 роки	13,5
Шліфувальник	1		3-4 роки	15
Слюсар-механік	1		3-4 роки	12
Контролер	1		3-4 роки	10
Слюсар-складальник	1		3-4 роки	12
Охоронець	2	Середня	1-2 роки	$6 \cdot 2 = 12$
Прибиральниця	1		1 рік	6
Всього	17			246,5

Зарплата спеціалістів за рік буде складати – 2958 тис. грн.

7.2. Спосіб залучення співробітників (постійно, за сумісництвом):

- висока зарплатня;
- гарні умови праці;
- безкоштовне місце стоянки авто співробітника;
- можлива доставка співробітників до місця роботи та додому;
- реклама в газетах.

7.3. Можливість використання організації за наймом співробітників-співпрацювати з відомим бюро по працевлаштуванню.

7.4. Короткі біографічні відомості працюючих, з нахилом на кваліфікацію, попередній досвід і ступінь корисності для даного підприємства.

Віддавати перевагу персоналу з досвідом роботи, рекомендаціями з попередніх місць роботи, проводити попередні тести на творче мислення, взаємодію у команді.

7.5. Організаційна схема взаємодії схема взаємодії, координації і контроль діяльності служб, розділення обов'язків та повноважень.

7.6. Питання оплати праці і стимулювання персоналу.

- назначати премії за своєчасну роботу;
- премії за перевиконання плану;
- встановлювати стимулювання, наприклад, процент від реалізації.

Система оплати торговельного персоналу мусить бути привабливою настільки, щоб праця була престижною, викликала бажання займатися нею, прагнути до оволодіння тонкощами. Методи мотивації: метод матеріального стимулювання і метод психологічного заохочення.

8. Юридичний план.

ТОВ представляє собою мале приватне підприємство. Веде свою діяльність на основі Громадянського Кодексу України. ТОВ є юридичною особою і діє на основі Статуту підприємства, має

власне майно, самостійний баланс і розрахунковий рахунок. Продукція, що виробляється, відповідає нормативній документації, має сертифікат відповідності.

9. Оцінка ризику і страхування.

При плануванні даного бізнесу були проаналізовані можливі варіанти виникнення практичних ситуацій, що можуть мати негативний вплив на фінансовий стан прав. Серед проаналізованого можна виділити такі ризики:

- ризик втрати майна;
- ризик втрати часу;
- ризик капітальних вкладень;
- ризик конкуренції;
- політичний ризик.

Для запобігання втрати майна внаслідок пожежі, крадіжки передбачені заходи пожежної безпеки і охорони, основними з яких є забезпечення пожежною і охоронною сигналізацією. Для запобігання ризику втрати часу внаслідок відсутності матеріалів і комплектуючих передбачені варіанти заключення договорів з новими постачальниками.

Ризик капітальних вкладень пов'язаний з питанням наявності замовлень і платіжною здатністю замовників послуг, що також переплітається з питаннями політичного ризику. Політичний ризик може мати місце при виникненні політичної нестабільності, що може вплинути на виробництво і ринок збуту послуг. Але ці ризики більш відносяться до об'єктивних і мало залежать від наших зусиль. Впливу конкуренції при правильній технічній політиці фірми можна запобігти. Найбільш ефективне страхування об'єктивних ризиків у страхових компаніях - це купівля страхових полісів.

10. Фінансовий план.

10.1. Сума кредиту складає 10 млн. грн. Кредит планується одержати в банку "Приват" м. Києва під 15 % ставку (річних).

На розробку, створення і реалізацію лещат необхідні такі грошові кошти:

–ТОВ орендує площі 800м² на умовах плати за 1м² 20грн. на місяць. Плата за місяць складає 16тис.грн. або 192тис.грн. на рік.

– Гроші на придбання обладнання не потрібні тому, що ТОВ вже діюче підприємство.

– На придбання матеріалів, комплектуючих і запчастин – 150тис. грн.

– На виробництво лещат – 780 тис. грн.

– Витрати на зарплату робітникам ТОВ – 246,5 тис. грн.

– На рекламу – 10 тис. грн.

– На технічний сервіс – 15 тис. грн.

– На інші витрати – 40 тис. грн.

10.1. Баланс грошових надходжень і витрат.

Головне завдання балансу грошових надходжень і витрат – перевірити синхронність надходження і витрачання грошових ресурсів, тобто перевірити майбутню ліквідність підприємства. В умовах ринку – це найсерйозніша проблема, оскільки велика прострочена заборгованість передвіщає банкрутство.

Звіт про прибутки та збитки відображає операційну діяльність фірми і демонструє її ефективність з точки зору покриття виробничих витрат прибутками від реалізації продукції чи послуг.

Чим вище показник чистого прибутку, тим вище ефективність діяльності фірми. Щоб підвищити ефективність підприємницької діяльності треба: продавати дорожче і більше, виробляти дешевше.

10.2. Зведений баланс активів і пасивів підприємства.

Ретельно вивчається комерційними банками. Дані балансу активів і пасивів підприємства використовуються для оцінки його фінансового стану, виявлення власних обігових засобів і перевірки відповідності банківських позик об'єктам кредитування, розрахункових стосунків і використання ресурсів за цільовим призначенням.

Аналіз балансу підприємства дозволяє визначити: банкам і інвесторам – платоспроможність і забезпеченість кредитів;

акціонерам – надійність вкладів та їх прибутків; керівникам підприємства – стратегію розвитку і можливості самофінансування.

10.3. Графік беззбитковості випуску.

Схема, яка ілюструє вплив на величину прибутку обсягів виробництва, продажної вартості і собівартості продукції. За допомогою графіка можна знайти точку беззбитковості, тобто той обсяг виробництва, при якому лінія, що показує зміну виручки від реалізації при заданому рівні цін пересікається з лінією, що показує зміну собівартості продукції (витрат) (рис. 14.4).

10.4. Коли можна очікувати повного повернення грошей.

Без врахування фактора часу, тобто коли суми доходу одержані в різний час, розглядається як рівноцінні, визначається спрощений показник строку окупності:

$$n_y = U/R,$$

де n_y – спрощений показник строку окупності, років; U – розмір інвестицій, тис. грн.; R – щорічний чистий прибуток, тис. грн.

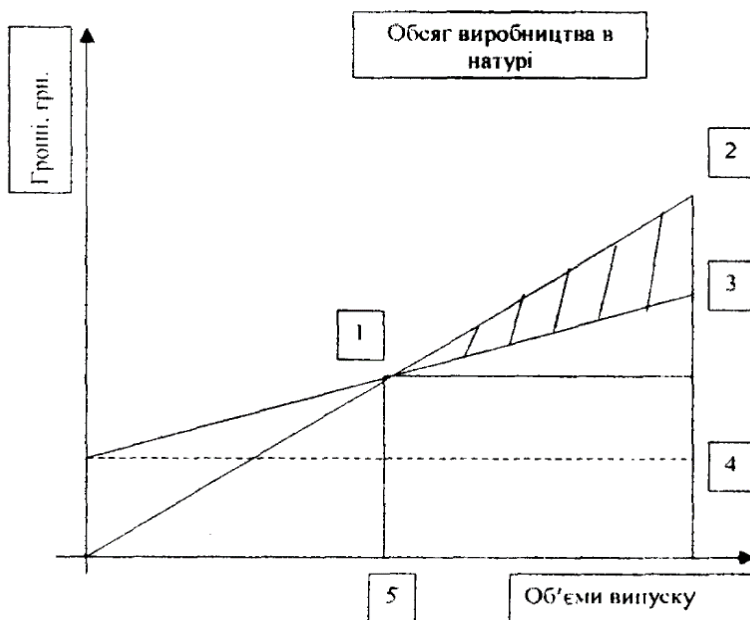


Рис. 14.4. Графік беззбитковості

1. Точка беззбитковості;
2. Обсяг валового прибутку від реалізації продукції;

3. Собівартість продукції;
4. Умовно постійні витрати;
5. Обсяг беззбиткового обсягу випуску.

Тобто $n_y = 10000000/3000000 = 3,3$ роки.

Якщо чистий прибуток надходить нерівномірно, то строк окупності визначається послідовним додаванням надходжень і підрахунком часу до тих пір, доки сума чистого доходу не буде рівною сумі інвестицій.

Літературні джерела до глави 14

1.Васильців Т.Г., Качмарик Я.Д., Блонська В.І., Лупак Р.П. Бізнес-планування.-К.: «Заня», 2013.-207 с.

2.Збірник бізнес-планів з коментарями і рекомендаціями /В.М.Попов, І.В.Безлепкін, С.І.Ляпунов та інш.; За ред. В.М.Попова-4-е вид., переробл. і допов.-К.: ЦУЛ: КноРус, 2003.-382 с.

3.Муравейник В.И., Малый В.В. Бизне-дипломатия.-Днепропетровск: АП «Днепропетровская книжная дипломатия», 2001.-280 с.

15. Погляд на майбутнє виробництва верстатів та напрямки розвитку їх структур і технологічного оснащення

Основна риса сучасності в умовах четвертої промислової революції, названої INDUSTRY.4.0 – створення нової техніки та нових технологій у секторі засобів виробництва економічно розвиненої держави, де велика увага приділяється штучному інтелекту, екології, інтеграції науки, освіти, виробництва та сфери обслуговування, а також досягненню таких основних цілей:

1. Підвищення продуктивності. 2. Підвищення якості продукції. 3. Зниження витрат за екологічно чисте виробництво при економії енергії та матеріальних ресурсів. 4. Поліпшення та зниження частки фізичної праці. 5. Полегшення та скорочення монотонної інтелектуальної праці. 6. Розширення технологічних та функціональних можливостей обладнання. Це визначило світові тенденції розвитку машинобудування [10, 11].

Досягнення зазначених цілей у незалежній високорозвиненій державі неможливе без вітчизняного верстатобудування – серцевини машинобудування, де основна продукція – верстати розглядаються як машини, що створюють інші машини. Без верстатів неможливе виготовлення іншого технологічного обладнання, інших технічних систем (ТС) різного функціонального призначення, що відносяться до антропогенних систем [3], що змінюються в часі внаслідок цілеспрямованої діяльності Людини.

Верстатобудування, як серцевина машинобудування, вимагає до себе особливої уваги. Це давно зрозуміли в багатьох країнах, де економіка почала розвиватися: в Китаї, Індії, Тайвані, Ірані ще понад 25 років тому верстатобудування практично не було, а сьогодні азійські верстати конкурують з європейськими по цінам і навіть по якості.

В провідних країнах Європи, Америки і навіть Азії металообробка стоїть на дуже високому рівні, що сприяє

співпраці з економічно вигідними країнами, які потребують продукцію високої якості для своїх цілей. Це позитивно впливає як на розвиток країни-виробника, так і на розвиток країни-споживача.

Ціль вітчизняного виробника – на основі аналізу критичного стану вітчизняного верстатобудування запропонувати шляхи виходу з кризи з урахуванням останніх досягнень сучасної науки та проілюструвати на прикладах міждисциплінарного системно-структурного підходу [15, 19, 25]. З перших років радянської влади було обрано стратегічно хибний курс під гаслом «Наздогнати та перегнати!» (перші токарні верстати московського заводу «Червоний пролетар», побудованого ще в 1857 р., називалися ДИП-200 – догнать и перегнать, висота центрів 200 мм, але вони, навіть з ЧПК, наприклад, мод. 16К20Ф3С1, так і не перегнали подібні верстати провідних інофірм). Нас завжди переконували в тому, що треба йти у фарватері провідних фірм та країн, дивлячись їм у зад та беручи за основу розробки, побачені на міжнародних виставках. Наприкінці 80-х років минулого століття були спроби йти іншим шляхом (приклад – Іванівський верстатний завод, який почав виготовляти багатоцільові верстати типу ИР-500 на сучасному рівні, використовуючи модульний принцип, Київський завод верстатів-автоматів імені Горького, який був монополістом - популярним виробником багатошпиндельних токарних автоматів та напівавтоматів повної гами типорозмірів – від найлегших до надважких і виготовив первістки багатошпиндельних токарних автоматів з ЧПК). Однак трапилося непередбачене і багато верстатобудівних заводів не тільки здали свої позиції, але навіть припинили свою діяльність, На теперешній час ще працюють Краматорський завод важкого машинобудування, Одеський завод «Мікрон», завод «Шліфверст» (м. Лубни) в співдружності з «Мотор Січ» (м. Запоріжжя), ТОВ «СТАНКИН» (м. Київ). Ще є можливість при курсі на індустріалізацію відродити вітчизняне верстатобудування та інші галузі машинобудування

(авіабудування, суднобудування, сільгоспмашинобудування, приладобудування). Для цього необхідно обрати стратегічно вірний курс під гаслом "Випередити, не наздоганяючи!" та здійснити інноваційний прорив у сфері науки, освіти та виробництва, використовуючи останні досягнення у різних науках (генетиці, кібернетиці, інформатиці, синергетиці, соціоніці та ін.), об'єднаних у міждисциплінарну галузь знань та побудованих на єдиному структурно-системному підході (приклад НБІКСЕ (нано-біо-інфо-когно-соціо-еко) – технології (рис. 15.1) [8].

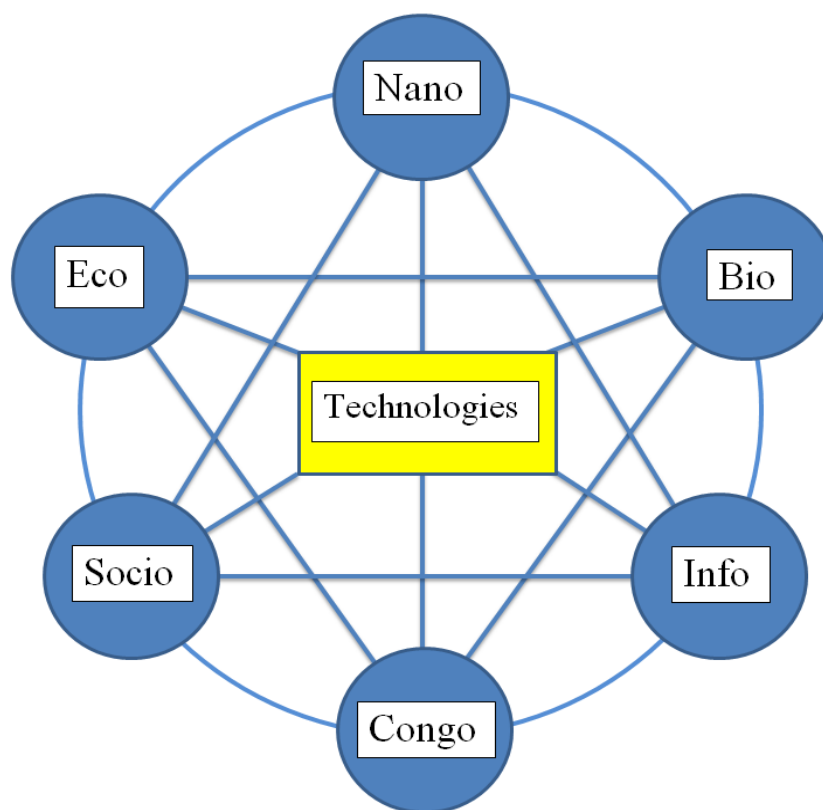


Рис.15.1. Приклад міждисциплінарного підходу-конвергенції знань

Запропонований науковий підхід [15], що забезпечує інноваційний прорив. Постулат нового наукового підходу – від живої Природи до створення антропогенних систем, до яких належать статичні та динамічні машинні, електричні, будівельні ТС завдяки інтелекту Людини, що задекларовано у філософських ідеях та пророцтві акад. Вернадського В.І.: «З появою на нашій планеті обдарованого розумом живої істоти планета

перетворюється на нову стадію своєї історії. Біосфера перетворюється на ноосферу (сферу розуму). Ми лише починаємо створювати нездоланну міць наукової думки, найбільшої творчої сили Homo Sapiens, людської вільної особистості, найбільшого нам відомого прояви її космічної сили, царство якої попереду». Створення нових ТС неможливе без аналізу та врахування накопиченого людського досвіду, який як генетична інформація на різних носіях переноситься з покоління в покоління. Історія розвитку людського суспільства та еволюція техніки завжди була пов'язана з механікою [17, 21] Проте з відкриттям електрики виявилася немислимою нині життєдіяльність Людини та розвитку ТС без нього. Електрика стала основним джерелом енергії ТС та первинним перетворювачем її альтернативних джерел (води, вітру та сонця), конкуруючи з бензином та газом. Ця тенденція визначила особливу роль електромеханічної науки, пов'язаної з дослідженням і створенням електромеханічних наук [20]. Було створено багатокординатний мобільний свердлильно-фрезерний верстат майбутнього без механічних передач (рис. 15.2) [26] і здійснено довгостроковий прогноз- генетичне передбачення з ймовірністю здійснення 100% можна подати у вигляді піраміди передбачення (рис. 15.3) [10, 22].

Зі збільшенням розміру (ваги) деталі Gд і верстата Gс змінюється їх співвідношення та вид верстата: 1.Швидкозбирані та ультрапрецизійні міні-верстати з модулів у кейсі з вбудованою системою комп'ютерного управління. 2.Настільні верстати або 3D-принтери зі штучним інтелектом, керовані від комп'ютера (смартфону) або чіпа в голові людини. 3. Підлогові (наземні) мобільні багатокординатні верстати-робокари з каркасно-оболонковою несучою системою, що переміщуються по цеху та одночасно обробляють деталі. 4. Будівля (цех) із встановленою на підлозі заготівлею (можливо вирощеною за допомогою 3D-принтера), по стінах та стелі якого переміщуються інтелектуальні верстати-роботи. 5.Відкритий майданчик під навісом, на підлозі

якого встановлена заготовка (можливо вирощена за допомогою 3D-принтерів), а навколо неї і по ній переміщуються інтелектуальні верстати-роботи з інструментами різного призначення та виконання. Для верстатів майбутнього при наближенні форми заготовки до форми готової деталі, тобто. при суттєвому зменшенні припусків, що знімаються, сил різання і при високих швидкостях обробки, а також з переходом до каркасних і оболонкових несучих систем (станин, колон, стійок і т.п.) відпадає необхідність у фундаментах, починаючи від міні-верстатів і аж до унікальних .

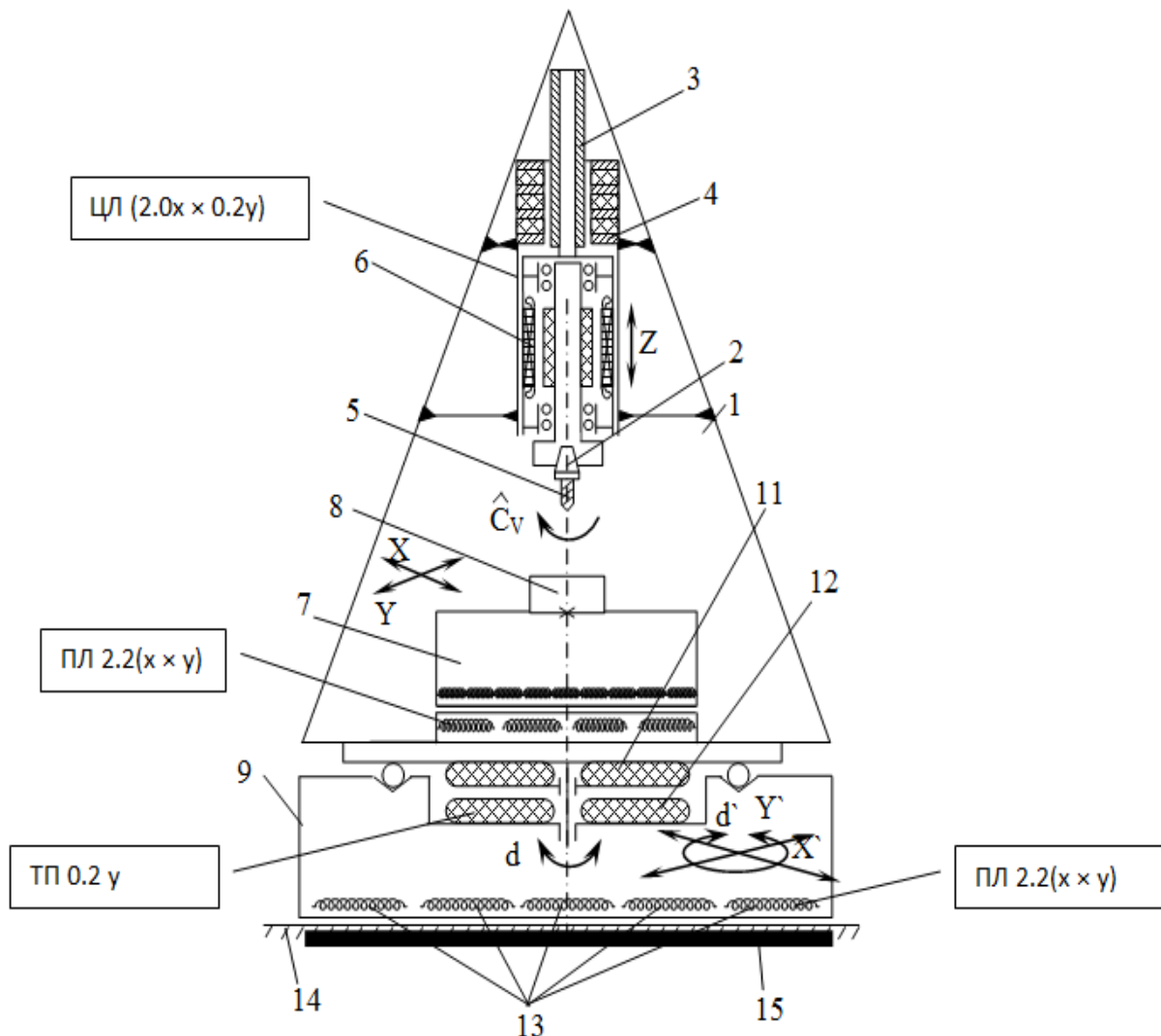


Рис.15.2. Багатокоординатний мобільний свердлильно-фрезерний верстат майбутнього без механічних передач з генетичними формулами

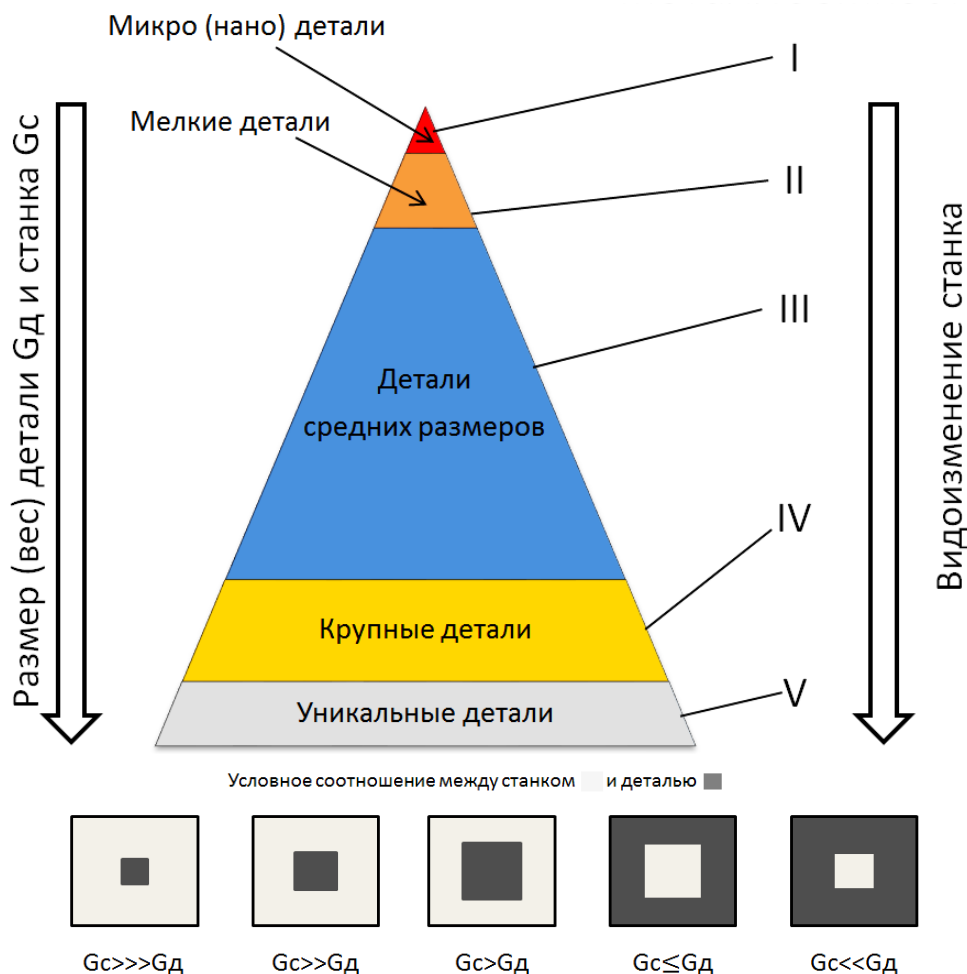


Рис. 15.3. Геометрична модель передбачення еволюції верстатів різних типорозмірів

Стає очевидним, що Людина не є одноосібним творцем технологічного прогресу, як вважалося раніше, а залишається лише учнем Природи. Все, що винайдено багатьма поколіннями фахівців, природа давно передбачила у своїх генетичних програмах. Природа встановлює закони структурної організації, створює генетичні програми розвитку складних систем та диктує суворі правила їх побудови. Настає ера переходу від віртуального до реального, тому що основою прогресу матеріального виробництва («краще-дешевше») були і залишаються виробничі технології та технічні засоби (матеріальні та енергетичні потоки), а не комп'ютери, призначені для віртуальних робіт і які стосуються інформаційних потоків. Вони в ТС завжди є лише допоміжними та вторинними, але основними в інтелектуальних системах.

В останній час спостерігається тенденція утворення нових наукових напрямків на основі структурно-системних досліджень, які набувають статусу «міждисциплінарних» і до яких відноситься генетика, яка вивчає закони спадковості і структурної мінливості в природних і антропогенних системах, що розвиваються у часі.

У розширенні різноманітності створюваних Природою і Людиною об'єктів і систем спостерігаються загальні принципи їх структурної організації, які проявляються у вигляді міжсистемних аналогій або прихованих внутрішньосистемних гомологій. Такі властивості мають місце як в природних (біологічних, хімічних, електромагнітних і ін.) системах, так і в системах природно-антропогенного походження (числових, лінгвістичних, технічних та ін.) [3, 15].

Одним з вагомих наукових результатів, отриманих за останні роки в галузі генетичної і структурної електромеханіки, стало теоретичне і експериментальне підтвердження приналежності електромагнітних систем до категорії генетично організованих систем. Теоретичні основи генетичної еволюції електромагнітних систем вперше розроблено на кафедрі електромеханіки КПІ ім. Ігоря Сікорського проф. Шинкаренко В.Ф. [20]. Відкриття генетичної класифікації (ГК) первинних джерел електромагнітного поля, створило умови для постановки принципово нових системних задач, серед яких чільне місце посідають задачі передбачення, яке здійснюється на основі розшифрування і аналізу генетичних програм структуроутворення довільних функціональних класів електромеханічних систем [19].

Системні задачі з визначення та розшифрування генетичних програм належать до категорії міждисциплінарних задач, а їх розв'язання можливе лише за умови наявності концептуальних моделей знань високого рівня узагальнення. Тому розвиток досліджень у даному напрямку відкриває можливість постановки і розв'язання принципово нових міждисциплінарних задач (рис.

15.4), в тому числі задач структурного передбачення і інноваційного синтезу складних ТС з компонентами різної генетичної природи [22].

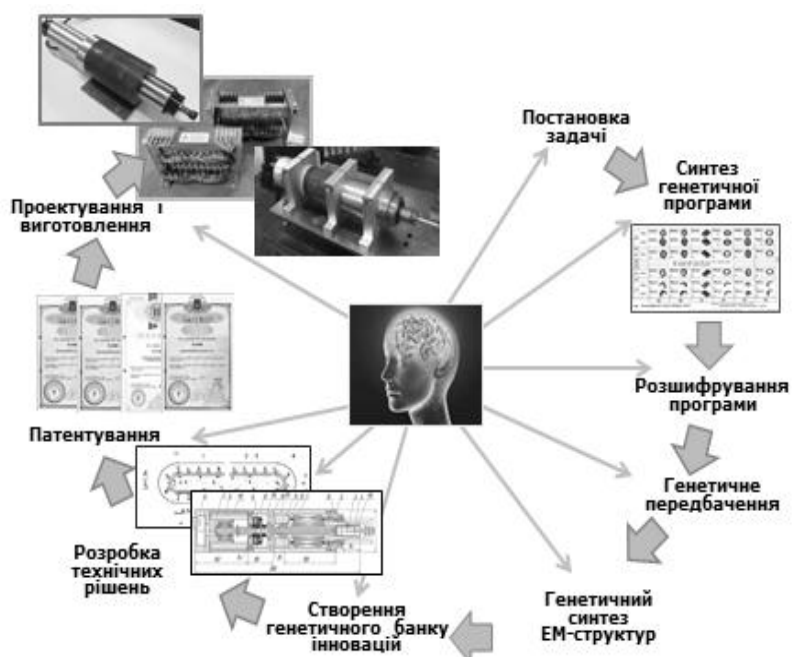


Рис. 15.4. Перші у світі технічні об'єкти, синтезовані за результатами розшифрування їх генетичних програм

Учні наукової школи верстатів нового покоління професора Ю.М. Кузнецова провели дослідження верстатів нового покоління з механізмами паралельної структури (МПС) зі штангами постійної довжини, а також вивчили можливості верстатного і технологічного обладнання каркасної і гібридної структур на модульному принципі [1, 2, 5, 7, 9, 13, 14, 16, 23]. Основні наукові підходи, що застосовуються при вивченні і дослідженні верстатів нового покоління:

- Генетико-морфологічний підхід до опису, еволюції, побудови прогнозування та синтезу складних ТС;
- Використання каркасних і оболонкових конструкцій несучих систем;
- Застосування МПС у складі високошвидкісного і високопродуктивного верстатного оснащення;
- Агрегатно-модульний принцип формування ТС;
- Застосування перспективних інформаційних

технологій та інтелектуальних комп'ютерних систем.

Запропонована концепція успішно реалізована при створенні малогабаритних верстатів з комп'ютерним управлінням різної компоновки, в тому числі з МПС, з використанням обмеженої кількості модулів (лінійних переміщень з додатковою функцією ребра каркаса, мотор – шпинделя, штанг постійної довжини, шарнірних з'єднань, основи та траверси), рис. 15.5.

В умовах обмеженого фінансування використання модульного принципу при розробці та виготовленні верстатів нового покоління є економічно вигідним. Крім того, повнофункціональні настільні верстати доцільно використовувати в технічних ЗВО для дослідження і навчання студентів на рівні світових вимог [14].

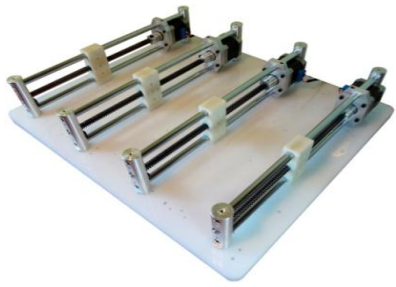
Аналіз наукових досліджень верстатів і робототехнічних систем з МПС показує, що найчастіше досліджується кінематична структура і характеристики окремих компонувань верстатів з МПС, зокрема гексаподів, і рідше зустрічаються системні дослідження МПС в контексті пошуку якісно нових кінематичних компонувань [1, 2, 12, 16, 18].

Проаналізуємо і розглянемо декілька варіантів малогабаритних настільних фрезерних верстатів різних типів від різних виробників, які мають подібну будову та модулі.

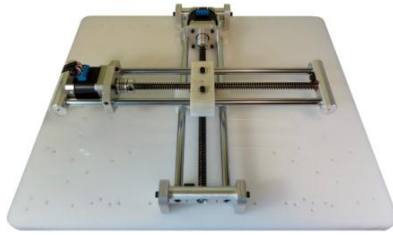
Розпочнемо із створеного у КПІ ім. Ігоря Сікорського на кафедрі конструювання верстатів та машин настільного фрезерного верстат «CNC 500» (рис. 15.6), який стане об'єктом подальшого удосконалення з моделюванням при використанні генетичного підходу [24].

Верстат «CNC 500» призначений для фрезерної обробки таких матеріалів як: бронза, дюраль, текстоліт, різні пластики, дерево, віск та ін.

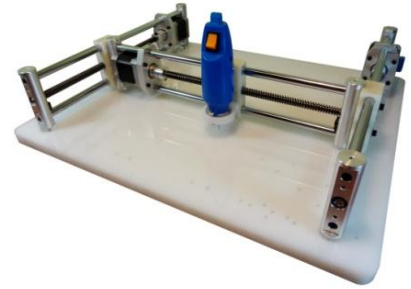
Даний верстат може використовувати в багатьох сферах діяльності, зокрема приладобудування, виготовлення плат, мікросхем, ювелірне виробництво, виготовлення сувенірів, унікальних надписів, гравіювання і т.д.



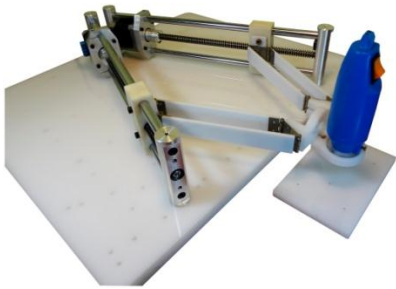
а) модулі лінійного переміщення



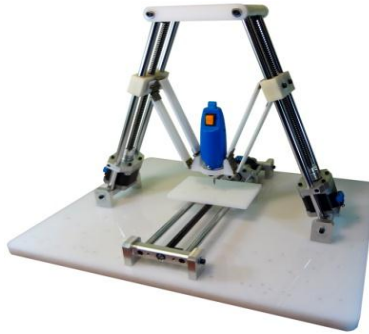
б) хрестовий стіл



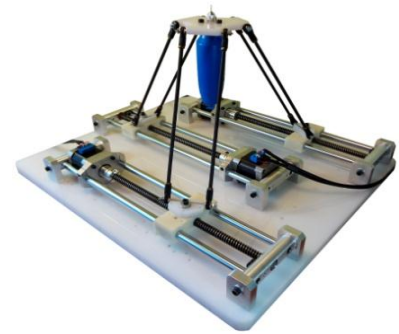
в) портал



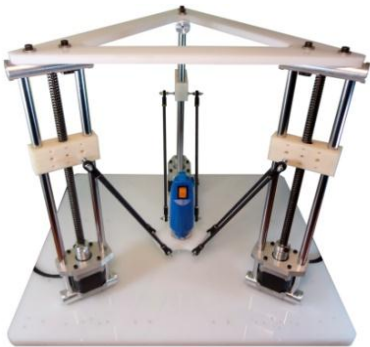
г) біглайд горизонтальний



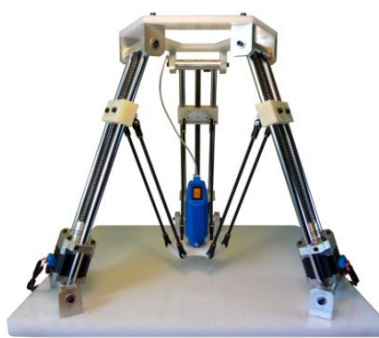
д) біглайд вертикальний



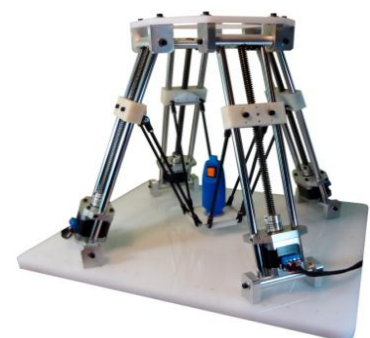
е) триглайд горизонтальний



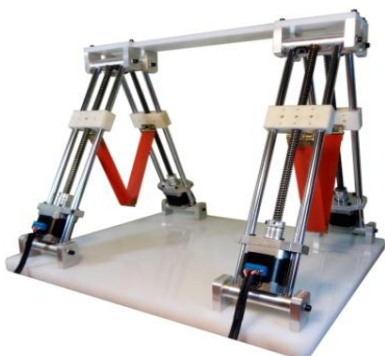
є) триглайд призматичний



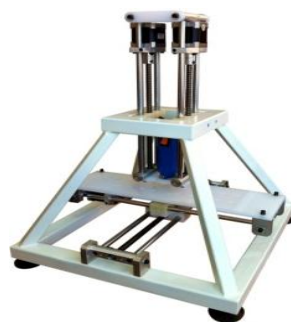
ж) триглайд пірамідальний



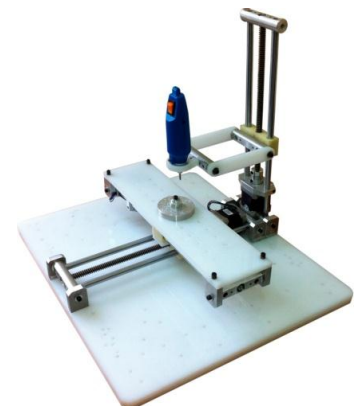
з) тетраглайд пірамідальний



и) бігліди спарені клиноподібно



і) верстат пірамідальний без МПС



ї) верстат консольний

Рис. 15.5. Моделі діючих малогабаритних фрезерних верстатів з комп'ютерним управлінням на модульному принципі

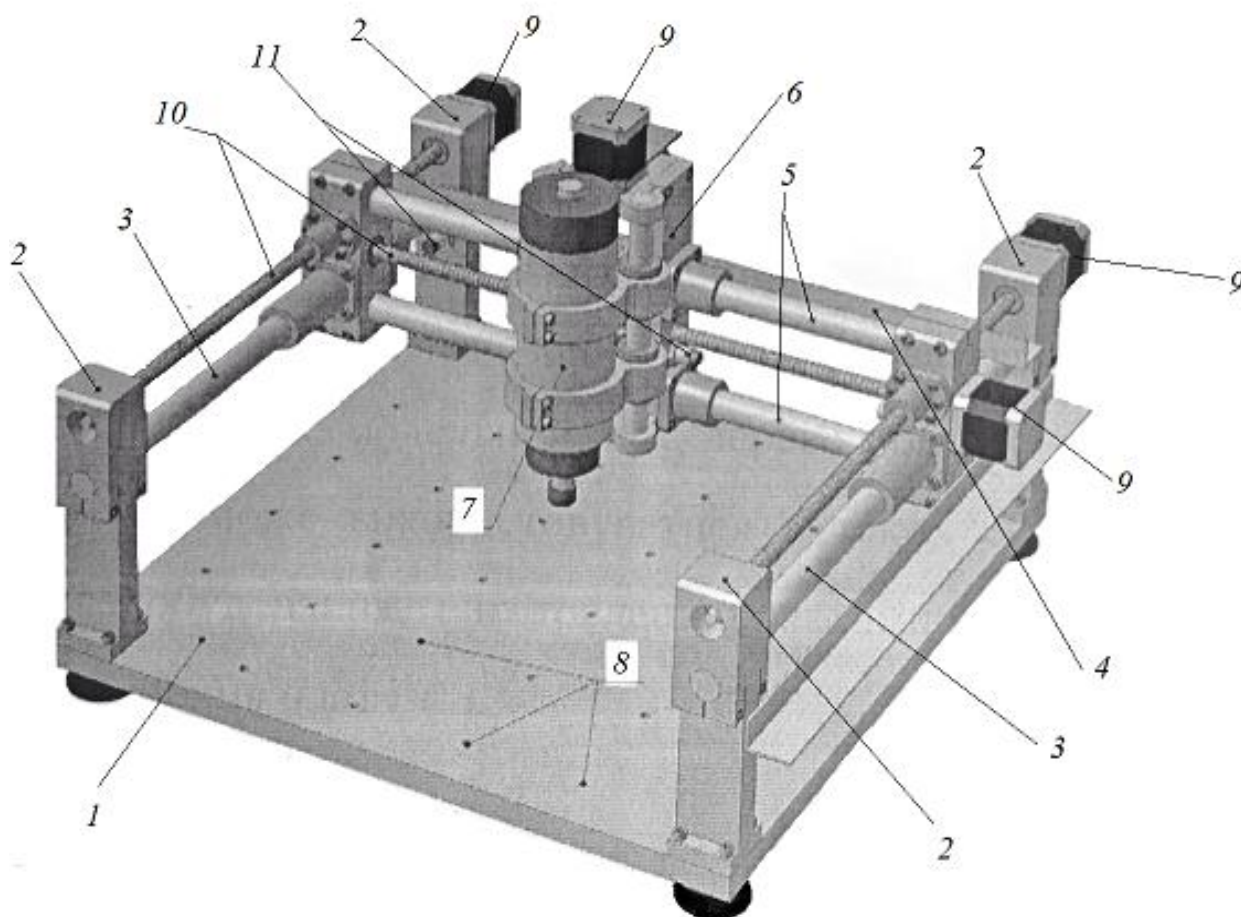


Рис.15.6. Малогабаритний настільний фрезерний верстат порталного компонування моделі «CNC 500»

Верстат «CNC 500» має досить просту конструкцію (всі складові частини показано на рис.15.6). Даний верстат порталного компонування містить несучу плиту 1 товщиною 17мм, з чотирьма вертикальними стійками на кутах 2, що з'єднані між собою напрямними 3, по яких рухається портал 4. В ньому є дві напрямні 5, по яких рухається каретка 6, до каретки кріпиться мотор-шпиндель 7, потужністю 800 Вт з повітряним охолодженням та частотним керуванням, що рухається вертикально. За рахунок 32 різьбових отворів 8 з метричною різьбою М6х0.8 кріпиться оброблювана заготовка кріпиться на несучій плиті. Приводи подач рухаються за допомогою крокових двигунів 9. Кульково-гвинтова пара 10 з кроком 4 мм/об зумовлює передачу руху. Сенсори індуктивного типу 11 відповідають за визначення кінцевого положення портала по осях

X та Y. За рахунок такої конструкції верстату забезпечується висока жорсткість несучої системи і водночас підвищується зручність обслуговування робочої зони.

Технічні характеристики верстату «CNC 500»:

- Габарити: 500×500×350 мм
- Робочий простір: 250×250×80 мм
- Тип гвинтової передачі: ШВП 12×4
- Тип направляючих: вал Ø20мм
- Робоча швидкість: до 4000 мм/хв
- Частота обертання шпинделя: 10000-24000 об/хв
- Повторюваність: 0.05 мм
- Вага верстату: 35 кг.

Процес обробки на моделі «CNC 500» аналогічний обробці на будь-якому іншому верстаті з ЧПК.

Перш за все, відбувається встановлення заготовки майбутньої деталі. Її кріплять на робочому столі в лещатах чи з використанням інших інструментів, в залежності від виду деталі і операцій, які будуть з нею виконувати. Тоді, використовуючи закріпленій в шпинделі спеціальний мірний пристрій (щуп), оператор здійснює заміри координати нульової точки заготовки. Це точка, з якої почнеться вся подальша обробка. Далі виміряні координати записуються в систему ЧПК у вигляді коду G54-G154P99.

Наступний крок — заміри довжини інструмента, за допомогою якого буде виконуватися обробка. Для цього потрібні координати точки робочого простору, в яку потім підводиться інструмент та математично розрахувати довжину інструмента з точністю до 0.01 мм. Після виконання всієї вище перерахованих пунктів завантажується керуюча програма, яку створив програміст для даної деталі та розпочинається процес обробки.

Далі представлений малогабаритний настільний фрезерний верстат (НФВ) з ЧПК моделі «CNC 3030» (рис. 15.7).

Верстат з ЧПУ серій CNC-3030. Він підходить для обробки деревини, пластмаси, органічного скла, акрилу, каменю,

кольорових металів і навіть сталі. За допомогою системи числового програмного керування відбувається управління промисловим фрезерним верстатом. Промислові фрезерні верстати з ЧПУ по дереву і металу використовуються також і для виготовлення художніх панно для оздоблення інтер'єрів та фасадів будівель, логотипів фірм, рекламної продукції з дерева і металу.



Рис. 15.7. НФВ моделі «CNC 3030»

Технічні характеристики НФВ моделі «CNC 3030»:

- габарити верстата – 740x610x860;
- робочий простір – 300x300x150 мм;
- максимальна частота обертання шпинделя – 24 000 об/хв
- потужність шпинделя - 1.5 кВт;
- охолодження – водне;
- живлення – 220 В;
- вага – 170 кг;

Наступний верстат, на який варто звернути увагу, моделі «CNC 3020 mini» (рис. 15.8). Верстати серії CNC-mini є настільними верстатами з ЧПК, що слугують для професійної та аматорської обробки дерева. Їх використовують для виготовлення дерев'яних моделей, панелей, значків, сувенірів, авіамоделей і інших виробів з дерева. Установити і налаштувати такі верстати дуже просто.



Рис.15.8. НФВ моделі «CNC 3020 mini»

Настільні фрезерні верстати CNC-MINI з ЧПУ можуть працювати від джерела змінного струму напругою 220 В. Основним завданням верстатів є обробка дерева, а також пластмас, органічного скла, акрилу. Керування комплексом здійснюється системою числового програмного управління. За допомогою установки можна виготовити художні панно для декору та фасадів будівель, логотипи фірм, рекламну продукцію. Інтерфейс РСІ дозволяє підключити установку до комп'ютера.

Верстати невеликого габариту набули широкого розповсюдження через відмінну швидкість, точність і різноманітність виконуваних завдань». Отже, вони є незамінними на виробництвах невеликого і середнього розміру. Зручна система управління NcStudio, точна механічна

структури, висока швидкість дозволяє верстатам відмінно справлятися з завданнями 3D різьблення по дереву (можливо додатково встановити поворотну вісь). Верстати підходять для виготовлення сувенірних виробів, обробки пластику, м'якого металу тощо.

Верстати збирають на заводах за допомогою промислового обладнання. Електронно-вимірювальні прилади дозволяють виміряти точність виробів.

Технічні характеристики:

- робочий простір – 200x300x100;
- потужність шпинделя – 800 Вт;
- максимальна частота обертання – 22 000 об/хв;
- тип охолодження – водяне;
- живлення – 220 В;
- вага – 35 кг;

Ще один представник міні – фрезерних верстатів від японського виробника «Roland». Це верстат «Roland SRM-20» (рис. 15.9).



Рис. 15.9. НФВ моделі «Roland SRM-20»

Це верстат новітнього покоління настільних фрезерних машин для офісу, дизайну студії або ЗВО. Розпочавши виробництво настільних машин в 1986 році, Roland продовжує покращувати точність обробки і ефективність при використанні компактного формату. SRM-20 — це інноваційні характеристики,

нові шпиндель, цанги і програмне керування. В результаті було досягнуто високої якості обробки, швидкості і простоти у використанні. SRM-20 підходять для обробки різних матеріалів для моделювання, такі як модельний пластик, дерево, акрил і модельний віск. За рахунок великого вибору опціональних цанг можна використовувати різні інструменти для вибору оптимального для чорнової і чистової обробки.

Після обробки великої кількості інформації, патентного пошуку верстатів-аналогів, вивчення їх будови розпочаті роботи по удосконаленню моделі м«CNC 500» (див.рис. 15.6) [24, 33].

Перший варіант модернізованого НФВ (рис. 15.10) буде максимально подібним до свого попередника за конструкцією. Замінюватися будуть переважно модулі та деякі вузли без суттєвої зміни конструкції [33].

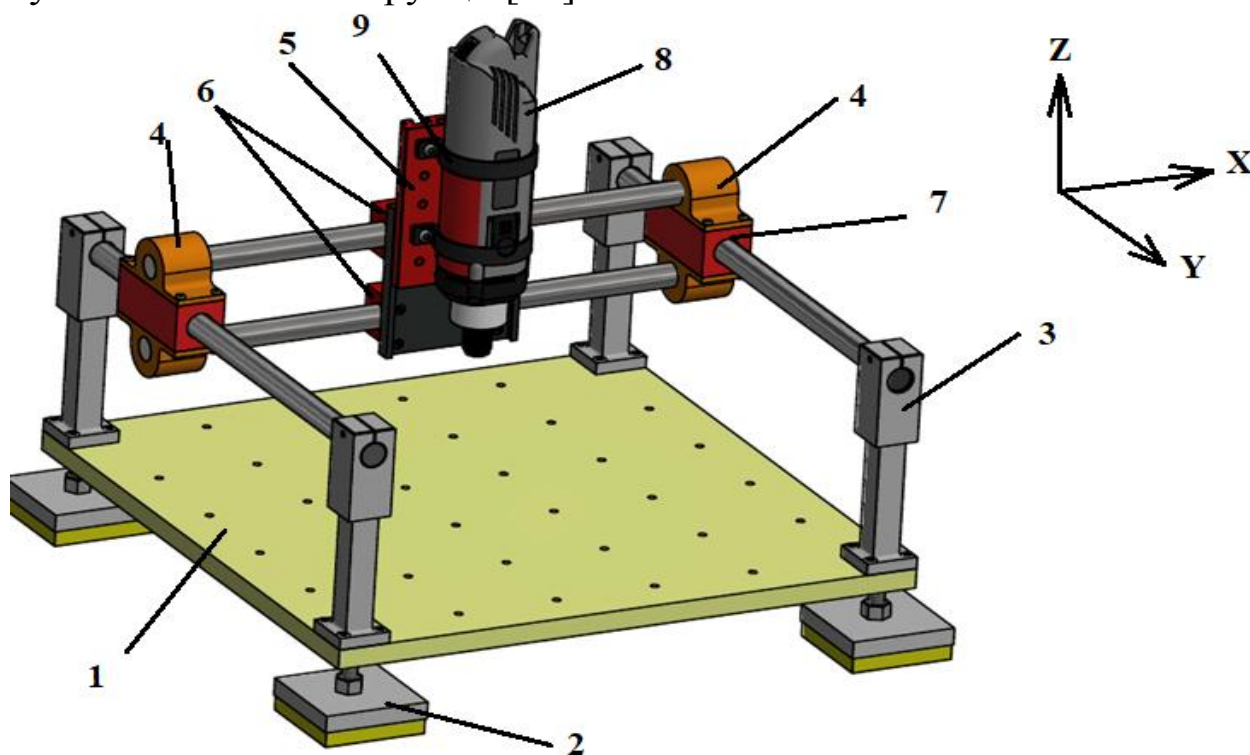


Рис. 15.10. 3Д- модель модернізованого НФВ з рухомою траверсою

Головною відмінністю і перевагою даного НФВ портального компонування є заміна крокових двигунів, які працювали в парі із ШВП на високоточні лінійні модулі (5, 6) у

вигляді циліндричних лінійних двигунів «HIWIN MIKROSYSTEM» серії «LMTA-4» від тайванського виробника «HIWIN». Вони забезпечують лінійне переміщення робочого органу НФВ по осях X та Y.

Існує багато аналогів цих двигунів, але було обрано саме дану модел через найбільш вдале співвідношення ціни, якості та технічних характеристик.

Для усунення можливих вібрацій і впливу середовища було обрано віброопори «Vibrofix Level 55» (рис. 15.11). Дана модель чудово демпфує відчутні під час різання коливання, таким чином збільшується точність обробки та зменшується рівень шумового забруднення. Модульний принцип верстата дозволяє уникнути змін в конструкції при заміні звичайних ніжок на вібростійки, адже вони аналогічно попереднім вгвинчуються в різьбовий отвір основи M12.

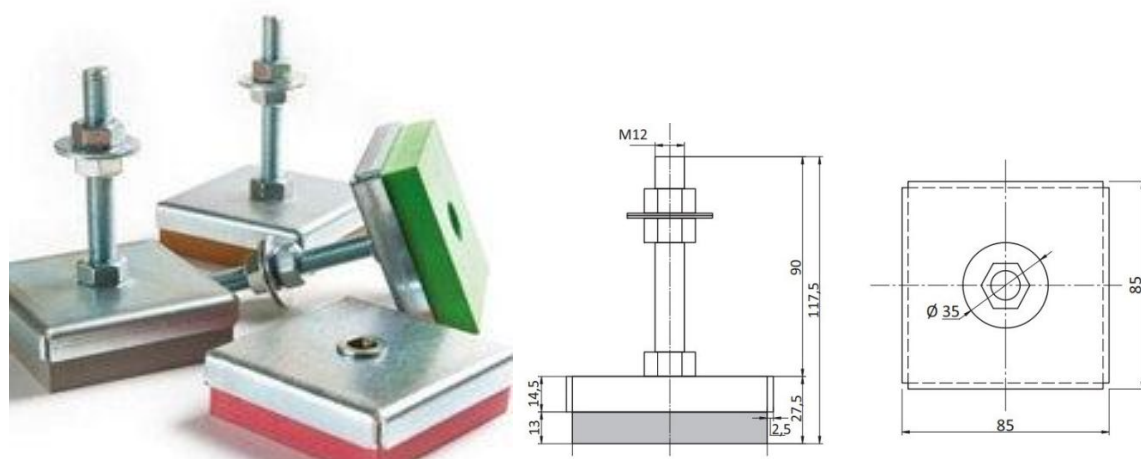


Рис.15.11. Віброопори «Vibrofix Level 55»

Модернізація дозволяє досягнути значного підвищення точності, зберігаючи при цьому модулі попередньої конструкції (моделі «CNC 500»). Таким чином, за допомогою модернізації існуючої конструкції вдасться без значних втрат досягти покращення наступних характеристик верстата:

✓ точність позиціонування робочого органу збільшилася до 1 мкм;

- ✓ швидкість пересування робочого органу збільшилася до 5 м/с;
- ✓ мінімальна резонансна частота зменшилася до 13 Гц;
- ✓ збільшився робочий простір до 310x280x105 мм;
- ✓ зменшилася вага верстата до 23 кг.

Альтернативним другим варіантом модернізованого НФВ запропонован верстат з рухомим столом та статичною траверсою (рис. 15.12). З огляду на конструкцію, даний верстат має значні відмінності з початковим варіантом. Відбудеться заміна більшості деталей, будова зазнає суттєвих змін, а також збільшаться габаритні розміри. Головний недолік верстатів з рухомим столом — це їх габарити. Збільшення габаритів потрібне для забезпечення достатнього робочого простору. Наш верстат має розміри робочої зони, що варіюються близько до таких значень: X – 190 мм; Y – 190 мм; Z – 90 мм.

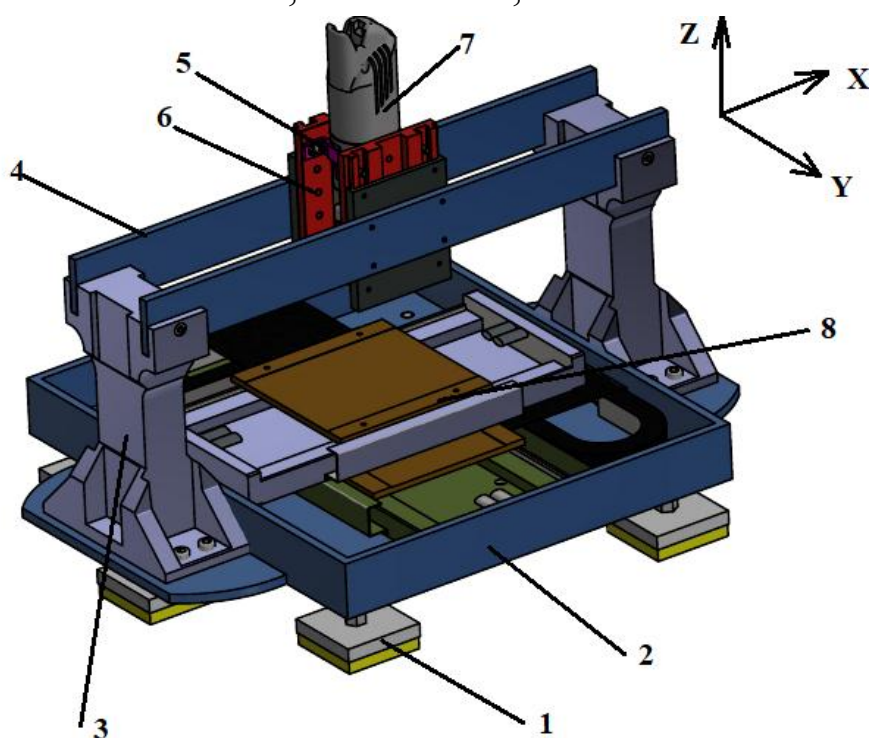


Рис. 15.12. 3Д- модель модернізованого НФВ з рухомим столом

Верхня частина верстата складається з двох потужних стійок 3, які встановлюються на основу за межами робочого простору. До них кріпиться подвійна траверса 4, всередині якої встановлені ті ж самі ЛЕД-и 6, що й на верстаті з рухомою траверсою («LMSA11», (рис.15.10) та синхронізовані між собою.

Мотор-шпиндель «Kress 1050 FME» 7 прикріплений до електродвигунів оригінальними регульованими кронштейнами 5. Великі габарити верстата потребують більше 4-х віброопор «Vibrofix Level 55» (рис. 15.11). Тому, встановлення ще двох додаткових опор під стійками забезпечить більшу надійність і стійкість. Таким чином, за рахунок стійкості конструкції матимемо чудову точність обробки, проте це має і негативний вплив. Орієнтовна вага верстату дорівнюватиме 60 кг. Що досить таки багато, як для НФВ. Тому цей варіант вірогідно буде потребувати каркас чи достатньо стійку поверхню для встановлення.

Проте, передбачається, що саме жорсткість несучої системи – це головна перевага. Низько розташований центр мас забезпечує високу стійкість верстата. Об'ємна основа 2 була розроблена спеціально для даної моделі. Найдорожча частина верстата, а саме хрестовий лінійний стіл 8, буде захищена по периметру основи захисними бортами. Після пошуку обраний координатний стіл «LMX2E-CB5CB8-XXX-YYY-G20» серії «LMC-D» від виробника «HIWIN» (рис. 15.13).



Рис. 15.13. Хрестовий стіл «LMX2E-CB5CB8-XXX-YYY-G20»

Двовісні координатні столи серії LMC_D оснащені лінійними двигунами HIWIN без сталевого сердечника серії LMC і відрізняються високою динамічністю. Ідеально підходять для застосування на прицевійних верстатах, що вимагають високу ступінь синхронності виконуваних операцій. Обрана модель має

низький профіль, що дуже актуально для запропонованого верстата, адже це дозволить покращити одразу дві характеристики верстата:

- ✓ збільшення робочого простору по осі Z;
- ✓ низьке розташування центра мас;

Технічні характеристики координатного столу (рис. 15.13):

- постійне зусилля по осі X – 91 Н
- постійне зусилля по осі Y – 145 Н
- пікове зусилля по осі X - 364 Н;
- пікове зусилля по осі Y – 580 Н;
- максимальне переміщення по осі X – 300 мм;
- максимальне переміщення по осі Y – 400 мм;
- ортогональність - +/- 5''
- стабільність позиціонування – 0.002 мм;

Таким чином, запропонована модернізація дозволила нам створити оригінальний зразок НФВ з рухомим столом з несучою системою особливої жорсткості та низьким рівнем вібрації в процесі обробки. За рахунок його жорсткості та потужності можна буде оброблювати більш тверді матеріали, з більшими режимами різання аніж на верстаті з рухомою траверсою.

Генетичне моделювання. Спираючись на теорію генетичної еволюції ЕМ-систем [20, 21, 24, 25] необхідно визначити функцію пошуку технічного рішення F_{TS} , щоб провести спрямований синтез. Функція пошуку визначається з відповідної кількості вимог та обмежень. Сформулюємо основні конкретні вимоги до пошукових систем S_{TS} та S'_{TS} : 1) настільна конструкція (D_{TS}); 2) використання ЕМ-систем для всіх типів рухів (M_{EM}); 3) 3-координатний рух шпинделя ($S_{X,Y,Z}$); 4) рухома напрямна ($B_{X,Y}$) – для S_{TS} або рухомий стіл ($T_{X,Y}$) – для S'_{TS} .

Враховуючи зазначені вище вимоги, інтегральні функції пошуку можуть бути представлені у вигляді векторів F_{TS} і F'_{TS} відповідно у багатовимірному просторі R^n :

$$F_{TS} = [D_{TS}; M_{EM}; S_{Z,Y,Z}; B_{X,Y}] \in R_n; \quad (15.1)$$

$$F'_{TS} = [D_{TS}; M_{EM}; S_{Z,Y,Z}; T_{X,Y}] \in R_n; \quad (15.2)$$

Модель генетичного синтезу, що описана на рис. 15.14, 15.15, відповідає визначенням F_{TS} і F'_{TS} . Ці генетичні моделі представляють траєкторії пошуку ЕМ-структур, які задовольняють F_{TS} та F'_{TS} та складають генетичні програми спрямованого синтезу настільних фрезерних верстатів без механічних передач.

Для ідентифікації завершальної стадії процедури синтезу слід використовувати ваговий показник відповідності k_C , значення якого визначається пропорцією інтегральної генетичної схильності P_C відповідної електромеханічної хромосоми до визначеної інтегральної пошукової функції F_{TS} :

$$k_C = P_C / F_{TS} \leq 1 \quad (15.3)$$

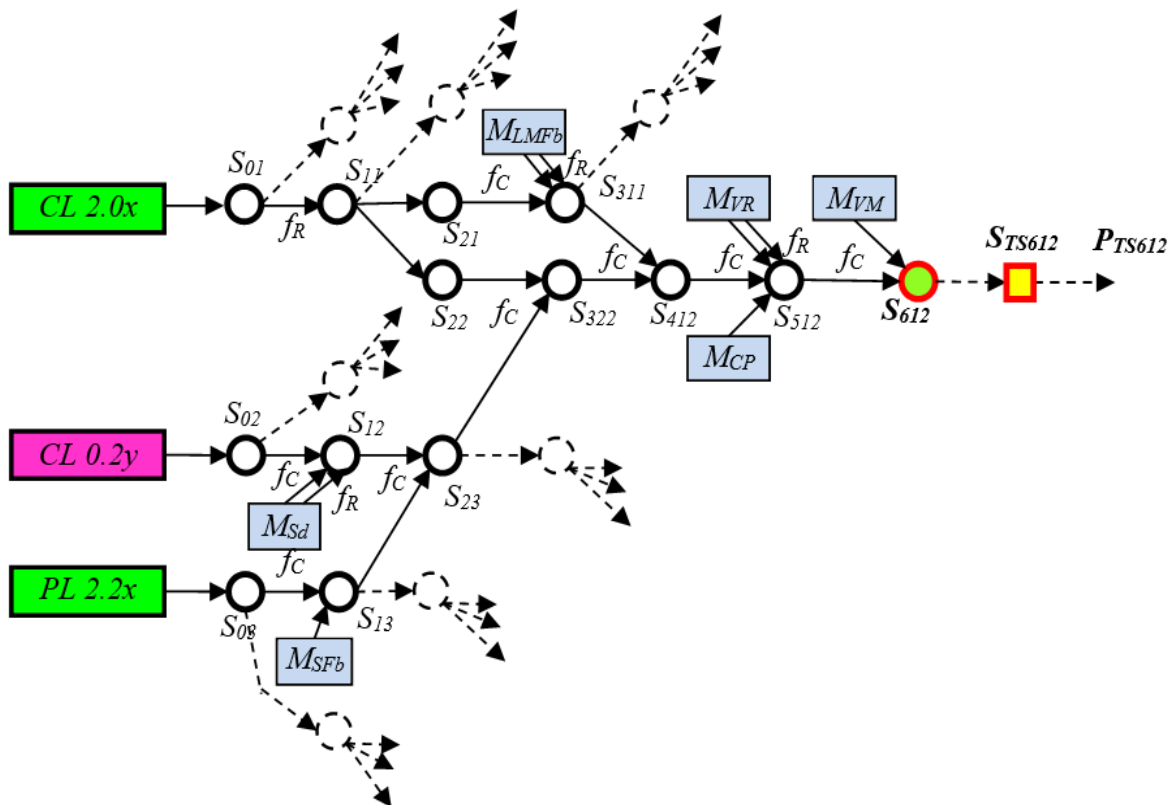


Рис. 15.14. Генетична модель синтезу настільних ЧПК-структур з використанням визначеної функції пошуку F_{TS} (15.2): f_C – генетичний оператор схрещування; f_R – генетичний оператор реплікації; CL2.0x, CL0.2y, PL2.2x – первинні електромагнітні хромосоми; $S_{01}, S_{02}, \dots, S_{612}$ – синтезовані структури електромагнітних хромосом; S_{TS612} – технічне рішення; P_{612} – сукупність технічних рішень

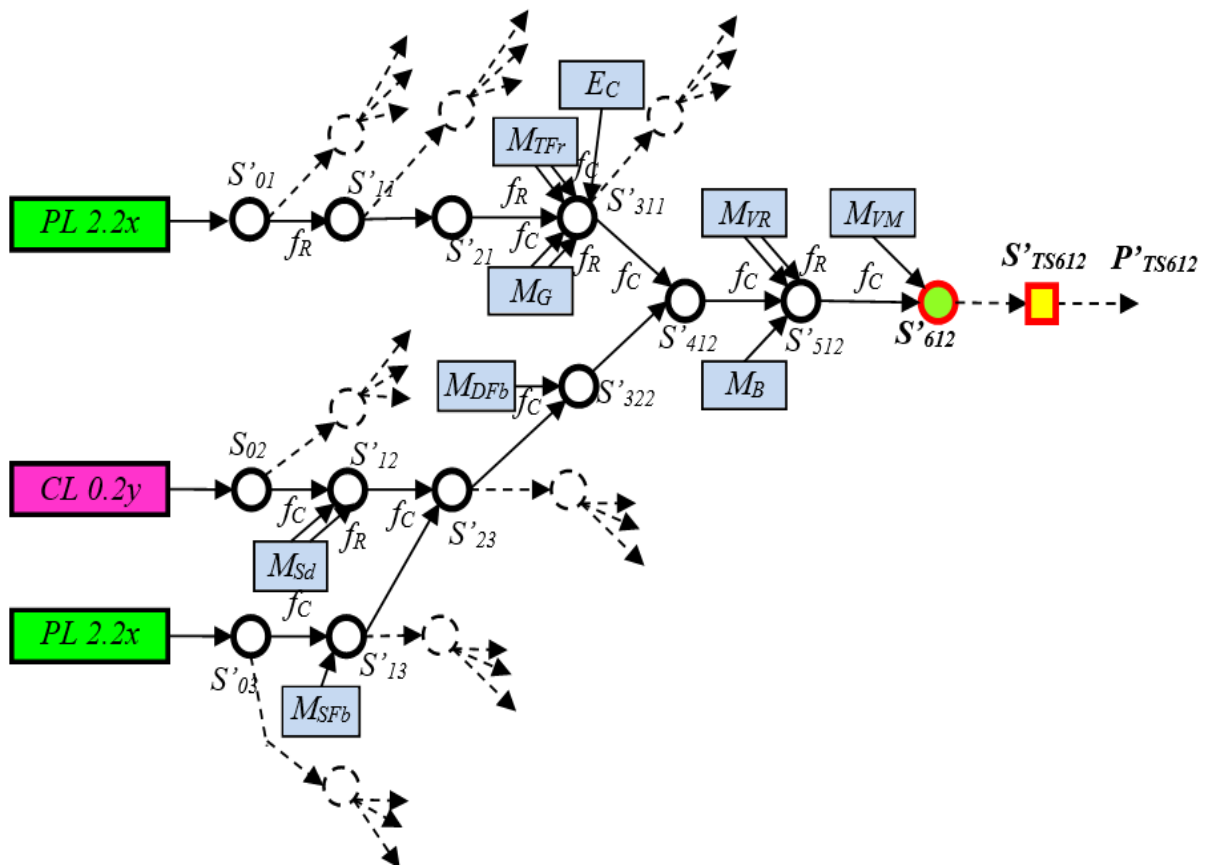


Рис. 15.15. Генетична модель синтезу настільних ЧПУ-структур з використанням визначеної функції пошуку F'_{TS} (15.3):
 f_C – генетичний оператор схрещування; f_R – генетичний оператор реплікації; CL0.2y, PL2.2x – первинні електромагнітні хромосоми; $S'_{01}, S'_{02}, \dots, S'_{612}$ – синтезовані структури електромагнітних хромосом; S'_{TS612} – технічне рішення; P'_{612} – сукупність технічних рішень

Електромагнітні хромосоми, які задовольняють F_{TS} та F'_{TS} , мають певний рівень генетичної складності, який оцінюють за результатами генетичного аналізу (табл. 15.1, 15.2). Зазначені пошукові функції F_{TS} і F'_{TS} задовольняються генетично вищими комбінованими гібридними хромосомами S_{612} і S'_{612} відповідно. Ступінь складності структури S_{612} , а також ступінь складності споріднених сукупностей технічних рішень P_{612} можна виразити наступною структурною формулою:

$$\left[\left[\left[2(CL2.0x_1 \times CL2.0x_2)_{(R.X)} \times M_{LMFb} \right] \times \left[2(CL2.0x_1 \times CL2.0x_2)_{(R.Z)} \right] \times \left[(CL0.2y_1 \times CL0.2y_2) \times M_{Sd} \right] \times \left[(PL2.2x_1 \times PL2.2x_2) \times M_{SFb} \right] \right] \times M_{VR} \times M_{CP} \right] \times M_{VM} \quad (15.4)$$

Таблиця 15.1.

Результати генетичного аналізу структурно-конструкторської моделі настільного фрезерного верстата з рухомою траверсою F_{TS}

Електромеханічна хромосома	Структурна формула	Статус хромосоми	k_c
CL2.0x	CL2.0x	Материнська	-
S_{01}	$CL2.0x_1 \times CL2.0x_2$	Електромагнетична пара	-
CL0.2y	CL0.2y	Материнська	-
S_{02}	$CL0.2y_1 \times CL0.2y_2$	Електромагнетична пара	-
PL2.2x	PL2.2x	Материнська	-
S_{03}	$PL2.2x_1 \times PL2.2x_2$	Електромагнетична пара	-
S_{11}	$2(CL2.0x_1 \times CL2.0x_2)_{(R)}$	Інформаційні, тиражові ($k_R=2$)	-
S_{12}	$(CL0.2y_1 \times CL0.2y_2) \times M_{Sd}$	Інформаційні, комбіновані	-
S_{13}	$(PL2.2x_1 \times PL2.2x_2) \times 2M_{SFb}$	Інформаційні, комбіновані	-
S_{21}	$2(CL2.0x_1 \times CL2.0x_2)_{(R:X)}$	Інформаційні, тиражові, ізомерні	-
S_{22}	$2(CL2.0x_1 \times CL2.0x_2)_{(R:Z)}$	Інформаційні, тиражові, ізомерні	-
S_{23}	$CL0.2y_1 \times CL0.2y_2 \times M_{Sd} \times [(PL2.2x_1 \times PL2.2x_2) \times M_{SFb}]$	Інформаційні, комбіновані, змішані	-
S_{311}	$2(CL2.0x_1 \times CL2.0x_2)_{(R:X)} \times M_{LMFb}$	Інформаційні, комбіновані	-
S_{322}	$[2(CL2.0x_1 \times CL2.0x_2)_{(R:Z)}] \times [(CL0.2y_1 \times CL0.2y_2) \times M_{Sd}] \times [(PL2.2x_1 \times PL2.2x_2) \times M_{SFb}]$	Генеральні, комбіновані, змішані	0,4
S_{412}	$[2(CL2.0x_1 \times CL2.0x_2)_{(R:X)} \times M_{LMFb}] \times [2(CL2.0x_1 \times CL2.0x_2)_{(R:Z)}] \times [(CL0.2y_1 \times CL0.2y_2) \times M_{Sd}] \times [(PL2.2x_1 \times PL2.2x_2) \times M_{SFb}]$	Генеральні, комбіновані, змішані	0,6
S_{512}	$[[2(CL2.0x_1 \times CL2.0x_2)_{(R:X)} \times M_{LMFb}] \times [2(CL2.0x_1 \times CL2.0x_2)_{(R:Z)}] \times [(CL0.2y_1 \times CL0.2y_2) \times M_{Sd}] \times [(PL2.2x_1 \times PL2.2x_2) \times M_{SFb}]] \times M_{VR} \times M_C$	Генеральні, комбіновані, змішані	0,8
S_{612}	$[[[2(CL2.0x_1 \times CL2.0x_2)_{(R:X)} \times M_{LMFb}] \times [2(CL2.0x_1 \times CL2.0x_2)_{(R:Z)}] \times [(CL0.2y_1 \times CL0.2y_2) \times M_{Sd}] \times [(PL2.2x_1 \times PL2.2x_2) \times M_{SFb}]] \times M_{VR} \times M_C] \times M_{VM}$	Генеральні, комбіновані, змішані	1,0

Ступінь складності структури S'_{612} , а також ступінь складності відповідних сукупностей технічних рішень S_{612} можна також виразити наступною структурною формулою:

$$\left[\left[\left[2(PL2.2x_1 \times PL2.2x_2)_{(R:X,Y)} \times M_{Tfr} \times E_C \times M_G \right] \times \left[\left[(CL0.2y_1 \times CL0.2y_2) \times M_{Sd} \right] \times \left[(PL2.2x_1 \times PL2.2x_2) \times M_{Sfb} \right] \times M_{DFb} \right] \right] \times M_{VR} \times M_B \right] \times M_{VM} \quad (15.5)$$

В табл. 15.1 наведені результати генетичного аналізу для варіанта (рис.15.10), а для варіанта (рис.15.12) в табл.15.2.

В табл.15.1 і 15.2 наведені наступні позначення:

- $CL2.0x_1$ – генетичний код основного джерела циліндричної форми ходового хвилі електромагнітного поля лінійних двигунів;
- $CL2.0x_2$ – генетичний код вторинного джерела циліндричної форми електромагнітного поля ходової хвилі лінійних двигунів;
- $CL2.0x_1 \times CL2.0x_2$ – парна електромагнітна хромосома циліндричних лінійних двигунів;
- M_{LMFb} - механічна хромосома лінійної фіксації двигуна;
- $CL0.2y_1$ – генетичний код первинного джерела електромагнітного поля обертової хвилі циліндричної форми (система індуктора статора шпинделів);
- $CL0.2y_2$ – генетичний код вторинного джерела електромагнітного поля обертової хвилі циліндричної форми (індукторна система статора шпиндельного двигуна);
- $CL0.2y_1 \times CL0.2y_2$ – парна електромагнітна хромосома електромеханічних перетворювачів енергії обертової хвилі циліндричної форми, тобто перетворювачі ЕМЕ (веретено-моторні);
- M_S – механічна хромосома веретена;
- M_{Sfb} – це механічна хромосома фіксації шпинделя;
- $PL2.0x_1$ – генетичний код первинного джерела ходового хвилі електромагнітного поля лінійних двигунів плоскої форми (площинної форми);
- $PL2.0x_2$ – генетичний код другорядного джерела ходової хвилі електромагнітного поля лінійних двигунів плоскої форми (площинної форми);

Таблиця 15.2.

Результати генетичного аналізу структури структури структури настільного фрезерного верстата з рухомим столом F'_{TS}

Електромеханічна Хромосома	Структурна формула	Статус хромосоми	k_c
$PL2.2x$	$PL2.2x$	Материнська	-
S_{01}	$PL2.2x_1 \times PL2.2x_2$	Електромагнетична пара	-
$CL0.2y$	$CL0.2y$	Материнська	-
S_{02}	$CL0.2y_1 \times CL0.2y_2$	Електромагнетична пара	-
$PL2.2x$	$PL2.2x$	Материнська	-
S_{03}	$PL2.2x_1 \times PL2.2x_2$	Електромагнетична пара	-
S_{11}	$2(PL2.2x_1 \times PL2.2x_2)_{(R)}$	Інформаційна, тиражова ($k_R=2$)	-
S_{12}	$(CL0.2y_1 \times CL0.2y_2) \times M_{Sd}$	Інформаційна, комбінована	-
S_{13}	$(PL2.2x_1 \times PL2.2x_2) \times M_{SFb}$	Інформаційна, комбінована	-
S_{21}	$2(PL2.2x_1 \times PL2.2x_2)_{(R:X,Y)}$	Інформаційні, тиражові, ізомерні	-
S_{23}	$[(CL0.2y_1 \times CL0.2y_2) \times M_{Sd}] \times [(PL2.2x_1 \times PL2.2x_2) \times M_{SFb}]$	Генеральні, комбіновані, змішані	-
S_{311}	$2(PL2.2x_1 \times PL2.2x_2)_{(R:X,Y)} \times M_{Tfr} \times E_C \times M_G$	Інформаційна, комбінована	-
S_{322}	$[(CL0.2y_1 \times CL0.2y_2) \times M_{Sd}] \times [(PL2.2x_1 \times PL2.2x_2) \times M_{SFb}] \times M_{DFb}$	Генеральні, комбіновані, змішані	0,4
S_{412}	$[2(PL2.2x_1 \times PL2.2x_2)_{(R:X,Y)} \times M_{Tfr} \times E_C \times M_G] \times [(CL0.2y_1 \times CL0.2y_2) \times M_{Sd}] \times [(PL2.2x_1 \times PL2.2x_2) \times M_{SFb}] \times M_{DFb}$	Генеральні, комбіновані, змішані	0,6
S_{512}	$[[2(PL2.2x_1 \times PL2.2x_2)_{(R:X,Y)} \times M_{Tfr} \times E_C \times M_G] \times [(CL0.2y_1 \times CL0.2y_2) \times M_{Sd}] \times [(PL2.2x_1 \times PL2.2x_2) \times M_{SFb}] \times M_{DFb}] \times M_V \times M_{MB}$	Генеральні, комбіновані, змішані	0,8
S_{612}	$[[[2(PL2.2x_1 \times PL2.2x_2)_{(R:X,Y)} \times M_{Tfr} \times E_C \times M_G] \times [(CL0.2y_1 \times CL0.2y_2) \times M_{Sd}] \times [(PL2.2x_1 \times PL2.2x_2) \times M_{SFb}] \times M_{DFb}] \times M_V \times M_{MB}] \times M_{VM}$	Генеральні, комбіновані, змішані	1,0

- $PL2.0x_1 \times PL2.0x_2$ – парна електромагнітна хромосома плоских лінійних двигунів;
- M_{VR} – механічна хромосома вертикального стрижня;
- M_{CP} – механічна хромосома несучої пластини;
- M_{VM} – механічна хромосома вібраційного кріплення;
- M_{TFr} – механічна хромосома лінійної рамки столу;
- E_C – електрична хромосома електричних та електронних компонентів лінійної таблиці;
- M_G – механічна хромосома лінійних напрямних таблиці;
- M_B – це механічна хромосома основи настільного фрезерного верстата;
- M_{DFb} – це механічна хромосома подвійної фіксації. Деякі варіанти технічної реалізації синтезованої структури S_{612} і S'_{612} представлені на рис. 7, рис. 8 відповідно.

Погляд у майбутнє. Завдяки плідному співробітництву механіків та електромеханіків, з використанням розробленої в генетичній електромеханіці методології синтезу (рис. 15.16), на

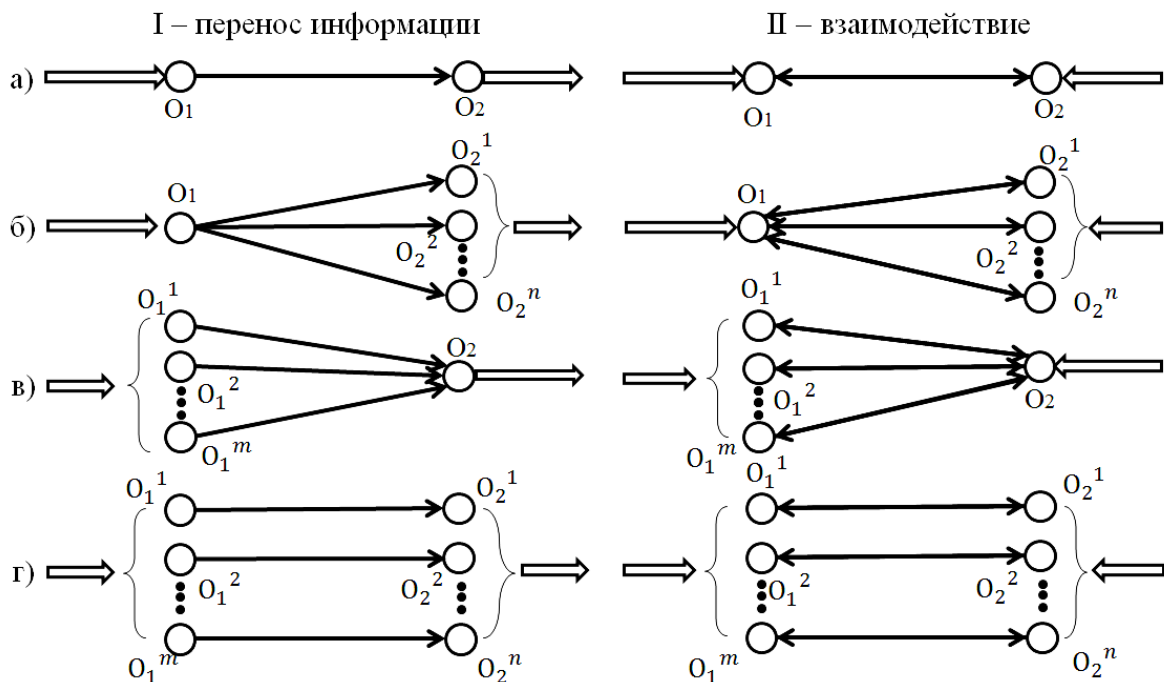


Рис. 15.16. Варіанти перенесення інформації та взаємодії матеріальних точок відповідно до систематики за Флінном:

а – один вхід, один вихід; б – один вхід, кілька виходів; г – кілька вхідів, один вихід; г – кілька вхідів, кілька виходів

основі використання універсальних генетичних операторів (реплікації, інверсії, схрещування, кросинговера, мутації) створені принципово нові механізми, вузли та верстати, в яких механічні передачі-головки багатшпиндельні [27]; мотор-головки револьверні [28]; шпиндельний вузол верстата (патент України №112234); пристрій для осцилюючого свердління композиційних матеріалів (патент України №113101); мотор-барабан шпиндельний [30], багатокоординатний мобільний свердлильно-фрезерний верстат пірамідального компонування [26], настільний фрезерний верстат [33], багатшпиндельні токарні автомати [31, 32].

Замість традиційної багатшпиндельної головки із зубчастими колесами (теперішнє) (рис. 15.17) запропоновані мотор-головки багатшпиндельні (майбутнє) (рис. 15.18).

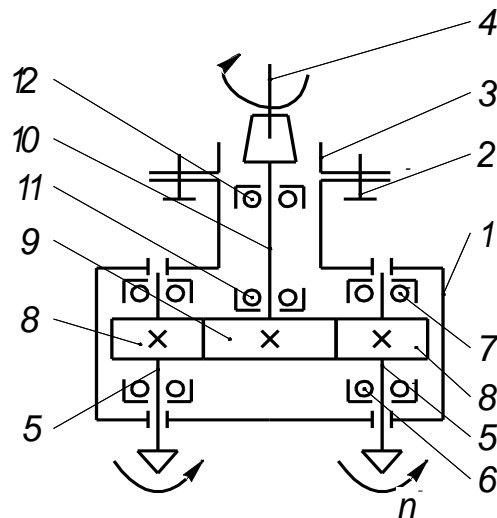


Рис.15.17. Традиційна багатшпиндельна головка (справжнє):
 1 – корпус; 2 – болти; 3 – піноль; 4 – вісь шпинделя верстата;
 5 – робочі інструментальні шпинделі; 6 та 7 – передні та задні опори робочих шпинделів; 8, 9 – зубчасті колеса; 10 – приводний вал з опорами 11, 12

Замість традиційної револьверної головки із зубчастими передачами від шпинделя верстата (справжнє) (рис. 15.9, а) запропоновано мотор-головку револьверну (майбутнє) (рис. 15.9,

б), в якій зубчастий механізм повороту з окремим електродвигуном можна замінити на гібридну електромеханічну систему з конічним статором та циліндричними роторами (генетична формула $[КН 0.2у]_1 \times [n ЦЛ 0.2у]_2$ [20]. На рис. 5.19 прийняті наступні позначення: 1 – корпус; 2 – болти; 3 – шпindelний вузол верстата; 4 – вісь шпинделя верстата; 5 – нижній торець корпусу 1; 6 – поворотна планшайба; 7 – робочі інструментальні шпинделі; 8 і 9 – передні та задні опори робочих шпинделів; 10 – конічні зубчасті колеса на кінцях шпинделів 7; 11,18 – центральні конічні зубчасті колеса на приводному валу; 12,13 – опори приводного валу; 14 – центральний вал на опорах 15 та 16; 17,18 – зубчаста конічна пара; 19 – електродвигун повороту планшайби; 20, 21 – циліндрична зубчаста пара; 22 – статор конусоподібної форми; 23 – якір оберտального руху з обмотками 24; 25 – хвостовик планшайби 6 на опорах 26, 27.

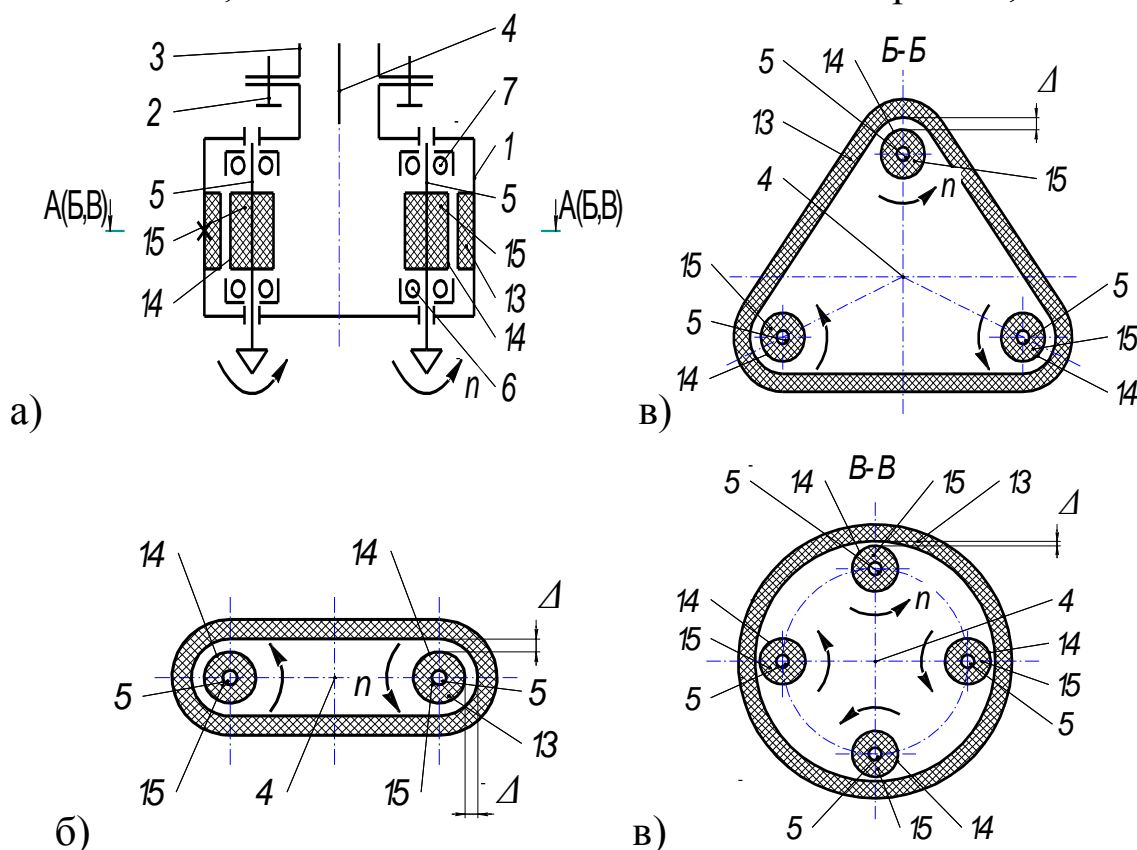


Рис. 15.18. Мотор-головки багатшпindelьні (майбутнє) за патентом України №110074 з генетичними формулами згідно [18]: а – поздовжній розріз; б – двошпindelьна $[ПЛ 0.2у]_1 \times [2 ЦЛ 0.2у]_2$; в – тришпindelьна

[ПЛО.2у³]₁x[3 ЦЛ 0.2у]₂; г – чотиришпindelна
 [ЦЛ 0.2у]₁x[4 ЦЛ 0.2у]₂

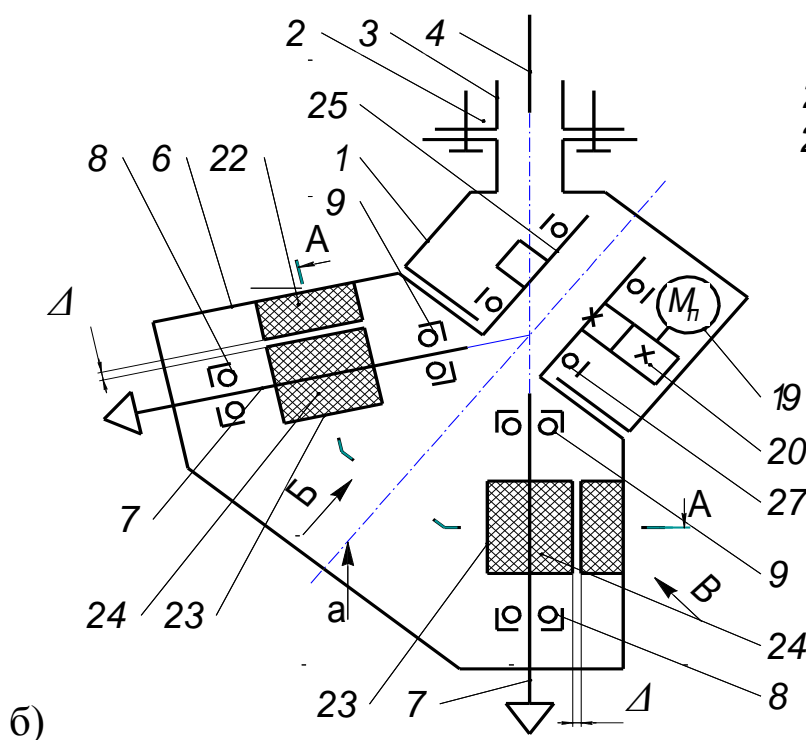
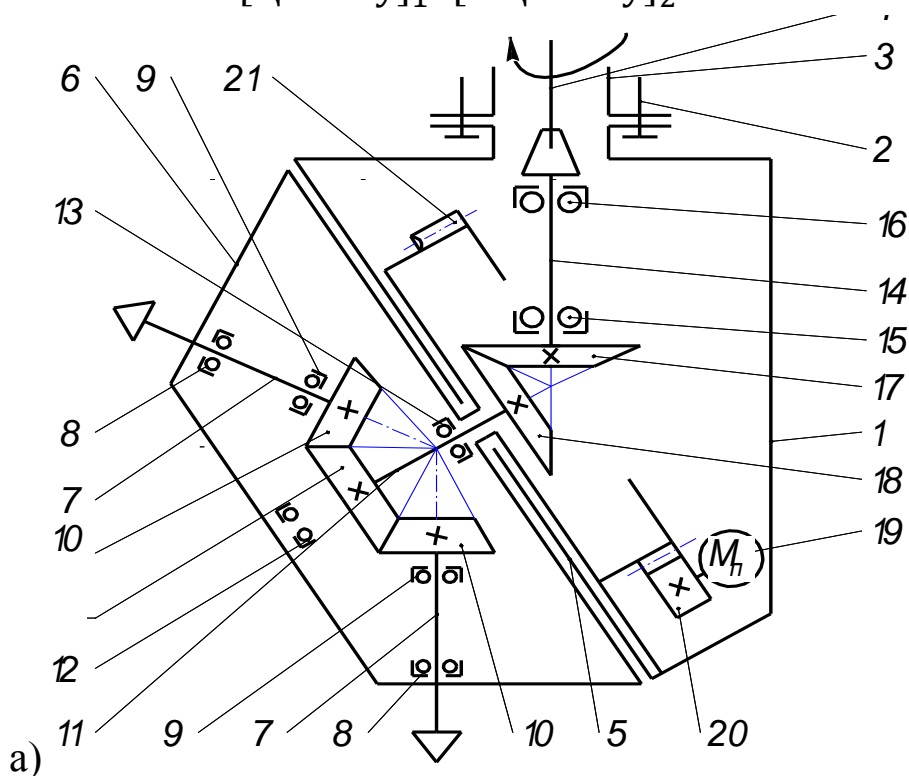


Рис. 15.19. Головка револьверна (теперішнє) (а) та мотор-головка револьверна (майбутнє) за патентом України №109191 з генетичною формулою [КН 0.2у]₁x[n ЦЛ 0.2у]₂ (б)

Застосування високошвидкісних мотор-шпинделів (М-Ш) у багатошпиндельних токарних автоматах (БТА) та напівавтоматах дозволяє відмовитися від зубчастих передач у приводі головного руху (минулий) (рис.15.20,а), окремих електродвигунів з муфтами (теперішнє) (рис.15.20,б) і суттєво скоротити кінематичні ланцюги та вагу шпиндельного барабана (ШБ) (майбутнє) (рис. 15.20, в, г).

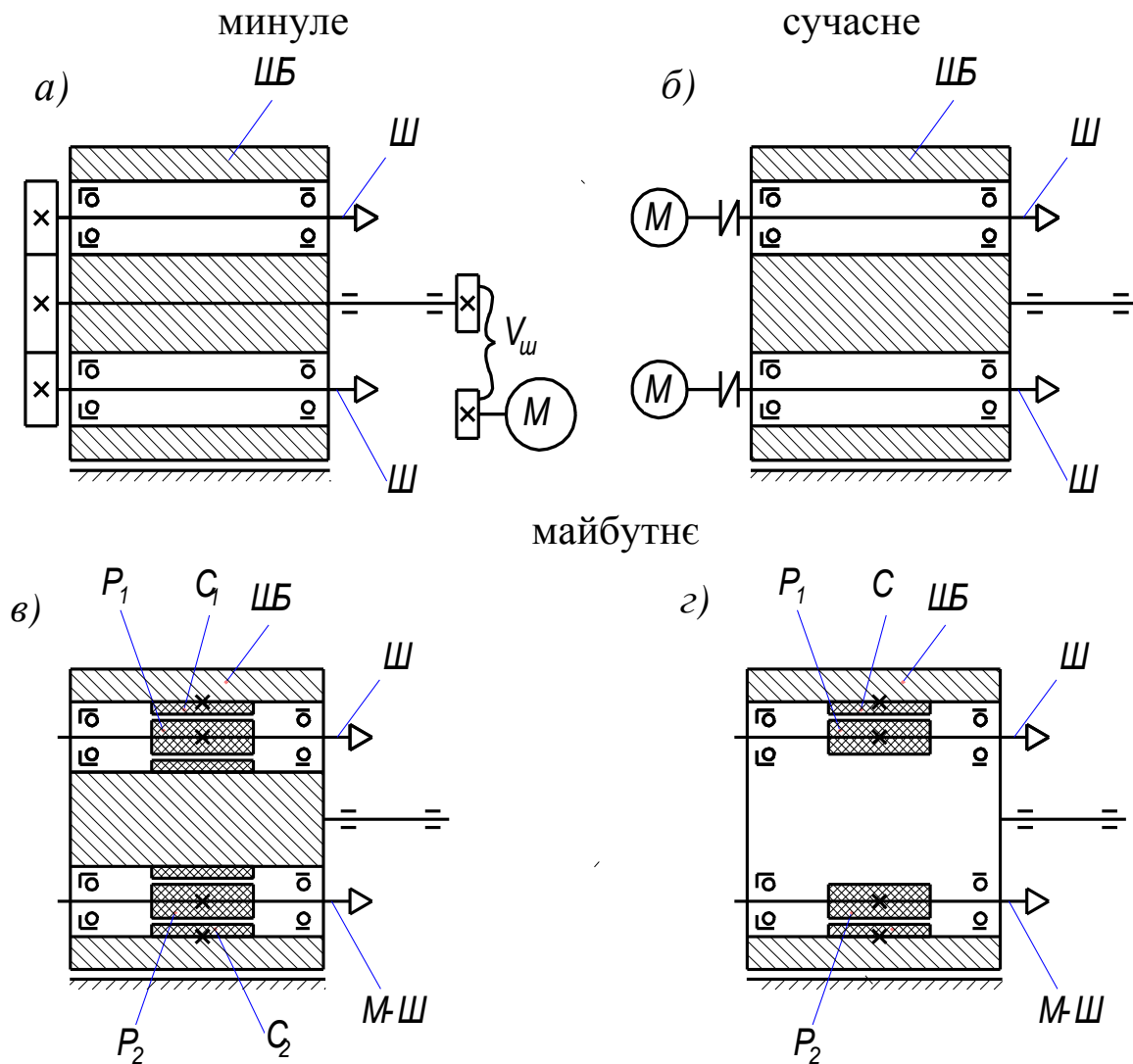


Рис. 15.20. Еволюція приводу головного руху (обертання шпинделів) у багатошпиндельному токарному автоматі з поворотним шпиндельним барабаном (ШБ): а – минуле; б – сьогодення; в, г – майбутнє (М – електродвигуни головного руху; $M_1 \dots M_z$ – електродвигуни обертання шпинделів $Ш_1 \dots Ш_z$; $(M - Ш)_1 \dots (M - Ш)_z$ – мотор-шпинделі; $C_1 \dots C_z$ – статори мотор-шпинделів; $P_1 \dots P_z$ – ротори мотор-шпинделів; С – загальний статор для всіх М-Ш)

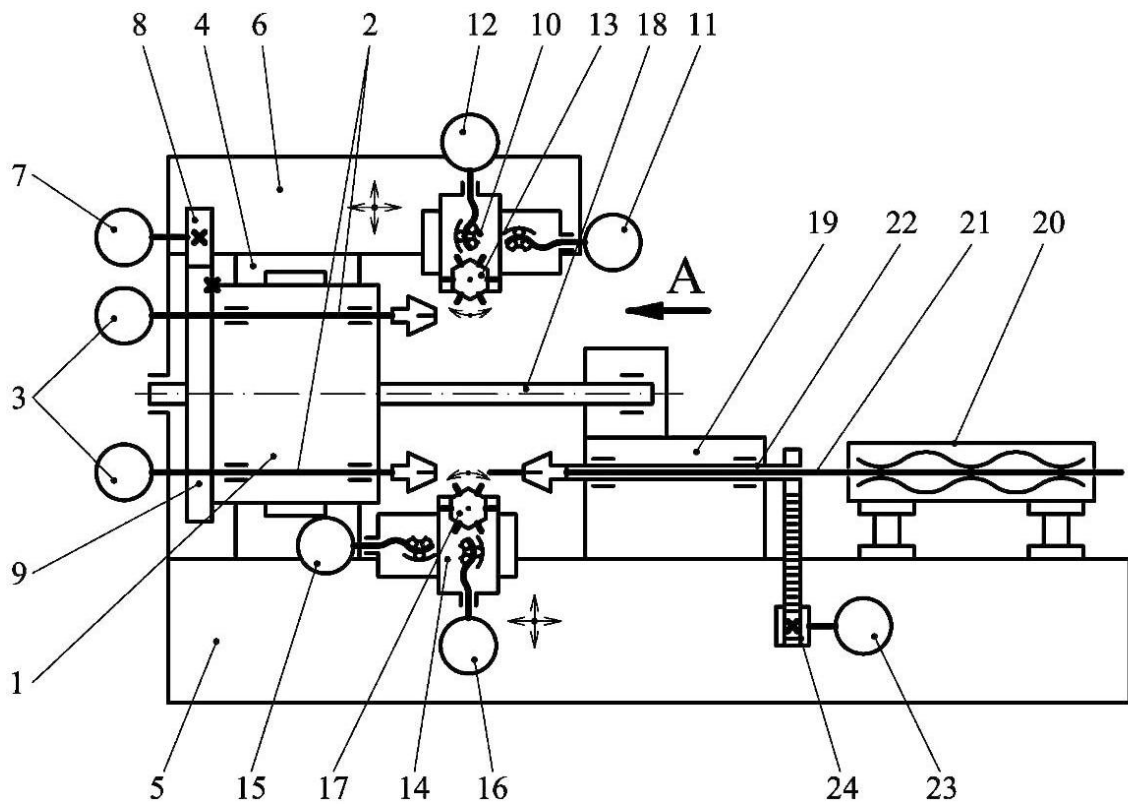


Рис.15.21. БТА за патентом України №113767

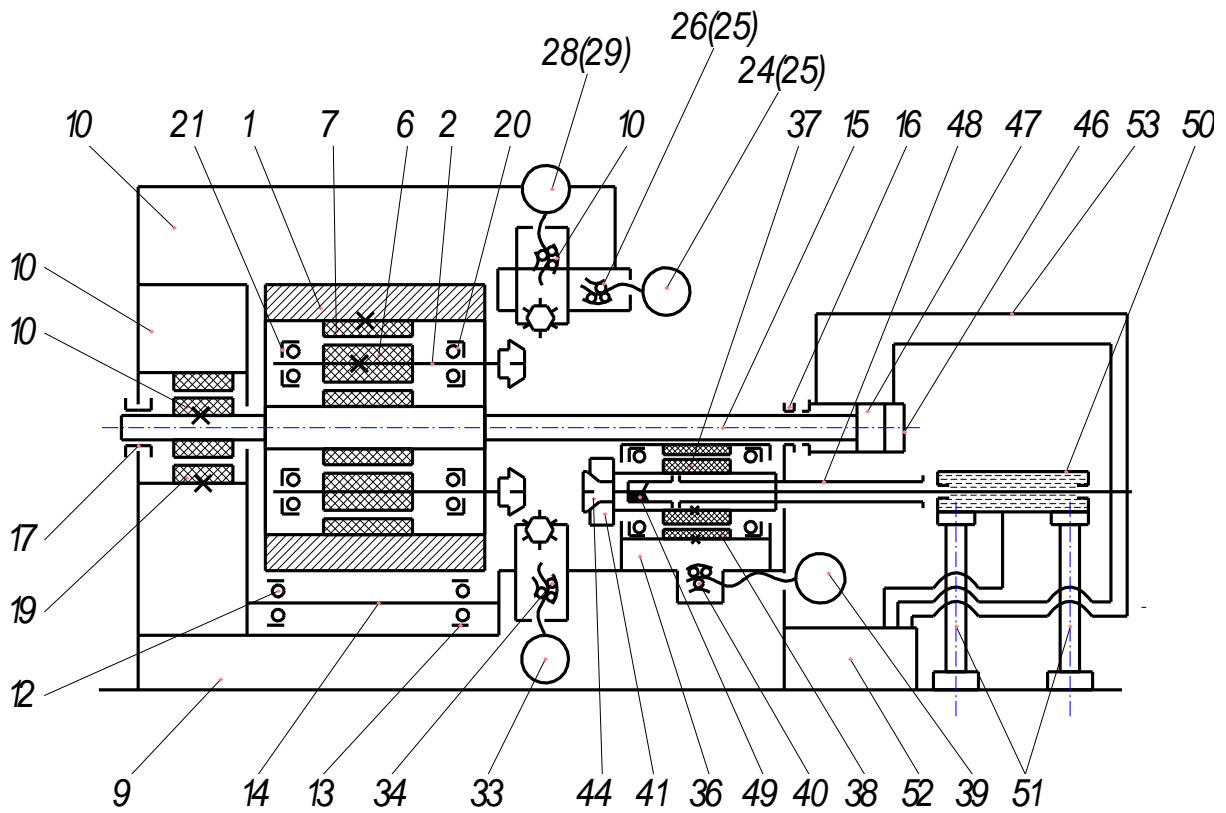


Рис.15.22. Гібридна компоновка багатшпindelних токарних верстатів з ЧПУ в сьогодні (а) патент України №40861 і майбутньому (б) патент України №113767

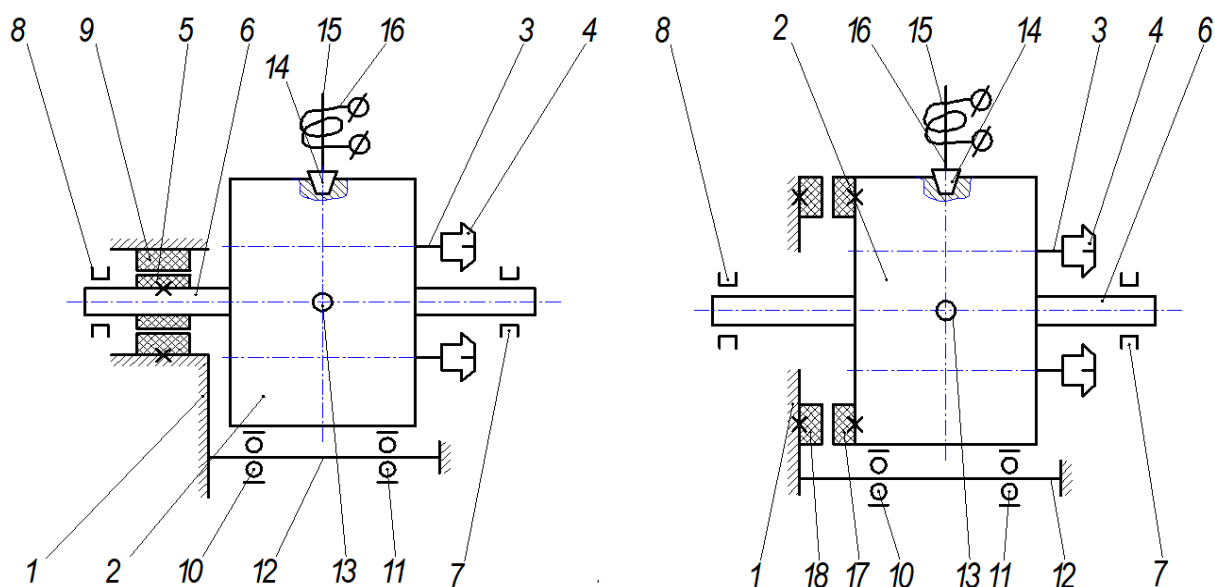


Рис.15.23. Варіанти повороту та кріплення шпинделя барабанного механізму (патент України № 113751): 1 – корпус; 2 – шпиндельний барабан; 3 – шпинделі; 4 – патрони; 5 – ротор; 6, 12 – осі; 7 – передня опора; 8 – стійка опора; 9 – статор; 10,11 – підшипники; 13 – замки; 14 – фіксатор; 15 – якір; 16 – електромагніт

В Україні все ще є високий науковий потенціал, достатньо кваліфікованих інженерів, щоб знову стати візитною карткою, як міцної індустріально-аграрної держави, а не сировино-споживчим додатком або колонією. Це наочно доведено спільними досягненнями на міждисциплінарному рівні кафедр електромеханіки і конструювання машин КПП з використанням генетичного підходу і єдиної інформаційної мови [19, 21]

Серед першочергових завдань:

1. Забезпечити державну підтримку і вагомі інвестиції у верстатобудування. При міністерстві економіки і розвитку торгівлі створити департамент верстатно-інструментальної промисловості.

2. Звести до розумного мінімуму імпорт верстатів та інструментально-технологічного оснащення.

3. Залучити відомих вчених ЗВО і НАНУ до розробки перспективного довгострокового плану відродження вітчизняної верстатно-інструментальної галузі.

4. Відновити інтеграцію науки, освіти, бізнесу і виробництва, закріпивши це на законодавчому рівні.

5. В системі освіти здійснити перехід від застарілої репродуктивної форми передачі знань до креативної з використанням системного міждисциплінарного підходу і конвергенції. Особливий акцент зробити на підготовку інноваційних інженерів по новій спеціалізації «Інноваційний інженірінг».

6. Забезпечити цільове виділення державних коштів на модернізацію і оновлення лабораторно-дослідницької бази машинобудівних кафедр провідних ЗВО України.

7. Реанімувати підготовку робочих і технічних кадрів завдяки професійному навчанню в ПТУ, СПТУ, технікумах і коледжах по машинобудуванню.

8. Відродити у ЗВО на новому якісному рівні навчально-виробничі майстерні, де кожний майбутній інженер повинен оволодіти робочими професіями.

9. Виконати переоцінку нематеріальних активів (об'єктів прав інтелектуальної власності) при приватизації і продажу об'єктів державної власності.

10. Створити базу даних «Перспективні винаходи» в галузі машинобудування та інноваційний банк знань.

11. При ІНМ ім.В.М.Бакуля НАНУ створити державний мозковий координуючий центр верстатів, інструментів і технологічного оснащення.

12. Проводити щорічні республіканські конкурси на кращі розробки вчених ЗВО України в галузі машинобудування з подальшим цільовим бюджетним або грантовим фінансуванням для розробки, виготовлення і експериментального дослідження діючих макетів, дослідних і дослідно-промислових зразків верстатів і їх механізмів.

13. Взяти на озброєння запропоновану вченими КПІ ім. І. Сікорського концепцію створення і передбачення верстатів і робототехнічних комплексів нових поколінь [15].

Тільки сміливі нетрадиційні рішення українських кулібіних і едісонов на рівні піонерських винаходів та відкриттів зможуть ліквідувати катастрофічне відставання машинобудівного комплексу України.

Літературні джерела до глави 15

1. Агрегатно-модульне технологічне обладнання: / Крижанівський В.А., Кузнєцов Ю.М., Кириченко А.М. та ін./Під ред. Ю.М.Кузнєцова. Навч. Посібник для ВНЗ у 3-х част. – Кіровоград, 2003. – Частина III. Агрегатно-модульне технологічне обладнання нового покоління, його оснащення та інструментальне забезпечення. – 507 с.

2. Афонин В.Л. Обработкающее оборудование на основе механизмов параллельной структуры / [Под общ. ред. В.Л. Афолина] В.Л. Афонин, П.В. Подзоров, В.В. Слепцов, - М.: Издательство МГТУ Станкин, Янус-К., 2006-452с.

3. Балашов Е.П. Эволюционный синтез систем /Е.П. Балашов – М.: Радио и связь, 1985. – 328с

4. Босинзон М.А. Электроприводы на базе линейных двигателей для станков на выставке 12.ЕМО /М.А.Босинзон, Б.И. Черпаков // СТИН.-1998.-№11.-С.25-30.

5. Васильев А.Л. Модульный принцип формирования техники./ А.Л. Васильев – М.:Изд-во Стандартов, 1989. – 240с.

6. Воронкин В.А., Евланов В.В., Горбунов А.Г. Эксплуатационные отказы подшипниковых узлов электрических двигателей// Станки и инструмент. – 1993. - №5. – С.13-16.

7. Врагов Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков (Основы компонетики): Монография/ Ю.Д. Врагов. – М.: Машиностроение, 1978. – 208с.

8. Зленко Н.Н. Мировозренческое значение технологий NBICS-конвергенции //Філософія науки: традиції та інновації, 2015, №1 (11).-С.11-20.

9. Компьютерный обучающий лабораторный стенд «Станок с ЧПУ». Учеб. Пособие / ЧГТУ, каф. Оборудование и инструмент компьютериз. пр-ва; П.Г. Мазеин, А.В. Кастерин, Е.А. Рыжов, С.В. Шереметьев. – Челябинск: Изд-ва ЧГТУ, 1996. – 4.1. – 1996. – 135с.

10. Кузнецов Ю.Н. Будущее станкостроения-сердцевины машиностроения //Вестник БРУ, рубрика машиностроения, №2 (55), 2017.- с.25-35.

11. Кузнецов Ю.Н. Учебно-исследовательская лаборатория малогабаритных станков с компьютерным управлением на модульном принципе //Технічні науки та технології, №1 (3), Чернігів, 2016.-С.15-24.

12. Кузнецов Ю.М. Сучасний стан, перспективи розвитку і виробництва металорізальних верстатів в Україні // Вісті АІНУ, №1 (44), 2011. – с.3-8.

13. Кузнецов Ю.М., Степаненко О.О. Настільні фрезерні верстати, керовані комп'ютером // Технологічні комплекси, №1, Луцьк, 2010.- С.18-24.

14. Кузнецов Ю.Н., Степаненко А.А., Олейник Е.А. Модульный подход в проектировании настольных фрезерных станков. Сборник научных трудов МНТК №84, Польша, 2012.- С.12-16.

15. Кузнецов Ю.Н. Учебно-исследовательская лаборатория малогабаритных станков с компьютерным управлением на модульном принципе //Технічні науки та технології, №1(3), Чернігів. 2016.- С.15-24.

16. Кузнецов Ю.Н., Шинкаренко В.Ф. Генетический подход – ключ к созданию сложных технических систем //журнал «Технологічні комплекси», Луцьк, №1,2 (5,6), 2013.-С.15-27.

17. Кузнецов Ю.М. Компоновки верстатів з механізмами паралельної структури/ Ю.М.Кузнецов, Д.А. Дмитрієв, Г.Е. Диневич. Під ред. Ю.М. Кузнецова.-Херсон: ПП Вишемирский В.С., 2009 - 456 с.

18. Кузнецов Ю.М. Этапы эволюции творческого мышления с элементами искусственного интеллекта на примере синтеза цанговых патронов //Міжвузівський збірник «Наукові нотатки», Луцьк, 2019, вип.№67. – С.70-81.

19. Кузнецов Ю.М. Теория технических систем (оновлена версія): навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавра за спеціальності 131 «Інженерна механіка» /Ю.М.Кузнецов;. КПІ ім. Ігоря Сікорського. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 182 с.

20. Шинкаренко В.Ф., Кузнецов Ю.Н. Междисциплинарный подход к моделированию и созданию сложных электромеханических систем на примере мотор-шпинделя //Материалы конференции «Сучасні технології промислового комплексу», Херсон,2015.-С.8-13.

21. Шинкаренко В.Ф. Основы теории эволюции электромеханических систем.-К.: Наукова думка,2002.-288 с.

22. Шинкаренко В.Ф. Генетические программы сложных развивающихся систем /В.Ф.Шинкаренко, Ю.Н.Кузнецов //Труды междунар. науч. конф. UNITECH'11.-Габрово. 2011.-Ч.1,2.-с.33-54.

23. Шинкаренко В.Ф. Генетическое предвидение как системная основа в стратегии управления инновационным развитием технических систем // Праці Таврійського держ. агротехн. унів. – Вип. 11. – Том 4. – 2011. – с.3-19.

24. Kuznetsov Y., Nedoboi V., Joaquim A. Guerra Hamuyela, H.(2014). Use the modular principle in the assembly spindle of machines tools based on the motor-spindles. Poland, TiAM, p.13-16.

25. Yuriy Kuznietsov, Iurii Gaidaienko, Yuriy Krivchuk, Desgn variants modeling of the small-size gantry-milling machine // Journal of Technical University of Gabrovo, Gabrovo, Bulgaria 2019, p.p.20-27.

26. Yuriy Kuznetsov, Vasyl Shynkarenko. The genetic approach is the key to innovate synthesis of complicated technical systems // Journal of the Technical University – Sofia, Plovdiv branch, Bulgaria. Fundamental sciences and application, Vol. 16, book 2, 2011. p. 15-34.

Винаходи та корисні моделі

27. Патент України на винахід №101447. Багатокоординатний свердлильно-фрезерний верстат / Кузнецов Ю.М., Шинкаренко В.Ф., Неделчева П.М., Степаненко О.О., Гайдаєнко Ю.В., Хамуйєла Ж.А.Герра, заяв.30.12.2011, №а201115691, опуб. 25.03.2013, Бюл №6.

28. Патент України на корисну модель №110074. Багатошпindelна електромеханічна головка /Кузнецов Ю.М., заявл.17.03.2016, №u201602627, опубл. 26.09.2016, Бюл №18.

29. Патент України на корисну модель №109191. Револьверна електромеханічна головка /Кузнецов Ю.М., заявл.28.03.2016, №u201603194, опубл. 26.09.2016, Бюл №18.

30. Патент України на корисну модель №109191. Револьверна електромеханічна головка /Кузнецов Ю.М., заявл.28.03.2016, №u201603194, опубл. 26.09.2016, Бюл №18.

31. Патент України на корисну модель №113751. Механізм поворота і фіксації шпindelного барабана /Кузнецов Ю.М., Аль-Рефо Ібрагим С.Ф. заявл. 15.08.2016, №u201603194, опубл. 10.02.2017, Бюл №3.

32. Патент України на корисну модель №113767. Багатошпindelний токарний автомат /Кузнецов Ю.М., заявл.22.08.2016, №u2016033952, опубл. 10.02.2017, Бюл №3.

33. Патент України на корисну модель №124516. Багатошпindelний токарний автомат /Кузнецов Ю.М., заявл.20.11.2017, №u2016033952, опубл. 10.04.2018, Бюл №7.

34. Патент України на корисну модель №124516. Настільний фрезерний верстат /Кузнецов Ю.М., Кривчук Ю.Т., заявл.28.05.2020, №u202003230, опубл. 10.02.2021, Бюл №6.

Для нотаток

Для нотаток

Для нотаток

Наукове видання

Ю. М. Кузнєцов, Б. І. Придальний, Гао Сінмінь 兴民 高

ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОСНАЦЕННЯ ФРЕЗЕРНИХ ВЕРСТАТІВ:

проектування, теорія, практика

МОНОГРАФІЯ

Technological Equipment of Milling Machines:

Design, Theory and Practice

MONOGRAPH

铣床的工艺装备:

设计、理论、实践

专刊

Формат 60×84 ¹/₁₆. Обсяг 17,20 ум. друк. арк., 17,01 обл.-вид. арк.

Наклад 300 пр. Зам. 20. Видавець і виготовлювач – Вежа-Друк
(м. Луцьк, вул. Шопена, 12, тел. (0332) 29-90-65).

Свідоцтво Держ. комітету телебачення та радіомовлення України
ДК № 4607 від 30.08.2013 р.