МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНІЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ МЕХАНІКИ

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

з курсу: «Компонування і моделювання верстатних систем» (для спеціальності 131 Прикладна механіка)

Покровськ 2019

УДК 621.96 (071)
И-72

Конспект лекцій з курсу: «Компонування і моделювання верстатних систем» (для студентів напрямку підготовки 131) / Укладач: О.В.Мірошниченко – 140 с.

Наведено методи аналізу та синтезу технічних об’єктів на базі принципів системного підходу, методи і засоби вирішення типових проектних задач та виконання типових проектних операцій, які здійснюються в сучасних системах автоматизованого проектування (САПР) при розробці конструкцій металообробного обладнання і верстатних систем.

Укладач: доц., к.т.н., доцент кафедри прикладної механіки Мірошниченко О.В.

Рецензент: доц., к.т.н., доцент кафедри Електромеханіки і автоматики ІІ ДонНТУ Зінов’єв С.М.

Відповідальний за випуск Зав. кафедри прикладної механіки доц. С.О. Вірич

Розглянуто
на засіданні кафедри.
Протокол 8 від 27.03.2019

Затверджено
на засіданні навчально-видавничої ради ДонНТУ.
Протокол 9 від 23.04.2019

© Донецький національний технічний університет, 2019 р.

ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП	4
Лекція 1. Вступ. Завдання конструкторського проектування	6
Лекція 2. Агрегатно-модульний принцип проектування металорізальних верстатів	13
Лекція 3. Структурні формули компонувань металообробних верстатів	17
Лекція 4. Призначення та вимоги до шпиндельних вузлів. Приводи шпинделів	26
Лекція 5. Опори шпиндельних вузлів. Системи змащення	36
Лекція 6. Розрахунок жорсткості опор шпинделя. Розрахунок жорсткості шпиндельного вузла	49
Лекція 7. Розрахунок динамічних характеристик шпиндельних вузлів	58
Лекція 8. Підшипники ковзання. Призначення, конструкції	67
Лекція 9. Підшипники ковзання. Призначення, конструкції	75
Лекція 10. Базові деталі та напрямні металорізальних верстатів	81
Лекція 11. Базові деталі та напрямні металорізальних верстатів	89
Лекція 12. Базові деталі й напрямні металорізальних верстатів	97
Лекція 13. Базові деталі та напрямні металорізальних верстатів. Напрямні кочення	114
Лекція 14. Методи зменшення втрат на тертя та підвищення плавності переміщень	122
Лекція 15. Динаміка процесу тертя. Фрикційні автоколивання	128
ПЕРЕЛІК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	139

ВСТУП

Широке впровадження комп'ютеризації в умовах науково-технічного прогресу забезпечує зростання продуктивності праці в суспільному виробництві. Разом з тим коли продуктивність праці у сфері виробництва з початку століття виросла в сотні разів, то в області проектування ця величина тільки наближається до двократного збільшення. Тривале проектування нерідко є причиною затримки впровадження досягнень науки і техніки в промисловості, що не відповідає потребам розвитку економіки. Такий стан справ пов'язаний і з необхідністю одночасного вирішення комплексу технологічних, технічних і соціальних питань. Очевидно, що в числі цих завдань першорядне місце займає проектування, яке повинне здійснюватися не тільки в строго встановлені терміни, але й враховувати можливість використання технологічного устаткування, або його компонентів при реалізації проектів. Автоматизоване проектування дозволяє значно скоротити суб'єктивізм при ухваленні рішень, підвищити точність розрахунків, вибрати якнайкращі варіанти для реалізації на основі строгого математичного аналізу всіх або більшості варіантів проекту з оцінкою технічних, технологічних і економічних характеристик виробництва і експлуатації проектованого об'єкта. САПР сприяє скороченню термінів проектування і передачі конструкторській документації у виробництво, в якій в повному об'ємі використовуються не тільки уніфіковані вироби й стандартні компоненти, але й всі застарілі елементи діючих пристроїв, властивості яких не погіршали за час їх експлуатації.

Мета курсу – навчити студентів методам аналізу та синтезу технічних об’єктів на базі принципів системного підходу, дати можливість засвоїти методи і засоби вирішення типових проектних задач та виконання типових проектних операцій, які здійснюються в сучасних системах автоматизованого проектування (САПР) при розробці конструкцій металообробного обладнання і верстатних систем.

Для досягнення поставленої мети передбачається вирішення наступних завдань:

- вивчити основні положення інженерного проектування, терміни та визначення теорії систем, які застосовуються в автоматизованому проектуванні машинобудівних об’єктів;
- вивчити структуру процесу проектування та зміст його основних стадій;
- засвоїти класифікацію моделей технічних об’єктів, які використовуються в автоматизованому проектуванні;
- вивчити структуру та класифікацію сучасних САПР;
- вивчити основи математичного забезпечення аналізу проектних рішень;
- вивчити основи математичного забезпечення процесу проектування верстатних систем;
- засвоїти основні засоби автоматизації конструкторського проектування.

ЛЕКЦІЯ 1. ВСТУП. ЗАВДАННЯ КОНСТРУКТОРСЬКОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Вимоги до верстатобудування:

1. Не модернізація, а створення нового металорізального верстата (МВ).
2. З початку проектування до моменту зняття з виробництва повинно проходити не більше 8 років.
3. Створення конкурентоспроможних верстатів.
4. Строк освоєння нової конструкції верстата не більше 1 року.

Напрямки науково-технічного прогресу у верстатобудуванні:

1. Технічне вдосконалення в умовах безупинно зростаючих вимог.
2. Зменшення витрат на виробництво верстатів на одиницю їхньої продуктивності.
3. Зниження питомої металоємкості та енергоозброєність верстатів.
4. Підвищення ресурсу та надійності верстатів, систем і комплектуючих виробів (втрати часу через поломки не більше 5-8%).
5. Застосування новітніх видів технологічних операцій з використанням фізичних і фізико-хімічних методів обробки.
6. Механізація та автоматизація технологічного процесу (ТП).

Етапи створення нового верстата.

1. Науковий (прогнозування на основі фундаментальних і прикладних досліджень).
2. Конструкторський - безпосереднє проектування верстата.
3. Технологічний - підготовка виробництва (ТП виготовлення верстата та тех.оснащення, технологічність верстата).
4. Організаційний - освоєння виробництва.

Науковий підхід заснований на теоретичному обґрунтуванні того, що повинно бути. Конструктор, що орієнтується на аналог - прирікає свій верстат на відставання.

При прогнозуванні використовується фреймовий метод, що представляє собою ланцюг пошуку, що розгалужується, на декількох рівнях (рис. 1.1).

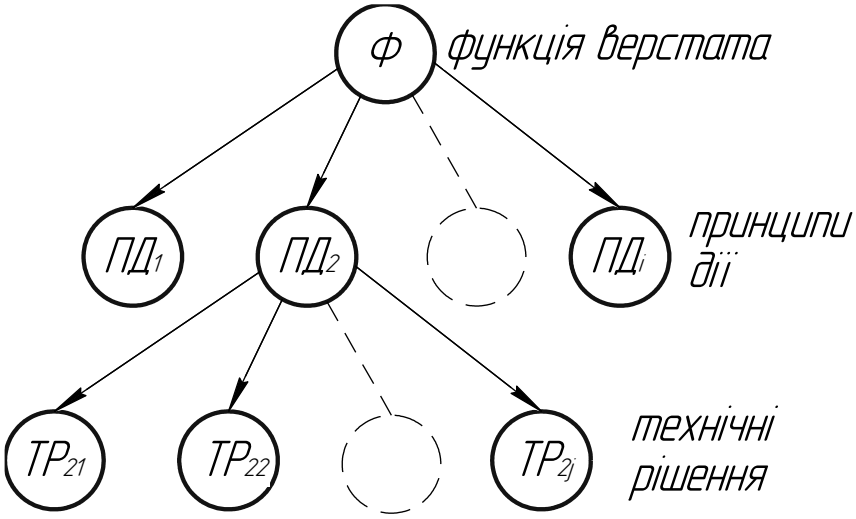


Рисунок 1.1 – Ланцюг пошуку фреймового методу, що розгалужується

Наступні етапи створення верстата можна представити у вигляді структурної схеми, представленої на рис. 1.2.

Завдання конструкторського проектування. Умовно їх можна представити у вигляді схеми, зображеної на рис. 1.3.

1. Завдання покриття - виникають при переході від функціональної або принципової схеми вузла до набору стандартних деталей, блоків або модулів.
2. Завдання розбивки - здійснюються розподіл механізмів верстата на конструктивно-відособлені частини (вузли).
3. Завдання розміщення - виникають при визначенні планування верстатної ділянки, автоматичної лини, цеха. Вибір місця установки на верстаті тих або інших вузлів або механізмів.
4. Завдання трасування полягає у визначенні геометрії з'єднань.
5. Геометричний синтез при геометричному проектуванні деталей і вузлів включає рішення двох основних завдань:

- рішення завдання створення складних геометричних об'єктів з елементарних геометричних об'єктів;

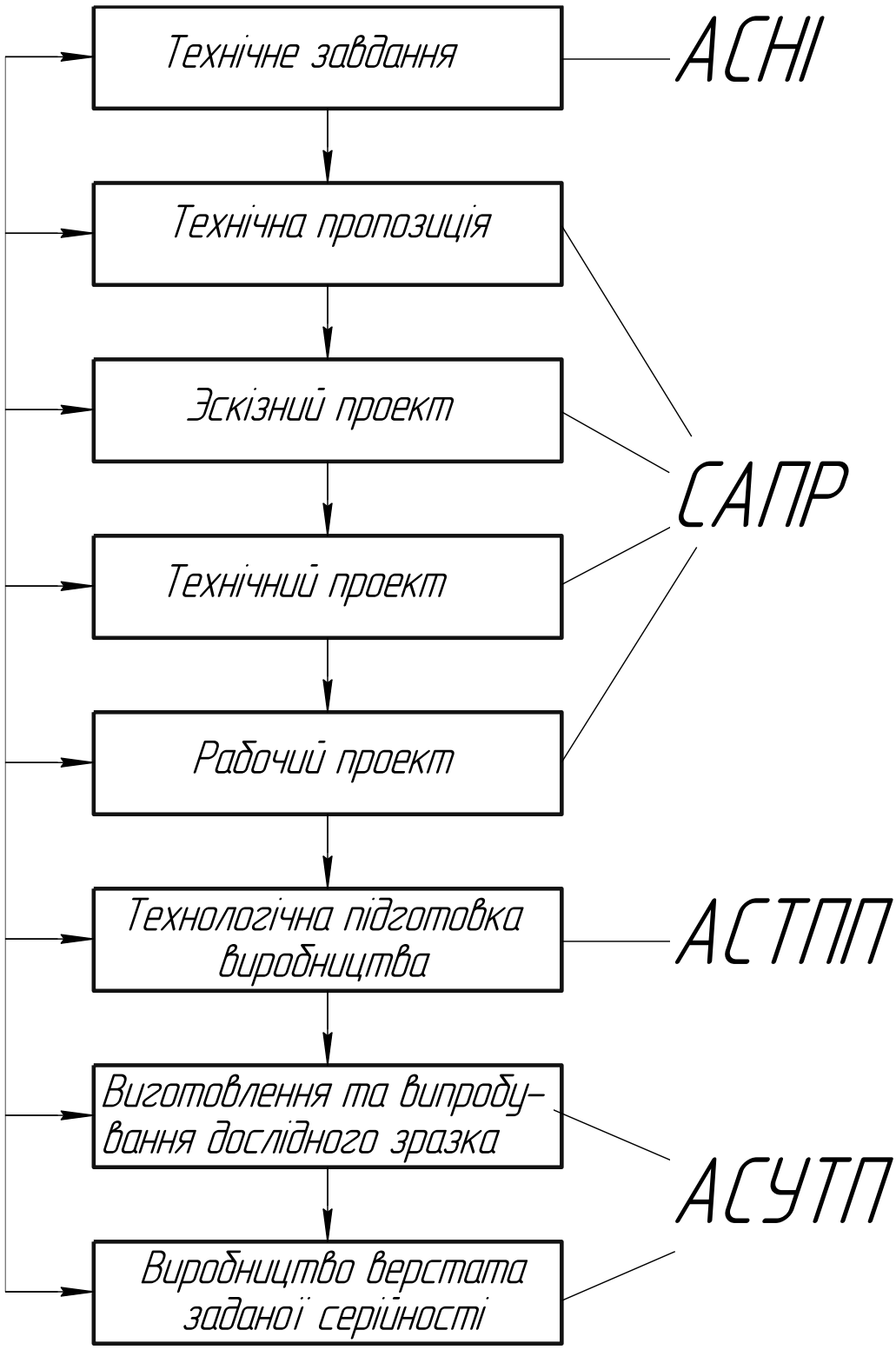


Рисунок 1.2 – Блок схема комплексної автоматизованої системи

- одержання оптимальної форми деталей, вузлів або агрегатів.

6. Геометричне моделювання включає два типи завдань:

- позиційні завдання: положення деталей у вузлі; перевірка гарантованих зазорів між деталями; оцінка погрішностей обробки на верстатах; визначення координат перетинання кривих і контурів.

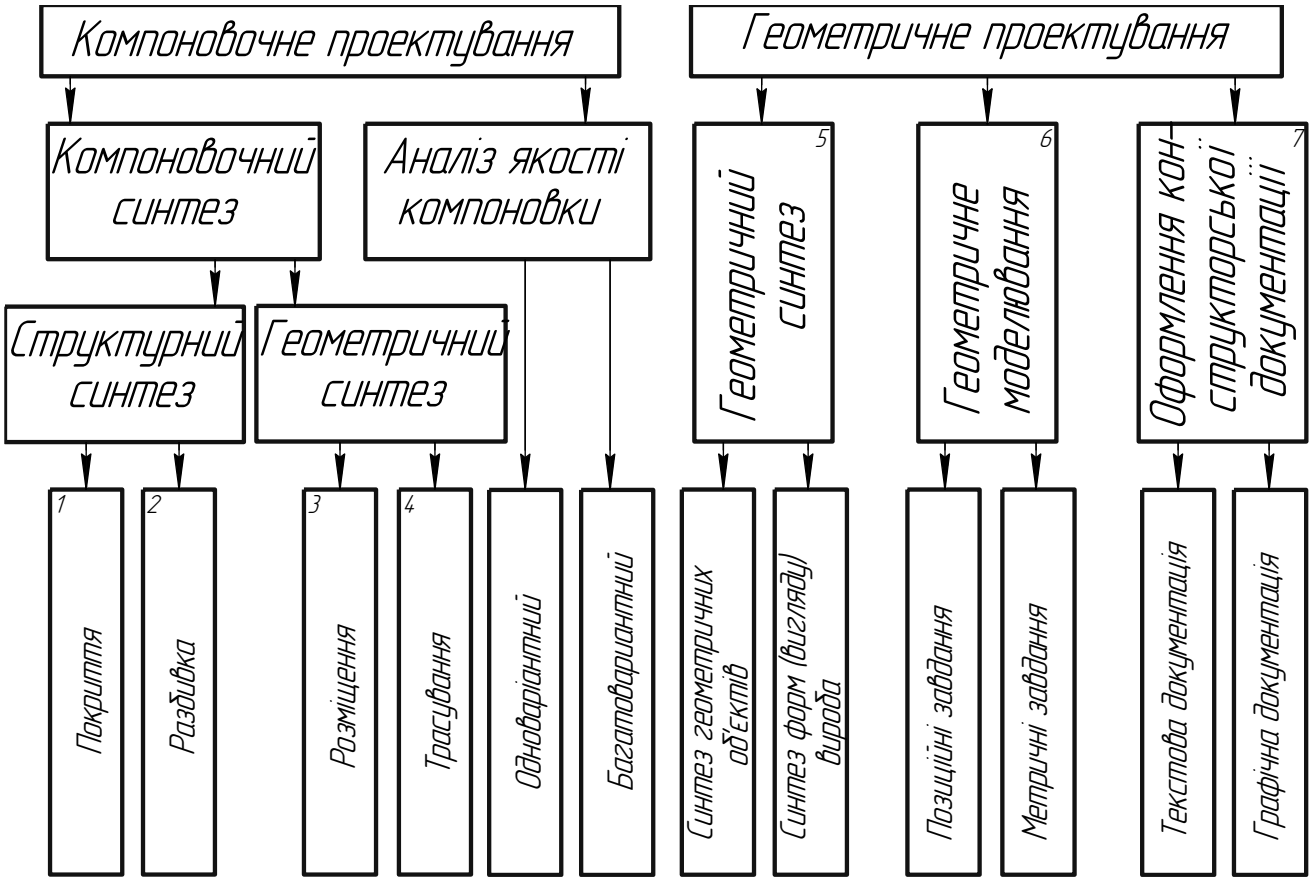


Рисунок 1.3 – Завдання конструкторського проектування

7. У завдання оформлення конструкторської документації входить виготовлення текстових і графічних документів. Текстова документація крім описової частини містить: характеристики й паспортні дані вузлів і агрегатів; тех. умови на виготовлення, складання, налагодження та т.і.

Структура об'єкта досліджень повинна складатися з елементів і зв'язків між ними, тобто необхідно одержати розрахункову схему або блок-схему.

<u>Завдання аналізу</u> – об'єкт дослідження існує фізично або у вигляді креслень. Для МВ основним фундаментом для створення розрахункової схеми є кінематична схема та компонувальні креслення.

Кінематична схема дозволяє проаналізувати основні зв'язки та взаємодії вузлів і механізмів верстата. Компонувальні креслення дозволяють одержати відомості про основні параметри об'єкта (масі, жорсткості, наявності стиків, натягів, зазорів, силових характеристиках і т.і.).

Аналіз дозволяє переходити від складних просторових уяв до плоских та дискретних.

Саму верстатну систему можна представити у вигляді 4-х рівневої ієрархічної схеми (рис. 1.4).

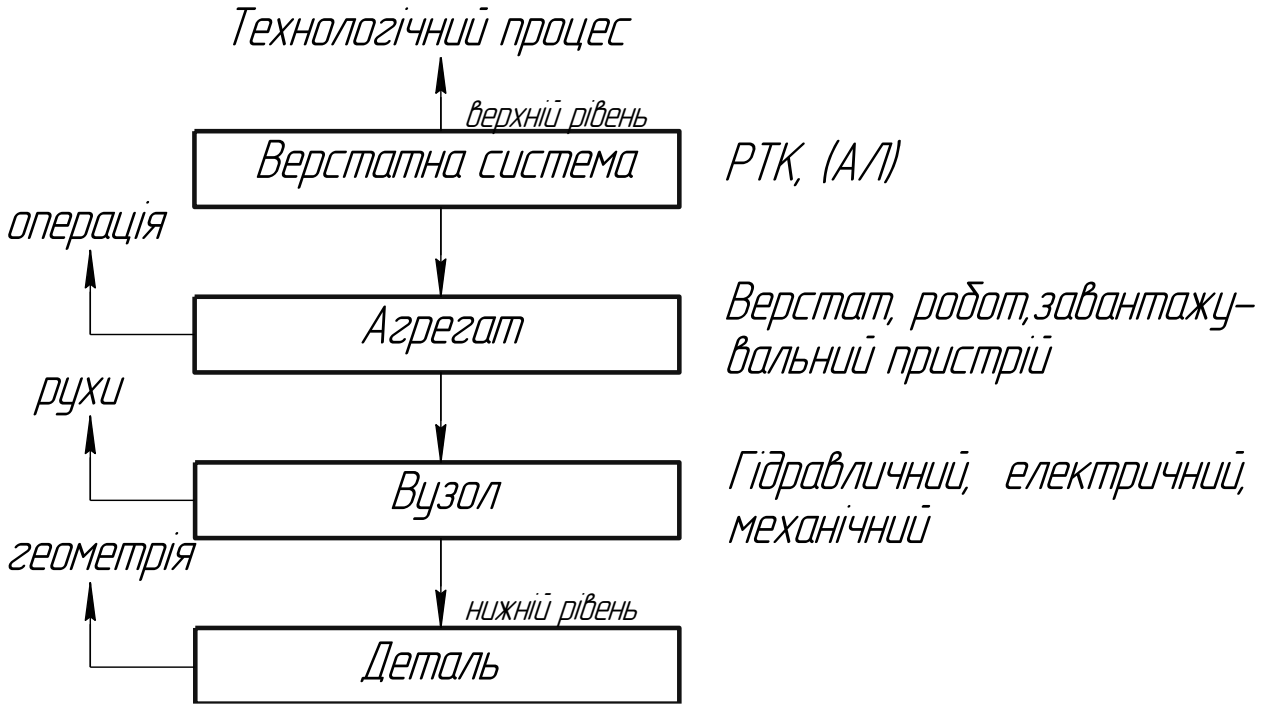


Рисунок 1.4 – 4-х рівнева ієрархічна схема верстатної системи

У даній схемі можуть бути передбачені підуровні (наприклад верстатний модуль), вузли можуть бути розбиті на підвузли.

Спадне та висхідне проектування. Якщо рішення завдань високих ієрархічних рівнів передує рішенню завдань більш низьких ієрархічних рівнів, то проектування називають *спадним*. Якщо раніше виконуються етапи пов'язані з нижчими ієрархічними рівнями, проектування називають *висхідним*.

Оскільки прийняті пропозиції можуть не виправдовуватись, потрібне повторне виконання проектних процедур попередніх етапів після виконання проектних процедур наступних етапів. Такі повторення забезпечують

послідовне наближення до оптимальних результатів і спричиняють *ітераційний* характер проектування. Ітераційність є важливим принципом проектування складних об'єктів.

Уніфікація рішень і процедур. Використання типових і уніфікованих проектних рішень приведе до спрощення й прискорення проектування. Типові елементи розробляються один раз, а застосовуються багаторазово. Для складних систем доцільно уніфікувати проектні процедури в рамках САПР.

Види описів об'єктів і класифікація їхніх параметрів. Описи можуть приймати різну мовну форму та перебувати в запам'ятовувальних пристроях САПР. Важливе значення грають *математичні моделі* (ММ), тому що виконання процедур при автоматизованому проектуванні засноване на оперуванні ММ.

Математична модель технічного об'єкта – система математичних об'єктів (чисел, змінних, матриць, і т.д.) і відношення між ними, що відбивають деякі властивості технічного об'єкта. Кількісне вираження цих властивостей здійснюється за допомогою параметрів

$$Y = F(X, Q).$$

ММ дозволяє оцінювати вихідні параметри за відомим значенням векторів X, Q.

Система рівнянь

$$LV(Z) = \varphi(Z),$$

де V - вектор фазових змінних;

L - оператор;

Z - вектор незалежних змінних (час і просторові координати);

$\varphi(Z)$ - функція незалежних змінних.

Фазові змінні характеризують фізичний або інформаційний стан об'єкта, а їхня зміна в часі виражає перехідні процеси в об'єкті (сили, швидкості, тиску...). У технічному завданні (ТЗ) повинні бути технічні вимоги до вихідних параметрів об'єкта.

Технічні вимоги утворять вектор ТТ, де ТТ - представляють кордони припустимих діапазонів зміни вихідних параметрів.

Література: [1;6;7].

ЛЕКЦІЯ 2. АГРЕГАТНО-МОДУЛЬНИЙ ПРИНЦИП ПРОЕКТУВАННЯ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

Агрегатними називаються верстати, які компонуються з нормалізованих (стандартних) і частково спеціальних складальних одиниць (вузлів) і деталей шляхом об'єднання їх у єдиний агрегат (робочий комплекс) із загальною системою керування та контролю. Нормалізовані одиниці - це силові головки, столи і бабки, ділильні та поворотні столи й барабани, корпусні базові деталі (станини, стійки, тумби та ін.), а також шпинделі, вали, зубчасті колеса, підшипники та інші деталі шпиндельних коробок, елементи пристосувань для установки заготівок і систем керування. Спеціальними деталями агрегатних верстатів можуть бути пристосування для установки заготівок і інструмента, кондукторні плити, шпиндельні коробки, пристрої подачі мастильно-охолоджуючої рідини (МОР), електроустаткування та ін. Спеціальні вузли та деталі проектують і виготовляють до конкретних умов обробки. Їхній обсяг в агрегатних верстатах становить від 10 до 30%.

Типаж нормалізованих вузлів становить близько 500 найменувань, більше 2500 виконань і типорозмірів. Це дозволяє компонувати агрегатні верстати з урахуванням специфіки різних деталей, що виготовляються. Особливість агрегатного верстата - висока концентрація операцій, тому що в більшості випадків заготівка в процесі обробки нерухлива, що дозволяє обробляти її з декількох сторін десятками інструментів.

На агрегатних верстатах (АВ) виконують свердління, зенкерування, розвертання й розточування отворів, обточування зовнішніх поверхонь, проточування канавок, нарізування різьби, підрізання торців, алмазне вигладжування циліндричних і конічних отворів, фрезерування плоских і фасонних поверхонь. Ці верстати використовуються в масовому та багатосерійному виробництвах, а агрегатні верстати з ЧПУ - у серійному й навіть дрібносерійному виробництвах. АВ - верстати, скомпоновані із

самостійних функціональних уніфікованих і частково спеціалізованих вузлів і деталей шляхом з'єднання їх у єдиний комплекс або робочий агрегат з єдиною системою керування та контролю.

Уніфіковані вузли АВ виготовляються на спеціальних заводах. Спеціалізовані вузли проектують і виготовляються конкретно для кожного АВ. Особливістю АВ є висока концентрація операцій при обробці заготівок, які в основному залишаються нерухливими. Нерухомість оброблюваної заготівки дозволяє робити обробку одночасно й послідовно більшим числом інструментів з декількох сторін (до 5). АВ є спеціальними верстатами, що використовуються у масовому та багатосерійному виробництвах.

АВ проектують і виготовляють для обробки тільки однієї деталі або декількох однотипних деталей. Метод проектування та побудови АВ заснований на так званому принципі агрегатування, що складається з:

1) автономність вузлів АВ, для чого вузли верстата з'єднуються між собою не кінематично, а за допомогою електричних схем.;

2) можливість з'єднання вузлів верстата із сусідніми вузлами (що забезпечується стандартами на приєднувальні розміри);

3) Забезпечення необхідної точності взаємного розташування вузлів;

4) мінімум наведених витрат при обробці деталей.

Принцип агрегатування має наступні переваги:

1) значне скорочення строків проектування й виготовлення верстатів;

2) висока продуктивність, обумовлена багато інструментальною обробкою та мінімальною кількістю допоміжних операцій;

3) порівняно низька вартість виготовлення верстата ;

4) здешевлення обробки заготівки завдяки високій продуктивності й простоті обслуговування верстата;

5) забезпечення автоматизації циклу обробки.

По призначенню основні вузли АВ діляться на:

1) корпусні деталі;

2) силові столи;

3) силові головки;

4) багатошпиндельні коробки (шпиндельні бабки);

5) позиційні столи (ділильні-поворотні).

АВ проектують із урахуванням форми й розмірів оброблюваної заготівки та прийнятої технології обробки.

Конструктивні особливості АВ.

1) Корпусні деталі - станини й колони являють собою виливки або зварені конструкції коробчастої форми з напрямними для силових головок або силових столів зі шпиндельними головками.

2) Силовий стіл призначений для повідомлення швидких і робочих переміщень заготівкам, встановленим на силових столах.

3) Силові головки призначені для повідомлення головного руху й руху подачі різальним інструментам. Силові головки підрозділяються на самодіючі й не самодіючі. Самодіючими силовими головками називають агрегати, що повідомляють інструментам обертальний і поступальний рух. Ці головки можуть бути встановлені на верстаті в будь-якому робочому положенні. Не самодіючим силовим головкам повідомляють тільки обертовий рух, а привод поступального руху розташовується окремо або в станині або в силовому столі.

4) Позиційний (ділильний стіл) призначений для переміщення заготівки з позиції на позицію або для повороту заготівки на певний кут з точною фіксацією положення

5) Пристрій для зміни інструмента на АВ в одношпиндельному варіанті аналогічні пристроям, що використовуються на МВ, тобто використовуються інструментальні магазини (ІМ) різних типів і автооператор. У багатошпиндельних варіантах АВ зміна інструментів робиться за рахунок зміни багатошпиндельних коробок.

Класифікація АВ за компонуванням.

Залежно від способу обробки АВ підрозділяються на 4 основні групи:

1) АВ із нерухомо встановленою деталлю та послідовною або послідовно-паралельною роботою силових головок.

2) АВ із поздовжнім переміщенням деталі та паралельно-послідовною роботою силових головок.

3) АВ із вертикальною віссю обертання позиційного стола та послідовно-паралельною роботою силових головок.

4) АВ із горизонтальною віссю обертання позиційного стола та послідовно-паралельною роботою силових головок.

Залежно від розмірів оброблюваних деталей агрегатні верстати підрозділяють на 3 групи, що відрізняються розмірами, масою та використовуваними вузлами-агрегатами. До 1-ї групи відносять малогабаритні АВ, оснащені пінольними силовими головками Р=0.18-0.75 кВт. До 2-ї групи відносять АВ середніх габаритів, оснащених пінольними силовими головками із плоско-кулачковим приводом подачі, потужністю 1,1-3 кВт. До 3-ї групи відносяться АВ великих розмірів, оснащених гідравлічними або електромеханічними столами, на які встановлюють шпиндельні вузли різного технологічного призначення.

Компонування АВ.

1. Однобічний однопозиційний АВ:

а) вертикальний, б) похилий;

2. Однобічний однопозиційний АВ для обробки тіл обертання;

3. Багатобічний однопозиційний АВ:

а) тристоронній, б) двосторонній;

4. Однобічний багатопозиційний АВ:

а) горизонтальний, б) вертикальний;

5. Із центральним круглим столом і декількома рухливими силовими головками;

6. АВ із центральною колоною й кільцевим столом.

Література [1;2;3;4;6].

ЛЕКЦІЯ 3. СТРУКТУРНІ ФОРМУЛИ КОМПОНУВАНЬ МЕТАЛООБРОБНИХ ВЕРСТАТІВ

Послідовність символів, що позначає блоки компонування, та пояснює координатну приналежність і спосіб сполучення блоків називається *структурною формулою компонування.*

Компонування представляється у вигляді блокової структури, що складається з одного стаціонарного та декількох рухливих блоків (робочих органів), розділених між собою напрямними (лінійними та круговими). Кожний рухливий блок виконує рух тільки по одній координаті, тобто число рухливих блоків дорівнює числу формоутворюючих і допоміжних рухів.

Для позначення блоків компонування використовують систему координат, рекомендовану ISO R841. Особливістю цієї системи координат є те, що її вісь Z розташовується завжди паралельно осі головного шпинделя. Для орієнтації осі Z в просторі в головного шпиндельного блоку уведені індекси h - горизонтальний; v - вертикальний; h/v - поворотний. Позитивні напрямки осей координат визначаються згідно правила «правої руки».

Початок координат приймають довільно. Додаткові осі координат, що відповідають основним наведені на рис. 3.1.

Позитивні напрямки обертання позначають знаком + ($+a;+b;+c$). Рух уздовж осей у позитивному напрямку позначають також знаком + ($+X;+Y;+Z$). Обертання головного шпинделя позначають (c), а обертання другого шпинделя - $A(X)$, $B(Y)$ або $D(Z)$.

Рух заготівки позначають штрихом X', Y', Z', a' і т.д. Позитивний напрямок переміщення заготівки відповідає негативному напрямку переміщення різального інструменту (ліва система координат).

При складанні структурних формул компонувань МВ рухливі блоки позначають тими ж знаками, що й координатні рухи, які вони виконують. Блок із двома рухами позначають: X/Y; Z/c і т.д.

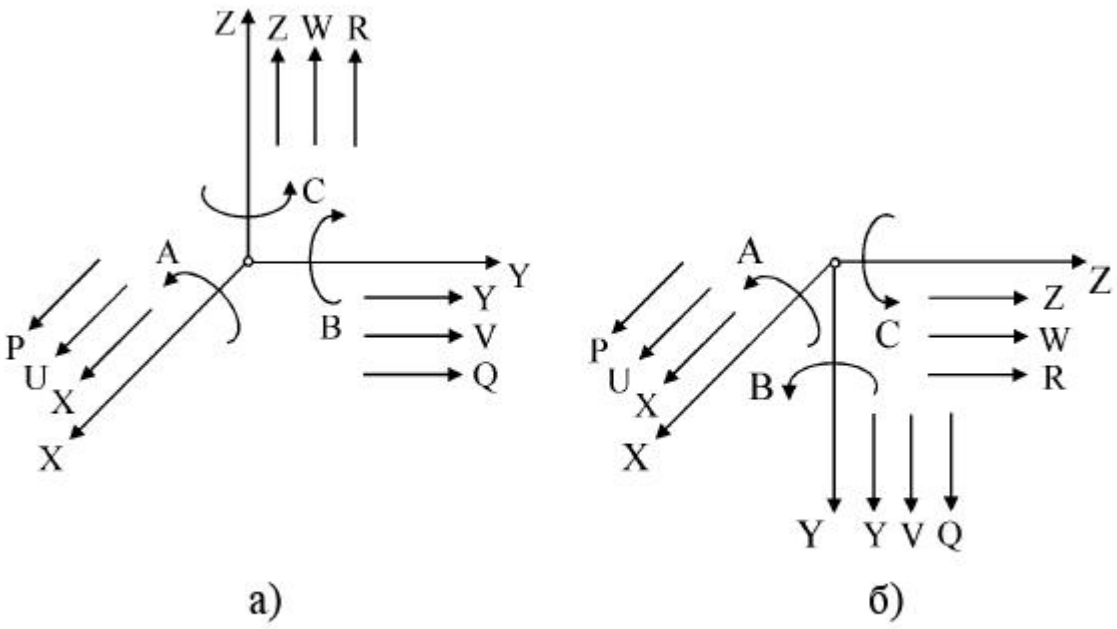


Рисунок 3.1 – Система координат ISO: а) при вертикальному; б) при горизонтальному розташуванні шпинделя

Стаціонарний блок позначають - O. Для позначення формоутворюючих рухів використовують: прописні букви для головних рухів, малі літери для допоміжних рухів.

Як приклад розглянемо вертикально-фрезерний верстат (рис. 3.2). Тут є один стаціонарний блок O; чотири прямолінійно-рухливих - X; Y; Z; w; один – обертально-рухливий - C_v. Тоді набір блоків буде мати вигляд: X, Y, Z, w, C_v, O.

Формула компонування являє собою послідовний запис блоків у порядку їхнього сполучення, причому першим (лівий) записується блок, що несе заготівку, а останнім (правий) блок, що несе інструмент. Положення стаціонарного блоку O в структурній формулі показує состав блоків, що переміщають заготівку і інструмент. Блоки, розташовані ліворуч від блоку O, пересувають заготівку, а розташовані праворуч - інструмент.

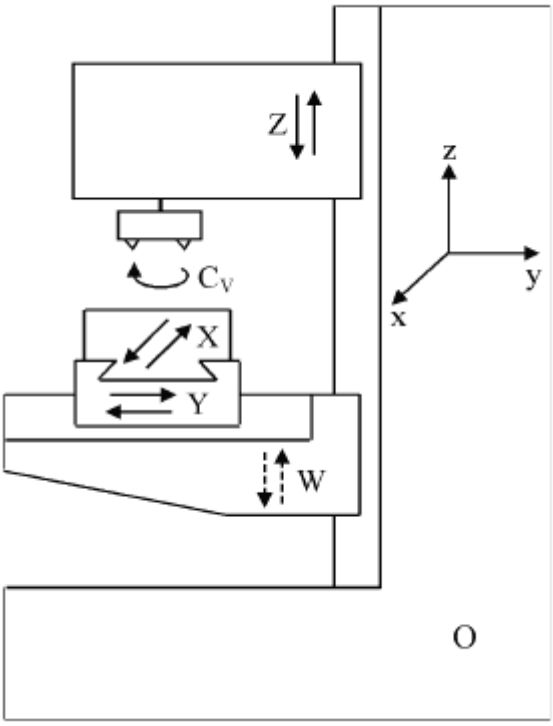


Рисунок 3.2 – Компонувальна схема вертикально-фрезерного верстата - $XYwOZC_V$

Представлення компонування верстата у вигляді структурної формули дозволяє робити її дослідження за допомогою математичного апарата теорії множин і алгебри логік.

Матрицю можливих компонувань одержують шляхом формальної зміни відносного сполучення блоків, що становлять компонування. При цьому необхідно враховувати, що блоки, що несуть заготівку й інструмент ЗАВЖДИ розташовуються першим і останнім відповідно.

Загальне число K можливих компонувань для одного набору блоків можна визначити з вираження

$$K = I!,$$

де I - число блоків, що мають можливість змінювати своє положення в компонуванні.

Для розглянутого приклада, змінювати взаємне розташування можуть п'ять блоків X, Y, Z, w, O. Обертально-рухливий блок не може змінювати своє розташування через специфіку <u>вертикального</u> компонування. У такий спосіб загальне число компонувань дорівнює $K = 120$.

Матриця можливих компонувань має вигляд

$XYZwOC_v$	$XYZOwC_v$	$XYOZwC_v$	$XOYZwC_v$	$OXYZwC_v$
$XYwZOC_v$	*$XYwOZC_v$	$XYOwZC_v$	$XOYwZC_v$	$OXYwZC_v$
$XwYZOC_v$	$XwYOZC_v$	$XwOYZC_v$	$XOwYZC_v$	$OXwYZC_v$
$XZYwOC_v$	$XZYOwC_v$	$XZOYwC_v$	$XOZYwC_v$	$OXZYwC_v$
$XZwYOC_v$	$XZwOYC_v$	$XZOwYC_v$	$XOZwYC_v$	$OXZwYC_v$
$XwZYOC_v$	$XwZOYC_v$	$XwOZYC_v$	$XOwZYC_v$	$OXwZYC_v$
$YXZwOC_v$	$YXZOwC_v$	$YXOZwC_v$	$YOXZwC_v$	$OYXZwC_v$
$YXwZOC_v$	$YXwOZC_v$	$YXOwZC_v$	$YOXwZC_v$	$OYXwZC_v$
$YwXZOC_v$	$YwXOZC_v$	$YwOXZC_v$	$YOwXZC_v$	$OYwXZC_v$
$YZXwOC_v$	$YZXOwC_v$	$YZOXwC_v$	$YOZXwC_v$	$OYZXwC_v$
$YZwXOC_v$	$YZwOXC_v$	$YZOwXC_v$	$YOZwXC_v$	$OYZwXC_v$
$YwZXOC_v$	$YwZOXC_v$	$YwOZXC_v$	$YOwZXC_v$	$OYwZXC_v$
$ZXYwOC_v$	$ZXYOwC_v$	$ZXOYwC_v$	$ZOXYwC_v$	$OZXYwC_v$
$ZXwYOC_v$	$ZXwOYC_v$	$ZXOwYC_v$	$ZOXwYC_v$	$OZXwYC_v$
$ZwXYOC_v$	$ZwXOYC_v$	$ZwOXYC_v$	$ZOwXYC_v$	$OZwXYC_v$
$ZYXwOC_v$	$ZYXOwC_v$	$ZYOXwC_v$	$ZOYXwC_v$	$OZYXwC_v$
$ZYwXOC_v$	$ZYwOXC_v$	$ZYOwXC_v$	$ZOYwXC_v$	$OZYwXC_v$
$ZwYXOC_v$	$ZwYOXC_v$	$ZwOYXC_v$	$ZOwYXC_v$	$OZwYXC_v$
$wXYZOC_v$	$wXYOZC_v$	$wXOYZC_v$	$wOXYZC_v$	$OwXYZC_v$
$wXZYOC_v$	$wXZOYC_v$	$wXOZYC_v$	$wOXZYC_v$	$OwXZYC_v$
$wYXZOC_v$	$wYXOZC_v$	$wYOXZC_v$	$wOYXZC_v$	$OwYXZC_v$
$wYZXOC_v$	$wYZOXC_v$	$wYOZXC_v$	$wOYZXC_v$	$OwYZXC_v$
$wZXYOC_v$	$wZXOYC_v$	$wZOXYC_v$	$wOZXYC_v$	$OwZXYC_v$
$wZYXOC_v$	$wZYOXC_v$	$wZOYXC_v$	$wOZYXC_v$	$OwZYXC_v$

Стовпці матриці відрізняються розрядним положенням стаціонарного блоку O, а рядки – взаємним сполученням блоків.

Аналіз усієї безлічі компонувань полягає у виділенні підмножин, що володіють загальними ознаками, наприклад, варіанти останнього стовпця приводять до компонувань із нерухливою заготівкою.

Для випадку вертикально-фрезерного верстата, розглянутого вище необхідно одержати задане компонування з безлічі представленого в матриці. Для цього сформулюємо умови компонування:

- для забезпечення мінімальних пружних деформацій і високої геометричної точності обробки, необхідно, що б між блоками, що несуть інструмент і заготівку, та стаціонарним блоком, розташовувалася однакова кількість проміжних блоків. Приймемо, що між інструментальним і стаціонарним блоком розташовується один проміжний, а між блоком, що несе заготівку та стаціонарним - два проміжних. Тоді, дану умову можна записати в наступному вигляді

$$y_1 = \overline{O}\,\overline{O}\,\overline{O}\,O\overline{O}\,C_v,$$

де $\overline{O}$ - будь-який рухливий блок з наявних у наборі.

- для зменшення габариту верстата й забезпечення технологічності виготовлення рухливих блоків, бажано щоб вертикальні прямолінійно-рухливі блоки примикали до стаціонарного блоку. При цьому для забезпечення точності обробки доцільно, щоб блок, що виконує формоутворюючі рухи, сполучався з обертально-рухливим блоком, що несе інструмент. Дану умову можна записати в наступному вигляді

$$y_2 = \overline{Z}\,\overline{Z}wOZC_v,$$

де $\overline{Z}$ - будь-який рухливий блок з наявних у наборі, крім Z.

- для зменшення габариту верстата та збільшення технологічних можливостей бажано, щоб блоком, що несе заготівку, був горизонтальний прямолінійно-рухливий блок X, що переміщує заготівку в поздовжньому напрямку. Дана умова можна записати в наступному виді

$$y_3 = X\overline{X}\,\overline{X}\,\overline{X}OC_v + X\overline{X}\,\overline{X}O\overline{X}C_v + X\overline{X}O\overline{X}\,\overline{X}C_v + XO\overline{X}\,\overline{X}\,\overline{X}C_v,$$

де $\overline{X}$ - будь-який рухливий блок з наявних у наборі, крім X;

знак + означає «або».

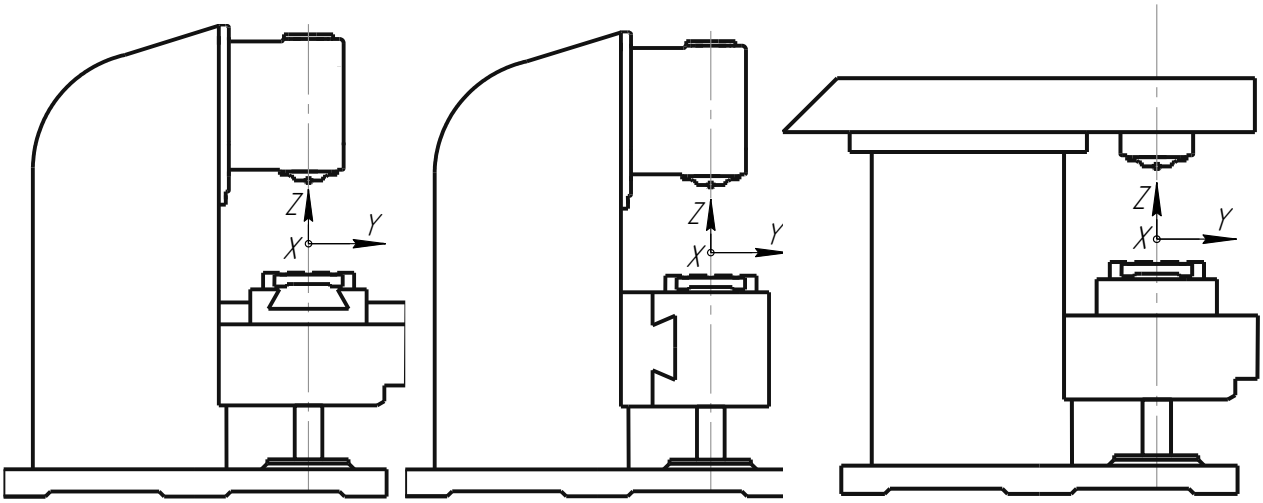
Зазначені умови відбору представимо у вигляді матриці та спільне виконання умов може бути визначене за допомогою використання способу порозрядної кон’юнкції

y_1	-	$\overline{O}\,\overline{O}\,\overline{O}\,O\,\overline{O}\,C_v$	-	-
y_2	-	$\overline{Z}\,\overline{Z}\,wOZC_v$	-	-
y_3	$X\overline{X}\,\overline{X}\,\overline{X}OC_v$	$X\overline{X}\,\overline{X}O\overline{X}C_v$	$X\overline{X}O\overline{X}\,\overline{X}C_v$	$XO\overline{X}\,\overline{X}\,\overline{X}C_v$
	Ф	$XYwOZC_v$	Ф	Ф

де Ф – означає нуль-безліч, тобто протиріччя умов.

До структурних формул МВ застосовують алгебраїчні закони:

- Комутативний (перестановочний закон). У математиці - властивість деяких операцій на безлічі елементів, що полягає в тім, що результат операції залишається незмінним незалежно від взаємного порядку елементів (рис. 3.3).



$XYZOC_v$ $YXZOC_v$ $XZOYC_v$

Рисунок 3.3 – Варіанти компонувань вертикально-фрезерного верстата, розроблені згідно комутативного закону

- Розподільний. У математиці - правило сполучення, відповідно до якого операція, застосована до групи членів виразу, рівносильна сполученню таких же операцій, зроблених над кожним із цих членів.

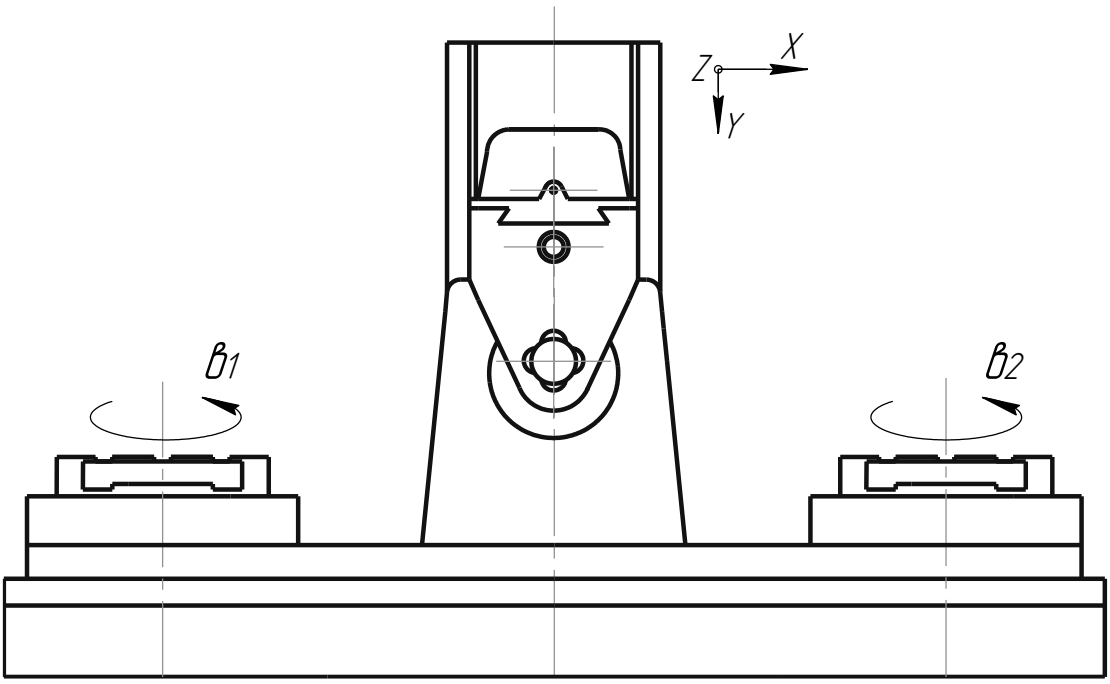


Рисунок 3.4 – Компонування горизонтально-фрезерного верстата із двома поворотними столами

Компонування $(в_1 + в_2)XOYZC_h$ (рис. 3.4) із двома поворотними столами вбудованими в спільний привод верстата, згідно розподільного закону перетвориться в компонування $(в_1X + в_2X)OYZC_h$ із двома окремими столами, що працюють по черзі, за рахунок чого досягаються зручність завантаження-вивантаження деталей. Даний закон широко застосовується в багатоопераційних верстатах.

- Закон ідемпотентності. У верстатобудуванні дозволяє дублювати рухи уздовж однієї осі шляхом розподілу загального переміщення між двома блоками, сполученими послідовно.

Наприклад: зменшення вильоту шпинделя з метою підвищення жорсткості уздовж осі Z компенсують переміщенням колони (вертикально-фрезерні верстати, горизонтально-розточувальні верстати).

- Асоціативний закон. У верстатобудуванні дозволяє поєднувати кілька рухів в одному блоці.

Наприклад: у зубодовбальному верстаті в штосельному блоці поєднується два рухи – поступальний Z й обертальний C_v $\rightarrow\left(C_v/Z\right)$. Або в горизонтально-розточувальному верстаті $\rightarrow\left(Z/C_h\right)$

- Закон Де Моргана. Встановлює можливість переходу від кон'юнкції (логічне множення «і») до диз'юнкції (логічне додавання «або»), що означає можливість переходу від послідовного сполучення блоків до паралельного.

Наприклад: $OXYZC_h \Rightarrow OXYZ\left(C_1 + C_2 + C_3 + C_4\right)$. Перехід від розточувального верстата до 4-ех шпиндельного агрегатного.

Завдання теорії компонувань.

Компонування - це система розташування вузлів (складальних одиниць) і напрямних верстата, що відрізняється структурою, пропорціями й властивостями.

Побудова компонування має щаблі:

- <u>Технологічне компонування</u> пов'язано з рішенням технологічного завдання та визначення необхідного складу головних і допоміжних рухів, число шпинделів, число робочих і завантажувальних позицій та ін.
- <u>Координатне компонування</u> (K_1) – склад та порядок сполучень координатних рухів у верстаті.
- <u>Базове компонування</u> (K_2) – визначає тип верстата по різновидах базових вузлів.

- <u>Конструкційне компонування</u> (K_3) – уточнюється конструктивне виконання, типорозмір і модель верстата з якими зв'язане визначення всіх основних розмірів.

Конструкційне компонування K_3 є одним з елементів базового компонування K_2, а останнє елементом K_1: $K_3 \subset K_2 \subset K_1$.

Можна виділити основні завдання теорії компонувань:

- розробка способу запису будь-яких компонувань;
- порівняльний аналіз компонувань і підвищення їхньої якості.

Література [1;2;3;7].

ЛЕКЦІЯ 4. ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ВИМОГИ ДО ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ. ПРИВОДИ ШПИНДЕЛІВ

Шпиндельні вузли призначені для здійснення точного обертання інструмента або оброблюваної деталі. Вони входять у несучу систему верстата й значною мірою визначають її жорсткість та вібростійкість.

Шпиндельний вузол верстата складається зі шпинделя, його опор, приводного елемента. У шпинделі виділяють передній кінець і міжопорну ділянку. На шпиндель діють навантаження, що викликаються силами різання, силами в приводі, а також відцентровими силами, що виникають від неврівноваженості обертових деталей самого шпиндельного вузла. Проектування вузла включає: вибір типу привода, опор, пристроїв для їхнього змазування та захисту від забруднень; визначення діаметра шпинделя, відстані між опорами й розробку конструкції всіх елементів.

До шпиндельних вузлів верстатів **висувають** наступні **вимоги**:

1. *Точність обертання*, вимірювана биттям на передньому кінці шпинделя в радіальному або осьовому напрямках; відхилення від ідеального обертання є однієї з основних причин погрішностей обробки на багатьох верстатах. Припустиме биття шпинделя універсальних верстатів повинне відповідати державним стандартам. Биття шпинделя спеціальних верстатів не повинне перевищувати 1/3 допуску на розмір деталі, що оброблюється на верстаті.

2. *Жорсткість шпиндельного вузла*, обумовлена по пружних переміщеннях переднього кінця шпинделя, що обумовлені піддатливістю шпинделя і його опор; радіальна й осьова жорсткість шпиндельного вузла істотно впливають на точність обробки. Припустима мінімальна жорсткість переднього кінця шпинделя універсальних верстатів становить 20 Н/мкм, прецизійних верстатів - 400 Н/мкм. Припустимий кут повороту шпинделя в передній опорі, що супроводжується нерівномірним розподілом навантаження між тілами обертання підшипників, приймається рівним 0,0001...0,00015 радіан.

Кут повороту шпинделя під приводним зубчастим колесом допускається в межах 0,00008...0,0001 радіан, а прогин у цьому місці не повинен перевищувати $0{,}01 \cdot m$ (m - модуль зубчастого колеса).

Вимоги до жорсткості шпинделя можна виразити по-іншому. Для забезпечення працездатності шпиндельних підшипників необхідно наступне співвідношення між діаметром d шпинделя й міжосьовою відстанню l:

$$d \geq \sqrt[4]{(0{,}05...0{,}1) \cdot l^3}\ .$$

Припустиме радіальне переміщення переднього кінця шпинделя під дією навантаження не повинне перевищувати 1/3 допуску на розмір оброблюваної на верстаті деталі.

3. *Вібростійкість шпиндельного вузла*, що істотно впливає на загальну стійкість несучої системи та усього верстата; властивості демпфуючих опор і амплітудно-частотні характеристики шпиндельного вузла впливають на шорсткість поверхні та гранично припустимі режими обробки (для швидкохідних шпинделів верстатів небезпеку можуть представляти резонансні явища).

4. *Довговічність шпиндельних вузлів*, що пов'язана з довговічністю опор шпинделя в сенсі збереження первісної точності обертання; ця вимога має особливе значення для шпиндельних опор кочення.

5. *Швидке й надійне закріплення інструмента*, пристосування або деталі, що забезпечують їхнє точне центрування та відповідно точне обертання; у сучасних верстатах зростають вимоги до автоматизації закріплення інструмента, пристосування або оброблюваної деталі.

6. *Обмеження тепловиділення й температурних деформацій шпиндельного вузла*, які сильно впливають на точність обробки; опори шпинделів при значній частоті обертання є інтенсивним джерелом виділення тепла в безпосередній близькості до зони обробки.

Конструктивне оформлення шпинделів залежить від способу кріплення інструмента або оброблюваної деталі на його передньому кінці. Передні кінці шпинделів для більшості типів верстатів стандартизовані. Центрування забезпечується конусним сполученням типу конуса Морзе при порівняно рідкій ручній зміні інструмента (табл. 4.1), конусами $7/24$ при автоматичній зміні інструмента у верстатах із програмним керуванням (табл. 4.2) і конусами $1/3$ в шліфувальних верстатах для центрування абразивного інструмента.

Жорсткість конічного з'єднання шпинделів з оправкою пристосування або хвостовиком інструмента значно впливає на загальну жорсткість несучої системи. Пружне переміщення оправки під дією сили *P*, прикладеної на деякій відстані *L* від кінця конічного з'єднання, може бути представлене як

$$y = \delta + \Theta \cdot L,$$

де δ - зсув на краю конічного з'єднання в результаті контактної піддатливості;

Θ - кут повороту в конічному з'єднанні.

Незважаючи на похибки у конічному з'єднанні пружний зсув δ і кут повороту Θ можуть бути визначені по формулах:

$$\delta = \frac{4 \cdot P \cdot \beta \cdot C}{\pi \cdot D} \cdot \left(\beta \cdot L \cdot C_1 + C_2\right);$$

$$\Theta = \frac{4 \cdot P \cdot \beta^2 \cdot C}{\pi \cdot D} \cdot \left(\beta \cdot L \cdot C_1 + C_2\right),$$

де $\beta = \sqrt[4]{\frac{1}{13 \cdot C \cdot D}}$ - коефіцієнт, обумовлений діаметром оправки;

C - коефіцієнт контактної піддатливості (для конусів Морзе C=0,03..0,06; а для конусів 7/24 C=0,02; C_1, C_2, C_3 - коефіцієнти, що враховують зміну

діаметру по довжині конічного з'єднання, для конусів Морзе C_1, C_2 , C_3 =1, а для конусів $7/24$ $C_1, C_2 = 1{,}35$; $C_3 = 1$);

D - діаметр оправки.

Для передачі крутного моменту на шпиндель застосовують зубчасту або пасову передачу, а також муфту, розташовану на задньому консольному кінці шпинделя. *Тип приводного елемента обирають залежно від частоти обертання шпинделя*, крутного моменту, що передається на нього, компонування верстата, вимог до плавності обертання шпинделя.

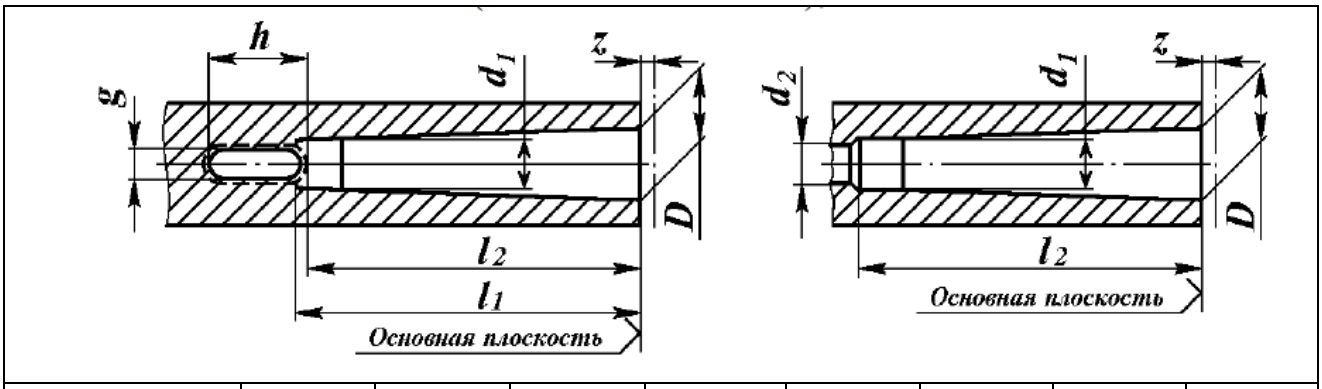
Зубчаста передача здатна передавати великий крутний момент, проста по конструкції, компактна. Але похибки передачі знижують плавність обертання шпинделя та викликають додаткові динамічні навантаження в приводі. *Зубчасту передачу* звичайно *застосовують*, коли частота обертання шпинделя *не перевищує* 2000...3000 об/хв. Але при точному виготовленні й монтажі передачі вона може бути застосована і для більших частот обертання.

Пасова передача забезпечує плавне обертання шпинделя, зниження динамічних навантажень у приводі верстата, на якому виробляється переривчасте різання. Але ця передача має *порівняно більші габарити*, тому що для підвищення точності шпиндельного вузла шків роблять розвантаженим. *Пасову передачу застосовують* при різних частотах обертання шпинделя, у тому числі й *при відносно високих* (6000 об/хв і вище), коли окружна швидкість ременя досягає 60...100 м/с.

У верстатах застосовують так звані *мотор-шпинделі*. У їхній состав входить асинхронний або частотно-регульований асинхронний електродвигун, ротор якого закріплений на шпинделі між передньою та задньою опорами. Крім того, до складу мотор-шпинделя включають систему примусового охолодження із блоком електровентиляторів і фільтром для очищення охолодженого повітря, вузол вбудованого температурного захисту, а також вимірювальний перетворювач кутового положення шпинделя. У мотор-шпинделях, призначених для роботи в широкому діапазоні частот обертання, вал двигуна

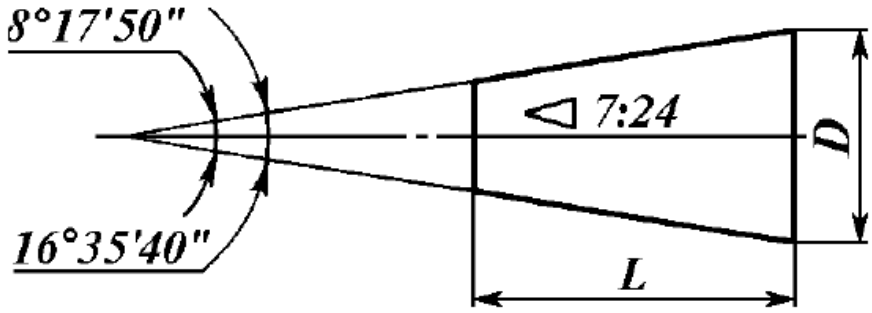
може бути зв'язаний зі шпинделем механічними передачами, наприклад, у вигляді планетарного редуктора. Мотор-шпиндель у комплекті з електронним перетворювачем частоти обертання являє собою уніфікований електропривод головного руху. При розробці ряду мотор-шпинделів передбачають можливість вбудовування їх у токарні, токарно-револьверні, багатоцільові, вертикальні та поздовжньо-фрезерні верстати з ЧПУ. *Застосування мотор-шпинделів дозволяє зменшити масу верстата, втрати енергії, рівні вібрацій і шуму*.

Таблиця 4.1 – Розміри інструментальних конусів Морзе та метричних (по СТ СЕВ 147-75), мм



Позначення конуса	D	d_1	d_2	$l_{1\min}$	l_2	g	h	z
Морзе:								
0	9,045	6,7	-	52	49	3,9	15	1,0
1	12,065	9,7	7	56	52	5,2	19	1,0
2	17,78	14,9	11,5	67	62	6,3	22	1,0
3	23,825	20,2	14	84	78	7,9	27	1,0
4	31,267	26,5	18	107	98	11,9	32	1,5
5	44,399	38,2	23	135	125	15,9	38	1,5
6	63,348	54,6	27	188	177	19,0	47	2,0
Метричний:								
4	4	3,0	-	25	21	2,2	8	0,5
6	6	4,6	-	34	29	3,2	12	0,5
80	80	71,5	33	202	186	26	52	2,0
100	100	90,0	39	240	220	32	60	2,0

Таблиця 4.2 – Розміри внутрішніх і зовнішніх конусів з конусністю 7:24 (за ДСТ 15945-82), мм



Позначення конуса	*D*	*L*	Позначення конуса	*D*	*L*
10	15,87	21,8	50	69,85	103,7
15	19,05	26,9	55	88,90	132,0
25	25,4	39,8	60	107,95	163,7
35	38,1	57,2	70	165,1	247,5
40	44,45	65,6	75	203,2	305,8
45	57,15	84,8	80	254,0	390,8

В особливо високоточних верстатах застосовують головний привод з окремим від шпиндельної бабки регульованим електродвигуном, вал якого з'єднаний зі шпинделем еластичною муфтою з убудованим тепло ізолюючим елементом. У верстатах нормальної точності електродвигун і шпиндель з'єднують пружною муфтою.

Щоб повністю виключити передачу збурювань від електродвигуна на шпиндель, застосовують так званий інерційний привод. Шпиндель з'єднують із джерелом енергії, розганяють до робочої швидкості, потім відключають від привода. Обробка деталі ведеться після вимикання двигуна привода. Для збільшення запасу кінетичної енергії на шпиндель іноді насаджують маховик.

Передній кінець шпинделя служить для базування та закріплення різального інструменту, оброблюваної деталі або пристосування. Передні кінці виконують за державними стандартами. Точне центрування та жорстке

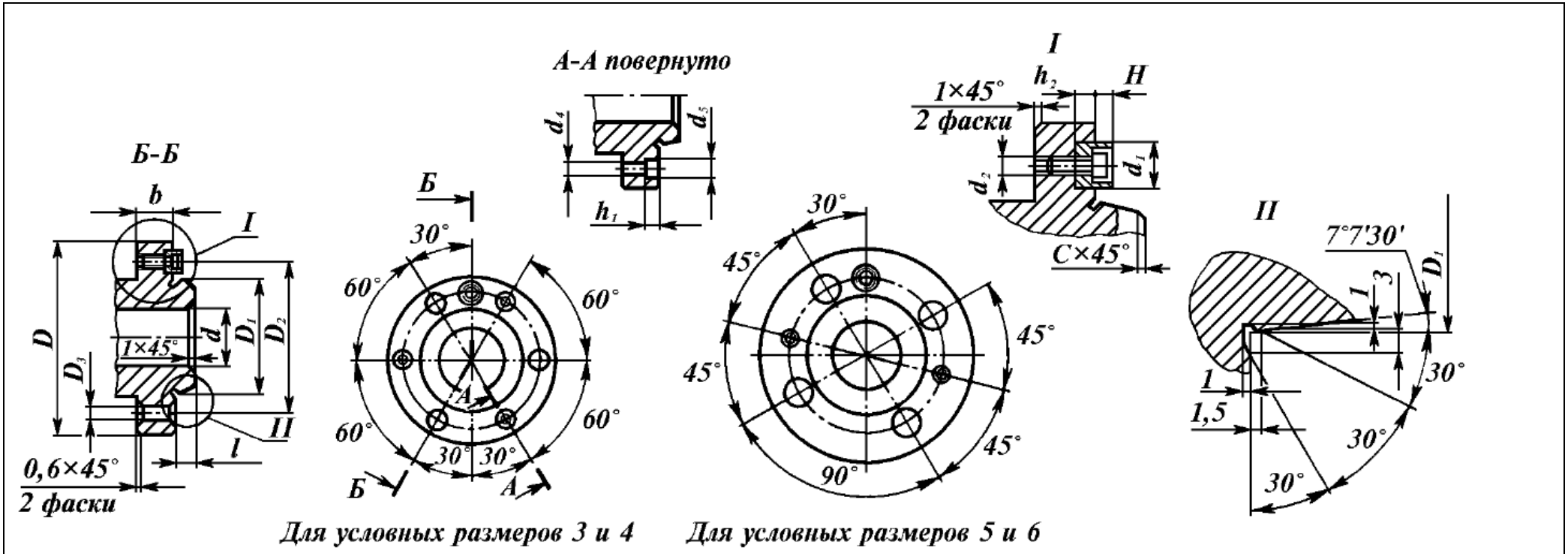
сполучення інструмента або оправки зі шпинделем забезпечуються конічним з'єднанням (див. вище табл. 4.1 і 4.2).

Шпинделі малих токарних верстатів звичайно виготовляють із різьбовим переднім кінцем, середніх і великих - фланцевими під поворотну шайбу (табл. 4.3). Застосування фланцевих кінців під поворотну шайбу дозволяє швидко закріплювати та знімати патрони без згвинчування кріпильних гайок. При використанні фланцевих кінців без поворотної шайби виліт шпинделя зменшується, але трудомісткість установки й зняття патрона зростає.

Кінці шпинделя свердлильних, розточувальних і фрезерних верстатів виконують за ДСТ 24644-81. З конусами Морзе та метричними виготовляють шпинделі трьох виконань. Виконання 1 (табл. 4.4) застосовують у свердлильних і розточувальних верстатах при установці інструментів, що мають хвостовик з лапкою, виконання 2 - у тих же верстатах при установці хвостовиків з різьбовим отвором. Шпинделі виконання 3 з метричним кінцем і торцевою шпонкою встановлюють у розточувальних верстатах. З конусністю 7/24 виготовляють шпинделі чотирьох виконань. Виконання 5 (табл. 4.5) з конусами від 30 до 70 застосовують у свердлильних і розточувальних верстатах, з конусами 30, 40, 45, 50 - у фрезерних верстатах. Виконання 6 з конусами 50 і 55, а також 6 з конусом 60, 7 з конусом 70 застосовують у розточувальних і фрезерних верстатах. Перший і другий ряди таблиці призначені для свердлильних і розточувальних верстатів, третій - для фрезерних.

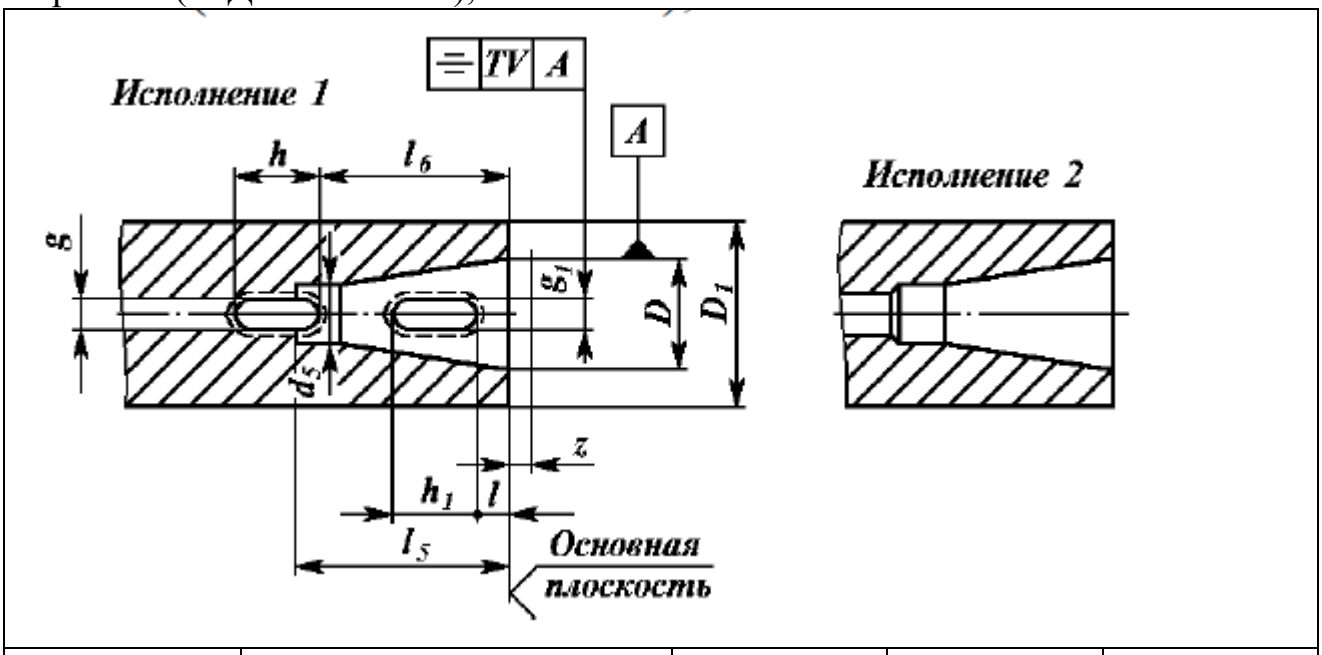
Література [2;3;4].

Таблиця 4.3 – Фланцеві кінці шпинделів під поворотну шайбу, мм



Умовний розмір кінця шпинделя	D	D_1	D_2	d, не більше			d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	l	b	H	h_1	h_2	c	Гвинт
				Циліндричний отвір	Конус Морзе	Метричний конус												
3	102	53,975	75	Не регламенту-ються	4	-	-	-	17	7	11	11	16	-	-	10	1	-
4	112	63,513	85		4	-	14	M6	17	7	11	11	20	5	5	10	1	$M6\frac{1}{2}14$
5	135	82,563	104,8		5	-	16	M6	21	7	11	13	22	5	6	10	1	$M6\frac{1}{2}14$
6	170	106,375	133,4		6	80	19	M8	23	9	14	14	25	5	8	11	1,2	$M8\frac{1}{2}20$

Таблиця 4.4 – Кінці шпинделів свердлильних і розточувальних верстатів (за ДСТ 24644-81), мм



Позначення конуса	D_1		l	h_1	g_1
	1-й ряд	2-й ряд			
Морзе:					
1	25	-	-	-	-
2	35	-	-	-	-
3	45	50	28,5	36,5	8,3
4	60	65		39,5	8,3
5	80	90		44,5	13,0
6	100	110		48,5	16,3
Метричний:					
60	125	-	30	44	19
80	160	-	30	44	19
100	200	-	30	52	26
120	250	220	30	60	32
160	320	-	40	76	38

Примітки: 1. Розміри D, d_5, d_6, l_5, l_6, g, h, z - по СТ СЕВ 147-75 (див. табл. 4.1). 2. Значення V й граничних відхилень g_1 - за ДСТ 24644-81.

Примітки (до табл. 4.5): 1.Розмір D - за ДСТ 15945-82.

2. 1-й і 2-й ряди - для свердлильних і розточувальних верстатів, 3-й - для фрезерних верстатів, 4-й ряд використовується за узгодженням із замовником.

3. Для 1-го й 2-го рядів значення d_3 не регламентуються.

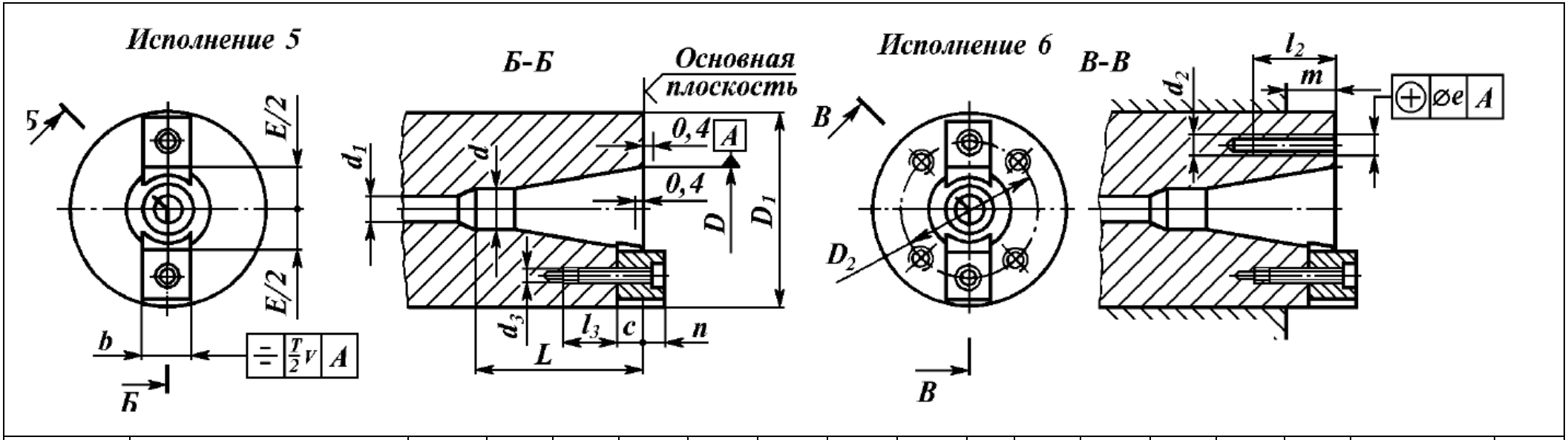
4. Значення D_2 дані для 3-го ряду. Для 1-го й 2-го рядів D_2 обирають з конструктивних міркувань з табл. 4.5.

5. Для верстатів з ЧПУ різьбові отвори d_2 допускається не виготовляти.

6. Допускається виготовляти шпинделі з одним або двома виступами, що мають розміри n та b.

7. Допускається збільшувати довжину гвинта та розміри c й l_3.

Таблиця 4.5 – Кінці шпинделів свердлильних, фрезерних і розточувальних верстатів (за ДСТ 24644-81), мм



Позначення кінця шпинделя	D_1				D_2	e	d	d_1, не менш	d_2	d_3	L, не менш	l_2, не менш	l_3	c	m, не менш	n	$E/2$	b	Гвинт	V
	1 ряд	2 ряд	3 ряд	4 ряд																
30	-	50	70	69,832	54	0,15	17,4	17	M10	M6	73	16	9	8	12,5	8	16,5	15,9	$M6\frac{1}{2}16$	0,03
40	80	65; 90	90	88,882	66,7		25,3	17	M12	M6	100	20	9	8	16	8	23	15,9	$M8\frac{1}{2}20$	
45	80; 100	90	100	101,6	80		32,4	21	M12	M8	120	20	13	9,5	18	9,5	30	19	$M8\frac{1}{2}20$	
50	100; 125	110	125	128,57	101,6	0,2	39,6	27	M16	M10	140	25	18	12,5	19	12,5	36	25,4	$M10\frac{1}{2}30$	0,04
55	160	-	150	152,4	120,6		50,4	27	M20	M10	178	30	18	12,5	25	12,5	48	25,4	$M10\frac{1}{2}30$	
60	200; 250	220	220	221,44	177,8		60,2	35	M20	M10	220	30	18	12,5	38	12,5	61	25,4	$M10\frac{1}{2}30$	
70	250; 320	-	335	335	265	0,25	92,9	42	M24	M12	315	36	24	20	50	20	90	32	$M12\frac{1}{2}45$	

ЛЕКЦІЯ 5. ОПОРИ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ. СИСТЕМИ ЗМАЩЕННЯ

У шпиндельних вузлах сучасних верстатів в основному застосовуються підшипники кочення. Для них характерні невеликі втрати на тертя й прості системи змащення. Підшипники кочення забезпечують високу точність обертання шпинделів (радіальне биття 0,01...0,03 мм, у прецизійних верстатах - кілька мікрометрів) і необхідну вібростійкість, вони надійно працюють при зміні частоти обертання та навантажень у широких діапазонах, зручні в експлуатації.

Швидкохідність підшипників кочення характеризується граничною частотою обертання та параметром швидкохідності. Гранична частота обертання підшипників у нормальних умовах експлуатації вказується в каталогах підшипників. Якщо частота обертання шпинделя повинна перевищувати граничну для підшипників, варто забезпечити відвід теплоти від опор, використовувати мастильні матеріали малої в'язкості.

Узагальненим показником швидкохідності опор підшипника є параметр швидкохідності

$$d_m \cdot n_{\max}, \ \frac{мм}{мин},$$

де d_m - діаметр отвору шпинделя (мм);

$n_{\max}$ - найбільша частота обертання шпинделя (об/хв).

Узагальнений параметр швидкохідності також може визначатися, як

$$D \cdot n_{\max}, \ \frac{мм}{мин},$$

де D - діаметр найбільшої деталі (мм).

Дворядні роликові підшипники з короткими циліндричними роликами (рис. 5.1) призначені для сприйняття тільки радіальних навантажень.

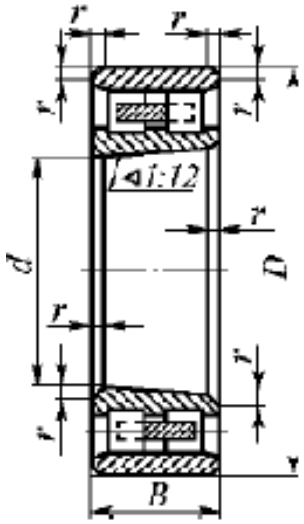


Рисунок 5.1 – Роликовий радіальний двохрядний підшипник з короткими циліндричними роликами, серії 3182100

Підшипники типу 3182100 мають гладку доріжку кочення (без буртів) на зовнішньому кільці, типу 4162900 - на внутрішньому кільці. Останнє дозволило зменшити зовнішній діаметр підшипника. Завдяки наявності конічного отвору у внутрішньому кільці при його осьовому переміщенні щодо конічної шийки шпинделя регулюється радіальний зазор у підшипнику. Описувані підшипники застосовуються в шпиндельних вузлах, призначених для роботи при великих радіальних навантаженнях і середніх частотах обертання. Їхній параметр швидкохідності $d_m \cdot n_{\max} < 3 \cdot 10^5\ мм \cdot хв^{-1}$, діапазон регулювання частоти обертання не перевищує 500.

Конічні роликопідшипники застосовуються в опорах, що працюють із відносно невеликими частотами обертання та сприймають значні комбіновані навантаження. Для підвищення жорсткості передньої опори підшипники встановлюють за О-образною схемою. Через великі навантаження на тертя їхній параметр швидкохідності $d_m \cdot n_{\max}$ звичайно не перевищує $3 \cdot 10^5\ мм \cdot хв^{-1}$, припустимий діапазон регулювання частоти обертання дорівнює 100.

Однорядні роликові конічні підшипники з буртом на зовнішньому кільці типу 67700Л (рис. 5.2) призначені для сприйняття радіальних і осьових навантажень. Від звичайних роликових підшипників відрізняються наступним.

Мають малий кут конуса доріжок кочення, завдяки чому знижується тиск роликів на борт внутрішнього кільця та підвищується радіальна жорсткість. На внутрішньому кільці відсутній малий борт, що дає можливість обробляти доріжку кочення з підвищеною точністю. Масивний сепаратор з кольорового металу центрується по внутрішньому кільцю. Параметр швидкохідності $d_m \cdot n_{\max} = (3{,}9...4{,}2) \cdot 10^5$ $мм \cdot мин^{-1}$. Ці підшипники звичайно встановлюють у передній опорі шпинделя.

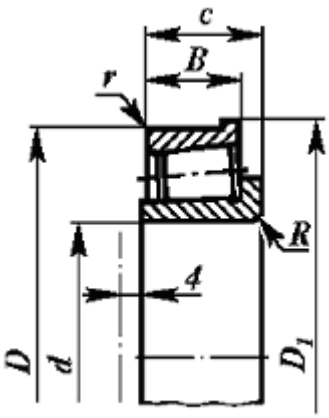


Рисунок 5.2 – Роликовий однорядний конічний підшипник з буртом на зовнішньому кільці, типу 67700Л

Однорядні роликові конічні підшипники із широким зовнішнім кільцем типу 17000 (рис. 5.3) призначені для встановлення в задній опорі шпинделя. Пружини, що вставлені в отвори зовнішнього кільця, забезпечують постійний попередній натяг підшипника. Завдяки великій ширині зовнішнього кільця знижується його перекіс у корпусі.

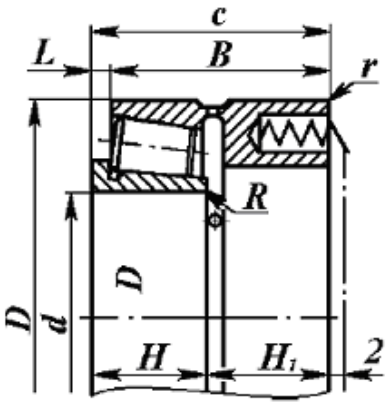


Рисунок 5.3 – Однорядний роликовий конічний підшипник із широким зовнішнім кільцем типу 17000

Дворядні роликові конічні підшипники з буртом на зовнішньому кільці типу 697000 (рис. 5.4) сприймають радіальне та осьове навантаження. Завдяки посиленим вимогам до шорсткості робочих поверхонь і тому, що в передньому ряду на один ролик більше, ніж у задньому, знижується рівень вібрацій шпинделя та поліпшується стабільність положення його осі. За допомогою проміжного кільця в підшипнику створюється заданий натяг або зазор, завдяки чому відпадає необхідність у регулюванні деталей при монтажі шпиндельного вузла. Бурт на зовнішньому кільці дозволяє використовувати при складанні зручну базу - торець шпиндельної бабки та зробити шпиндельну опору більш компактної. Параметр швидкохідності $d_m \cdot n_{\max} = (3{,}9...4{,}2) \cdot 10^5$ $мм \cdot мин^{-1}$.

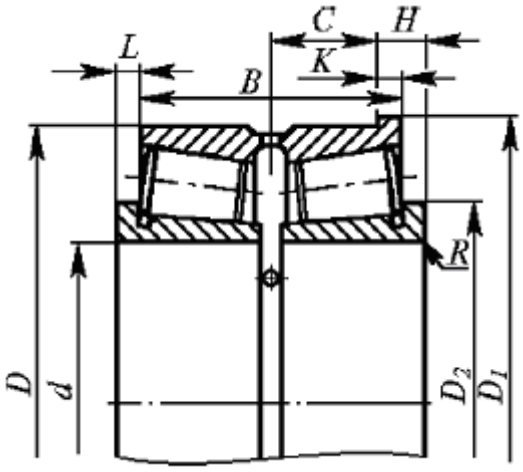


Рисунок 5.4 – Дворядний роликовий конічний підшипник з буртом на зовнішньому кільці типу 697000

Радіально-упорні шарикопідшипники застосовують при малих або середніх навантаженнях на шпиндель і високій частоті обертання (наприклад, для внутрішньо шліфувальних шпинделів). Радіально-упорні кулькові високошвидкісні підшипники мають кути контакту 12°, 15°, 20° або 25° і відрізняються високою точністю виготовлення. Підшипники поставляють в одиночному виконанні (рис. 5.5) або комплектами, що складаються із двох, трьох або чотирьох підшипників.

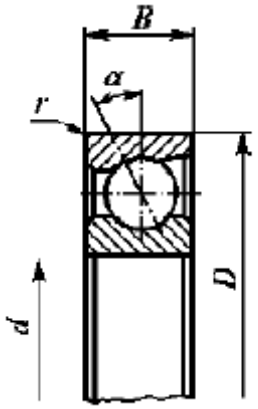


Рисунок 5.5 – Радіально-упорний шарикопідшипник

Радіально-упорні кулькові підшипники універсального виконання серій 36000КУ й 46000КУ різняться за способом центрування сепаратора (по зовнішньому кільцю, по внутрішньому кільцю), у шпиндельних опорах можуть бути встановлені парами - по схемах дуплекс О-подібна (рис. 5.6, а), дуплекс Х-подібна (рис. 5.6, б), дуплекс-тандем (рис. 5.6, в) або три підшипника - за схемою триплекс-тандем О-подібна (рис. 5.6, г). Опори шпинделів працюють із легким, середнім або важким попереднім натягом. Натяг забезпечується при виготовленні комплекту підшипників. Спосіб установки підшипників і попередній натяг впливають на їхню працездатність (табл. 15).

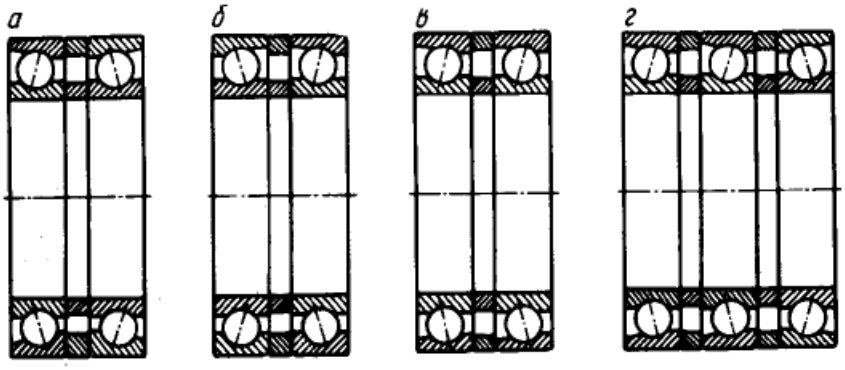


Рисунок 5.6 – Компонування опор шпинделя з радіально-упорних підшипників

Упорно-радіальні здвоєні кулькові підшипники з кутом контакту 60° призначені для сприйняття тільки осьового навантаження. До складу підшипника типу 178800Л (рис. 5.7) входять два тугих внутрішніх кільця, вільне зовнішнє кільце, проміжне кільце, тіла кочення, два масивних

сепаратори. Ширина проміжного кільця впливає на величину попереднього натягу, завдяки якому відпадає необхідність у регулюванні натягу в процесі монтажу шпиндельного вузла, підвищується стабільність натягу й довговічність підшипника.

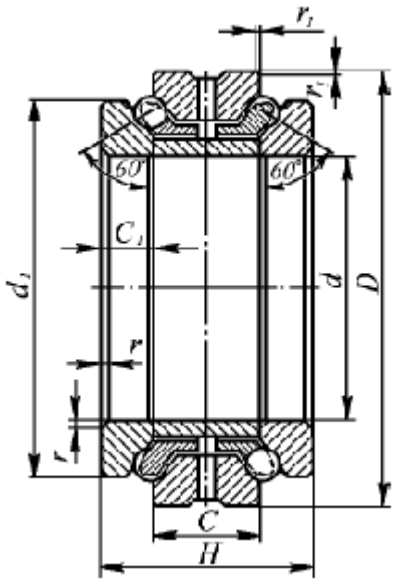


Рисунок 5.7 – Упорно-радіальний здвоєний кульковий підшипник з кутом контакту 60° типу 178800Л

Упорно-радіальні кулькові підшипники випускаються у двох виконаннях, що різняться діаметром отвору внутрішнього кільця. При розміщенні такого підшипника в опорі з боку малого або великого діаметра конічної посадкової шийки, призначеної для роликопідшипників з короткими циліндричними роликами, застосовують упорно-радіальні підшипники відповідно серій 178800 або 178900. Параметр швидкохідності $d_m \cdot n_{\max} = (4...5) \cdot 10^5$ $мм \cdot мин^{-1}$. Швидкохідність підшипників даного типу приблизно в 2-2,5 рази вище швидкохідності звичайних упорних підшипників. Діапазон регулювання частоти обертання досягає 1000.

Упорно-радіальний здвоєний кульковий підшипник встановлюють в опору разом з роликопідшипником, що сприймає тільки радіальне навантаження. Точні, жорсткі, швидкохідні шпиндельні опори такої конструкції застосовуються в токарних, фрезерних, розточувальних і інших верстатах.

Упорні шарикопідшипники сприймають тільки осьове навантаження. Для підвищення стабільності попереднього натягу, збереження його в обох підшипників при більших навантаженнях, зменшення ймовірності ушкодження доріжок кочення в результаті гіроскопічного ефекту підшипники часто встановлюються разом із пружинами. Роликові підшипники з керованим натягом типу 117000 (рис. 5.8) призначені для шпиндельних вузлів, що працюють у широкому інтервалі частот обертання при підвищеній вимозі до твердості шпиндельного вузла. У таких підшипниках забезпечується незалежність натягу від зовнішніх впливів. Між внутрішнім 1 і зовнішнім 3 кільцями перебуває кільце 8 з ущільненнями 5 і 7. У замкнуту порожнину А через отвір 6 підводять масло. Тиск його автоматично змінюється відповідно до навантаження на шпиндель, що залежить від сил різання. Збільшення тиску масла супроводжується зсувом кільця 4 уліво, зростанням сили, з якої воно діє на ролики 2 і, отже, збільшенням натягу в підшипниках.

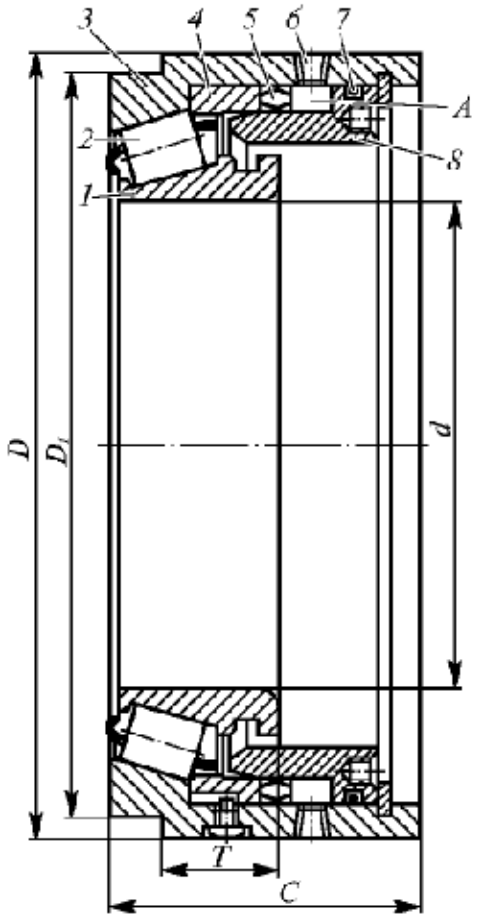


Рисунок 5.8 – Роликовий підшипник з керованим натягом типу 117000

СПОСОБИ ЗМАЗУВАННЯ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

Рідкі мастила відводять теплоту від шпиндельних опор, несучи з підшипників продукти зношування. При виборі в'язкості масла враховують частоту обертання шпинделя, температуру шпиндельного вузла і її вплив на в'язкість масла.

Систему змазування рідким матеріалом призначають, виходячи з необхідної швидкохідності шпинделя (табл. 5.1), з урахуванням його положення (горизонтальне, вертикальне або похиле), умов підведення масла, типу ущільнень. Залежно від здатності відводити теплоту від підшипників кочення системи змазування ділять на два типи: з відводом теплоти - система рясного змазування, без відводу теплоти - система мінімального змазування.

Рясне змазування забезпечується циркуляційною системою, упорскуванням, поливом струменем масла. Циркуляційне змазування здійснюється автономною системою, призначеною тільки для шпиндельного вузла, або системою, загальною для нього й привода головного руху. Масло подається в шпиндельну опору або кишеню, з якої стікає в нього. Для поліпшення циркуляції масла передбачають отвори в пружинному кільці підшипника, у роликах. Щоб забезпечити надійне влучення мастильного матеріалу на робочі поверхні підшипників, масло підводять у зону усмоктування, тобто до малого діаметра доріжок кочення радіально-упорних, кулькових і роликових підшипників, яким властивий насосний ефект. Якщо два підшипники встановлені поруч, доцільно вводити масло між ними. У вертикальному положенні шпинделя масло підводять до самого верхнього підшипника. Передбачають вільний злив масла з опори, завдяки чому не допускають його застою й знижують температуру опори. У резервуарі або за допомогою спеціального холодильника масло охолоджується. З підвищенням частоти обертання шпинделя різниця між кількістю теплоти, що виділяється, і відводиться від підшипникового вузла збільшується, а при високій частоті обертання через підшипники неможливо прокачати потрібний обсяг масла. Наприклад, дворядні роликопідшипники створюють великий гідравлічний опір,

і перемішування занадто великого обсягу масла приводить не до зниження, а до підвищення температури опори.

Таблиця 5.1 – Параметр припустимої швидкохідності шпиндельних вузлів

Тип опор шпинделя	Метод змазування	Параметр припустимої швидкохідності $d \cdot n \left(\frac{мм}{хв}\right)$
Радіально-упорні шарикопідшипники з кутом контакту $12...18^o$	Змазування масляним туманом	$(8..10)\cdot 10^5$
	Масло-повітряне змазування	$(8..10)\cdot 10^5$
	Мінімальне імпульсне змазування	$(8..10)\cdot 10^5$
	Змазування вприскуванням з охолодженням масла	$(10..20)\cdot 10^5$
Усі інші підшипники	Циркуляційне змазування (без охолодження масла)	$(2..2{,}5)\cdot 10^5$
	Змазування масляним туманом	$(3..5)\cdot 10^5$
	Масло-повітряне змазування	$(3..5)\cdot 10^5$
	Мінімальне імпульсне змазування	$(3..5)\cdot 10^5$
	Змазування вприскуванням з охолодженням масла	$(5..6)\cdot 10^5$

Мінімально-припустиму витрату рідкого мастильного матеріалу (дм^3/хв) для змазування шпиндельних опор можна визначити по залежності

$$Q = 0{,}66 \cdot d_m \cdot n^{0{,}5} \cdot i \cdot \nu^{-1} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4,$$

де d_m - середній діаметр підшипників, мм;

i - число рядів тіл кочення в підшипнику;

ν - в'язкість масла при робочій температурі опори, м^2/с;

k_1 - коефіцієнт, що характеризує тип підшипника (для шарикопідшипників k_1=1, для роликопідшипників k_1=2);

k_2 - коефіцієнт, що характеризує умови навантаження (при легкому навантаженні без попереднього натягу k_2=1, при важкому навантаженні з попереднім натягом k_2=2);

k_3 - коефіцієнт, що характеризує умови виходу масла з робочої зони підшипника (при вільному виході з конічних, упорних і упорно-радіальних підшипників k_3=2, при вільному виході радіальних підшипників k_3=1);

k_4 - коефіцієнт, що залежить від робочої температури підшипника.

Прокачування через шпиндельну опору декількох тисяч кубічних сантиметрів масла у хвилину не тільки надає надійне змазування, але й забезпечує відвід теплоти від опори, тобто створює режим "охолоджуваного" змазування. Витрата масла при такому змазуванні залежить від типу підшипника, частоти його обертання й в'язкості масла. Для конічних роликопідшипників Q = (5...10)d. Для упорних- радіальних підшипників при d > 120 мм Q >2500 дм^3/хв. Для упорно-радіальних підшипників при d = 80...180 мм Q = 500...5000 дм^3/хв, при d > 180 мм Q = 2000...10000 дм^3/хв.

Змазування уприскуванням здійснюється спеціальною системою. Через 3-4 отвори в кільці підшипника або через канали в проставочному кільці й зазор між сепаратором і внутрішнім кільцем підшипника масло під тиском до 0,4 МПа попадає на його робочі поверхні. При цьому температура підшипника знижується. Масло з опори може видалятися самопливом або за допомогою насоса. Необхідна витрата через опору при номінальному діаметрі отвору підшипника до 50 мм, 50...120 мм і більше 120 мм повинна становити відповідно 500...1500, 1100...4200 і більше 2500 дм^3/хв.

Системи мінімального змазування можна підрозділити на краплинну та ґнотову (*фитильная-рус.*) системи та змазування масляним туманом, які забезпечують у внутрішній порожнині опори необхідний мінімальний обсяг мастильного матеріалу, достатній тільки для поділу робочих поверхонь опори еласто-гідро-динамічною плівкою.

Краплинна система забезпечує подачу в підшипник невеликого обсягу масла (від 0,02 до 2 дм^3/хв). Ґнотова система також служить для подачі в шпиндельну опору невеликого обсягу масла. Воно надходить із резервуара по ґноту. Через неможливість точного регулювання, масло може накопичуватися в опорі.

Змазування масляним туманом, що утвориться за допомогою маслорозпилювача, приводить до виділення в опорах мінімальної кількості теплоти. Вони добре охолоджуються стисненим повітрям і завдяки його надлишковому тиску захищені від пилу. Однак система складна, і проникаючі назовні через ущільнення частки масла погіршують санітарні умови у верстата.

Необхідна витрата мастильного матеріалу (дм^3/хв)

$$Q = Q_0 \cdot k1 \cdot k2 \cdot k3$$

де Q_0 - мінімальна припустима витрата масла при сприятливих умовах (для шарикопідшипників Q_0 = 0,02 дм^3/хв, для циліндричних роликопідшипників Q_0 = 0,04 дм^3/хв);

k1 - коефіцієнт, що залежить від частоти обертання й розміру підшипника (при $nd^{1,5} < 10^5$ $k1$=1, при $nd^{1,5} = 10^5...10^6$ $k1$=2, при $nd^{1,5} > 10^6$ $k1$=4);

k2 - коефіцієнт запасу мастильного матеріалу в корпусі опори (при достатньому запасі, забезпечуваному мастильною ванною, $k2$=1, при незначному запасі $k2$=2, при відсутності запасу, коли масло вільно стікає з опори, $k2$=4);

k3 - коефіцієнт, що залежить від припустимої температури опори t (при t = 70 °С $k3$=1, при t = 70...100 °С $k3$=2, при t = 100...130 °С $k3$=4).

Масло-повітряне змазування здійснюється в такий спосіб. Плунжерний дозатор, встановлений у точці змазування, через певні інтервали часу видає в змішувач заданий обсяг масла. Там воно захоплюється охолодженим повітрям, що має тиск 0,2...0,4 МПа, і у вигляді крапель (а не мікро-туману) підводиться до поверхонь, що змазуються. Обсяг підводимого до шпиндельної опори масла визначається витратою повітря й не залежить від його тиску та витрати масла. На відміну від змазування масляним туманом розглянутий метод дозволяє підвищити подачу масла в кожній точці з метою захисту опор від забруднень і

їхнього додаткового охолодження. Масло-повітряне змазування не забруднює навколишнє середовище мікро-туманом і рекомендується для швидкохідних шпиндельних вузлів. Пластичні мастильні матеріали застосовують у тих випадках, коли спеціальне охолодження опор не потрібно, наприклад, при змазуванні упорно-радіальних шарикопідшипників з кутом контакту 12...18° при $d \cdot n = (5...6) \cdot 10^5 \, мм/хв$, інших опор при $d \cdot n = (3...3{,}5) \cdot 10^5 \, мм/хв$. Пластичний мастильний матеріал особливо доцільно застосовувати в автономних шпиндельних вузлах, що не мають зубчастих передач, які звичайно змазуються рідким маслом, а також у шпиндельних вузлах, розташованих вертикально або похило, при цьому їхні ущільнення стають більш простими.

При проектуванні шпиндельних вузлів з підшипниками, що змазуються пластичним матеріалом, варто визначити мінімально необхідний для опори обсяг матеріалу, зробити прогноз його терміну служби, передбачити надійні ущільнення вузла як з боку коробки швидкостей, так і із зовнішньої сторони. Зайвий мастильний матеріал в опорі викликає підвищене нагрівання, тому обсяг матеріалу в опорі не повинен перевищувати необхідного мінімуму. Обсяг масла, що повинне бути закладене в опору (дм^3)

$$Q = d_m \cdot B \cdot K,$$

де d_m - середній діаметр підшипників, мм;

B - ширина підшипника, мм (для упорних і упорно-радіальних підшипників замість B у залежність підставляють висоту підшипника);

K - коефіцієнт, рівний 0,01; 0,015; 0,02; 0,03; 0,04 для підшипників, що мають діаметр отвору 40...100 мм, 100...130, 130...160, 160...200, 200 і більше міліметрів.

Періодично в опори необхідно вводити додаткові обсяги масла (дм^3)

$$Q = D \cdot B \cdot K_1,$$

де D й B - зовнішній діаметр і ширина підшипника, мм;

K_1 - коефіцієнт, що залежить від періодичності поповнення підшипника мастильним матеріалом: при щоденному поповненні K_1 = 0,0012...0,0015; при щотижневому K_1 = 0,0015...0,002; при поповненні раз на місяць K_1 = 0,002...0,003; при поповненні раз у рік K_1 = 0,003...0,0045.

Література [2;3;4;6].

ЛЕКЦІЯ 6. РОЗРАХУНОК ЖОРСТКОСТІ ОПОР ШПИНДЕЛЯ. РОЗРАХУНОК ЖОРСТКОСТІ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА

6.1 Розрахунок жорсткості опор шпинделя

Загальні відомості про жорсткість опор. При розрахунку на жорсткість шпиндель розглядається як балка перемінного перетину на податливих крапкових опорах. Вважається, що радіальні підшипники мають тільки радіальну жорсткість, упорно-радіальні - радіальну, осьову та кутову, упорно-радіальні - осьовою та кутовою жорсткістю. Значення жорсткості підшипників визначають по довідниках. Приймають, що жорсткість опор з попереднім натягом не залежить від робочого навантаження, але помітно зменшується при значному підвищенні частоти обертання шпинделя.

Розрахункові радіальні опори шпинделя при застосуванні радіальних підшипників розташовуються посередині ширини підшипників. Розрахункові радіальні опори шпинделя, встановленого на радіально-упорних кулькових й конічних роликових підшипниках, знаходять із урахуванням кута контакту тіл кочення й кілець підшипників. Вважається, що така опора фактично розташована в крапках перетинання осі шпинделя з лінією, що проходить через вісь кульки або середину довжини ролика під кутом, рівним куту контакту в підшипнику. Розрахункові кутові опори шпинделя при застосуванні упорно-радіальних і здвоєних упорних підшипників перебувають на осі шпинделя посередині ширини підшипника.

Жорсткість шпиндельного вузла визначають із урахуванням жорсткості його опор. Якщо опора складається з одного підшипника, жорсткість опори дорівнює його жорсткості. Якщо в опору входить кілька підшипників, визначати жорсткість шпиндельного вузла можна двома шляхами:

1. Приймати кожний підшипник як самостійну опору, що володіє жорсткістю підшипника, і розглядати шпиндель як багато-опорну статично невизначену балку;

2. Всі підшипники, що перебувають в опорі, вважати такими, що утворюють одну комплексну опору із жорсткістю, що залежить від її компоновочної схеми та жорсткості підшипників.

Жорсткість опори з кульковими радіально-упорними підшипниками.

Комплексну опору, що складається з декількох підшипників, представляють у вигляді двох умовних опор: перша (1) -, що перебуває ближче до переднього торця шпинделя, друга (2) – що знаходиться далі від його. Здвоєні підшипники, установлені в одній умовній опорі за схемою "тандем", вважають одним дворядним. Число підшипників в опорах 1 і 2 позначають i_1 і i_2.

Осьова жорсткість комплексної опори (Н/мм)

$$j_a = 1{,}5 \cdot C^{2/3} \cdot F_H{}^{1/3} \cdot \left(i_1^{2/3} + i_2^{2/3}\right),$$

де $C = 10^5 \cdot Z \cdot \sin^{5/2} \cdot \alpha \cdot \sqrt{1{,}25 \cdot d_m}$;

F_H - сила натягу (таблиця 14);

Z - число тіл кочення в підшипнику;

α - фактичний кут контакту в підшипнику, що змінюється під дією попереднього натягу $\alpha = \left(15...26^o\right)$;

d_m - діаметр кульки, мм.

Радіальна жорсткість умовної опори може бути обчислена по формулі

$$j_{r1(2)} = \frac{K \cdot i_{1(2)}^{2/3} \cdot j_a}{1{,}5 \cdot tg^2(\alpha) \cdot \left(i_1^{2/3} + i_2^{2/3}\right)},$$

Коефіцієнт K характеризує розподіл навантаження між тілами кочення й залежить від співвідношення між силою натягу й радіальним навантаженням:

$\frac{F_H}{F_r \cdot tg(\alpha)}$	1,28	1,35	1,43	1,53	1,67	2,25	3,2	5,4	12
K	0,16	0,3	0,4	0,52	0,6	0,65	0,71	0,74	0,75

Для шарикопідшипників типів 36000К и 36000У радіальна жорсткість $j_r = (5{,}3..6)\cdot j_a$, для підшипників типів 46000К и 46000У. $j_r = (1{,}95..2{,}1)\cdot j_a$

Жорсткість дворядного упорно-радіального підшипника з кутом контакту $\alpha = 60^o$. Осьова жорсткість підшипника (Н/мм)

$$j_a = 7000 \cdot K \cdot Z^{2/3} \cdot d_m^{1/3} \cdot F_H^{1/3} \cdot \sin^{5/3}(\alpha),$$

де $K = 0{,}8..0{,}9$ - коефіцієнт, що враховує погрішності виготовлення підшипника.

Завдяки високій кутовій жорсткості упорно-радіальний підшипник створить значний момент, що защемляє. Кутова жорсткість $\left(\frac{Н \cdot мм}{рад}\right)$ цього підшипника

$$j = \frac{M}{\varphi} = \frac{1}{32} \cdot \left(d + D^2\right) \cdot j_a,$$

де M - момент, що защемляє, діючий на шпиндель $\left(\frac{Н}{мм}\right)$, ;

φ - кут нахилу пружної осі шпинделя в опорі, рад;

d і D - внутрішній і зовнішній діаметри підшипника, мм.

Жорсткість однорядних конічних підшипників.

Ці підшипники працюють із невеликим зазором або натягом при спільній дії радіального F_r й осьового F_a навантажень. Для опори з натягом при $\frac{F_r}{F_a} > 2$ радіальна жорсткість

$$j_r = 7300 \cdot l^{0{,}8} \cdot Z^{0{,}9} \cdot F^{0{,}1} \cdot \cos^2(\alpha) \cdot \sin^{0{,}1}(\alpha),$$

де l - ефективна довжина ролика, мм;

α - кут нахилу осі роликів.

Жорсткість роликового дворядного підшипника з короткими циліндричними роликами залежить від його внутрішнього діаметра (рис. 6.1).

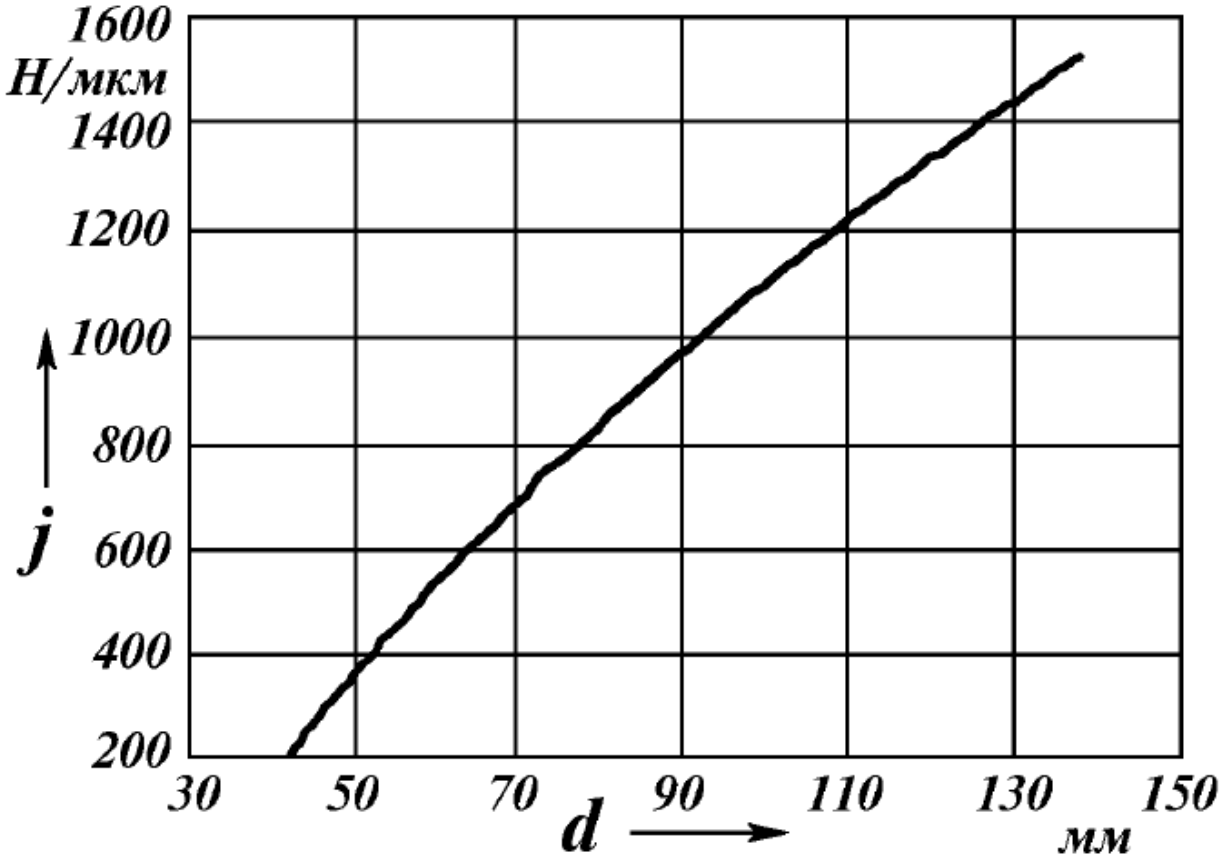


Рисунок 6.1 - Залежність жорсткості роликового дворядного підшипника від його діаметра

6.2 Розрахунок жорсткості шпиндельного вузла

На жорсткість розраховують шпиндельні вузли всіх типів. При цьому визначають пружне переміщення шпинделя в перетині його переднього кінця, для якого виробляється стандартна перевірка шпиндельного вузла на жорсткість. Це переміщення приймають як пружне переміщення переднього кінця шпинделя.

У переміщенні враховують тільки деформації тіла шпинделя і його опор. Власні деформації оброблюваної деталі, різального інструменту, конічного або іншого з'єднання інструмента зі шпинделем визначають додатковими

розрахунками, що не ставляться до розрахунку шпиндельного вузла на жорсткість.

Знаходять радіальну та осьову жорсткість. При розрахунку радіальної жорсткості всі сили приводять до двох взаємно перпендикулярних площин Y і Z, що проходять через вісь шпинделя. Обчислюють радіальне переміщення його переднього кінця в цих площинах, а потім сумарне переміщення

$$\delta = \sqrt{\delta_Y^2 + \delta_Z^2} \ .$$

Необхідно враховувати істотний вплив осьової опори на переміщення переднього кінця, що є наслідком (реактивного) моменту, що виникає в осьовій опорі й протилежного за знаком моменту навантаження. Додаткове радіальне переміщення являє собою зрушення переднього кінця під дією сили, що виникає як наслідок моменту, що защемляє. Значення коефіцієнта, що враховує при розрахунку жорсткості шпинделя наявність у передній опорі моменту, що защемляє, наведені в табл. 6.1.

Таблиця 6.1 - Значення коефіцієнтів защемлення

Тип установлюваних підшипників			
Схема шпиндельного вузла	У передній опорі	У задній опорі	Коефіцієнт защемлення
	3182100; 8000	3182100	0,45...0…0,65
	697000	7200	0,30...0…0,45
	3182100; 178800	3182100	0,30...0…0,45
	36100	36100	0,20...0…0,30
	36100	36100	0,15...0…0,20

Радіальне переміщення шпинделя в заданому перетині, наприклад, площини *Y*,

$$\delta_Y = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_4,$$

де δ_1 - переміщення, викликане вигином тіла шпинделя;

δ_2 - переміщення, викликане піддатливістю опор;

δ_3 - зрушення, викликаний моментом, що защемляє;

δ_4 - переміщення, викликане піддатливістю контакту між кільцями підшипника й поверхнями шпинделя та корпуса, розраховуються по залежності

$$\delta_4 = \frac{4 \cdot 10^{-8} \cdot P \cdot K_1}{\pi \cdot d \cdot b} \cdot \left(1 + \frac{d}{D}\right),$$

де P - навантаження на опору, *Н*;

K_1 - 1...2…2,5;

d - внутрішній діаметр підшипника, *м*;

B і D - ширина й зовнішній діаметр підшипника, *м*.

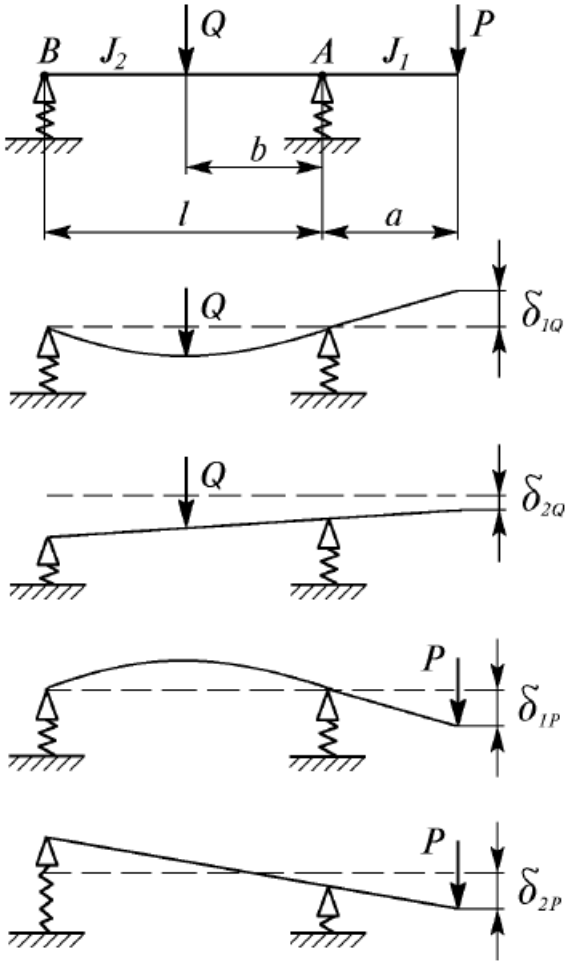


Рисунок 6.2 - Складові переміщення шпинделя в розрахунковому перерізі

Зсув переднього кінця шпинделя залежить не тільки від його розмірів, жорсткості опор, навантажень, але й від схеми навантаження.

СХЕМА 1. Приводний елемент шпинделя розташований між його опорами (рис. 6.2). Ця схема типова для токарних і фрезерних верстатів, а так само для багатоопераційних верстатів з ЧПУ. Радіальне пружне переміщення шпинделя в розрахунковій крапці складається з наступних

переміщень: δ_{1Q} тіла шпинделя під дією сили Q на приводному елементі; δ_{2Q}, викликане деформацією опор від сили Q, δ_{1P} тіла шпинделя під дією сили різання P; δ_{2P}, викликане деформацією опор від сили P.

Приймемо позначення: l - відстань між передньої А и задньою В опорами шпинделя; a - виліт переднього кінця (консоль); b - відстань від приводного елемента до передньої опори; J_1 - середнє значення осьового моменту інерції перетину консолі; J_2 - середнє значення осьового моменту інерції перетину шпинделя в прольоті між опорами; S_1 і S_2 - площі перетину переднього кінця та міжопорної частини шпинделя; E - модуль пружності матеріалу; G – модуль зрушення матеріалу шпинделя; j_A і j_B - радіальна жорсткість передньої та задньої опор; ε - коефіцієнт защемлення в передній опорі.

Пружне переміщення переднього кінця шпинделя, що складається із всіх названих вище переміщень із урахуванням дії моменту, що защемляє, у передній опорі

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = P \cdot \left[\frac{a^3}{3 \cdot E \cdot J_1} + \frac{a^2 \cdot l \cdot (1-\varepsilon)}{3 \cdot E \cdot J_2} + \frac{j_A a^2 \cdot (1-\varepsilon) + j_B \cdot [l + a \cdot (1-\varepsilon)]^2}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} \right] \pm$$

$$\pm Q \cdot (1-\varepsilon) \cdot \left[\frac{j_A \cdot (l+a) - j_B \cdot (l-b)}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} + \frac{a \cdot \left(b^2 + 2 \cdot b \cdot l^2 - 3 \cdot b^2 \cdot l\right)}{3 \cdot E \cdot J_2 \cdot l} \right].$$

Кут повороту (рад) у передній опорі

$$\Theta_A = \frac{1}{3 \cdot E \cdot J_2} \cdot \left[P_a \cdot l - \frac{Q}{2 \cdot l} \cdot \left(2 \cdot b \cdot l^2 - 3 \cdot b^2 \cdot l\right) \right].$$

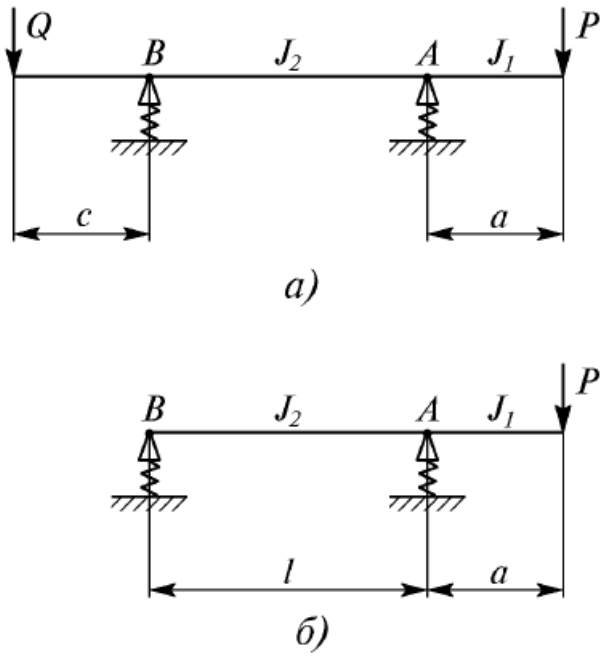


Рисунок 6.3 - Схеми к розрахунку шпиндельного вузла на жорсткість

У цих залежностях під P и Q розуміють складові сил, наведені до однієї площини. Перед Q приймають знак "плюс", якщо сили P и Q спрямовані в одну сторону та знак "мінус", якщо вони спрямовані в протилежні сторони.

СХЕМА 2. Приводний елемент розташований на задній консолі на відстані C від задньої опори (рис. 6.3, а). Цей випадок характерний для внутрішньо-шліфувальних і обробно-розточувальних головок. Переміщення переднього кінця шпинделя з урахуванням защімлюючого моменту в передній опорі

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = \frac{P \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left[\frac{a}{J_1} + \frac{l \cdot (1-\varepsilon)}{J_2} \right] + \frac{Q \cdot l \cdot a \cdot c \cdot (1-\varepsilon)}{6 \cdot E \cdot J^2} +$$

$$+ P \cdot \left\{ \frac{1}{j_A} \cdot \left[\frac{l + a \cdot (1-\varepsilon)}{l} \right]^2 + \frac{a^2 \cdot (1-\varepsilon)}{j \cdot b \cdot l^2} \right\} - Q \cdot (1-\varepsilon) \cdot \left[\frac{(l+a) \cdot c}{j_A \cdot l^2} + \frac{(l+c) \cdot a}{j_B \cdot l^2} \right].$$

Знаки перед Q відповідають випадку, коли сили P и Q спрямовані в одну сторону. Якщо ж вони спрямовані в протилежні сторони, знаки перед Q заміняються на протилежні. Переміщення переднього кінця шпинделя при відсутності моменту, що защемляє, обчислюють по вищенаведеній формулі при $\varepsilon = 0$.

СХЕМА 3. Шпиндель не навантажений силами від привода, на нього діє сила різання P (рис. 6.3, б). Такі шпиндельні вузли часто застосовують у прецизійних верстатах. Переміщення переднього кінця шпинделя з урахуванням защімлюючого моменту в передній опорі

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = P \cdot \left\{ \frac{a^2}{3 \cdot E} \cdot \left[\frac{a}{J_1} + \frac{l \cdot (1-\varepsilon)}{J_2} \right] + \frac{1}{j_A} \cdot \left[\frac{l + a \cdot (1-\varepsilon)}{l} \right]^2 + \frac{a^2 \cdot (1-\varepsilon)}{j_B \cdot l^2} + \right.$$

$$\left. \frac{a}{G \cdot S_1} + \frac{a^2 \cdot (1-\varepsilon)}{G \cdot S_2 \cdot l} \right\}.$$

Кут повороту шпинделя в передній опорі

$$\Theta = \frac{P \cdot a \cdot l}{3 \cdot E \cdot J_2}.$$

Література [2 – 7].

ЛЕКЦІЯ 7. РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ

Показники динамічних якостей більшості верстатів визначаються в основному параметрами шпиндельних вузлів (токарні, координатно-розточувальні, горизонтально-розточувальні та внутрішньо-шліфувальні). Замість розрахунку динамічних характеристик усього верстата досить розрахувати характеристики тільки шпиндельного вузла (ШВ).

Зі збільшенням частоти обертання ШВ реакції між шпинделем і підшипниками кочення різко зростають. Сила тертя, що виникає між кульками та доріжками кочення підшипників, підвищується пропорційно нормальному тиску, та приводить до нагрівання підшипників і їхній поломці (реакція в опорі $R = m \cdot \omega^2 / 2 \cdot \alpha_0;\ \ \alpha_0 = 10^4 кгс/см^3$).

Збільшення швидкості різання суперечить принципу максимального збільшення жорсткості верстата. У зв'язку із цим частота обертання шпинделя обмежується динамікою системи ШПИНДЕЛЬ$\Leftrightarrow$ ПІДШИПНИКИ$\Leftrightarrow$ СТАНИНА.

Вимоги до динамічних характеристик ШВ.

Вимога по шводкохідності. Якщо раніше ШВ обертався із частотою меншої першої критичної швидкості, то в останні роки частота перевищує навіть другу критичну швидкість. У зв'язку із цим необхідно забезпечити перехід через критичну швидкість:

- с малими амплітудами та тисками;
- максимально знизити тиск між шпинделем і підшипниками кочення на робочих режимах;
- високу динамічну жорсткість.

Демпфуючі властивості, ШВ.

Кількісна оцінка властивостей, що демпфують, оцінюється за допомогою логарифмічного декремента коливань.

$$\lambda_{ш} = \ln \frac{A_i}{A_{i+1}} > [\lambda],$$

де A_i, A_{i+1} - сусідні амплітуди вільно загасаючих коливань.

$[\lambda]$ - мінімально-припустиме значення логарифмічного декремента коливань: для токарних верстатів – 0,23; фрезерних – 0,27, шліфувальних – 0,3, радіально-свердлильних – 0,13.

Логарифмічний декремент коливань також можна розрахувати по залежності

$$\lambda_{ш} = 0{,}5 \cdot \frac{\psi_1 \cdot \psi_2 \cdot l^2}{a^2 \cdot \psi_1 + \psi_2 \cdot (l + a)^2},$$

де ψ_1, ψ_2 - відносне розсіювання енергії в передній і задній опорі.

Значення ψ_i для різних типів підшипників наведені в таблиці 7.1.

Таблиця 7.1 – Демпфуючі властивості, підшипників кочення

ГОСТ	Найменування підшипника	ψ_i
8338-75	Кульковий радіальний однорядний	0,23
6874-75	Кульковий упорний однорядний одинарний	0,26
831-75	Кульковий радіально-упорний однорядний	0,21
333-75	Роликовий конічний однорядний	0,35
	Роликовий радіальний однорядний	0,36
	Роликовий дворядний	0,40

При установці в опорі декількох підшипників відносне розсіювання ψ_i дорівнює сумі значень кожного з підшипників.

Складання розрахункової схеми для динамічного розрахунку ШВ.

Розрахунок динамічних характеристик шпиндельного вузла зводиться до визначення амплітуд сталих коливань шпинделя в нульовому перетині від гармонійних силових збурювань із боку процесу різання, привода й т.п.

Балку розбивають на n ділянок, розмежованих зміною діаметра (геометричного моменту інерції), опорою, зосередженою масою, зовнішнім зосередженим навантаженням або стрибком розподіленого навантаження (рис. 7.1).

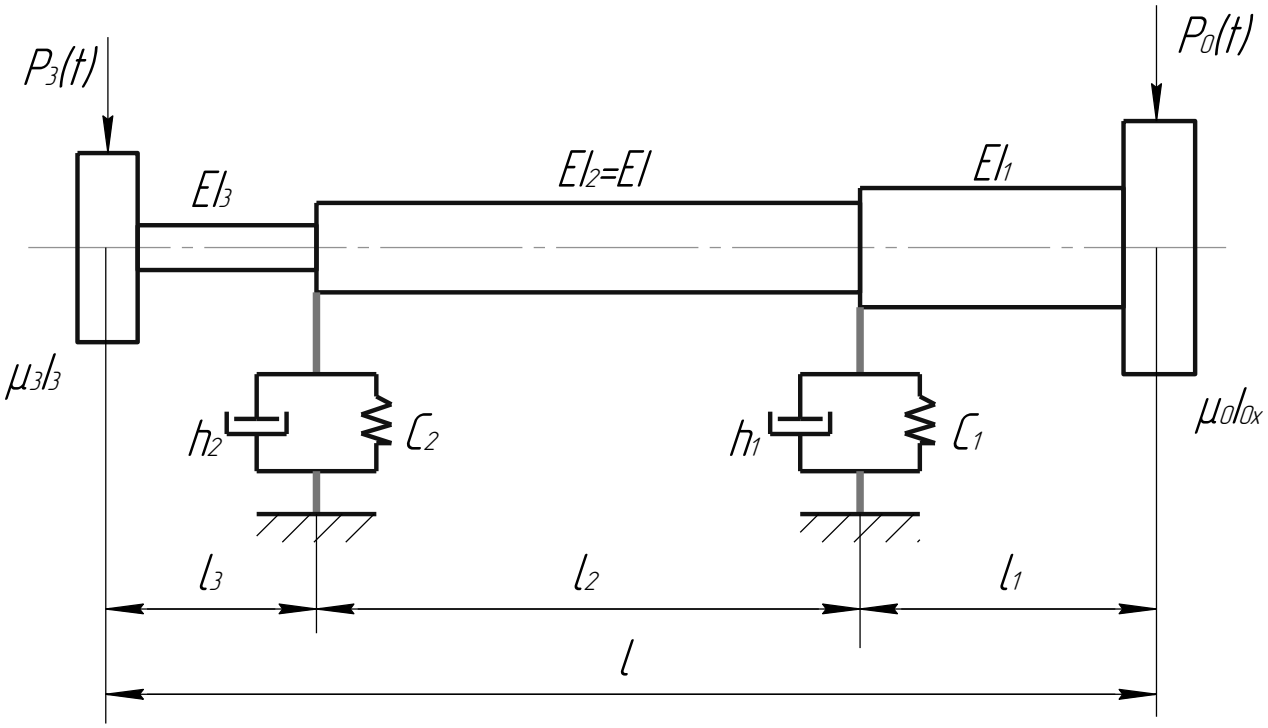


Рисунок 7.1 - Розрахункова схема шпиндельного вузла.

Кожна і-*а* ділянка має постійні (у межах ділянки) розподілену масу m_i та згибну жорсткість EI_i. Деталі на шпинделі (шківи, зубчасті колеса, патрон) представляють у вигляді зосереджених мас, розташованих на границях ділянок і маючих масу μ_i та момент інерції I_{ix}. Опори представляють у вигляді лінійно-пружних опор із в'язким демпфуванням.

ШВ розбитий на 3 ділянки, на кінцях розташовані зосереджені маси (патрон і шків пасової передачі). У нульовому (0) перетині ШВ прикладена сила різання $P_0(t)$, а в третьому перетині – збурювання від привода $P_3(t)$. Позначивши в i-ом перетині амплітуду переміщень через y_i, кут повороту перетину через φ_i, момент на вигин через M_i і поперечну силу через Q_i можна вирішити диференціальне рівняння коливань шпинделя через параметри y_i, $\phi_i l$, $M_i l^2 / EI$, $Q_i l^3 / EI$ напруженого та деформованого стану на його кінцях.

Диференціальне рівняння вільних коливань ділянки постійного перетину має вигляд

$$EI\frac{d^4y}{dx^4}+m\frac{d^2y}{dt^2}=0,$$

де m - маса одиниці довжини;

EI - жорсткість на вигин;

x - координата уздовж осі;

y - поперечне переміщення в довільному напрямку $y=f(x)\cdot\sin(\omega\cdot t)$.

Кут повороту $\varphi=y'$; згинальний момент $M=EI\cdot y''$; поперечна сила $Q=EI\cdot y'''$.

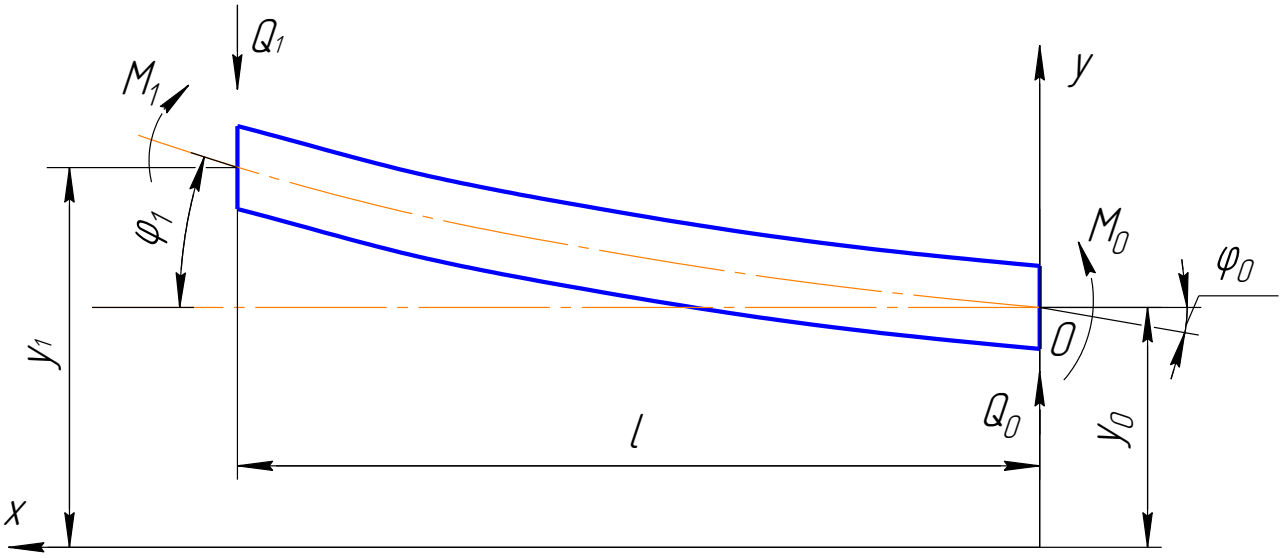


Рисунок 7.2 - Схема вигину шпиндельного вала

Вектори параметрів на вільних кінцях шпинделя (в 0 і 3 перетинах) без обліку зовнішнього навантаження мають вигляд:

$$\overline{Y}_0=\begin{vmatrix} y_0 \\ \varphi_0\cdot l \\ \dfrac{M_0\cdot l^2}{EI} \\ \dfrac{Q_0\cdot l^3}{EI} \end{vmatrix}=\begin{vmatrix} y_0 \\ \varphi_0\cdot l \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix};\ \overline{Y}_3=\begin{vmatrix} y_3 \\ \varphi_3\cdot l \\ \dfrac{M_3\cdot l^2}{EI} \\ \dfrac{Q_3\cdot l^3}{EI} \end{vmatrix}=\begin{vmatrix} y_3 \\ \varphi_3\cdot l \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}.$$

$$y_x=y_0A_k(x)+\varphi_0lB_k(x)+\frac{M_0l^2}{EI}C_k(x)+\frac{q_0l^3}{EI}D_k(x).$$

Функції $A_k(x)$, $B_k(x)$, $C_k(x)$, $D_k(x)$- виражаються через функції Крилова, або розкладаються в статечні ряди.

При коливаннях у нульовому перетині діють зосереджена сила та момент інерційних сил патрона, амплітудні значення яких відповідно рівні $\mu_0\omega^2 y_0$ й $I_{0x}\varphi_0\omega^2$. Матриця зосередженої маси

$$L_0 = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\delta_0 & 1 & 0 \\ \nu_0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}.$$

де $\delta_0 = {I_{0x}\omega^2 l}/{EI}$; $\nu_0 = \dfrac{\mu_0\omega^2 l^3}{EI}$,

перетворює параметри $\overline{Y}_0$ при переході через нульовий перетин.

Далі для першої ділянки шпинделя з розподіленою масою m_1 й жорсткістю EI_1. Залежність між параметрами на його кінцях визначається перехідною матрицею ділянки:

$$T_1 = \begin{vmatrix} A_1 & \beta_1 B_1 & \dfrac{\beta_1^2 C_1}{\alpha_1} & \dfrac{\beta_1^3 D_1}{\alpha_1} \\ \dfrac{\lambda_1{}^4 D_1}{\beta_1} & A_1 & \beta_1 B_1 & \dfrac{\beta_1^2 C_1}{\alpha_1} \\ \dfrac{\alpha_1\lambda_1^4 C_1}{\beta_1^2} & \dfrac{\alpha_1\lambda_1^4 D_1}{\beta_1} & A_1 & \beta_1 B_1 \\ \dfrac{\alpha_1\beta_1 B_1}{\beta_1^3} & \dfrac{\alpha_1\lambda_1^4 C_1}{\beta_1^2} & \dfrac{\lambda_1^4 D_1}{\beta_1} & A_1 \end{vmatrix},$$

де $\alpha_1 = \dfrac{EI_1}{EI}$; $\beta_1 = \dfrac{l_1}{l}$; $\lambda_1^4 = \dfrac{m_1 \cdot l_1^4 \cdot \omega^2}{E \cdot I_1}$;

A_1; B_1; C_1; D_1 - функції у вигляді статечних рядів.

Над опорою 1 сила, що перерізує, змінюється стрибком на величину реакції опори (ураховується пружна й дисипативна складові опори). Цей стрибок ураховується множенням вектора параметрів на матрицю опори.

$$Q_1 = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ (-\varepsilon_1 - f_1) & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix},$$

де $\varepsilon_1 = \dfrac{c_1 \cdot l^3}{EI}$; $f_1 = \dfrac{j \cdot h_1 \cdot \omega \cdot l^3}{EI} = j \cdot k_{1f} \cdot \omega$. (c_1 і h_1 - відповідно коефіцієнти жорсткості й демпфування опори; $j = \sqrt{-1}$).

Переходячи, таким чином, від ділянки до ділянки, доходять до лівого кінця шпинделя, де параметри представлені вектором $\overline{Y}_3$. У результаті одержують матричні рівняння (без обліку зовнішнього навантаження)

$$\overline{Y}_3 = \prod \overline{Y}_0 . \tag{7.1}$$

Де перехідна матриця $\prod$ для схеми, наведеної на рис. 7.1, дорівнює добутку

$$\prod = L_3 T_3 Q_3 T_2 Q_1 T_1 L_0 ,$$

де L_0 й L_3 - маси зосереджених вантажів у нульовому й третьому перетинах;

T_1, T_2 і T_3 - матриці 1, 2 і 3-ї ділянок шпинделя з розподіленою масою;

Q_1 і Q_2 - матриці лінійно-пружних опор шпинделя із в’язким демпфуванням.

З урахуванням зовнішнього навантаження в нульовому й третьому перетинах рівняння (7.1) прийме вигляд

$$\overline{Y}_3 = \prod\left(\overline{Y}_0 - \overline{\psi}_0\right) - \overline{\psi}_3 , \tag{7.2}$$

де $\overline{\psi}_0 = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \dfrac{F_0 \cdot l^3}{EI} \end{vmatrix}$; $\overline{\psi}_3 = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \dfrac{F_3 \cdot l^3}{EI} \end{vmatrix}$.

Визначення перехідної матриці $\prod$ зводиться до перемножування декількох матриць 4×4. Звичайно на кінцях шпинделя два із чотирьох параметрів у матричних стовпцях $\bar{Y}_0$ і $\bar{Y}_3$ дорівнюють нулю, що дозволяє істотно оптимізувати обчислення.

ПРИКЛАД: при обчисленні передатної функції $W_0(j\omega)$ системи по впливу з боку процесу різання (при $F_3=0$) рівняння 2 у розгорнутому вигляді записується наступним чином

$$\begin{vmatrix} y_3 \\ \varphi_3 l \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} * & * & * & * \\ * & * & * & * \\ a_{31} & a_{32} & * & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & * & a_{44} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} y_0 \\ \varphi_0 l \\ 0 \\ \dfrac{F_0 l^3}{EI} \end{vmatrix}.$$

Як видно, у матриці $\prod$ треба з 16 залишити тільки шість елементів, розташованих на перетинанні рядків, що збігаються з нульовими рядками вектора $\bar{Y}_3$, і стовпців, що збігаються з не рівними нулю рядками вектора $(\bar{Y}-\bar{\psi}_0)$. У результаті можна записати два лінійних рівняння відносно параметрів, що розраховуються y_0 і $\varphi_0 l$:

$$a_{31}\cdot y_0 + a_{32}\cdot\varphi_0\cdot l = a_{34}\cdot\frac{F_0 l^3}{EI};$$

$$a_{41}\cdot y_0 + a_{42}\cdot\varphi_0\cdot l = a_{44}\cdot\frac{F_0 l^3}{EI}, \qquad (7.3)$$

де коефіцієнти a є функціями частоти ω інерційних, дисипативних (**Дисипати́вні си́ли** — сили, при дії яких на механічну систему її повна механічна енергія убуває (тобто дисипанує), переходячи в інші, немеханічні форми енергії, наприклад, у теплоту), пружних і геометричних параметрів шпиндельного вузла.

Безпосередньо з рівнянь (7.3) може бути отримане вираження для частотної передатної функції системи

$$W_0(j\omega)=\frac{y_0}{F_0}=\frac{l^3}{EI}\cdot\frac{a_{34}\cdot a_{42}-a_{32}\cdot a_{44}}{a_{31}\cdot a_{42}-a_{41}\cdot a_{32}}.$$

Аналогічно визначають і частотну передатної функції $W_3(j\omega)$ системи по впливу з боку привода (при $F_0=0$).

$$W_3(j\omega)=\frac{y_0}{F_3}=\frac{l^3}{EI}\cdot\frac{a_{32}}{a_{32}\cdot a_{41}-a_{31}\cdot a_{42}}.$$

Якщо немає більших зосереджених мас, можна розраховувати по залежності

$$\omega_c=\gamma\cdot\sqrt{\frac{E\cdot I}{m\cdot(1+\lambda)^3\cdot a^2}},$$

де m - маса шпинделя, кг;

$\lambda = l/a$ - відносна відстань між опорами;

$\gamma = f(\lambda)$ - коефіцієнт, для $\lambda = 2{,}5...3{,}5 \Rightarrow \gamma = 2{,}3...2{,}4$.

Способи зниження вібрацій у шпиндельних вузлах.

1. Підвищення вимог до підшипників кочення:

- робочі поверхні підшипників повинні мати $Ra = 0{,}04...0{,}08$ мкм;
- хвилястість робочих поверхонь 0,5...1…1 мкм;
- точність сортування тіл кочення не більше 0,25 мкм;
- зменшити діаметр і число тіл кочення;
- збільшити товщину й довжину кілець;
- установка прокладок, що демпфують, між кільцями підшипниками та кільцями опори;
- установка прокладок, що демпфують, між тілами кочення та сепаратором;
- у роликопідшипниках для зниження вібрацій і неврівноваженого розподілу навантаження по довжині роликів у результаті неспіввісності і їхніх перекосів, тіла кочення роблять з опуклою утворюючою.

2. Застосовують демпфери в’язкого тертя й гасителі коливань, що знижують амплітуду коливань в 3-4 рази. Для цього в зовнішньому кільці

підшипника є порожнина, наповнена рідиною, що перерозподіляє додаткові навантаження.

Література [2 - 7].

ЛЕКЦІЯ 8. ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ. ПРИЗНАЧЕННЯ, КОНСТРУКЦІЇ

Для зменшення тертя в підшипниках, підвищення ККД, зниження зношування й нагрівання до мінімуму, поверхні, що труться, змивають маслом або іншим мастильним матеріалом. Залежно від товщини масляного шару підшипник працює в режимі: *рідинного*, *напіврідинного* або *напівсухого* та *граничного* тертя.

Сухе тертя – це тертя незмазаних поверхонь. Такі поверхні в повітряному середовищі завжди покриті плівками окислів і молекул пар і повітря з атмосфери. Ці плівки можна розглядати як мастильну речовину, оскільки вони попереджають безпосередній металевий контакт. Якщо виникне такий контакт, то це вже буде ювенільне тертя, тобто тертя між абсолютно чистими металевими поверхнями. У практичних умовах ювенільне тертя може виникати на окремих ділянках тертьових поверхонь, що оголилися в результаті видалення поверхневих плівок при зношуванні. При контакті ювенільних поверхонь відбувається їхня взаємна адгезія й, як наслідок, схоплювання на окремих мікро-ділянках.

Граничне тертя – це таке тертя, коли тертьові поверхні розділені як змащенням, так і плівками окислів з утворенням їхніх спільних компонентів.

Рідинне тертя – це таке тертя, коли тертьові поверхні повністю розділені шаром масла, тобто умовою рідинного тертя є дотримання нерівності

$$h_{\min} > \left(R_{a_1} + R_{a_2}\right)_{\max}.$$

Всі підшипники ковзання звичайно працюють у режимі рідинного тертя.

У сучасному машинобудуванні підшипники ковзання знайшли застосування в наступних областях:

1) для швидкохідних валів, у режимі роботи яких довговічність підшипників кочення дуже мала;

2) для швидкохідних осей і валів, що вимагають точної установки;

3) для валів дуже великого діаметра, для яких не виготовляють стандартних підшипників кочення;

4) коли підшипники за умовами складання повинні бути роз'ємними (для колінчатого вала);

5) при роботі підшипників у воді й агресивному середовищі;

6) для тихохідних осей і валів невідповідальних механізмів, коли підшипники ковзання простіше по конструкції й дешевше підшипників кочення.

Основні вимоги до підшипників ковзання:

1) конструкція й матеріали підшипників повинні забезпечувати мінімальні втрати на тертя й зношування валів;

2) мати достатню міцність і жорсткість, щоб протистояти діючим на них силам і викликуваними ними деформаціями;

3) складання підшипників, установка осей і валів і обслуговування повинні бути по можливості простими;

4) розміри тертьових поверхонь повинні бути достатніми для сприйняття діючого на них тиску без видавлювання змащення й для відводу теплоти, що утворюється від тертя.

До достоїнств підшипників ковзання варто віднести:

- простота конструкції;
- менші габаритні розміри;
- високі швидкості ковзання;
- досить більша довговічність;
- мала чутливість до ударів і перевантажень.

Недолік - великий пусковий момент, підвищене зношування, а як наслідок зниження точності.

Гідродинамічні підшипники

Застосовуються в ШУ, де підшипники кочення не забезпечують точності й довговічності. Застосовують у верстатах з високими постійними швидкостями або швидкостями що мало змінюються при незначних навантаженнях.

Гідродинамічні підшипники можна розділити на

- гідродинамічні одноклинові;
- гідродинамічні багатоклинові;
- гідростатодинамічні підшипники.

Конструкція гідродинамічного підшипника.

Дослідження режиму рідинного тертя в підшипниках засновано на *гідродинамічній теорії змащення*. Для утворення режиму рідинного тертя необхідно дотримувати наступних умов:

· між поверхнями, що ковзають, повинен бути зазор клинової форми;

· мастило відповідної в’язкості повинно безперервно заповнювати зазор;

· швидкість безперервного руху поверхонь повинна бути достатньою для утворення в зазорі тиску, здатного врівноважити зовнішнє навантаження.

У підшипнику ковзання (рис. 8.1) між цапфою та вкладишем є зазор клинової форми, у який масло, завдяки своєї маслянистості й в'язкості, захоплюється обертовим валом. За рахунок цього виникає надлишковий тиск, що зростає зі збільшенням кутової швидкості вала, що і створює гідродинамічну піднімальну силу. Після досягнення кутової швидкості деякого критичного значення цапфа вала спливає в маслі й трохи зміщується убік обертання.

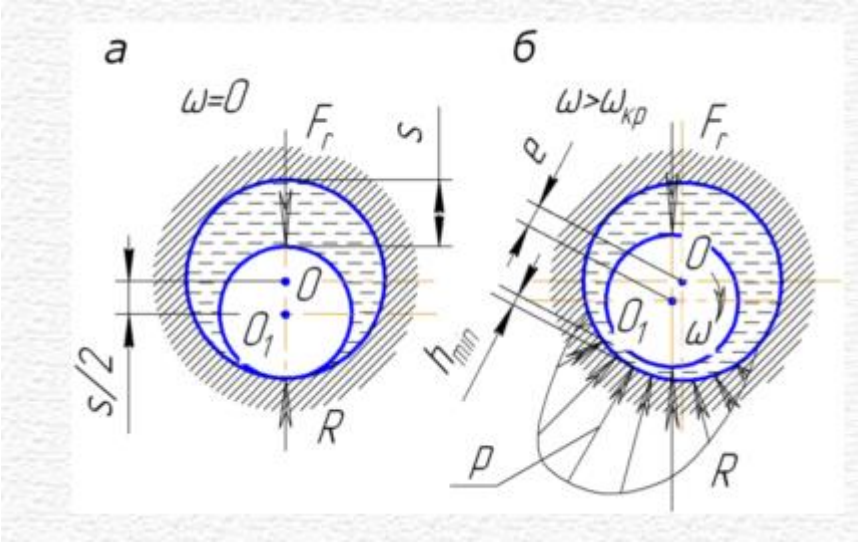


Рисунок 8.1 - Підшипник рідинного тертя

Гідродинамічний підшипник ковзання складається із вкладиша з антифрикційним матеріалом (рис. 8.2). Вкладиші бувають роз’ємними й нероз'ємними. Нероз'ємні вкладиші застосовуються до 100мм.

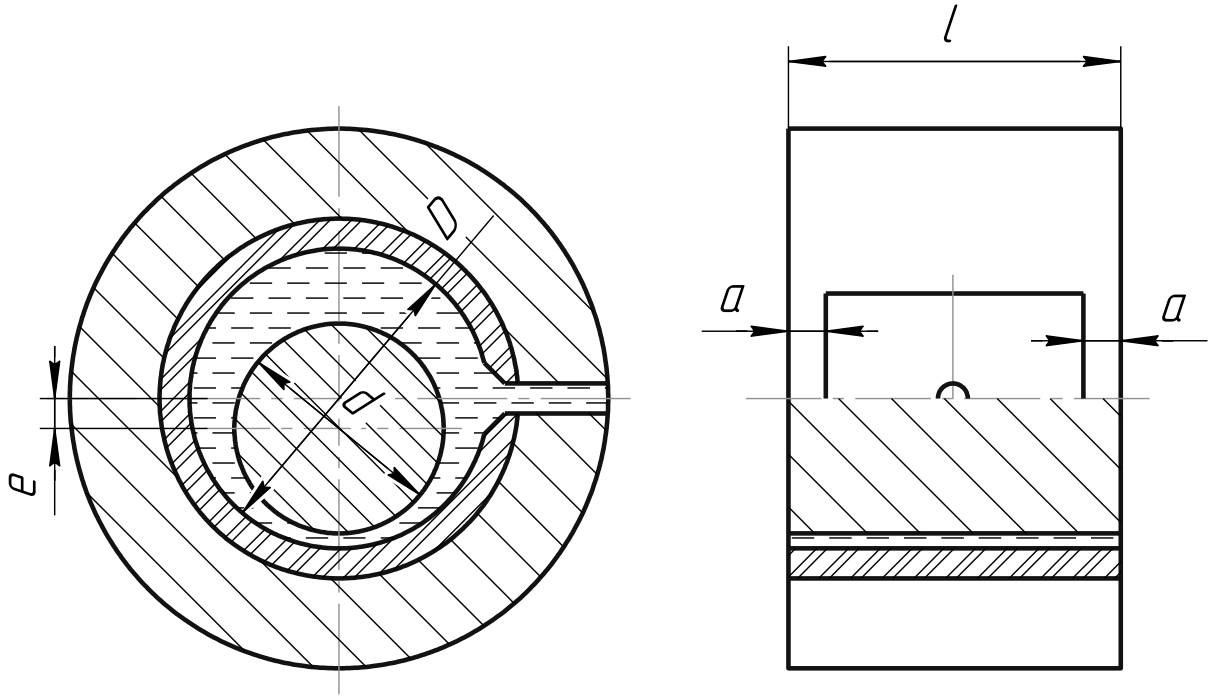


Рисунок 8.2 - Гідродинамічний підшипник ковзання

Конструктивні параметри таких підшипників це діаметр d, довжина l, відносний діаметральний зазор $\psi = \frac{D-d}{D}$ (для металевих вкладишів ψ дорівнює 0,0001…0,01,для неметалевих 0,005...0,06).

Принцип формування масляної плівки гідродинамічного підшипника показаний на рис. 8.3.

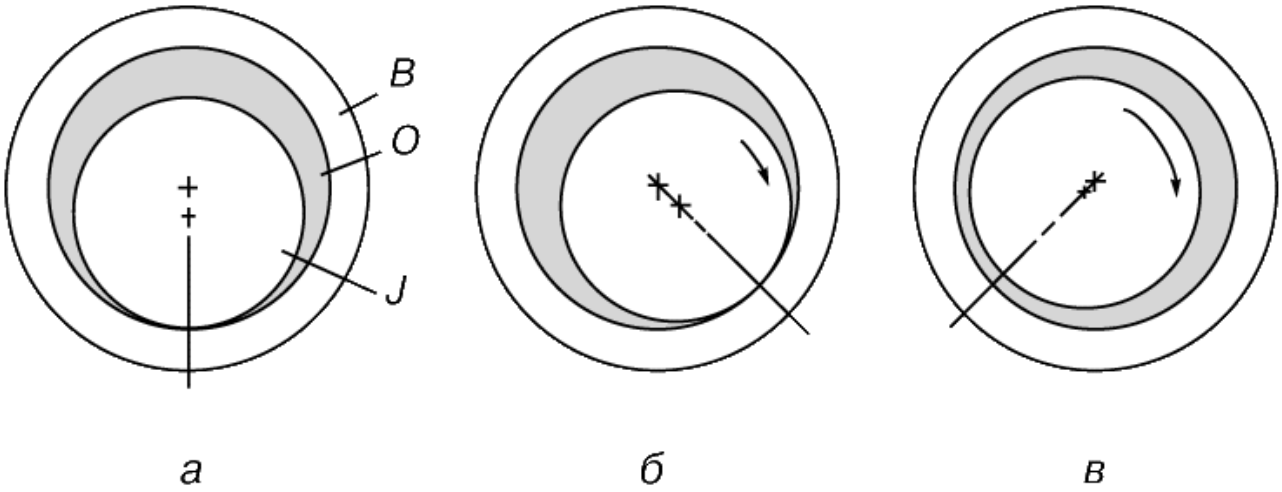


Рисунок 8.3 - Формування масляної плівки в гідродинамічному підшипнику: а - стан спокою; б - граничне тертя; в - рідинне тертя.

Тут зазор для більшої ясності сильно збільшений. На рис. 8.3,*а* вал не рухається, і в самій нижній крапці шийка вала контактує з підшипником. Коли починається обертання, вал вкочується по поверхні підшипника нагору в умовах граничного тертя (рис. 8.3,*б)*. Коли досягається досить більша швидкість обертання, під шийку вала втягується масло, і утвориться стабільний масляний клин, що і підтримує вал, як це показано на рис. 8.3,*в.* При цьому шийка вала зміщається вліво, займаючи своє рівноважне положення.

Розрахунок радіальних підшипників рідинного тертя

Розрахунок заснований на гідродинамічній теорії змащення, основоположником якої є Н.П. Петров (1883).

Теоретичні розв’язання досить складні й базуються на рішеннях диференціальних рівнянь гідродинаміки в’язкої рідини з урахуванням тиску, швидкості та опори в’язкому зрушенню.

Робота підшипника ковзання в умовах напіврідинного та рідинного тертя, може бути проілюстрована схемою на рис. 8.1. При відсутності обертання (w = 0) цапфа під дією радіальної сили притискається до нижньої частини вкладиша (див. рис. 8.1). Обертання вала (w > 0) викликає підняття цапфи в мастилі (див. рис. 8.1,*б)* і зсув убік обертання. Зі збільшенням кутової швидкості товщина поділяючого масляного шару $h_{\min}$ збільшується, а центр цапфи зближається із центром вкладиша. Але повного збігу бути не може, тому що в цьому випадку не буде клинового зазору як основної умови режиму рідинного тертя.

Варто мати на увазі, що товщина масляного шару зменшується зі збільшенням кутової швидкості й в'язкості масла.

На підставі гідродинамічної теорії змащення для режиму рідинного тертя радіальне навантаження на підшипник визначається:

$$F = \frac{\mu \cdot \omega \cdot l \cdot d \cdot \Phi}{\psi^2}, \tag{8.1}$$

де μ – динамічна в'язкість, МПа$\cdot c$;

ω – кутова швидкість, рад/с;

l – довжина цапфи, мм;

d – діаметр цапфи, мм;

Ф - коефіцієнт навантаження;

ψ - відносний зазор.

З формули (8.1) можна визначити коефіцієнт навантаження:

$$\Phi = \frac{F \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega \cdot l \cdot d} = \frac{p \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega}, \tag{8.2}$$

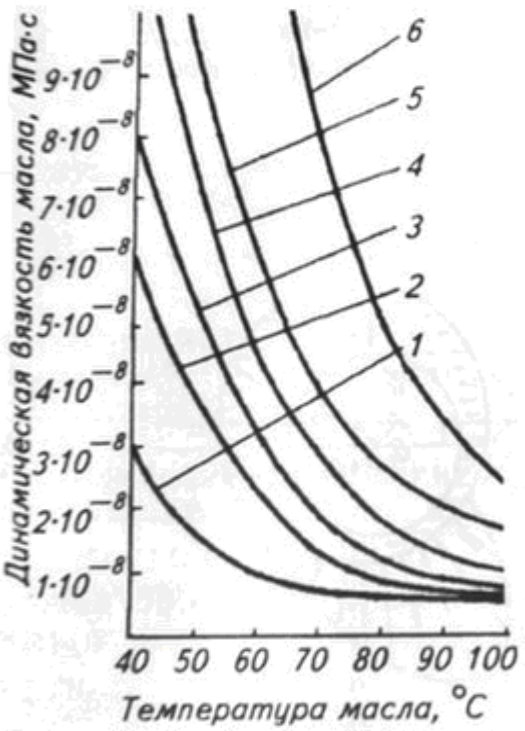


Рисунок 8.4 – Графік для вибору динамічної в'язкості мастила: 1 – індустріальне 20; 2 - індустріальне 45; 3 – машинне; 4 – Автол 10; 5 – дизельне Т.

Відношення *l/d* необхідно задавати, з огляду на те, що $p = F / (ld)$. Звичайно *l/d* = 0,5...1. Короткі підшипники (*l/d* < 0,4) мають малу вантажопідйомність. Довгі підшипники (*l/d*> 1) вимагають підвищеної точності виготовлення та жорсткості валів.

Динамічну в'язкість обирають залежно від сорту мастила й робочої температури за графіком (рис. 8.4).

Визначивши коефіцієнт навантаження *Ф*, за графіком на рисунку 8.5 знаходять відносний ексцентриситет:

$$x = \frac{e}{0{,}5 \cdot (D - d)}$$

де e – ексцентриситет цапфи при даному навантаженні.

Товщина масляного шару в підшипнику при режимі рідинного тертя:

$$h_{\min} = 0{,}5 \cdot \psi \cdot d \cdot (1 - x). \qquad (8.3)$$

Порушення режиму рідинного тертя буде при

$$h_{кр} = R_{Z_Ц} + R_{Z_B}. \qquad (8.4)$$

де $R_{Z_Ц}$ й R_{Z_B} – шорсткості поверхонь відповідно цапфи та вкладиша, *мм.*

На практиці поверхню цапфи рекомендується обробляти до шорсткості не нижче 3,2 мкм, а вкладиша - не нижче 6,3 мкм (відповідно 0,0032 і 0,0063 мм).

Запас надійності роботи підшипника по товщині масляного шару:

$$k = \frac{h_{min}}{h_{кр}} \geq [k] = 2. \qquad (8.5)$$

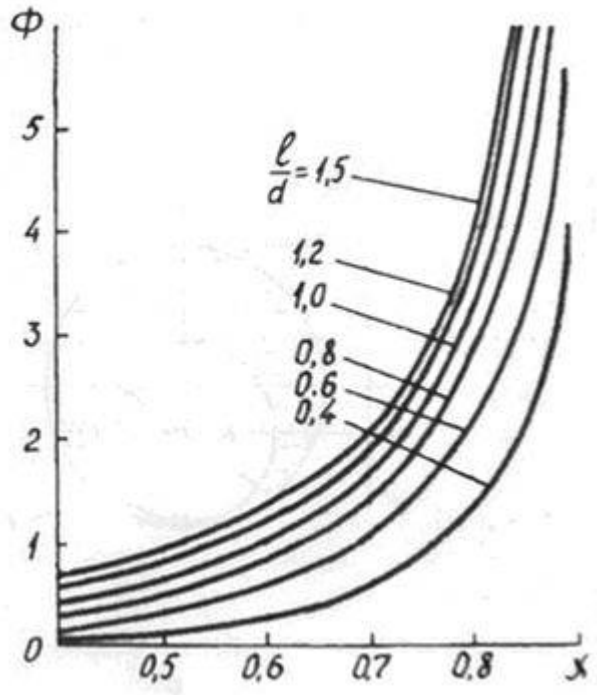


Рисунок 8.5 - Графік для визначення відносного ексцентриситету

Література [2;3;5;6].

ЛЕКЦІЯ 9. ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ. ПРИЗНАЧЕННЯ, КОНСТРУКЦІЇ

9.1 Загальні відомості про багатоклинові гідродинамічні підшипники

Якщо на поверхні втулки по колу створити зазори, що звужуються, то такий підшипник з одноклинового перетвориться в багато-клиновий.

У верстатобудуванні використовують багатоклинові гідродинамічні підшипники (рис. 9.1), тому що одноклинові не можуть забезпечити необхідної жорсткості та точності обертання. У багато-клинових підшипниках створюється кілька клинових зазорів, куди обертовим валом захоплюється мастило, і результуюча гідродинамічної сили $F_д$ дозволяє сприймати зовнішнє навантаження F, що діє в будь-якому напрямку.

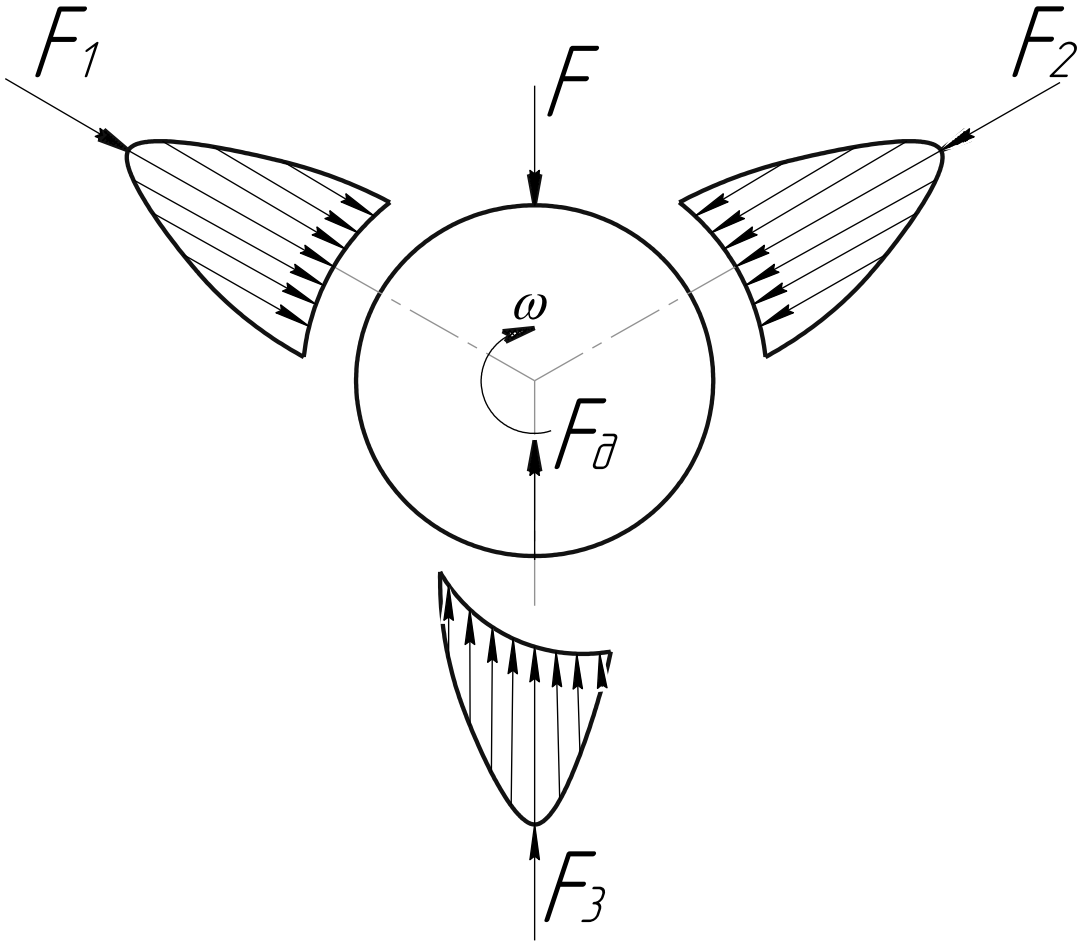


Рисунок 9.1 - Гідродинамічний підшипник з декількома масляними клинами

Клинові зазори створюються звичайно за допомогою черевиків, що само-встановлюються залежно від навантаження та положення шпинделя. Само-встановлення черевика здійснюється завдяки повороту черевика на сферичній опорі (рис. 9.2) , або аналогічним способом, наприклад поворотом відносно спеціально виконаної втулки.

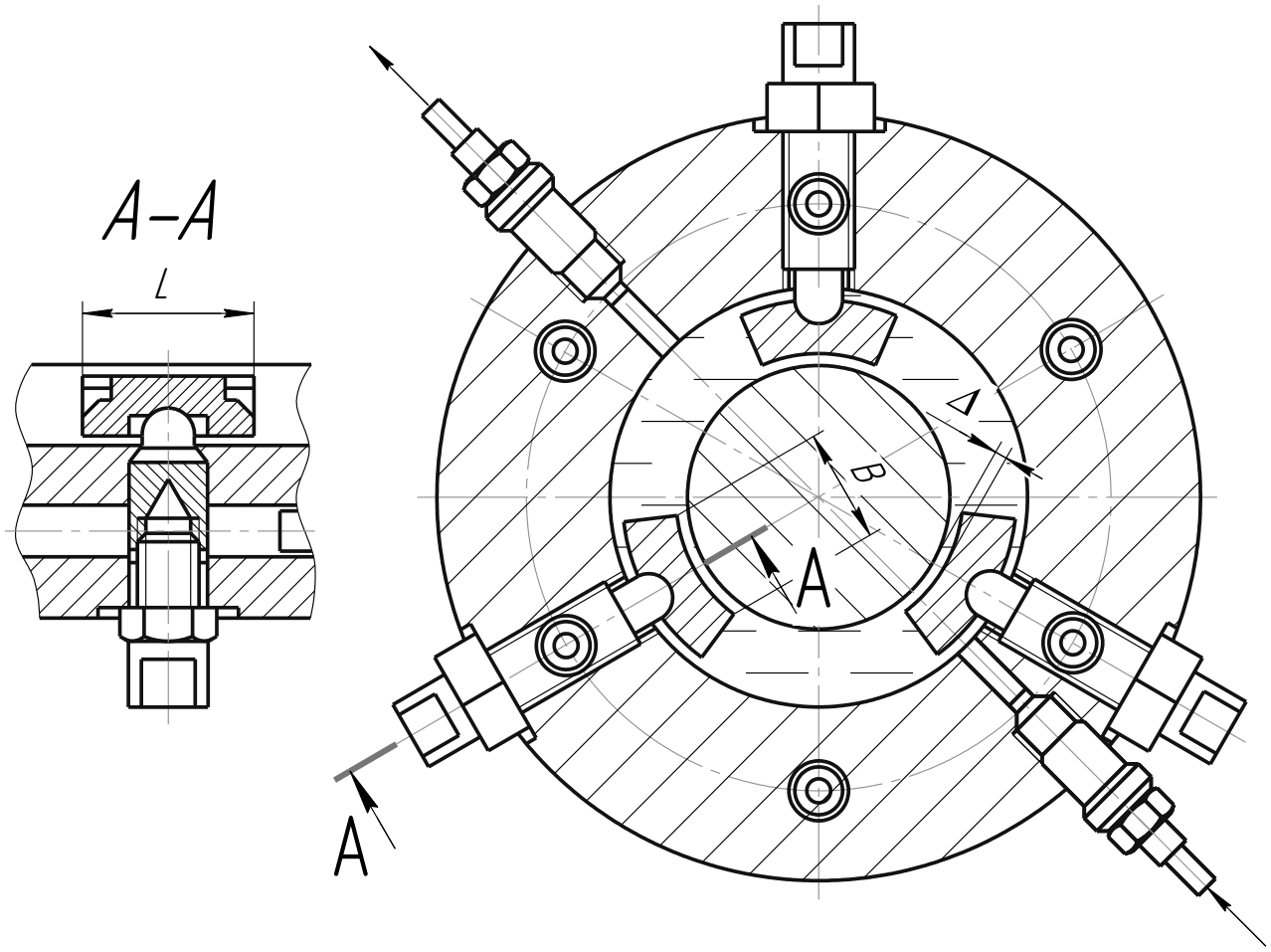


Рисунок 9.2 – Гідродинамічний підшипник із само-встановленням черевиків на сферичних опорах

Конструктивні параметри гідродинамічних підшипників визначають виходячи з діаметра D шийки шпинделя, обраного конструктивно або розрахованого по формулі $d \geq \sqrt[4]{(0{,}05...0{,}1)\cdot l^3}$ для забезпечення необхідної жорсткості. При цьому довжину L в осьовому напрямку й довжину його по дузі B, мм, приймають зі співвідношень:

$$B \approx 0{,}5 \cdot D;$$

$$L = \frac{3}{4} \cdot D.$$

Діаметральний зазор, звичайно приймається рівним

$$\Delta = 3 \cdot D, \text{ (мкм).}$$

9.2 Методика розрахунку гідродинамічних багато-клинових підшипників

1. Визначають навантажувальну здатність F_∂ підшипника. При цьому наближене навантаження на один вкладиш дорівнює

$$F_t = \frac{F_0}{1 + \varepsilon \cdot \cos\Theta},$$

де $\varepsilon = \frac{2 \cdot e}{\Delta}$ - відносний ексцентриситет; e - зсув осі шпинделя під дією зовнішнього навантаження, мкм; Θ - координата точки опори вкладиша щодо напрямку дії зовнішнього навантаження.

Навантаження, що діє на кожний вкладиш, при $\varepsilon = 0$

$$F_0 = \frac{\mu \cdot n \cdot D \cdot B \cdot L}{2 \cdot \Delta^2} \cdot C_L.$$

де $C_L = \frac{1{,}25}{1 + \frac{B^2}{L^2}}$.

Навантажувальна здатність підшипника

$$F_\partial = \sum_1^k F_t,$$

де k - кількість вкладишів.

Навантажувальна здатність дорівнює нулю при відсутності зовнішніх сил, найбільше її значення $F_{д(max)}$ відповідає мінімально припустимому зазору $h_{\min}$ в підшипнику. Звичайно $h_{\min} = \frac{\Delta}{3}$. Отже для підшипника із трьома вкладишами

$$F_{д(max)} \approx 0{,}8 \cdot F_0 = 0{,}036 \cdot n \cdot D^2 .$$

2. Жорсткість гідродинамічних підшипників визначається жорсткістю сполучень і жорсткістю шару змащення

$$j_{оп} = \frac{j_м \cdot j_п}{j_м + j_п} .$$

При малих навантаженнях, а отже, невеликих відносних зсувах для підшипника із трьома вкладишами

$$j_м \approx 0{,}09 \cdot n \cdot D .$$

Як видно із залежності зі збільшенням частоти обертання, жорсткість шару змащення збільшується прямо-пропорційно.

Жорсткість сполучень найчастіше не перевищує 300 Н/мкм. Наприклад, жорсткість сферичної п'яти $j_п = 125 \cdot d_c^2$, де d_c - діаметр опорної півсфери, мм. Звичайно d_c=15...25…25 мм.

9.3 Застосовність і недоліки гідродинамічних багато-клинових підшипників

Багато-клинові підшипники знайшли застосування як опори шпинделів, що обертаються при постійних або мало змінюваних режимах.

Недоліком подібних підшипників є *зміна положення осі шпинделя при зміні частоти його обертання.*

9.4. Гідростатичні опори.

Гідростатичні опори забезпечують високу точність обертання, мають високу демпфуючу здатність, що значно підвищує вібростійкість шпиндельного вузла, мають практично необмежену довговічність, високу навантажувальну здатність при будь-якому навантаженні. Використовуються дані підшипники як датчики сили в системах адаптивного керування, як приводи мікропереміщень.

Принцип дії гідростатичного підшипника (рис. 9.3) заснований

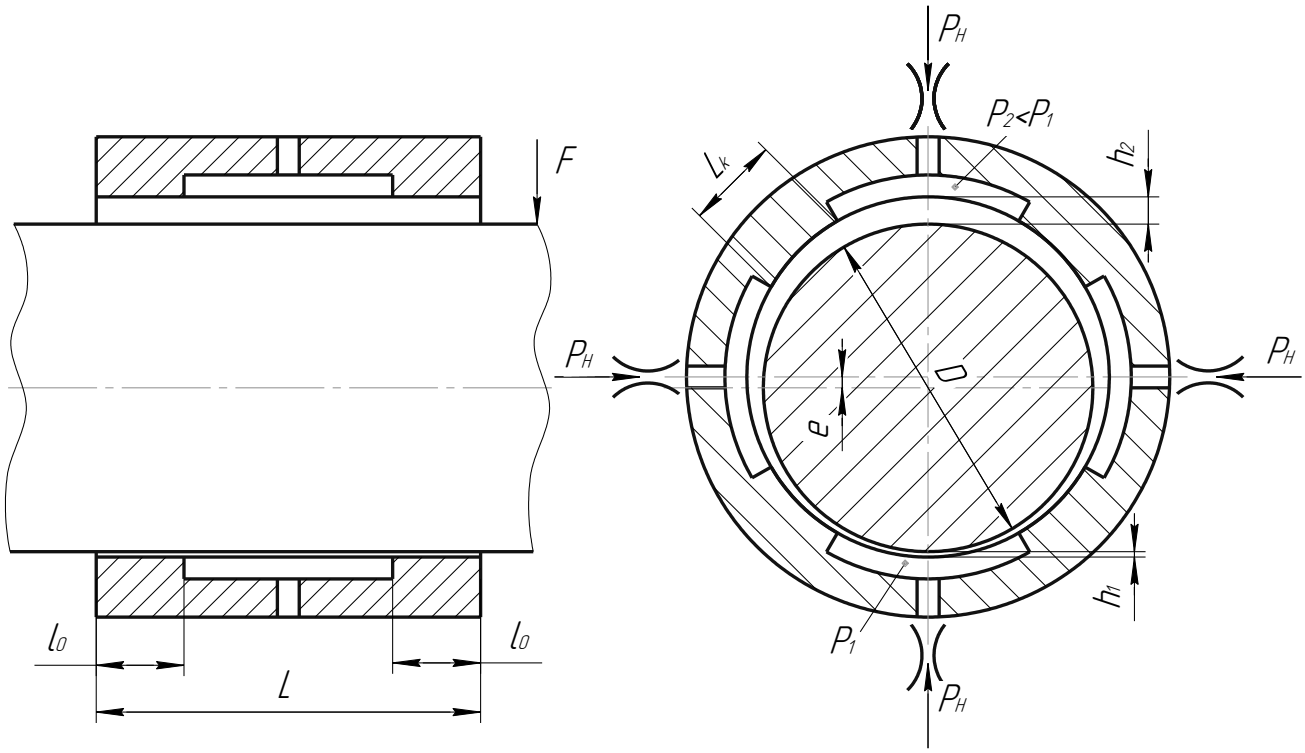


Рисунок 9.3 - Гідростатична радіальна опора

на тому, що при прокачуванні мастила під тиском від зовнішнього джерела через щілини між сполученими тілами в зазорі з'являється масляний несучий шар, що виключає безпосередній контакт поверхонь навіть при відсутності обертання шпинделя. У радіальних підшипниках по колу роблять порожнини-кишені куди подається мастило під тиском від насоса. При додаванні зовнішнього навантаження вал займає ексцентричне положення, зазори h у

підшипнику розподіляються, що приводить до збільшення тиску мастила р в одних порожнинах і зменшенню тиску в протилежних.

Конструктивні параметри підшипника визначаються залежно від діаметра шпинделя:

$L = D$, мм;

$l_0 = l_k = 0{,}1 \cdot D$, мм;

Діаметральний зазор $\Delta = (0{,}0008...0{,}001) \cdot D$, мм.

Кількість порожнин звичайно дорівнює чотирьом.

9.5. Методика розрахунку гідростатичних підшипників

Розрахунок зводиться до визначення навантажувальної здатності, жорсткості масляного шару, витрати мастильного матеріалу, і втрат на тертя та прокачування мастила.

Навантажувальна здатність гідростатичного підшипника залежить від радіального зсуву шпинделя в опорі

$$F_0 = 1{,}5 \cdot \frac{e}{\Delta} \cdot D^2 \cdot p_н,$$

де $p_н$ - тиск, створюваний насосом, мПа;

Жорсткість шару змащення, Н/мм, гідростатичного радіального підшипника при малих зсувах

$$j_M = 1{,}5 \cdot \frac{D^2 \cdot p_н}{\Delta}.$$

Витрата мастильного матеріалу, мм^3/с

$$Q = \frac{10^8 \cdot \pi \cdot D \cdot \Delta^3 \cdot p_н}{\mu \cdot l_0}.$$

Втрати на тертя

$$P_{\sum} = 0{,}072 \cdot 10^{-16} \cdot \frac{D^4 \cdot \mu \cdot n^2}{\Delta} + 314 \cdot \frac{p_н^2 \cdot \Delta^3}{\mu}.$$

Література [5;6].

ЛЕКЦІЯ 10. БАЗОВІ ДЕТАЛІ ТА НАПРЯМНІ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

10.1 Призначення базових деталей і напрямних

Базові деталі МВ слугують для створення необхідного просторового розміщення вузлів, що несуть інструмент і заготовку й забезпечують точність їхнього взаємного розташування під впливом зовнішнього навантаження. Сукупність базових деталей між інструментом і заготовкою є несучою системою верстата. До базових деталей відносяться: станини, стійки, поперечки, повзуни, траверси, столи, каретки, супорта, планшайби, корпуса шпиндельних бабок і т.д. (рис. 10.1).

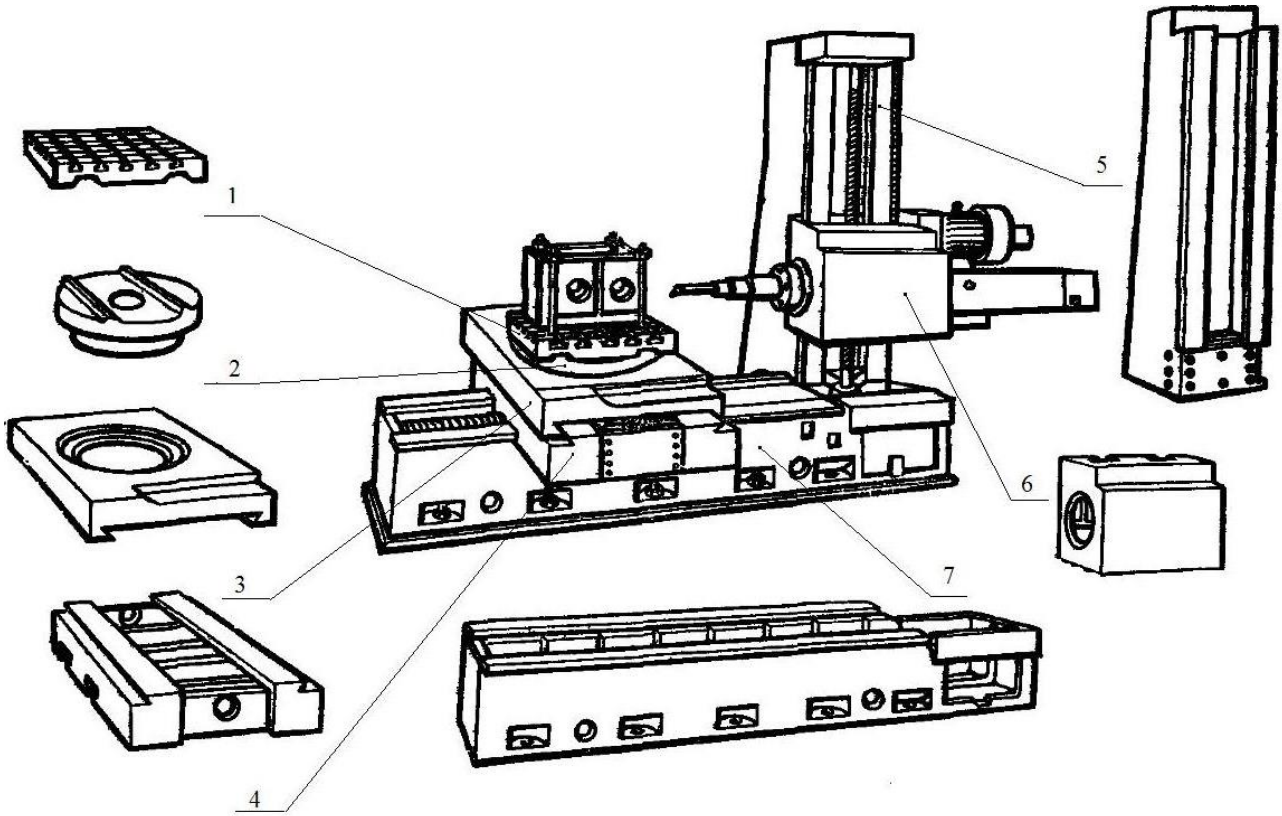


Рисунок 10.1 - Базові деталі фрезерно-розточувального верстата:
1 - монтажна плита (супутник); 2 - поворотний стіл; 3 - верхні полозки; 4 - нижні полозки; 5 - стійка; 6 - шпиндельна бабка; 7 - станина.

Напрямні забезпечують правильність траєкторії руху заготовки й (або) інструмента та точність перестановки вузлів. Найчастіше напрямні виконують як одне ціле з базовими деталями.

Базові деталі й напрямні повинні мати:

- точність виготовлення для забезпечення необхідної геометричної точності верстата;
- високу жорсткість, обумовлену контактними деформаціями рухливих і нерухливих стиків, місцевими деформаціями та деформаціями самих базових деталей;
- високу здатність до демпфування;
- довговічність, збереження первісної точності в плині заданого часу експлуатації;
- базові деталі повинні мати малі температурні деформації, через які можуть відбутися відносні зсуви інструмента та заготовки. Напрямні повинні мати малу величину та сталість сил тертя, тому що від цього залежить точність позиціонувуння вузлів верстата.

10.2 Матеріали для базових деталей

Основними матеріалами для базових деталей, що задовольняють умовам стабільності, жорсткості та вібростійкості є *сірий чавун і низько вуглецева сталь*. Значно рідше застосовують *бетон*, та й то як матеріал станин.

Чавун. Найпоширеніший матеріал при виготовленні базових деталей.

Чавун СЧ 15 - найбільше часто застосовуваний із чавунів. Має відмінні ливарні властивості, але має низькі механічні властивості. Застосовують для виготовлення підстав більшості верстатів, полозок, столів, тонкостінних виливок з більшими габаритними розмірами й т.д.

Чавун СЧ 20 - застосовують при підвищених вимогах до зносостійкості напрямних, виконаних як одне ціле з базовою деталлю. Використовують також при виготовленні станин прецизійних верстатів.

Чавуни СЧ 30, СЧ 35 - застосовуються відносно рідко. Мають відмінні механічні властивості, але мають низькі ливарні властивості, тому їх не рекомендують для виготовлення базових деталей складної форми. Виготовляють із них блоки та плити багатошпиндельних верстатів, станин всіх інтенсивно навантажуваних верстатів.

Також використовуються чавуни із присадками нікелю, хрому, магнію, ванадію й т.д.

Сталь. Застосовується при виготовленні зварених базових деталей простої форми. Звареними базові деталі роблять при дрібносерійному й одиничному виготовленні верстатів. Їх найчастіше використовують у верстатах, що відчувають великі ударні навантаження. Зварені конструкції в порівнянні з литими значно легше, але мають ту ж жорсткість, тому що E сталі в 2 – 2,4 рази вище ніж у чавуну.

Використовують в основному листову сталь Ст3 і Ст4 товщиною (8-12 мм). Тонкостінні базові деталі мають товщину стінок 3-6 мм, що дозволяє одержати максимальну економію металу, але технологічно вони складніше через велику кількість перегородок і ребер.

Бетон. Збільшує динамічну жорсткість верстата, тому що відмінно гасить вібрації. Має високу теплову інерцію, що робить його менш чутливим до перепадів t^oC. E бетону досить низький, тому ту ж жорсткість, що у чавуну, можна досягти, збільшуючи товщину стінок. Збільшення маси деталі при цьому залишається в припустимих межах, тому що питома вага бетону становить третину питомої ваги чавуну.

Бетон має істотний недолік - після схоплювання він поглинає вологу, що спричиняє об'ємні зміни, а влучення мастила на бетон ушкоджує його.

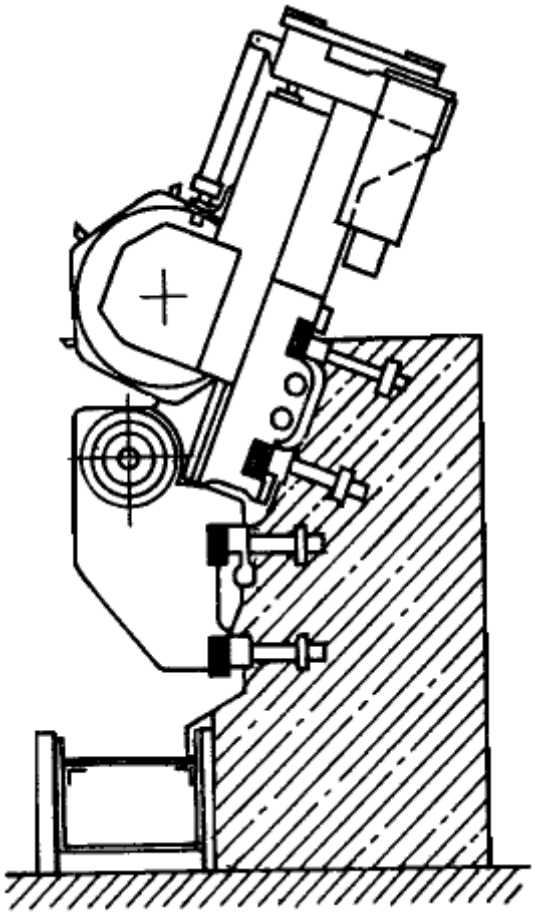


Рисунок 10.2 – Бетонна станина верстата з ЧПУ

У бетонній станині верстата (рис 10.2) силове замикання між напрямними й деталями кріплення передньої бабки відбувається через бетон, забезпечуючи ефективне гасіння вібрацій.

Для виготовлення станин важких верстатів використовують залізобетон. Забезпечуючи таку ж жорсткість, як і чавунна станина, залізобетон дає економію металу приблизно на 50%.

Перспективним вважається застосування полімербетону для станин і підстав верстатів. Маючи високі механічні властивості, він позбавлений недоліків звичайного бетону.

10.3 Конструкції базових деталей

Станини. Бувають горизонтальні та вертикальні. Вони несуть на собі основні рухливі й нерухливі вузли верстата. Поперечний переріз горизонтальних станин визначається вимогами жорсткості, умовами видалення відходів, місцем розташування в станинах механізмів, агрегатів, баків для мастила та МОР.

Основні типи перетинів представлені на рис. 10.3. Всі перетини, за винятком перетину представленого на рис. 10.3, д, застосовують при необхідності великої кількості відходів. Станина з подвійними стінками (рис. 10.3, б) в 1,4 рази жорсткіше, ніж станини з одинарними стінками (рис. 10.3, а). Внутрішні порожнини між стінками часто роблять замкнутими та залишають у них стрижневу суміш. Замкнутий профіль має більшу жорсткість, а сипучий матеріал підвищує демпфуючі здатності станини. Перетини станин з похилою задньою стінкою (рис. 10.3, г) мають високу жорсткість і створюють гарні

умови для видалення відходів, але в цьому випадку ускладнюється конструкція супортів. Важкі верстати мають перетин станин, аналогічний перетину на рис. 10.3, д. Відходи видаляються через похилі люки в станині. Перетини, що представлені на рис. 10.3, е застосовують у високопродуктивних верстатах і у верстатах з ЧПК.

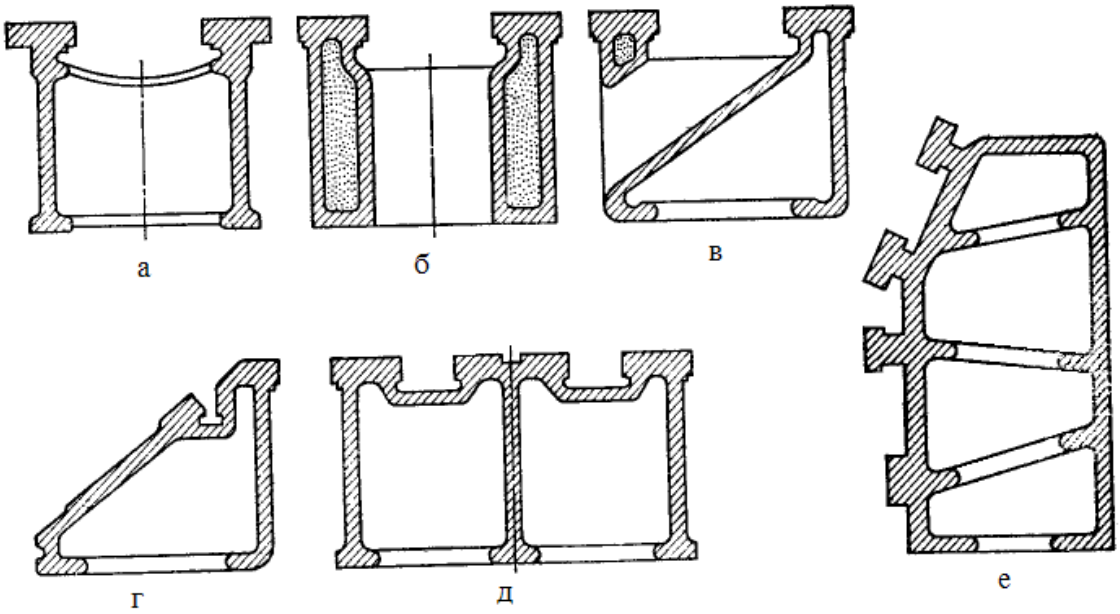


Рисунок 10.3 - Типи перетинів горизонтальних станин

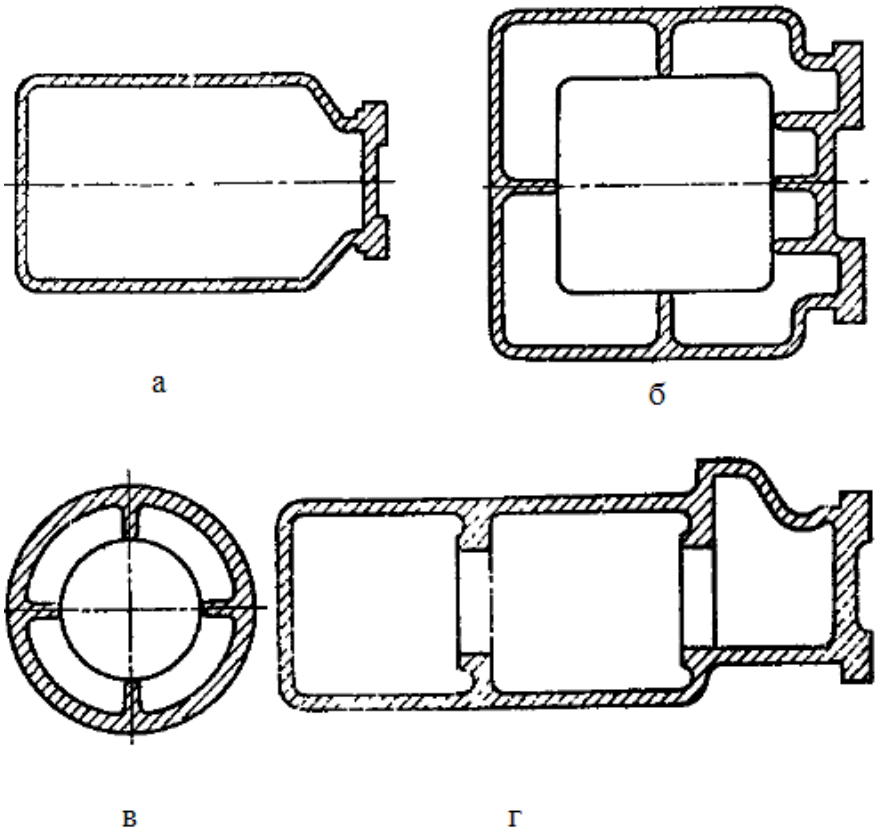


Рисунок 10.4 - Типи перетинів вертикальних станин

Перетин вертикальних станин залежить від діючих на них сил. Стійки, що сприймають зусилля в площині симетрії, мають перетин (рис. 10.4 а, г). У випадку просторового впливу, перетин має вигляд прямокутника (рис. 10.4 б), що забезпечує підвищену жорсткість. У випадку забезпечення обертового руху щодо осі стійки, застосовують перетин (рис. 10.4, в).

Збільшення жорсткості стійок досягають за допомогою поперечних і поздовжніх ребер. Щоб уникнути жолоблення стінок відстань між ребрами повинно бути не більше 400 мм. У більшості верстатів момент сил, що діють на стійку в підстави, більше, ніж момент сил, що діють зверху, тому стійки виконують такими що розширюються донизу хоча б в одній площині.

Плити служать для підвищення стійкості верстатів з вертикальними станинами; їх застосовують у верстатах з нерухливою заготівкою (важкі розточувальні верстати, радіально-свердлильні, консольно-фрезерні, вертикально-свердлильні й інші верстати). Конструктивно плити виконують у вигляді пластини із системою стінок і ребер або двох пластин, скріплених стінками й ребрами. Висота плит не повинна бути менше 1/10 довжини плити.

Коробчасті базові деталі (шпиндельні бабки, коробки передач, коробки подач, фартухи й т.п.) частіше мають форму паралелепіпеда, рідше циліндричну форму (багатошпиндельні токарні автомати). Жорсткість коробок збільшують за рахунок збільшення жорсткості стінок безпосередньо в місці додавання навантаження шляхом постановки бобишек і ребер, однак збільшення діаметра бобишек більше 1,4-1,6 діаметру отвору та висоти бобишки більше 2,5-3 товщини стінки великого ефекту не дає. Отвори в стінках знижують жорсткість коробок пропорційно співвідношенню площ отвору й стінки.

Базові деталі типу супортів і салазок призначені для переміщення заготівки або інструмента й мають звичайно дві системи напрямних. Конструктивні форми супортів і салазок визначаються формою й розташуванням напрямних, конструкцією регулюючих елементів і механізму привода, вимогами до розмірів по висоті. При конструюванні салазок та

супортів доводиться враховувати суперечливі вимоги: зменшення маси та розмірів по висоті, з одного боку, і збільшення жорсткості, що досягається збільшенням висоти перетину салазок, з іншого.

Столи служать для підтримки й переміщення заготівок при обробці; їх ділять на рухливі й нерухливі. Рухливі столи мають одну систему напрямних, тобто переміщуються в одному напрямку. Столи нерухливі для підтримки заготівок (радіально - свердлильні, протяжні верстати) і рухливі консольні (вертикально-свердлильні, поперечно-стругальні верстати) мають коробчасту форму із внутрішніми перегородками та ребрами, що підвищують їхню жорсткість.

Фрезерні, поздовжньо-фрезерні, шліфувальні й інші верстати мають рухливі столи плоскої прямокутної форми. Їхня жорсткість визначається головним чином висотою. У поздовжньо-фрезерних верстатах відношення висоти стола до ширини, дорівнює 0,14-0,16, та вважається оптимальним.

Рухливі столи круглої форми мають карусельні, зуборізні та інші верстати. Круглі столи (планшайби) карусельних верстатів діаметром більше 1000 мм виконують коробчастими з радіальними та кільцевими ребрами.

У більшості конструкцій базових деталей у стінках передбачають технологічні вікна й вирізи. Іноді вони потрібні для розміщення усередині них деяких допоміжних пристроїв (елементів систем змазування й охолодження, противаг). Вони сильно знижують жорсткість базових деталей, особливо крутильну жорсткість. Для часткової компенсації втрати жорсткості використовують додаткові ребра й перегородки. Рідше зустрічаються місцеві стовщення та припливи, тому що по ливарних міркуваннях варто прагнути до рівної товщини стінок всієї конструкції. Орієнтовно товщина стінки (по ливарних умовах)

$$\delta = 10 \cdot \sqrt{\frac{(2 \cdot L + B + H)}{3}}$$

де L, B, H - габарити деталі, м (причому L - найбільший з них).

При конструюванні базових деталей необхідно враховувати наступне.

1. Деталі, що працюють на розтягання й стиск, володіють, як правило, значно більшою жорсткістю, ніж деталі, що працюють на вигин і крутіння.

2. Найбільшу жорсткість на вигин забезпечують перетини з максимально можливим видаленням частини площі від нейтральної осі, а найбільшу крутильну жорсткість - замкнуті кільцеві перетини. Розріз замкнутого контуру приводить до зменшення жорсткості при крутінні в десятки та сотні разів.

3. Для зменшення місцевих деформацій у базових деталях необхідно застосовувати перегородки, що перешкоджають перекручуванню контуру і які забезпечують спільну роботу стінок. Для цієї ж мети слугують окремі ребра й сітки ребер.

4. Раціональний вибір опорних крапок дозволяє значно зменшити деформацію. Наприклад, при постійному перетині балки, установка опор у крапках Бесселя на відстані $0{,}223\,L$ від кінців балки, зменшує прогин від власної маси у 48 разів у порівнянні із прогином при опорах на кінцях.

5. Знизити погрішності обробки можна застосуванням конструкцій, що забезпечують найменші переміщення між інструментом і заготівкою в напрямку, що визначає точність обробки. До них, зокрема, ставляться симетричні конструкції.

6. Обробка базових деталей з початковим деформуванням убік, протилежний деформаціям від маси або робочого навантаження, дозволяє підвищити точність обробки по довжині. Цього досягають також забезпеченням малої зміни жорсткості по координаті обробки.

7. Необхідно прагнути до раціонального балансу жорсткості, щоб жорсткі базові деталі мали жорсткість нерухливих стиків такого ж порядку.

Література [1;7].

ЛЕКЦІЯ 11. БАЗОВІ ДЕТАЛІ ТА НАПРЯМНІ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

11.1 Розрахунок базових деталей

Базові деталі верстатів розраховуються на жорсткість і температурні деформації з погляду точності.

Жорсткість базових деталей багато в чому визначає погрішності обробки й характеризується величиною зсуву інструмента щодо заготовки через деформації базових деталей. Вона визначає також працездатність механізмів верстата, що залежить від розподілу тисків у сполученнях. Жорсткість окремих базових деталей визначається власною їхньою жорсткістю на вигин, зрушенню й т.п., а жорсткість з'єднань елементів визначається співвідношенням сили P до відповідного відносного переміщення в стику δ:

$$j = \frac{P}{\delta};$$

згинальна та крутильна жорсткість

$$j_{изг} = \frac{P}{f};\ j_{кр} = \frac{M}{\Theta_1},$$

де f - переміщення, що викликано силою деформації; M - крутний момент; Θ_1 - кут закручування.

В основі наближеного розрахунку на жорсткість лежать наступні допущення:

- всі силові фактори зводяться до зосереджених сил;
- базові деталі мають стінки постійного перетину;
- сили, що діють на елементи базових деталей, представляють у вигляді складових, діючих у площині стінок, що утворять основний контур перетину елемента та у перпендикулярній до них площини;
- всі деталі, що розраховуються, розглядаються як бруси, пластини або коробки відповідної наведеної жорсткості;

- деформації від навантажень, що діють у площині стінок відносяться до загальних деформацій, а від навантажень, що діють у площині перпендикулярної до стінок - до місцевих;

- для деталей типу: станина, стійка, хобот, поперечка й т.д., враховують загальні деформації вигину, крутіння та зрушення, як для суцільних брусів. Або, якщо буде потреба, деформації, пов'язані з перекручуванням контуру перетину, а також місцеві деформації напрямних і фланців;

- для деталей типу: плоский стіл, плита, супорт і т.д., визначають деформації від сил діючих перпендикулярно їхньої площини;

- для деталей коробчастої форми визначають деформації стінок у площині меншої жорсткості;

- при визначенні деформацій деталей, переміщуваних по напрямних, їх розглядають як балки на пружній основі, якою є поверхневі шари напрямних;

- вплив конструктивних елементів (вікон, ребер, змінності перетинів по довжині й т.д.) враховують введенням деяких змінних параметрів: наведеної товщини стінок, наведеної жорсткості й т.д.

Для розрахунку базових деталей будують розрахункову схему (рисунок 11.1) з діючими навантаженнями. Визначають деформації з використанням наближених залежностей:

прогин у середині прольоту двохопорної балки

$$f = \frac{P \cdot L^3}{48 \cdot (E \cdot I)_{пр}};$$

прогин вільного кінця балки із забитим кінцем

$$f = \frac{P \cdot L^3}{3 \cdot (E \cdot I)_{пр}},$$

де P - поперечна сила відповідно в середині прольоту або на кінці забитої балки, Н;

L - довжина робочої ділянки балки, мм;

$(E \cdot I)_{пр}$ - наведена жорсткість балки на вигин.

Кут закручування балки від дії крутного моменту

$$\Theta = \frac{M_к \cdot L}{(G \cdot I_P)_{пр}},$$

де $M_к$ - крутний момент, Нм;

$(G \cdot I_P)пр$ наведена крутильна жорсткість.

Наведену жорсткість елемента на вигин або крутіння визначають із умови рівності переміщень елемента, розглянутого як брус або пластина у просторовій системі, при обраному виді навантаження тільки згинаючими силами або крутними моментами.

Наведена жорсткість на вигин станини із двох основних бічних стінок і перпендикулярних перегородок у напрямку перпендикулярному бічним стінкам (рис. 11.2,а)

$$(E \cdot I)_{пр} = k_1 \cdot E \cdot I_{ст}$$

а при діагональних перегородках

$$(E \cdot I)_{пр} = k_2 \cdot E \cdot L^2 \cdot S_{ст},$$

де k_1, k_2 - коефіцієнти залежні, від кількості та розташування перегородок;

$I_{ст}$ - момент інерції перетину бічної стінки, $мм^4$;

E - модуль пружності, матеріалу станини, $Н/мм^2$;

$S_{ст}$ - площа перетину бічної стінки, $мм^2$.

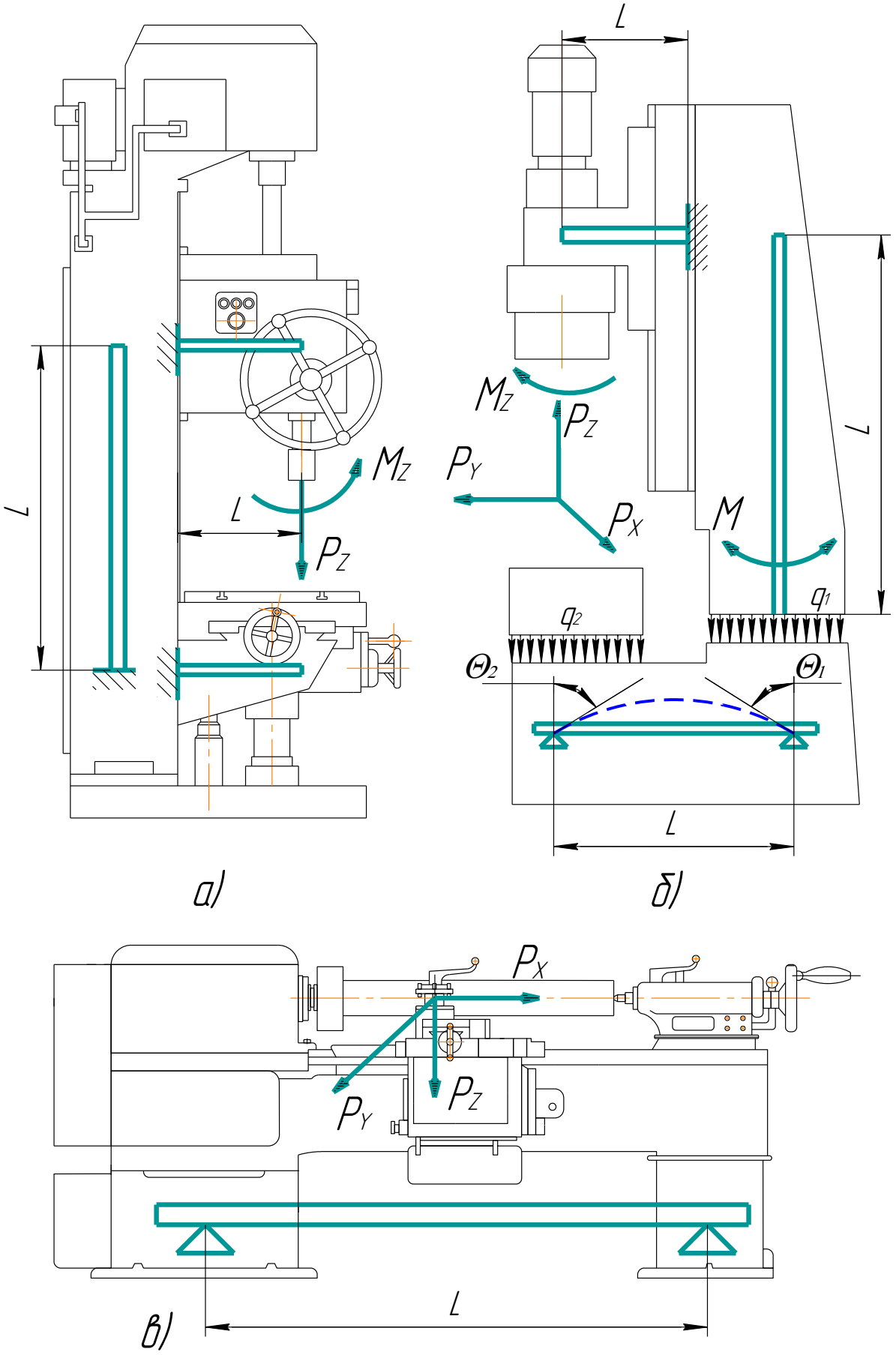


Рисунок 11.1 – Розрахункові схеми, базових деталей верстатів: а) - свердлильного; б) - багатоцільового; в) токарного

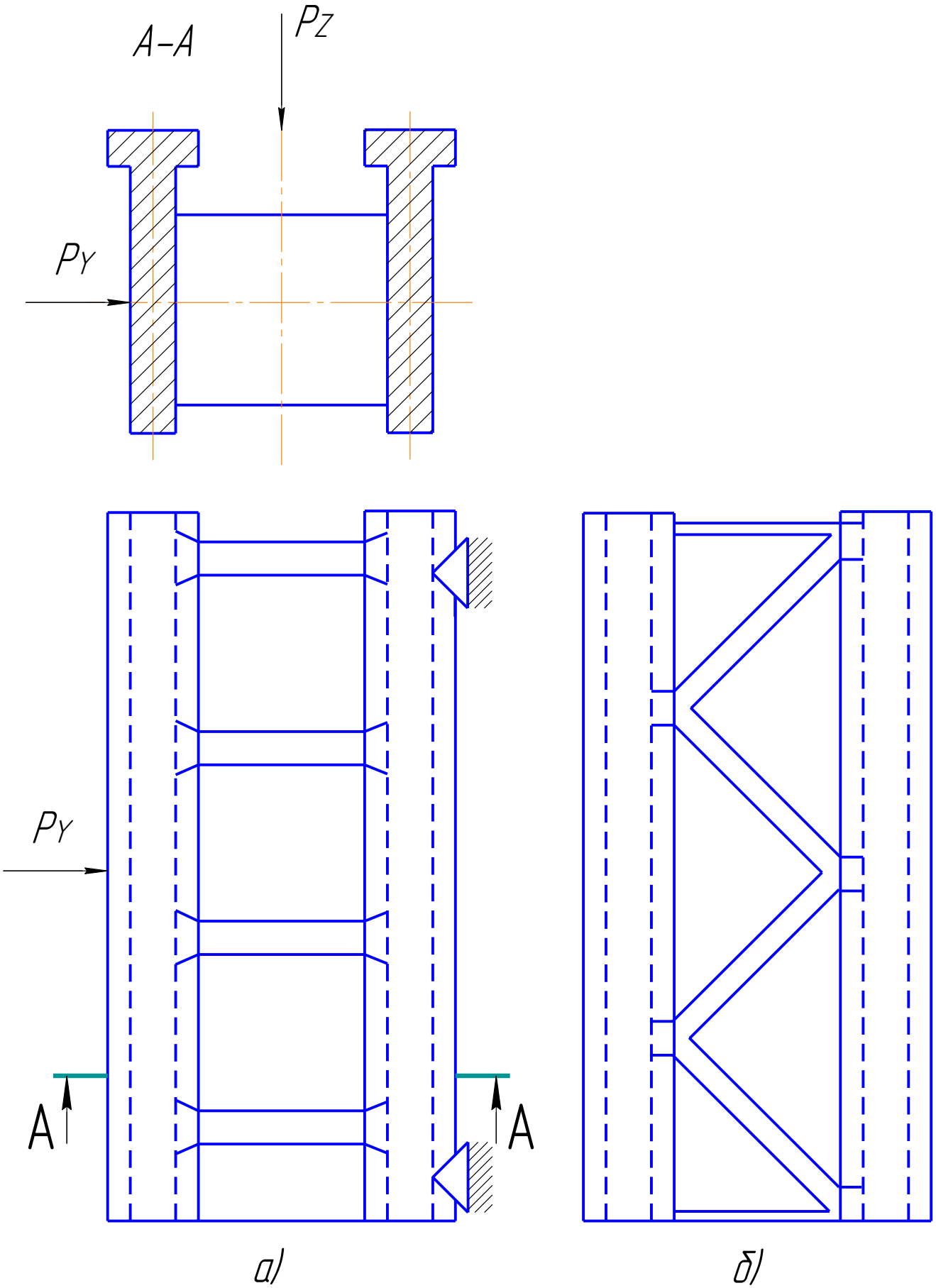
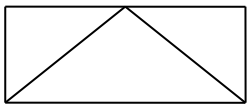
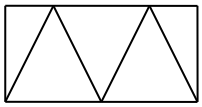
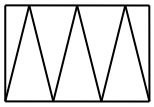


Рисунок 11.2 – Форми станин

Таблиця 11.1 – Значення коефіцієнтів k_1 і k_2

Схема базової деталі	n	k_1	Схема базової деталі	n	k_2
	1	$\frac{8}{\eta_1}$		2	$\frac{\sin\alpha\cdot\cos^2\alpha}{12\cdot\left(\zeta+\sin^3\alpha\right)}$
	2	$\frac{4\cdot\left(\eta_2+4\cdot\eta_1\right)}{\eta_1\cdot\eta_2}$		4	$\frac{\sin\alpha\cdot\cos^2\alpha}{12\cdot\left(\zeta+3\cdot\sin^3\alpha\right)}$
	3	$\frac{32}{\eta_2}$		6	$\frac{\sin\alpha\cdot\cos^2\alpha}{12\cdot\left(\zeta+6{,}3\cdot\sin^3\alpha\right)}$

$\eta_1=1+\frac{36\psi}{\nu^2}$; $\eta_2=\frac{3+4\xi}{3+\xi}+\frac{36\psi}{\nu^2}\cdot\left[1+\frac{9\cdot\nu\cdot\zeta}{(3+\xi)^2}\right]$; $\zeta=\frac{F_{cm}}{F_n}$; $\nu=\frac{L}{B+(n+1)}$;

$\psi=\frac{I'_{cm}}{F_{cm}\cdot B^2}$; $\xi=\frac{1}{\nu}\cdot\left[\frac{I'_{cm}}{I'_n}+36\cdot\psi\cdot\zeta\right]$; F_n, I'_n - площа поперечного перерізу й момент інерції на вигин у площині меншої жорсткості перегородок; α - половина кута між діагональними перегородками.

Перегородки фактично не впливають на жорсткість при вигині в площині бічних стінок, і в цьому випадку момент інерції у виразі $(EI)_{np}$ беруть щодо нейтральної лінії Y - Y.

Наведена крутильна жорсткість базової деталі з перпендикулярними перегородками

$$(GI_P)_{np}=\frac{B^2E\cdot I'_{cm}}{L^2/6+2\cdot E\cdot I_{cm}/G\cdot S_{cm}};$$

де B - ширина деталі, мм; I'_{cm} - момент інерції перетину бічної стінки на вигин у вертикальній площині; G - модуль зрушення матеріалу базової деталі, $\frac{H}{мм^2}$.

При наявності діагональних перегородок

$$(GI_P)_{пр} = k_3 \cdot E \cdot I'_{cm} \cdot \frac{B}{L^2},$$

де k_3 - коефіцієнт, що враховує форму й число перегородок.

Для станин із замкнутим контуром перетину наведену крутильну жорсткість визначають по наступній залежності

$$(GI_P)_{пр} = G \cdot \frac{4 \cdot S^2 \cdot \delta}{L},$$

де S - площа замкнутого перетину по осьових лініях стінок, $мм^2$; δ - товщина стінки, мм; L - периметр перетину, мм.

Базові деталі типу пластин розраховують на перекіс при вигині пластини під дією зовнішніх сил (рис. 11.1, б)

$$\Theta = \Theta_{q1} + \Theta_{q2} + \Theta_M .$$

Розглядаючи пластину, як балку на пружній основі, кожну складову кута перекосу можна представити в наступному вигляді:

$$\Theta_{q1} = \frac{q_1 \cdot m \cdot b}{k} \cdot k_{q1};\ \Theta_{q2} = \frac{q_2 \cdot m \cdot b}{k} \cdot k_{q2};\ \Theta_M = \frac{M \cdot m^3}{k} \cdot k_M,$$

де b - ширина пластини, мм; $m = \sqrt[4]{\frac{k}{4 \cdot E \cdot I}}$ - коефіцієнт жорсткості плити; k - коефіцієнт жорсткості пружньої основи, приблизно $k = 125 \cdot b$ $H/мм^2$; I -

момент інерції поперечного перерізу; k_{q1}, k_{q2}, k_M - коефіцієнти, обумовлені залежно від геометричних параметрів плити та довжини додатка розподіленого навантаження.

Розрахунок на жорсткість базових деталей коробчастої форми зводиться до визначення переміщення стінки в крапках додатка зовнішніх сил у напрямку, перпендикулярному до площини стінки

$$f = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3 \cdot n_4 \cdot \frac{P \cdot a^2 \cdot \left(1 - \mu^2\right)}{E \cdot \delta^3},$$

де n_1, n_2, n_3, n_4 - коефіцієнти, що враховують зв'язок робочої стінки з іншим корпусом, вплив ребер, бобишек, отворів;

a - половина найбільшого габаритного розміру стінки;

μ - коефіцієнт Пуассона.

Товщина стінки істотно впливає на величину деформації, тому стінки шпиндельних бабок, що сприймають осьову силу, роблять стовщеними.

Отримані в результаті розрахунку базових деталей пружні переміщення перераховують на відповідні відносні переміщення інструмента й оброблюваної заготовки в напрямку, що визначає точність обробки. Для токарних верстатів таким переміщенням буде переміщення різця перпендикулярно до оброблюваної поверхні в крапці різання; для свердлильних верстатів - перекіс осі свердла щодо поверхні оброблюваної деталі; для фрезерних - перекіс осі інструмента та відносні зсуви деталі і інструмента перпендикулярно до оброблюваної поверхні.

Література [1;7].

ЛЕКЦІЯ 12. БАЗОВІ ДЕТАЛІ Й НАПРЯМНІ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

12.1 Жорсткість нерухливих з'єднань

Жорсткість нерухливих з'єднань базових деталей істотно впливає на погрішності обробки. У загальному балансі пружних переміщень несучої системи верстата контактні деформації в стиках становлять від 30 до 70%. Лінійна деформація й поворот у плоскому стику при навантаженні центральною силою P й моментом M (рис. 12.1) визначають із формул

$$\delta = c \cdot \left(\frac{P}{S}\right)^m; \ \varphi = c_M \cdot \frac{M}{J},$$

де c, c_M - коефіцієнти контактної піддатливості;

S, J - площа й момент інерції перетину контакту;

m - показник ступеня, $m = 0{,}5$ для поверхонь, оброблених чистовими методами.

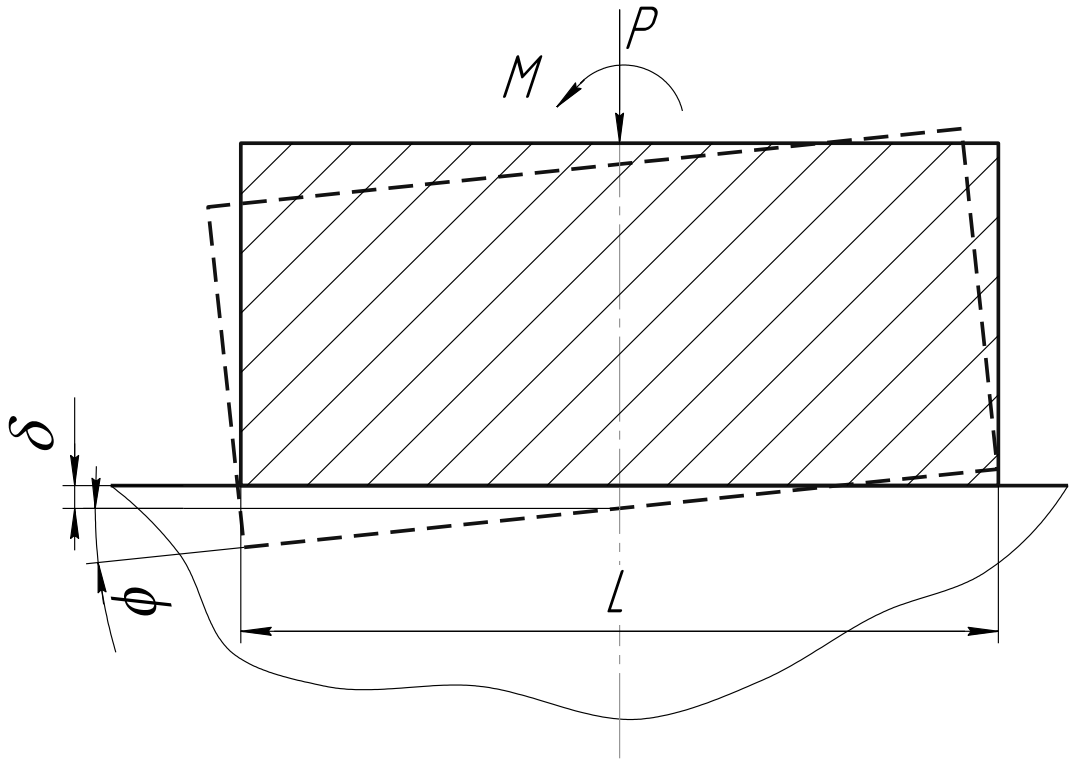


Рисунок 12.1 – Деформація плоского стику при навантаженні силою та моментом

Коефіцієнти контактної піддатливості пов'язані співвідношенням

$$c_M = c \cdot m \cdot \left(\frac{P}{S}\right)^{m-1}$$

І залежать від матеріалу і якості обробки поверхонь, що сполучаються:

$c = 0{,}15...0{,}2$ - при тонкому точінні, шліфуванні;

$c = 0{,}07$ - при притиранні;

$c = 0{,}8...1{,}2$ - при фрезеруванні.

Нерухливі стики базових деталей мають попереднє затягування силами, значно більшими, ніж сили різання. Це дозволяє вважати жорсткість стику в наближених розрахунках близької до постійного значення, а деформацію й кут повороту визначати по наближених залежностях:

$$\delta = c \cdot m \cdot p_0^{m-1} \cdot p; \quad \varphi = \frac{c \cdot m \cdot p^{m-1} \cdot M}{J},$$

де p_0, p - первісний і поточний тиск у стику.

Дотична жорсткість стиків враховується при розрахунку також на основі лінійної залежності

$$\delta_\tau = c_\tau \cdot \frac{T}{S},$$

де c_τ - коефіцієнт контактної піддатливості;

T - дотична сила, Н;

S - площа стику, мм^2.

Для затягнутих з'єднань $c_\tau = 10\frac{мкм \cdot мм^2}{Н}$, при відсутності натягу (напрямного ковзання) $c_\tau = 30...35\frac{мкм \cdot мм^2}{Н}$.

Точність наближених розрахунків оцінюється порівнянням результатів розрахунків і експериментів на реальних верстатах аналогах при статичному навантаженні, що відповідає навантаженню при різанні.

Часто, коли базові деталі через складність форми не піддаються розрахунку, проводять дослідження жорсткості на моделях, геометрично подібних до базового елемента. Обов'язковим критерієм при цьому є рівність критеріїв подоби моделі та базової деталі. Найбільш застосовувані матеріали при виготовленні моделей - органічне скло та конструкційна сталь (для зварених моделей).

12.2 Температурні деформації базових деталей

Температурні деформації базових деталей впливають на точність обробки, особливо в прецизійних верстатах при остаточних операціях. Основними джерелами тепловиділення у верстатах є: двигуни, елементи привода та процес різання. Температурні зсуви вузлів верстата з вертикальною віссю шпинделя показані на рис. 12.2. Теплота, що утворилася в шпиндельній бабці, через стики передається стійці верстата. Ближні до джерела тепла стінки будуть нагріті вище, ніж віддалені, що викличе скривлення стійки й, як наслідок, порушення заданого кутового положення осі шпинделя щодо площини стола. Нерівномірність нагрівання окремих крапок стійки порівняно невелика та лежить у межах 5—8 °С при середній надлишковій температурі корпуса шпиндельної бабки 12—16 °С. При цьому порушення заданого кутового положення площини стола та торця шліфувального кола доходить до 0,1-0,15 мм/м.

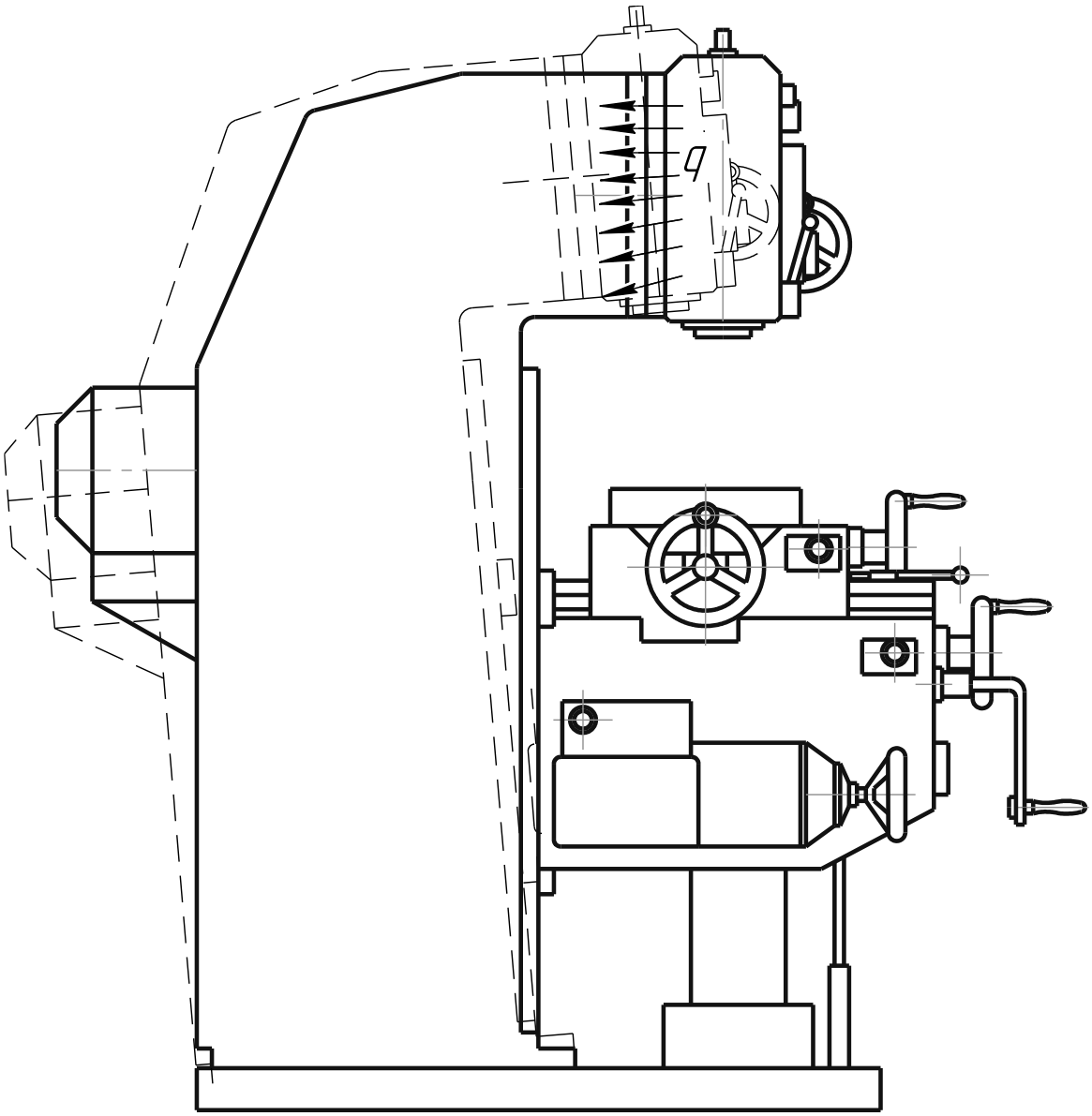


Рисунок 12.2 - Температурні деформації стійки верстата з вертикальним компонуванням

Розрахунок і аналіз температурних деформацій несучої системи ускладнюються тим, що тепловий вплив змінюється в часі за випадковим законом, тому застосовують наближений метод розрахунку при наявності попередніх даних про джерела тепловиділення та температурному полю.

Температурне поле, тобто розподіл температури в різних крапках несучої системи після деякого часу роботи верстата, визначають за експериментальними даними або наближеним розрахунком, наприклад, методом елементарних балансів. При цьому всі базові деталі розбивають на

елементарні геометричні фігури, у межах яких закон зміни температури вважається лінійним. Деталі типу прямокутних пластин і коробчастої форми розбивають на елементарні паралелепіпеди зі сторонами Δx, Δy і Δz, а деталі типу тіл обертання — на циліндри постійного діаметру.

Для кожної елементарної фігури складають рівняння теплового балансу, по якому визначають збільшення температури через деякий проміжок часу $\Delta\tau$. Наприклад, для елементарного паралелепіпеда, розташованого в куті стійки та утримуюче джерело теплоти малого розміру, за умови рівномірного тепло-обміну з навколишнім середовищем рівняння теплового балансу буде мати вигляд

$$Q \cdot \Delta\tau = c \cdot \gamma \cdot \Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z \cdot \left(\Theta_\tau - \Theta\right) + \alpha \cdot \Theta \cdot \Delta\tau \cdot \left[2 \cdot \Delta x \cdot \Delta y + \Delta z \cdot \left(\Delta x + \Delta y\right)\right] + \lambda \cdot$$
$$\cdot \frac{\Theta - \Theta_{x+\Delta x}}{\Delta x} \cdot \Delta y \cdot \Delta z \cdot \Delta\tau + \lambda \cdot \frac{\Theta - \Theta_{y+\Delta y}}{\Delta y} \cdot \Delta x \cdot \Delta z \cdot \Delta\tau + \ldots ,$$

де Q - питома теплота, кДж/год;

c - питома теплоємність матеріалу, для чавуну $з$ = 50 кДж/(кг$\cdot K$);

γ - щільність матеріалу, кг/м^3;

λ - коефіцієнт теплопровідності, для чавуну λ = 47÷ 58 Вт/(м)$\cdot K$;

α - коефіцієнт теплопередачі в навколишнє середовище, при відсутності вентиляції α=5÷ 7 Вт/(м$^2\cdot K$);

Θ, Θ_τ - надлишкова температура елемента в початковий момент і через час Δ_τ;

$\Theta_{x+\Delta x}$, $\Theta_{y+\Delta y}$ - надлишкова температура в початковий момент для центрів сусідніх елементів.

З вищенаведеного рівняння можна одержати вираз для надлишкової температури

$$\Theta_\tau = \frac{Q \cdot \Delta_\tau}{c \cdot m} + a \cdot \Delta_\tau \cdot \left[\frac{\Theta_{x+\Delta x}}{\Delta_x^2} + \frac{\Theta_{y+\Delta y}}{\Delta_y^2} \right] + \Theta \cdot \left[1 - \frac{\alpha \cdot \Delta_\tau}{c \cdot \gamma} \cdot \left(\frac{2}{\Delta z} + \frac{1}{\Delta y} + \frac{1}{\Delta z} \right) - \right.$$
$$\left. - \alpha \cdot \Delta_\tau \cdot \left[\frac{1}{\Delta_x^2} + \frac{1}{\Delta_y^2} \right] \right],$$

де $m = \gamma \cdot \Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z$ - маса розглянутого елемента;

$a = \dfrac{\lambda}{c \cdot \gamma}$ - температуропровідність матеріалу, для чавуну $a = 60 \cdot 10^{-2}$ м^2/год.

Рівняння, подібні останньому, складають для всіх елементарних фігур базової деталі. По них можна простежити зміну надлишкової температури із часом. При великій кількості елементів розрахунок доцільно проводити на комп’ютері.

Температурні деформації окремих елементів і всієї деталі визначають при допущенні, що ці зсуви пропорційні середній температурі:

$$\delta_i = \varepsilon \cdot L_i \cdot \Theta_{cpi},$$

де ε - коефіцієнт лінійного розширення, для чавуну $\varepsilon \approx 10^{-5}\ K^{-1}$.

Загальне температурне переміщення робочих органів верстата одержують підсумовуванням окремих температурних деформацій. Сумарні температурні зсуви необхідно обмежувати виходячи із припустимих погрішностей обробки.

Основні способи зменшення температурних деформацій зводяться до наступного.

1. Зменшення теплоутворення у двигунах, опорах і передачах у результаті застосування рідинного змазування та тертя кочення. Удосконалювання системи змазування строгим нормуванням кількості

подаваного мастильного матеріалу, що сприяє зменшенню тепловиділення й скороченню втрат.

2. Теплова ізоляція джерел тепла від основних деталей несучої системи та інтенсивний відвід теплоти, що утвориться в них, минаючи несучу систему.

3. Доцільне розташування джерел тепла. Як правило, у верхній частині верстата, а найбільш потужних джерел теплоутворення (двигуна головного привода, резервуарів систем змазування, охолодження й гідроприводу) винесенням на достатнє видалення за межі верстата, як це роблять у сучасних прецизійних верстатах.

4. Взаємна компенсація температурних деформацій за рахунок внесення доцільних змін у конструкцію базових деталей для поліпшення балансу температурних деформацій. Для регулювання величини температурної деформації іноді використовують спеціальні матеріали з коефіцієнтом лінійного розширення, відмінним від звичайного ливарного чавуну. Так, легований нікелем чавун має коефіцієнт лінійного розширення в 5 разів менший, ніж сірий чавун, а у сплавів типу інвар, цей коефіцієнт менше в 10-12 разів. Компенсація температурних деформацій можлива також при штучному підігріві окремих частин несучої системи, наприклад, теплим повітрям від двигунів.

5. Автоматична компенсація температурних зсувів шляхом виміру деформацій найбільш важливих вузлів і внесення виправлень у їхнє розташування від спеціального приводу мікропереміщень.

12.3 Класифікація напрямних

У металорізальних верстатах застосовують напрямні ковзання, кочення та комбіновані. Напрямні ковзання можуть бути з напіврідинним, рідинним і

газовим змазуванням. При напіврідинному змазуванні підсумовується сила взаємодії контактуючих поверхонь деталей і сила в'язкого опору мастильного матеріалу, що не розділяє повністю ці поверхні. Якщо мастильний матеріал розділяє поверхні повністю, то виникає рідинне змазування, що має місце в гідростатичних і гідродинамічних напрямних. Напрямні кочення розрізняють по виду тіл кочення на кулькові та роликові.

Всі типи напрямних мають свої переваги та недоліки, що і визначає їхню доцільну область застосування. Часто роблять комбіновані напрямні, використовуючи переваги різних типів і досягаючи тим самим сумарного ефекту.

Залежно від траєкторії руху рухливого вузла напрямні можуть бути прямолінійного та кругового руху. Їх ділять також на горизонтальні, вертикальні та похилі. За формою поперечного перерізу найпоширеніші прямокутні (плоскі), трикутні (призматичні), трапецієподібні (типу ластівчиного хвоста) і круглі напрямні. Часто використовують сполучення різних форм, коли одна з напрямних виконана прямокутною, а інша трикутною або у вигляді половини трапецієподібної форми. Кожну з форм можна застосовувати у вигляді напрямних що охоплюють і що охоплюються. Охоплювані напрямні погано втримують мастильний матеріал, а що охоплюють утримують його надійніше, але мають потребу в надійному захисті від забруднень.

Прямокутні напрямні відрізняються технологічністю виготовлення та простотою контролю геометричної точності. Їх все частіше застосовують у верстатах із програмним керуванням, тому що вони відрізняються простотою та надійністю регулювання зазорів і здатні сприймати більші навантаження. Трикутні напрямні мають властивість автоматичного вибору зазорів під дією власної ваги, але кутове розташування робочих граней ускладнює їхнє виготовлення й контроль. Трапецієподібні напрямні відрізняються компактністю конструкції, але складні у виготовленні та контролі. Регулювання зазору в них відносно просте, але не забезпечує високої точності сполучень. Круглі напрямні застосовують рідко. В охоплюваному варіанті вони не

забезпечують великої жорсткості через прогин качалок (штанг), закріплених на кінцях, тому застосовують їх в основному при малій довжині ходу. У варіанті, що охоплює, у циліндричних напрямних складно виготовити напівкруглі пази.

12.4 Напрямні ковзання

Безпосередній контакт поверхонь, що сполучаються, у напрямних ковзання визначає мінливість і більші сили опору. Залежно від навантаження, швидкості, виду мастильного матеріалу і його кількості напрямні можуть працювати в режимах тертя без мастильного матеріалу та з ним. Істотну різницю для цих напрямних становлять сили тертя спокою (сили рушання) у порівнянні із силами тертя руху; останні, у свою чергу, сильно залежать від швидкості ковзання. Ця різниця приводить до стрибкоподібного руху вузлів при малих швидкостях, що вкрай небажано, особливо для верстатів із програмним керуванням. Значне тертя викликає зношування, а отже, знижує довговічність напрямних.

Для зменшення недоліків напрямних з напіврідинним змазуванням впроваджують спеціальні антистрибкові мастила, застосовують накладки з антифрикційних матеріалів. Якщо коефіцієнт тертя спокою в парі чавун-чавун при звичайних мастилах дорівнює 0,21— 0,28, то застосування антисктрибкового мастила $ИНС_П$ знижує його до 0,075—0,09. Застосування накладок з полімерних матеріалів на основі фторопласта знижує коефіцієнт тертя спокою до 0,04 - 0,06.

Переваги напрямних з напіврідинним змазуванням - висока контактна жорсткість і гарні властивості, що демпфують. Крім того, вони забезпечують надійну фіксацію рухливого вузла верстата після його переміщення в задану позицію.

12.5 Матеріал напрямних

Матеріал напрямних значною мірою визначає зносостійкість і плавність руху вузлів. Щоб уникнути вкрай небажаного явища - схоплювання, пари тертя комплектують із різнорідних матеріалів, що мають різні состав, структуру й жорсткість. Напрямні, щодо яких переміщуються рухливі деталі, роблять більш твердими та зносостійкими. Цим забезпечується тривале збереження точності, тому що при русі копіюється форма нерухливих напрямних.

Напрямні із *сірого чавуну*, виконані як одне ціле з базовою деталлю, найбільш прості, але при інтенсивній роботі не забезпечують необхідної довговічності. Їхню зносостійкість підвищують загартуванням з нагріванням струмами високої частоти або газополум'яним методом. Загартуванням однієї зі сполучених поверхонь до $HRC_Э$ 48—53 можна підвищити зносостійкість більш ніж в 2 рази. Легуючі присадки до чавунних напрямних дають підвищення зносостійкості тільки при наступному загартуванні. Значного підвищення зносостійкості чавунних напрямних можна домогтися застосуванням спеціальних покриттів. Хромування напрямних шаром товщиною 25—50 мкм забезпечує жорсткість до $HRC_Э$ 68—72, в 4—5 разів підвищує зносостійкість і істотно зменшує коефіцієнти тертя спокою та тертя руху. Аналогічний ефект дає напилювання напрямних шаром молібдену або сплавами зі змістом хрому. Хромують тільки одну зі сполучених поверхонь, звичайно нерухливу, тому що пара хром по хрому схильна до схоплювання, хоча й має мінімальний коефіцієнт тертя.

Напрямні зі *сталі* виконують у вигляді окремих планок, які приварюють до зварених станин, а до чавунних станин кріплять гвинтами або приклеюють. Матеріал накладних напрямних — низько-вуглецеві сталі 20, 20Х, 20ХНМ, 18ХГТ із цементацією й загартуванням до високої твердості ($HRC_Э$ 60—65), сталі, що азотуються 38Х2МЮА, 40ХФ, 30ХН2МА із глибиною азотування 0,5 мм і загартуванням до дуже високої твердості (800—1000HV). Рідше застосовують леговані високо-вуглецеві сталі ШХ15, ХВГ, 9ХС із об'ємним

загартуванням і відпусткою ($HRC_э$ 58—62). Сталеві загартовані напрямні забезпечують найвищу зносостійкість у парі із загартованим чавуном.

Кольорові сплави, такі як безолов'яна бронза Бр АМц9-2, олов'яна бронза БрОФ10-1, сплав на цинковій основі ЦАМ 10-5 у парі зі сталлю й чавуном, дають найкращі результати по зносостійкості, відсутності задирів і рівномірності подачі, але висока вартість стримує їхнє широке застосування при виготовленні напрямних. Їх використовують головним чином у важких верстатах, роблячи накладні напрямні або для заливання.

Пластмаси мають гарні характеристики тертя та антізадирні властивості, забезпечують рівномірність руху при малих швидкостях і не дають схоплювання. Однак мала жорсткість, низька зносостійкість при абразивному забрудненні, вплив теплових факторів, вологи, мастила, слабких кислот обмежують їхнє застосування. Використовують пластмаси в основному в комбінованих напрямних, коли основне навантаження несуть, наприклад, роликові опори, а шар пластмаси на допоміжних гранях забезпечує необхідні характеристики тертя. У верстатах використовують фторопласт у вигляді стрічки, що наклеюється на напрямні, фторопласт із бронзовим наповнювачем, композиційні матеріали на основі епоксидних смол із присадками дисульфіду молібдену, графіту та неметалевих наповнювачів, матеріали на основі ацетальних смол (дельрін).

Композиційні матеріали на основі епоксиднех смол дуже технологічні. На підготовлені поверхні напрямних переміщуваної деталі наносять шар тільки що приготовленої епоксидної композиції (смола, пластифікатор, затверджувач і наповнювачі). Поверхні напрямної нерухливої базової деталі покривають тонким шаром мастильного матеріалу або воску щоб уникнути прилипання смоли та на них установлюють рухливу базову деталь. Після затвердіння профіль напрямних рухливої деталі повністю копіює профіль напрямних, по яких деталь переміщується. При необхідності такі покриття можна обробляти струганням, фрезеруванням, шабруванням.

12.6 Конструктивні форми напрямних ковзання

Конструктивні форми напрямних ковзання різноманітні. Основні форми представлені на рис. 12.3

Дуже часто використовують сполучення напрямних різної форми.

Трикутні напрямні (рис. 12.3,а) забезпечують автоматичний вибір зазорів під власною вагою вузла, але складні у виготовленні та контролі.

Прямокутні напрямні (рис. 12.3,б) прості у виготовленні та контролі геометричної точності, надійні, зручні в регулюванні зазорів - натягів, добре втримують змазування, але вимагають захисту від забруднення. Вони знайшли застосування у верстатах з ЧПУ.

Трапецієподібні (ластівкін хвіст) (рис. 12.3,в) контактні, але дуже складні у виготовленні та контролі. Мають прості пристрої регулювання зазору, але вони не забезпечують високої точності сполучення.

Циліндричні напрямні (круглі) (рис. 12.3,г) не забезпечують високої жорсткості, складні у виготовленні й застосовують їх звичайно при малих довжинах ходу.

Перетин напрямних ковзання нормалізовано та співвідношення розмірів залежить від висоти напрямних.

Відношення довжини рухливої деталі до габаритної ширини напрямних повинне бути в межах 1,5...2. Довжина нерухливих напрямних приймається такою, щоб не було провисання рухливої деталі.

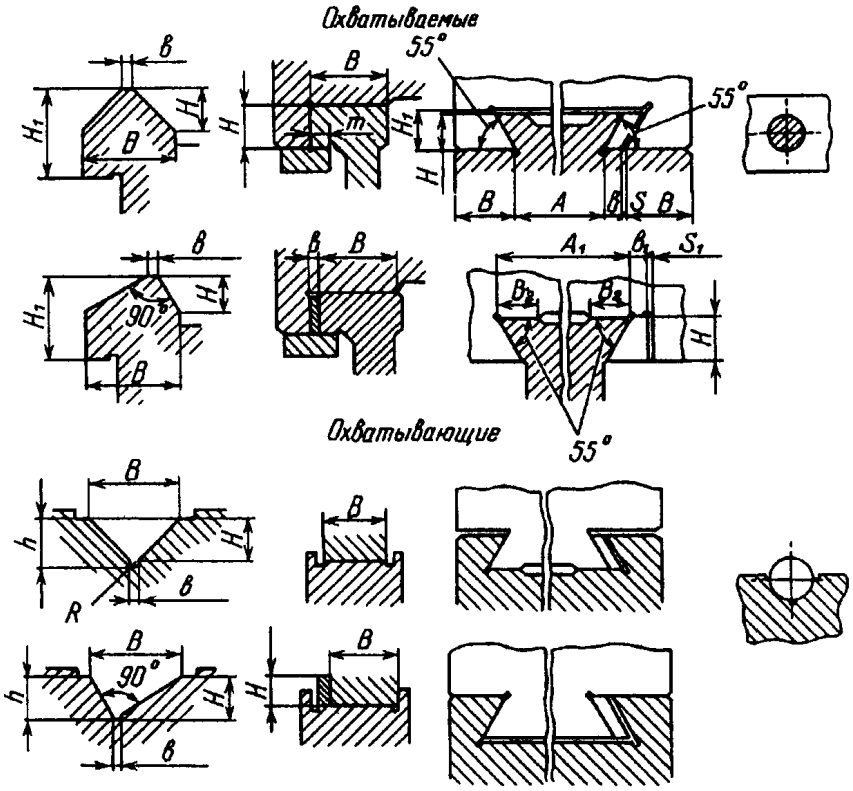
Механічне кріплення забезпечується як правило гвинтами по всій довжині із кроком не більше 2-х висот накладної планки та фіксацією планок у поперечному напрямку виступами, фасками й т.д.

Рідинне тертя між напрямними забезпечується подачею під тиском змазування між поверхнями, що труться, або за рахунок гідродинамічного ефекту. При рідинному терті практично виключається зношування напрямних, забезпечуються високі властивості, що демпфують, і плавність руху, захист від корозії, відвід тепла, видалення продуктів зношування із зони контакту.

12.7 Розрахунок напрямних тертя ковзання

Розрахунок напрямних тертя ковзання ведуть виходячи із забезпечення необхідної жорсткості та зносостійкості. Для забезпечення зносостійкості обмежують припустимі тиски на робочих гранях напрямних, а вимоги по жорсткості лімітують припустимі контактні переміщення.

Якщо власна жорсткість сполучених базових деталей істотно більше контактної жорсткості напрямних, то тиск на робочих поверхнях визначають наближеним методом. При цьому зневажають власними деформаціями деталей і розглядають відносний поворот і зсув деталей, як твердих тіл, внаслідок деформацій поверхневих шарів. До таких деталей відносять супорти токарних, карусельних, зубофрезерних і інших верстатів, консолі та шпиндельні головки фрезерних верстатів, стійки, короткі столи й т.п.



а) б) в) г)

Рисунок 12.3 - Конструктивні форми напрямних ковзання: а - трикутні, б - прямокутні, в - трапецієподібні, г - круглі

У противному випадку, тобто коли власна жорсткість базових деталей порівняна з контактною жорсткістю напрямних, розрахунок виконують із використанням теорії балок та плит на пружній основі. До цієї групи деталей відносять повзуни карусельних і довбальних верстатів, супорта та довгі столи фрезерних, поздовжньо-стругальних верстатів і т.і.

Розглянемо перший випадок на прикладі розрахунку напрямних токарного верстата з ЧПУ. Припускаємо, що по довжині напрямних тиск змінюється за лінійним законом, а по ширині напрямних, через її малу величину у порівнянні з довжиною, тиск будемо вважати постійним. Складаємо розрахункову схему для рухливого вузла при дії на нього всіх сил: складової сили різання, маси вузла, тягової сили, реакцій на робочих гранях напрямних і відповідних сил тертя (рис. 12.4). Приймаємо систему координат і за розрахунковою схемою складаємо рівняння рівноваги рухливого вузла:

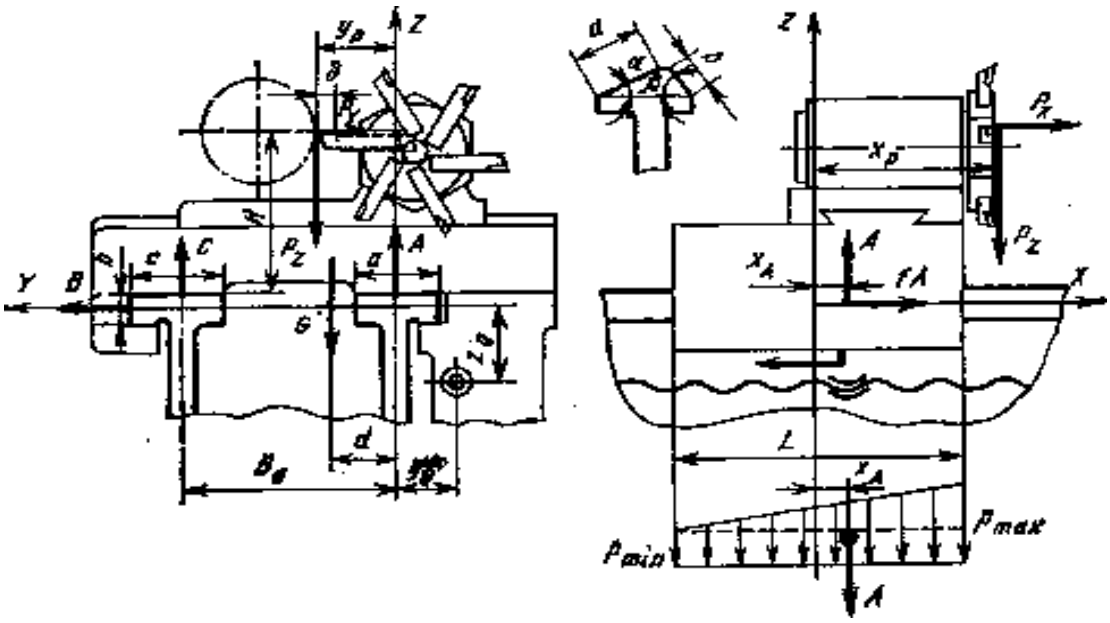


Рисунок 12.4 - Розрахункова схема напрямних ковзання

$$\sum X = 0;\ P_X + f \cdot (A + B + C) - Q = 0;$$

$$\sum Y = 0;\ -P_Y + B = 0;$$

$$\sum Z = 0;\ -P_Z - G + A + C = 0;$$

$$\sum M_X = 0;\ P_Y \cdot \left(H + \frac{b}{2}\right) - G \cdot d - P_Z \cdot y_p + C \cdot B_0 = 0;$$

$$\sum M_Y = 0;\ P_X \cdot \left(H + \frac{b}{2}\right) + P_Z \cdot x_p + Q \cdot z_0 - A \cdot x_A - C \cdot x_0 = 0;$$

$$\sum M_Z = 0;\ -P_X \cdot y_p + Q \cdot y_0 - P_Y \cdot x_p - f \cdot C \cdot B_0 - f \cdot B \cdot \left(B_0 + \frac{c}{2}\right) - B \cdot x_B = 0.$$

У системі рівнянь сім невідомих A, B, C, x_A, x_B, x_C, Q, але перші чотири рівняння дозволяють визначити реакції на гранях напрямних і тягову силу:

$$\left.\begin{aligned} &B = P_Y; \\ &C = \frac{P_Z \cdot y_p + G \cdot d - P_Y \cdot (H + b/2)}{B_0}; \\ &A = P_Z + G - \frac{P_Z \cdot y_p + G \cdot d - P_Y \cdot (H + b/2)}{B_0}; \\ &Q = P_X + f \cdot (A + B + C). \end{aligned}\right\} \qquad (12.1)$$

По реакціях на гранях можна оцінити величину середнього тиску

$$p_A = \frac{A}{a \cdot L};\ p_B = \frac{B}{b \cdot L};\ p_C = \frac{C}{c \cdot L}. \qquad (12.2)$$

Визначити максимальні значення тисків можна після знаходження координат рівнодіючих реакцій x_A, x_B, x_C. Для цього до двох рівнянь рівноваги, що залишилися, складають додаткове рівняння переміщень, припускаючи, що момент зовнішніх сил щодо $Y - Y$ осі , дорівнює моменту від реакцій у напрямних

$$M_Y = P_Z \cdot x_P + P_X \cdot \left(H + \frac{b}{2}\right) = A \cdot x_A + C \cdot x_C,$$

розподіляється між двома напрямними пропорційно їхній жорсткості, тобто пропорційно їхній ширині,

$$\frac{A \cdot x_A}{C \cdot x_C} = \frac{a}{c}. \qquad (12.3)$$

Тепер координати x_A, x_B, x_C знаходяться із рівняння (12.3) і двох рівнянь рівноваги, що залишились:

$$\left.\begin{aligned} x_A &= \frac{P_X \cdot \left(H + \frac{b}{2}\right) + P_Z \cdot x_P + Q \cdot z_Q}{A \cdot \left(\frac{c}{a} + 1\right)}; \\ x_C &= \frac{P_X \cdot \left(H + \frac{b}{2}\right) + P_Z \cdot x_P + Q \cdot z_Q}{C \cdot \left(\frac{a}{c} + 1\right)}; \\ x_B &= \frac{Q \cdot y_Q - P_X \cdot y_p - P_Y \cdot x_P - f \cdot C \cdot B_0 - f \cdot B \cdot \left(B_0 + \frac{c}{2}\right)}{B}. \end{aligned}\right\} \qquad (12.4)$$

Коли форма однієї з напрямних трикутна, її замінюють призматичною напрямною плоскої форми з наведеною шириною

$$e = a \cdot \cos^2 \alpha + b \cdot \cos^2 \beta,$$

де α, β - кути нахилу робочих граней трикутної напрямної.

Останнім в розрахунку визначають максимальний тиск на робочих гранях напрямних по формулі, що зв'язує тиск з рівнодіючою та координатою її додавання

$$p_{\max A} = \frac{A}{a \cdot L} \cdot \left(1 + \frac{6 \cdot x_A}{L}\right). \qquad (12.5)$$

Якщо у формулі (12.5) x_A=0, то розподіл тиску уздовж напрямної рівномірний; при $0<x_A<L/6$ виходить трапецієдальний закон розподілу тисків, а при $x_A=L/6$ - трикутний. Якщо $x_A>L/6$, це свідчить про те, що тиск прикладене не по всій довжині напрямної, і в роботу може вступити нижня планка, що перешкоджає відриву рухливого вузла.

Максимальний тиск, що рекомендуються, на напрямних при малих швидкостях дорівнює 2,5-3,0 МПа; при більших швидкостях - не більше 1,0 - 1,2 МПа. Середні тиски повинні бути вдвічі менше максимальних. У прецизійних і важких верстатах середні тиски не перевищують 0,1 - 0,2 МПа.

Література [1;7].

ЛЕКЦІЯ 13. БАЗОВІ ДЕТАЛІ ТА НАПРЯМНІ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ. НАПРЯМНІ КОЧЕННЯ

13.1 Загальні відомості

Напрямні кочення мають гарні характеристики тертя, рівномірність і плавність руху при малих швидкостях, точність настановних переміщень і довгостроково зберігають точність; у них мале тепловиділення, їх просто змазувати. Недоліками напрямних кочення у порівнянні з напрямними ковзання є висока вартість, трудомісткість виготовлення, знижене демпфування, підвищена чутливість до забруднень.

Тертя кочення в напрямних може створюватися при вільному прокатуванні кульок або роликів між поверхнями, що рухаються, або застосуванням тіл кочення з фіксованими осями (рнс. 13.1, а). Найбільше поширення в металорізальних верстатах мають напрямні з вільним прокатуванням тіл кочення (рис. 13.1, б, в), тому що є можливість розмістити більше число тіл кочення в зоні контакту та забезпечити необхідну жорсткість і точність руху. Конструкції без вороття тіл кочення (рнс. 13.1, б) застосовують для малих ходів (до 1 м), оскільки тіла кочення в 2 рази відстають від рухливого вузла. Для рівномірного розміщення на напрямних тіл кочення служить сепаратор. При великій довжині ходу використовують напрямні із циркуляцією кульок або роликів, які вільно вертаються на робочу доріжку по каналу повернення (рнс. 13.1, в).

Матеріал і конструктивні форми напрямних кочення подібні з напрямними ковзання. Однак для напрямних кочення необхідні тверді та однорідні робочі поверхні. Чавун застосовують порівняно рідко, лише при невеликих навантаженнях. В основному використовують сталеві загартовані напрямні.

Число тіл кочення z в одному ряду на напряму не повинне бути менше 12 - 16, тому що з їхнім зменшенням знижується точність руху. Разом з тим для

завантаження всіх або майже всіх тіл кочення зовнішньою силою необхідно дотримувати умов:

$$z \le \frac{q}{4};$$

$$z \le \frac{P}{9{,}5 \cdot \sqrt{d}},$$

де q - навантаження на одиницю довжини ролика, $\frac{H}{мм}$;

P - навантаження на одну кульку, *Н*;

d - діаметр кульки, *мм*.

Надмірне збільшення кількості тіл кочення приводить до того, що все більше їхнє число виявляється ненавантаженими повністю або частково. При виборі діаметра деталі, типу тіла кочення, потрібно враховувати, що зі зменшенням діаметра зростають сили тертя, а зі збільшенням діаметра збільшуються розміри напрямних. Жорсткість кулькових напрямних зростає зі збільшенням діаметра кульок, а жорсткість роликових напрямних майже не залежить від діаметра роликів. У верстатобудуванні використовують короткі ролики діаметром 5 - 12 мм і довгі діаметром 5 - 20 мм.

Попередній натяг у напрямних кочення усуває шкідливий вплив зазорів і забезпечує підвищення жорсткості напрямних в 2 - 3 рази. Попередній натяг може бути отриманий за рахунок маси вузла та зовнішнього навантаження. Недолік цього способу - неможливість вибору оптимальної величини натягу і його регулювання.

У замкнутих напрямних попередній натяг створюють двома способами: пригоном розмірів або регулювальних пристроїв. Перший з них простий конструктивно й забезпечує високу жорсткість, однак натяг неможливо регулювати в процесі експлуатації та необхідно витримувати розміри з великою точністю, тому що максимальні величини натягу для кулькових напрямних не

повинні перевищувати 7 - 10 мкм, а для роликових - 10 - 15 мкм. Величини натягу, що рекомендуються, звичайно становлять 5 - 6 мкм.

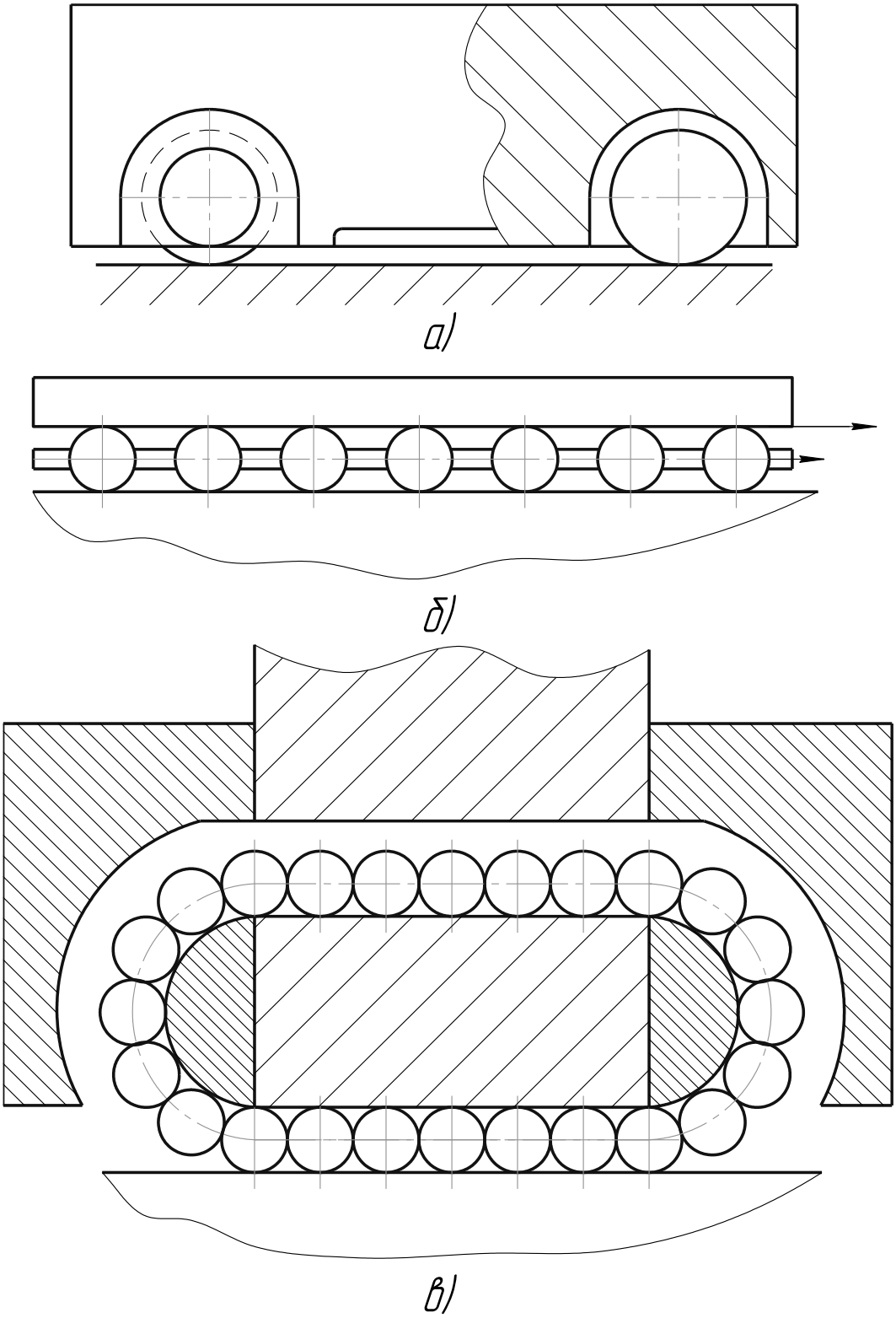


Рисунок 13.1 – Основні схеми напрямних кочення:

а) - на роликах із закріпленими осями; б) - з потоком тіл кочення; в) - з поверненням тіл кочення.

Другий спосіб позбавлений цього недоліку, але складніший конструктивно. Натяг створюється або пружинами, або за рахунок регулювальних елементів, які зміщують рухливу деталь. При цьому бажано, щоб на ці пристрої, для уникнення зниження жорсткості, не діяло основне навантаження.

Напрямні із циркуляцією тіл кочення виконують в основному без сепаратора, із суцільним потоком кульок або роликів. Іноді зустрічаються конструкції із циркуляцією тіл кочення, у яких використовують сепаратори у вигляді гнучкого ланцюга. Циркуляція тіл кочення здійснюється також в опорах (кулькових або роликових), що представляють собою окремі самостійні елементи. Це свого роду підшипники кочення прямолінійного руху. На рнс. 13.2 представлено конструкцію роликової опори Р88, розміри якої визначені стандартом верстатобудування.

Роликова опора складається з напрямної 1, навколо якої обкатуються ролики 2. Випаданню та бічним зсувам роликів перешкоджають обойми 3, шпонки і пружини. До монтажної поверхні рухливих вузлів верстата опори кріплять гвинтами та штифтують.

13.2 Методика розрахунку напрямних кочення

Розрахунок напрямних кочення передбачає перевірку на гранично припустиме навантаження по міцності поверхневого шару та відсутність пластичних деформацій у зоні контакту, визначення пружних переміщень і уточнення величини попереднього натягу.

Граничні навантаження по контактних напругах сталевих і чавунних напрямних підраховують на основі формули Герца-Бєляєва, що перетвориться до найпростішого виду:

для роликових напрямних

$$P = K \cdot b \cdot d;$$

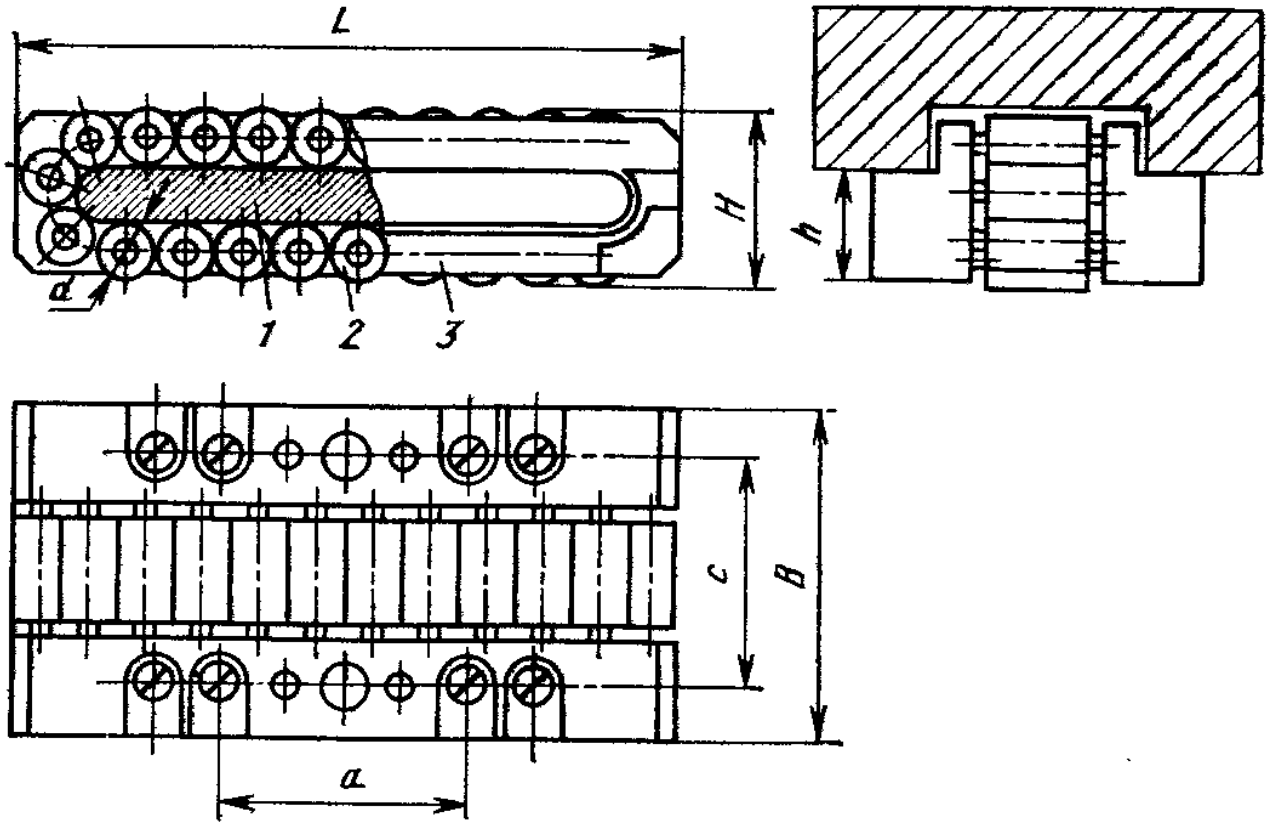


Рисунок 13.2 - Роликова опора із циркуляцією тіл кочення: 1 - напрямна; 2 - ролики; 3 – обойма

для кулькових напрямних

$$P = K \cdot d^2,$$

де d - діаметр кульки або ролика, *мм*; b - ширина ролика, *мм*; K - умовне напруження, $H/мм^2$, (табл. 13.1).

Таблиця 13.1 - Умовні напруги для напрямних кочення

Тіла кочення	K, $H/мм^2$	
	Сталеві загартовані напрямні, ($HRC_Э$ 60..62)	Чавунні напрямні, (HB 200)
Кульки	0,06	0,002
Ролики: короткі	2,0	0,2
довгі	1,5	0,15

Фактичне навантаження на найбільш навантажену кульку або ролик визначають методом, застосовуваним при розрахунку напрямних ковзання; при цьому тіла кочення умовно заміняють суцільною пружною основою, для якої визначають максимальний тиск $p_{\max}$. Навантаження на кульку або ролик

$$P = b \cdot t \cdot p_{\max},$$

де b - умовна ширина напрямної (діаметр кульки або ширина ролика);

t - крок між осями тіл кочення.

Жорсткість напрямних кочення для умов ідеального виготовлення

$$\delta = c_p \cdot q;\ \delta = c_ш \cdot P, \tag{13.1}$$

де c_p, $c_ш$ - коефіцієнти контактної піддатливості відповідно для роликових ($мкм \cdot \frac{мм}{Н}$) і для кулькових ($\frac{мкм}{Н}$) напрямних.

Залежності (13.1) справедливі при наявності попереднього натягу (попереднього навантаження) і при дії моментів.

Динамічні характеристики напрямних кочення трохи гірше, ніж напрямних ковзання. Невелике демпфування обумовлене малою площею контакту.

Тертя в напрямних кочення практично не залежить від швидкості руху вузла та складається із двох складових, одна з яких постійна, а друга пропорційна нормальному навантаженню. Сила тертя на одній грані напрямних

$$T = T_0 + \frac{f_k}{r} \cdot P_N, \tag{13.2}$$

де $T_0 = 4...5$ $Н$ – постійна складова сили тертя; f_k - коефіцієнт тертя кочення, $f_k = 1 \cdot 10^{-4}$ $мм$ для напрямних зі сталі та $f_k = 2{,}5 \cdot 10^{-4}$ $мм$ для

напрямних із чавуну; r - радіус тіл кочення, *мм*; P_N - сумарна сила, що діє на робочу грань напрямної.

Сполучення напрямних різних типів в одній конструкції дає можливість використовувати позитивні властивості різних видів тертя.

13.3 Комбіновані напрямні кочення-ковзання

Комбіновані напрямні кочення-ковзання з облицюванням граней ковзання полімерними матеріалами мають гарні властивості як напрямні кочення, так і напрямні ковзання та не мають їхніх недоліків, тобто мають одночасно задовільні характеристики тертя, високу жорсткість та демпфування коливань, є без ударними в найбільш важливому напрямку та мають значно меншу вартість, чим напрямні кочення.

Елементи кочення можуть бути на основних, бічних або допоміжних гранях. Інші грані виконують як поверхні ковзання. Роликові опори на основних горизонтальних гранях застосовуються в напрямних важких вузлів, що переміщаються (столи важких фрезерних верстатів, рухливі стійки важких розточувальних верстатів, супорти важких токарних верстатів і т.п.); при цьому бажано грані ковзання робити із частковим розвантаженням роликовими опорами, що сприяє підвищенню точності обробки.

Напрямні з бічними гранями кочення використовують у верстатах, де в першу чергу необхідно усунути переорієнтацію вузлів при реверсах (розточувальні, багатоопераційні, токарні, безконсольно- та вертикально-фрезерні верстати й ін.).

Загальна сила тертя в комбінованих напрямних кочення-ковзання

$$T = T_0 + f_{ск} \cdot N_1 + \frac{f_k}{r} \cdot N_2,$$

де $T_0 \approx 5H$; $f_{ск}$ - коефіцієнт тертя ковзання, для чавуну $f_{ск}$=0,1..0,25; f_k - коефіцієнт тертя кочення, $f_k = 1 \cdot 10^{-4}$ *мм* для сталі й $f_k = 2{,}5 \cdot 10^{-4}$ *мм* для

чавуну; N_1, N_2 - частки загального навантаження, що сприймаються відповідно напрямними ковзання та кочення, *Н*; r - радіус тіл кочення, *мм*.

Література [1;7].

ЛЕКЦІЯ 14. МЕТОДИ ЗМЕНШЕННЯ ВТРАТ НА ТЕРТЯ ТА ПІДВИЩЕННЯ ПЛАВНОСТІ ПЕРЕМІЩЕНЬ

Зменшення втрат на тертя досягають побудовою механізмів і тертьових пар, що забезпечують раціональні схеми їх навантаження, мінімальну кількість рухливих ланок, можливо менші швидкості відносного руху тертьових пар, а також вибором раціонального напрямку силового потоку, розвантаженням тертьових пар - зрівноважуванням.

Сили тертя в кінематичних парах при заданих навантаженнях зменшують заміною, якщо це можливо, напрямних ковзання на напрямні кочення або виконанням комбінованих напрямних кочення - ковзання; підбором матеріалів тертьових поверхонь, забезпеченням гарного змазування; оптимізацією шорсткостей поверхонь тертя для одержання мікрорельєфу підвищеної мастило-ємкості; обмеженням попереднього натягу в рухливих сполученнях; застосуванням самоустановлювальних елементів конструкції, що не допускає підвищених кромочних тисків у напрямних, внаслідок неточності виготовлення або деформації деталей.

Для зменшення сил тертя та можливості виготовлення ланок механізму із широкими допусками, механізм повинен бути статично визначеним, тобто не мати надлишкових зв'язків. Надлишковими прийнято називати додаткові зв'язки, наявні в механізмі, крім тих, які необхідні для одержання визначеності руху.

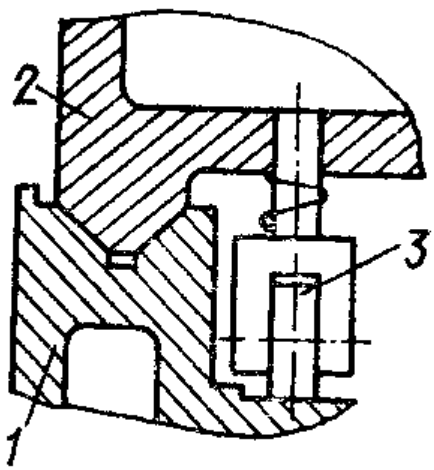


Рисунок 14.1 – Схема напрямних с елементами кочення

Зменшення тертя в напрямних рухливих вузлів дозволяється знизити потужність приводу, а у випадку застосування системи, що стежить, - підвищити точність її роботи, зменшити зону нечутливості.

Коефіцієнт тертя спокою для напрямної змішаного тертя матеріалів чавун-чавун

звичайно становить 0,27...0,3. При змазуванні анті стрибковим мастилом, він знижується до 0,075...0,09. Застосування для напрямних полімерних матеріалів на основі фторопласта зменшує коефіцієнт тертя спокою до 0,04...0,06. Коефіцієнт тертя спокою для напрямних кочення порядку 0,002...0,003, а гідростатичних і аеростатичних напрямних ще нижче.

Для зменшення сил тертя та зношування, напрямні ковзання в багатьох випадках частково розвантажують. На рис. 14.1 наведений пристрій з елементами кочення **3**, що розвантажує сполучення деталей **1** і **2**.

Для розвантаження напрямних повзуну (рис. 14.2) складова рушійної сили сприймається додатковою напрямною ***3*** через ролик, змонтований у ланці ***2*** і шарнірно пов'язаний з повзуном 1.

Працездатність механізмів, небезпечних відносно заклинювання, при параметрах, близьких до граничних, не може бути гарантована на підставі розрахунку, що виходить тільки з номінальних розмірів і умов їхньої роботи. Можливі відхилення фактичних розмірів і умов від номінальних можуть привести до «лавинного» процесу зростання навантажень, що діють у механізмах, і до втрати працездатності. Це може відбутися, наприклад, у кулачкових і шарнірних механізмах при більших кутах тиску, в прискорювальних важільних і зубчастих передачах - при більших передатних відносинах.

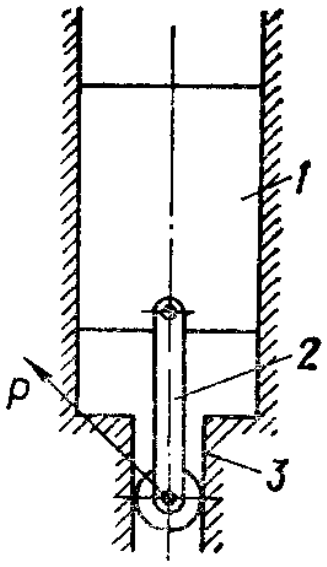


Рисунок 14.2 – Схема повзуна з роликом

Граничні параметри механізму, повинні бути обрані так, щоб можливі зміни розмірів деталей і умов роботи викликали збільшення навантажень, що допускаються прийнятими запасами міцності, або допускається ККД роботи механізму.

Внаслідок можливих відхилень розмірів і умов роботи механізму від номінального значення рушійної сили Q може збільшуватися на ΔQ. Граничні параметри

механізмів можна вибирати з відносин $\Delta Q/Q$ і $\Delta\varepsilon/\varepsilon$, де $\Delta\varepsilon$ — збільшення коефіцієнта ε передачі сил внаслідок можливих відхилень.

Для номінальних значень основного параметра κ, коефіцієнта тертя μ, навантаження P на виході та інших факторів

$$\varepsilon = f(\kappa;\mu;P;...).$$

При наявності відхилень

$$\varepsilon + \Delta\varepsilon = f(\kappa + \Delta\kappa;\mu + \Delta\mu;P + \Delta P;...).$$

Із цих двох рівнянь

$$\varepsilon + \frac{\Delta\varepsilon}{\varepsilon} = \frac{f(\kappa + \Delta\kappa;\mu + \Delta\mu;P + \Delta P;...)}{f(\kappa;\mu;P;...)}. \qquad (14.1)$$

Якщо задати $\Delta\varepsilon/\varepsilon$ виходячи із прийнятих запасів міцності механізму, прийняти номінальні значення μ, P і інше з урахуванням імовірності їхнього виникнення, то з рівняння (14.1) можна визначити граничне значення основного параметра.

$$\varepsilon + \frac{\Delta\varepsilon_0}{\varepsilon_0} = \left(1 + \frac{\Delta\varepsilon_1}{\varepsilon_1}\right)\left(1 + \frac{\Delta\varepsilon_2}{\varepsilon_2}\right)...\left(1 + \frac{\Delta\varepsilon_n}{\varepsilon_n}\right). \qquad (14.2)$$

Розглянуті закономірності дозволяють створювати ефективні розвантажувальні пристрої для зменшення сил тертя в механізмах і підвищення їхньої стабільності. Для цього схему навантаження потрібно обирати так, щоб рухливі сполучення були навантажені силою опору та силою розвантаження, а зростання рушійної сили викликало зменшення навантаження рухливих сполучень. Таким чином, механізм не буде підданий заклинюванню.

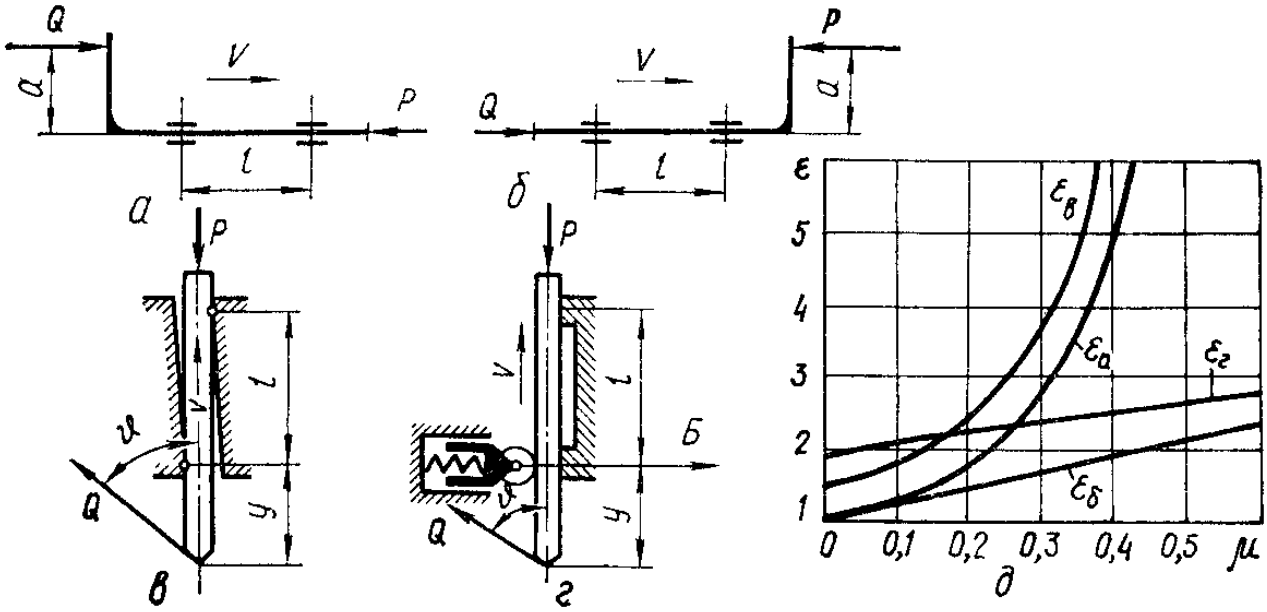


Рисунок 14.3 – Схеми та графіки залежності ε від μ для різних варіантів навантаження повзуну

Графіки залежності коефіцієнта передачі сил $\varepsilon = Q/P$ від коефіцієнта тертя μ для різних схем навантаження повзуну показані на рис. 14.3. При побудові графіка прийнято: у схемах а, б відношення $a/l = 1$, а у схемах в та г — $\vartheta = 45^o$; $y/l = 0{,}5$; у схемі г сила розвантаження Б = 3 $P > Q_{\max} \cdot \sin\vartheta(1 + y/l)$, коефіцієнт тертя ролика об повзун $\mu_p = 0,\ 1$. Коефіцієнти передачі сил для цих схем

$$\varepsilon_a = \frac{1}{1 - 2\mu \cdot \dfrac{a}{l}};\ \varepsilon_б = 1 + 2\mu \cdot \frac{a}{l};$$

$$\varepsilon_в = \frac{1}{cos\vartheta - \mu \cdot \sin\vartheta(1 + 2y/l)};\ \varepsilon_г = \frac{1 + Б(\mu_p + \mu)/P}{cos\vartheta + \mu \cdot \sin\vartheta}.$$

Сили тертя при навантаженні по схемам а та б створюються рушійною силою Q і повзун при певних параметрах заклинюється. У схемі б сила тертя створюється силою опору P та навіть при великому значенні відношення a/l

рух повзуну можливий, тоді як у схемі а при цій умові рух повзуну неможливий. У схемі г сила розвантаження Б компенсує вплив рушійної сили, тому повзун не заклинюється. При можливих значних змінах коефіцієнта тертя μ сили тертя й коефіцієнти передачі сил $\varepsilon_б$ і $\varepsilon_г$ змінюються порівняно мало (рис. 14.3,д). Варто розглядати умови руху повзуну в обидва боки. Якщо при зворотному ході розвантаження напрямних не потрібно, сила розвантаження може створюватися, наприклад, гідроциліндром, що відключається при зворотному ході.

У випадку переміщення двох послідовно розташованих повзунів, осі яких паралельні та перебувають на відстані *a* друг від друга, сили тертя, що виникають у напрямних, та викликані силами, прикладеними уздовж осей повзунів, істотно залежать від того, з яким з повзунів жорстко зв'язане плече 3 сили (рис. 14.4). Якщо плече 3 жорстко пов'язане з повзуном 2 (рис. 14.4,а), то сили тертя в його напрямних створюються рушійною силою Q; якщо ж плече 3 жорстко пов'язане з повзуном 1 (рис. 14.4,б), те сили тертя створюються силою опору *P*. Таким чином, обидва варіанти принципово різняться між собою: у першому можливо заклинювання, тоді як у другому, якщо не враховувати можливості схоплювання між собою тертьових поверхонь, заклинювання неможливо.

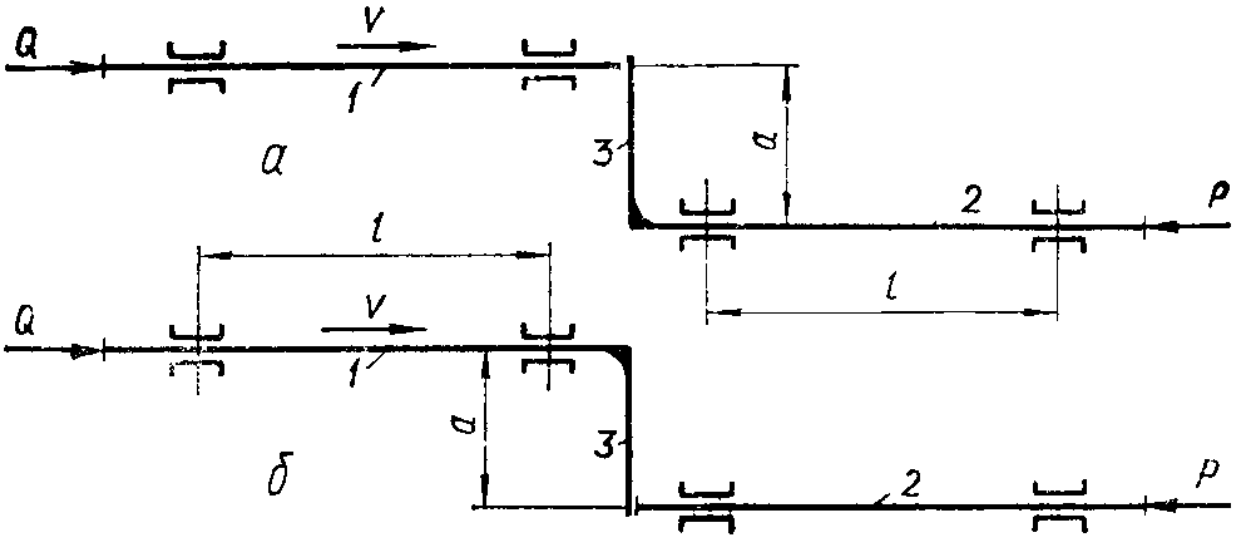


Рисунок 14.4 - Схеми послідовного з'єднання повзунів

Рівновага повзуна, що перебуває під дією сил, прикладених уздовж осі та викликає його стиск; при протилежному напрямку сил, що викликають розтягання повзуну, рівновага стійка. У першому випадку при наявності деякої відстані між силами виникає момент, що повертає повзун і появу сил реакції в напрямних, а при русі повзуна утворює сили тертя. У другому випадку виникає момент, що повертає повзун тільки до рівноважного стану.

Зменшення потужності холостого ходу в приводах обертового руху шпинделів верстатів досягається, наприклад, скороченням кінематичного ланцюга, застосуванням складених структур, що дозволяють при високих частотах обертання відключати елементи привода, що безпосередньо не беруть участь у передачі руху, а також здійсненням оптимального натягу опор.

Література [5;6].

ЛЕКЦІЯ 15. ДИНАМІКА ПРОЦЕСУ ТЕРТЯ. ФРИКЦІЙНІ АВТОКОЛИВАННЯ

Поряд з автоколиваннями при різанні в МВ часто спостерігаються автоколивання при переміщенні столів, стійок, повзунів і т.п. Залежно від жорсткості привода та умов тертя розмах коливань змінюється в широких діапазонах. Так для важких поздовжньо-фрезерних, горизонтально-розточувальних і інших верстатів подвійна амплітуда коливань досягає 0,3 - 0,5 мм.

Для напрямних верстатів часто має місце змішане тертя, при якому змазка не повністю розділяє тертьові поверхні. Зовнішнє навантаження сприймається частково гідродинамічними силами й частково – контактуючими поверхнями.

Тертя, пов'язане із взаємодією контактуючих поверхонь називають кулоновським тертям

$$F = \mu \cdot N = \mu \cdot j_k \cdot y = k_T \cdot y,$$

де j_k - контактна жорсткість рухливих з'єднань;

y - контактна деформація (по нормалі).

Статична характеристика тертя $k_T = \mu \cdot j_k$. За аналогією із процесом різання характеристика тертя по контактній деформації

$$W_T(p) = \frac{F(p)}{y(p)} = \frac{k_T}{T_T \cdot p + 1}.$$

де T_T - постійна часу необхідна для встановлення нової величини сили тертя після зміни контактної деформації.

Постійну часу можна представити як відношення деякої частини попереднього зсуву до швидкості ковзання. Попередній зсув - переміщення в

тангенціальному напрямку двох тертьових поверхонь при якому відбувається перехід від спокою до ковзання.

При **стрибкоподібній зміні контактної деформації** сила тертя змінюється по експоненті (рис. 15.1)

$$F = k_T \cdot \left(1 - e^{-\frac{\tau}{T_T}}\right) \cdot y.$$

Динамічна характеристика змішаного тертя по швидкості. Вона визначає відставання сил тертя від зміни швидкості ковзання. При раптовій зміні швидкості повзун займе положення, що відповідає новому сталому значенню швидкості після проміжку часу, необхідного для подолання інерції повзуну, в'язкого опору змазування спливанню повзуна та переміщення змазки в зазорі між поверхнями.

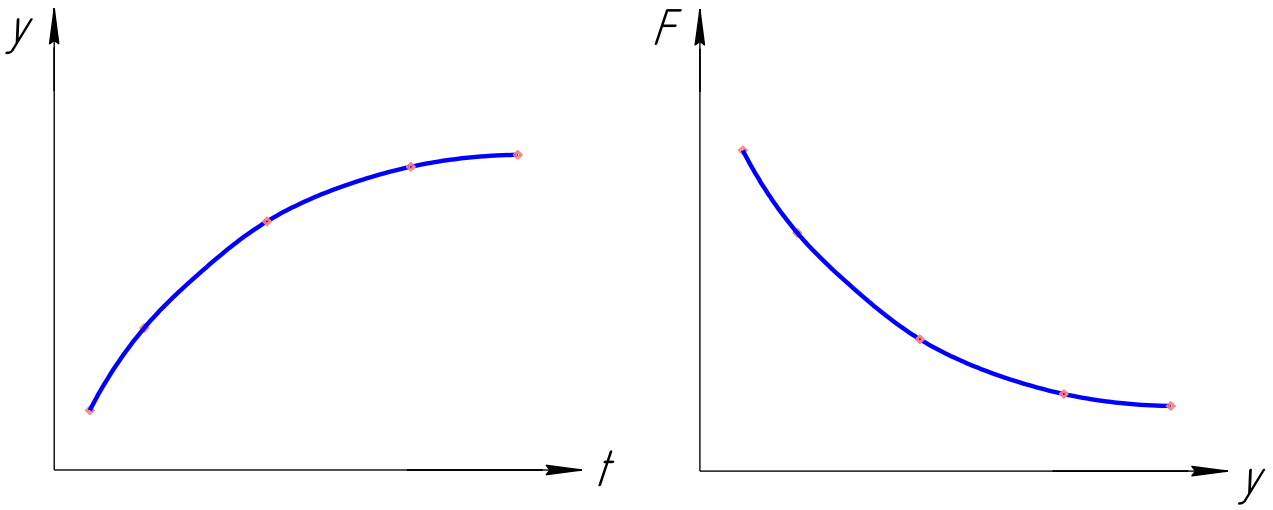


Рисунок 15.1 – Графіки залежності $F = f(y)$; $y = f(t)$

$$W_T = \frac{F}{V} = \frac{\beta}{T_{\hat{a}} \cdot \eth + 1},$$

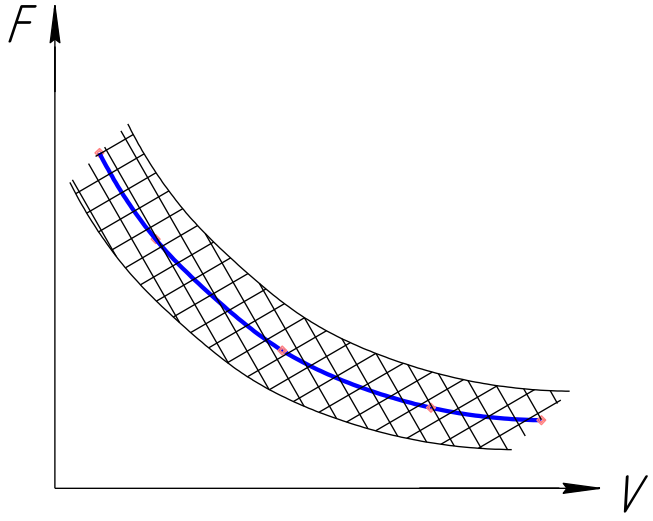


Рисунок 15.2 - Графік залежності $F = f(V)$

де β - крутизна статичної швидкісної характеристики тертя, тобто тангенс кута нахилу дотичної до кривої залежності сили тертя від швидкості;

$T_{\hat{a}}$ - постійна часу спливання (для силових головок агрегатних верстатів $T_{\hat{a}} = 0{,}05\tilde{n}$). Коливання сил тертя для фіксованої швидкості становить 10-20% від середнього значення (рис. 15.2).

Фрикційні автоколивання збуджуються у КС верстата при певних характеристиках КС і терті без періодичного впливу на динамічну систему.

Причини фрикційних автоколивань пов'язані з

1) неоднозначністю сили тертя від переміщення (запізнювання сили стосовно переміщення, між ними є зрушення по фазі при переході від спокою до руху, інерційності);
2) нелінійною характеристикою процесу тертя від переміщення (падаюча характеристика сили тертя по швидкості);
3) особливостями КС із декількома ступенями волі;
4) залежністю тертя від часу контакту й ін.

Автоколивання бувають двох видів:

- «майже» гармонійні (квазігармонійні, тобто без зупинок);
- релаксійні (різко відрізняються від гармонійних - розривні). До релаксійних відноситься і стрибкоподібне переміщення вузлів.

Фрикційні коливання КС **із одним ступенем волі** з передатною функцією $W_{УС} = \dfrac{k_{УС}}{T_2^2 \cdot p^2 + T_1 \cdot p + 1}$ та процесу різання, при урахуванні тільки її статичної лінералізованної характеристики буде мати наступний вигляд передатної функції для розімкнутої системи

$$W_{раз} = W_{УС} \cdot K_p = \frac{K_{УС} \cdot K_p}{T_2^2 \cdot p^2 + T_1 \cdot p + 1}.$$

де $K_p = j_k \cdot \mu$.

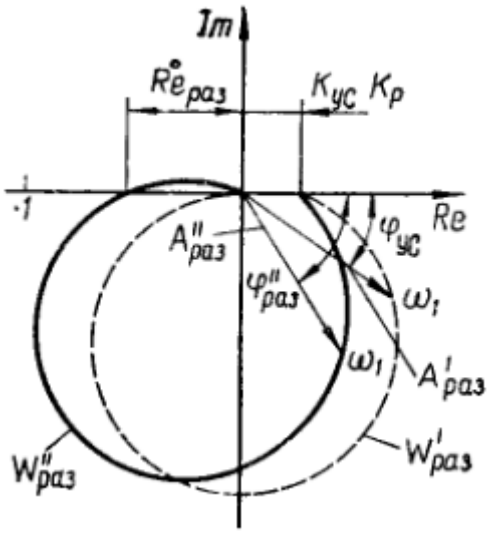


Рисунок 15.3 – АФЧХ разомкнутої системи

Графік $W_{рез}$ цієї розімкнутої системи показаний на рис 15.3 штриховою лінією, він відрізняється від графіка $W_{УС}$ тільки масштабом зображення, його амплітуди збільшені в K_p раз, а фазові кути залишилися такими ж. АФЧХ не перетинає негативну область речовинної осі комплексної осі координат. Тому, на підставі критерію стійкості Найквиста, з обліком тільки статичної характеристики процесу різання, динамічна система буде стійка. Якщо враховувати динамічну характеристику процесу різання у вигляді $W_p = \dfrac{K_p}{T_2 \cdot p + 1}$, то передатна функція розімкнутої системи буде наступна

$$W_{раз} = W_{УС} \cdot W_P = \frac{K_{УС} \cdot K_p}{\left(T_2^2 \cdot p^2 + T_1 \cdot p + 1\right) \cdot \left(T_2 \cdot p + 1\right)}. \qquad (15.1)$$

Або після заміни p на $j\omega$

$$W''_{раз} = W_{УС} \cdot W_P = \frac{K_{УС} \cdot K_p}{\left(1 - T_2^2 \cdot \omega^2 + j \cdot T_1 \cdot \omega\right) \cdot \left(j \cdot T_p \cdot \omega + 1\right)}. \qquad (15.2)$$

Таким чином, у результаті множення на динамічну характеристику різання амплітуди КС змінюються по величині та одержують додатковий фазовий поворот за годинниковою стрілкою. Кожна з АФЧХ системи не перетинає негативну область речовинної осі, а АФЧХ розімкнутої системи $W''_{раз}$ вже перетинає її, що може бути викликано нестійкістю системи.

Втрату стійкості та виникнення наростаючих фрикційних автоколивань у КС із одним ступенем волі, (передатна функція якої при розімкнутій системі визначається залежностями 15.1 або 15.2) можна визначити, знаючи координати розімкнутої системи на речовинні осі при $\varphi = \pi$:

$$Re_{раз} = -K_T \cdot K_{УС} \cdot \frac{T_T \cdot \frac{T_1^2}{T_2}}{T_1^2 + T_T^2 + T_T \cdot T_2}.$$

Із критерію стійкості Найквиста $Re_{раз} = -1$ й $K_p = \mu_{пр} \cdot j_k$ одержимо

$$\mu_{пр} \le \frac{T_2 \cdot \left(T_1^2 + T_T^2 + T_1 \cdot T_2\right)}{K_{УС} \cdot j_k \cdot T_T \cdot T_1^2}.$$

Методи зменшення втрат на тертя й зменшення сил тертя при заданих навантаженнях.

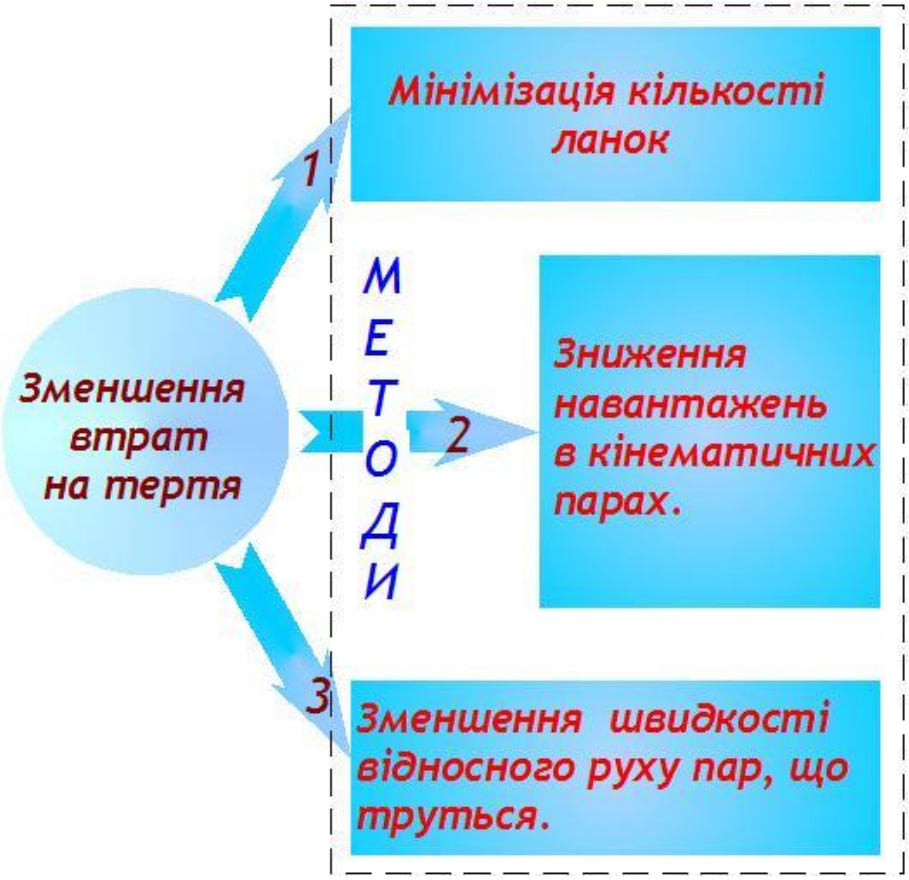


Рисунок 15.4 - Методи зменшення втрат на тертя

Рисунок 15.5 - Методи зменшення сил тертя при заданих навантаженнях

Релаксаційні автоколивання. Розглянемо рух повзуну **1**, зв'язаного пружною ланкою — пружиною **2** із провідною ланкою **3** приводу, що має постійну швидкість V (рис. 15.6,а) при спрощеній характеристиці тертя (рис. 5.16,б). Сила тертя при переході від спокою до руху миттєво змінює своє значення від F_n до $F_Д$ на величину $\Delta F = F_n - F_Д$.

У початковий момент $t = 0$, переміщення повзуну та швидкості повзуну $x = 0$, $\dot{x} = 0$. При малій швидкості задаючої ланки 3 можлива зупинка повзуна. Після зупинки, повзун якийсь час буде залишатися на місці, доти, поки триваюче переміщення провідної ланки не викличе деформацію пружини **2** і збільшення сили її натягу до F_n. Тоді відбудеться - стрибок повзуну. Після зупинки повзуну почнеться наступний цикл.

Після зриву довжина пружини зміниться на величину $x - V \cdot t$, а сила пружності пружини зменшиться до величини $F_n - j_{пр} \cdot (x - V \cdot t)$.

Рівняння руху повзуну

$$F_n - j_{пр} \cdot (x - V \cdot t) - F_Д = m \cdot \ddot{x}, \text{ або}$$

$$\ddot{x} + \omega_0^2 \cdot x = \omega_0 \cdot V \cdot t + \frac{\Delta F}{m}, \qquad (15.3)$$

де m - маса повзуна; $\omega_0^2 = \dfrac{j}{m}$.

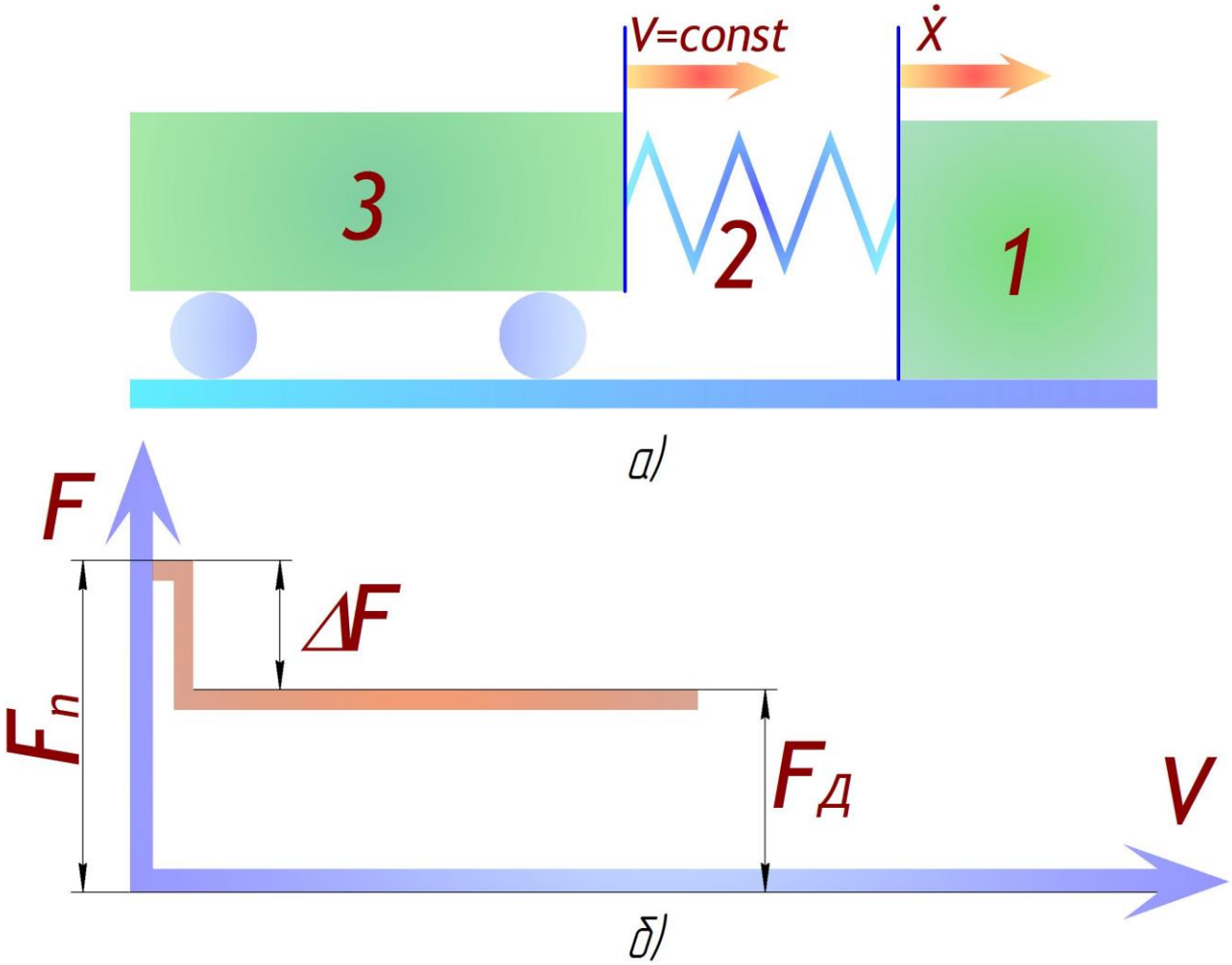


Рисунок 15.6 - Схема наближеного розрахунку та графік спрощеної характеристики тертя

Рішення рівняння (15.3) при зазначених початкових параметрах визначає закон переміщення повзуну

$$x = V \cdot t - \frac{V}{\omega_0} \cdot \sin(\omega_0 \cdot t) + \frac{\Delta F}{j} \cdot (1 - \cos(\omega_0 \cdot t)), \tag{15.4}$$

А також закон зміни швидкості повзуну

$$\dot{x} = V - V \cdot \cos(\omega_0 \cdot t) + \frac{\Delta F}{j} \cdot \omega_0 \cdot \sin(\omega_0 \cdot t). \tag{15.5}$$

Зупинка повзуну відповідає умові $\dot{x} = 0$ та підстановці в рівняння (15.3) значення $t = t_1$. Звичайно t_1 досить мале, тому приблизно $\sin(\omega_0 \cdot t_1) \to 0$, $\cos(\omega_0 \cdot t_1) \approx -1$, $t_1 \approx \dfrac{\pi}{\omega_0}$, величина стрибка повзуну $\xi \approx 2 \cdot \Delta F / j$.

Повне переміщення повзуну за час t_1 від моменту зриву до зупинки

$$x_1 = V \cdot t_1 + \xi = V \cdot t_1 + \frac{2 \cdot \Delta F}{j}.$$

Тривалість зупинки повзуну

$$t_2 = \frac{\xi}{V} = \frac{2 \cdot \Delta F}{j \cdot V}.$$

Графіки зміни в часі переміщень і швидкості повзуну при швидкості V_1 провідної ланки показані на рис. 15.7,а,в, а при швидкості V_2 на рис. 15.7, б, г.

При зниженні швидкості V провідної ланки, зростає тривалість t_2 зупинки.

При цій же спрощеній характеристиці тертя, але при наявності в системі демпфування, пропорційної швидкості, рівняння руху повзуну

$$\Delta F - j(x - V \cdot t) = m \cdot \ddot{x} + h \cdot (\dot{x} - V),$$

або

$$\ddot{x} + 2 \cdot \xi \cdot \omega_0 \cdot \dot{x} + \omega_0^2 \cdot V \cdot t = \omega_0^2 \cdot V \cdot t + \frac{\Delta F}{m} + 2 \cdot \xi \cdot \omega_0 \cdot V,$$

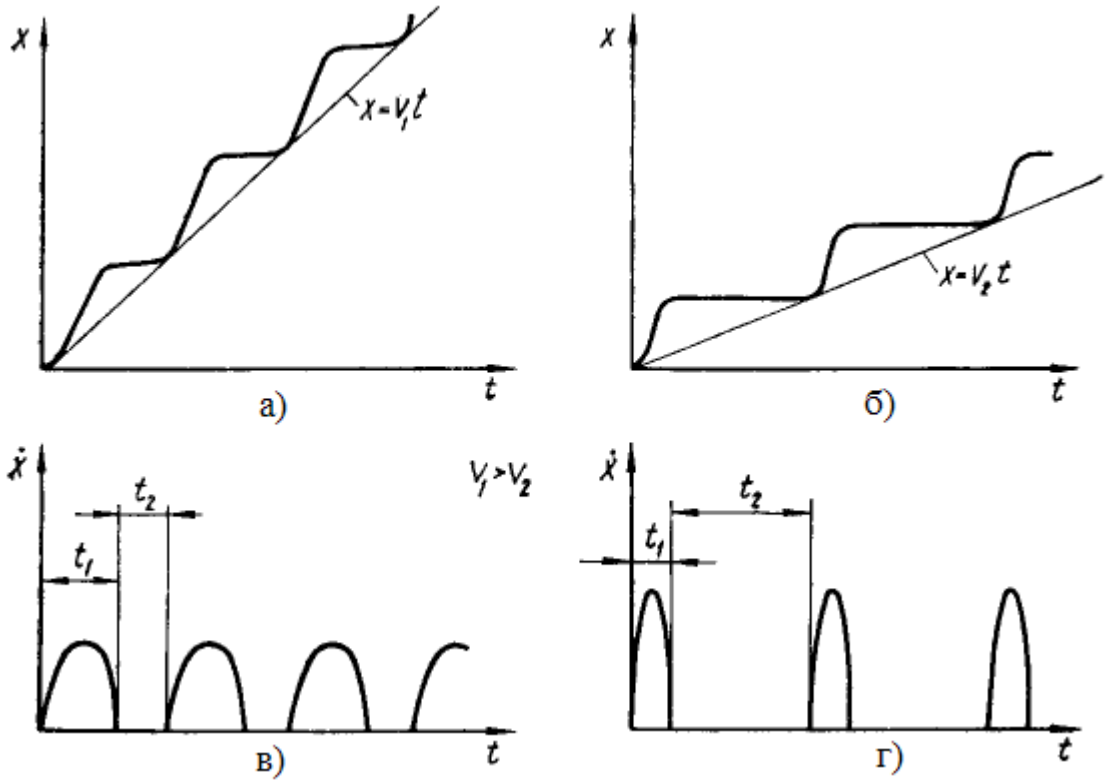


Рисунок 15.7 - Графік процесу релаксійних коливань

де h - коефіцієнт демпфування; $\xi = \dfrac{h}{2 \cdot \sqrt{j \cdot m}}$ - відносний коефіцієнт демпфування.

При значній швидкості V провідної ланки повзун рухається без зупинок, а при малій швидкості V повзун переміщається із зупинками та періодичними стрибками. Для даної КС існує критична швидкість V_k, нижче якої повзун рухається стрибкоподібно. Критична швидкість V_k визначається з умови рівності нулю швидкості $\dot{x}$ та прискорення $\ddot{x}$, чому відповідає $A_1 = A_k$.

Приблизно критична швидкість визначається наступним вираженням:

$$V_k = \frac{\Delta F}{\sqrt{\psi \cdot m \cdot j}},$$

де $\psi = 4 \cdot \pi \cdot \xi$ - відносне розсіювання енергії при коливаннях.

Орієнтовні значення ψ в напрямних: ковзання 0,8...1,0; кочення 0,4...0,6; гідростатичних 1,5...2,0.

При швидкості повзуну нижче критичної й постійному коефіцієнті жорсткості привода перегони повзуну будуть мати однакові величини. Якщо коефіцієнт жорсткості змінюється в міру переміщення повзуна, то перегони зменшуються при збільшенні коефіцієнта жорсткості або збільшуються при зменшенні його.

Уточнений розрахунок характеристик плавності переміщення вузла верстата по напрямних ковзання повинен ураховувати: динамічні характеристики процесу тертя, вплив схеми навантаження вузла (зокрема, залежність сили тертя від рушійної сили), а також вплив зміни параметрів системи в процесі переміщення вузла.

Література [5;6].

ПЕРЕЛІК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Аверьянов О. И. Модульный принцип построения станков с ЧПУ. / О. И. Аверьянов. – М.: Машиностроение, 1987. – 232 с.

2. Пуш В. Э. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных втузов / В. Э. Пуш. – М.: Машиностроение, 1985. – 465 с.

3. Проников А. С. Металлорежущие станки и автоматы / А. С. Проников. – М.: Машиностроение, 1981. – 479 с.

4. Кузнецов Ю. Л. Станки с ЧПУ: Учеб. пособие. / Ю. Л. Кузнецов. – К.: Вища школа, 1991. – 278 с.

5. Орликов М. Л. Динамика станков / М. Л. Орликов. – К.: Вища школа, 1989. – 272 с.

6. Васильев Г.Н. Автоматизация проектирования металлорежущих станков / Г. Н. Васильев – М.: Машиностроение, 1987 – 280 с.

7. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник в 3-х томах. Т. 1: Проектирование станков / [А. С. Проников, О. И. Аверьянов, Ю. С. Аполлонов и др.]. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1994. – 444 с.

8. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник в 3-х томах. Т. 2: Расчёт и конструирование узлов и элементов станков / [А. С. Проников, Е. И. Борисов, В. В. Бушуев и др.]. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1995. – 320 с.

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

з курсу: «Компонування і моделювання верстатних систем»

(для студентів напрямку підготовки 131)

Укладач: Мірошниченко Олександр Володимирович