

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(назва факультету)

Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: **Розрахунок та дослідження механізму повороту шпindelного барабану токарного багатошпindelного автомата**

Виконав: студент (ка) 2 курсу, групи МВд-2

напряму підготовки (спеціальності) _____

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

П'ятківський Ю.Г.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Кобельник В.Р.

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Кобельник В.Р.

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

(підпис)

Кобельник В.Р.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Тернопіль
2022

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	4
ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ МЕХАНІЗМІВ ПЕРІОДИЧНОГО ПОВОРОТУ	
1.1. Огляд конструкцій механізмів періодичного повороту	7
1.2. Механізми повороту шпindelного блоку БТА	13
1.3. Патентно-інформаційні дослідження	28
РОЗДІЛ 2. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	
2.1. Наладка автомата	41
2.2 Розрахунок режимі різання та ефективної потужності	45
РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДНО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
3.1. Мальтійський механізм із зовнішнім зачепленням	49
3.1.1. Кінематика мальтійського механізму	49
3.1.2. Силовий розрахунок механізму з зовнішнім зачепленням	54
3.2 Розрахунок діаметру осі ролика мальтійського механізму	56
3.3 Розрахунок контактних зусиль в парі ролик-мальтійський хрест	62
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	64
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	73
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	74
ДОДАТКИ	76

АНОТАЦІЯ

П'ятківський Ю.Г. Розрахунок та дослідження механізму повороту шпиндельного барабану токарного багатошпиндельного автомата. Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2022 р.

В роботі проведено огляд конструкцій механізмів періодичного повороту шпиндельних блоків багатошпиндельних токарних автоматів, розроблено та досліджено мальтійський механізм із зовнішнім зачепленням, розраховано конструктивні, кінематичні та динамічні параметри механізму з зовнішнім зачепленням і здійснено розрахунок контактних зусиль в парі ролик -мальтійський хрест.

Ключові слова: БАГАТОШПИНДЕЛЬНИЙ ТОКАРНИЙ АВТОМАТ, МЕХАНІЗМ ПЕРІОДИЧНОГО ПОВОРОТУ ШПИНДЕЛЬНОГО БАРАБАНАУ

ANNOTATION

Piatkivskyi Y. Calculation and research of the turning mechanism of the spindle drum of a multi-spindle automatic lathe. Qualification work for the degree of "master" 133 – Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2022.

In the work, a review of the structures of mechanisms for periodic rotation of spindle blocks of multi-spindle automatic lathes was carried out, a Maltese mechanism with external engagement was developed and researched, the structural, kinematic and dynamic parameters of the mechanism with external engagement were calculated, and the calculation of contact forces in a roller-Maltese cross pair was carried out.

Key words: MULTI-SPINDLE LATHE, MECHANISM OF PERIODIC ROTATION OF THE SPINDLE DRUM

ВСТУП

Істотним фактором, що обмежує підвищення продуктивності, надійності і довговічності багатошпindelних токарних автоматів (БТА) є значні динамічні навантаження в механізмах.

Одним з найбільш навантажених механізмів БТА є механізм повороту шпindelного барабану (ШБ). Цей механізм, крім простоти конструкції, повинний задовольняти наступним основним вимогам:

1. Повертати ШБ за можливо менший час при припустимих значеннях виникаючих навантажень і відсутності ударів;
2. Здійснювати поворот ШБ на необхідний кут з точністю, достатньої для забезпечення нормальної роботи механізму фіксації ШБ;

Підвищення швидкості роботи механізму повороту ШБ обмежує значне зростання динамічних навантажень у його ланках. Це приводить до збільшення максимального значення обертового моменту, на ведучому валу в першій половині повороту. Коливанням з великою амплітудою моменту сил пружності ведучого вала в другій половині повороту, викликає багаторазові удари в кінематичних парах механізмів при зміні розташування зазорів, знижує точність повороту ШБ і надійність роботи механізму фіксації.

Ефективність упровадження визначається можливістю значного зменшення динамічних навантажень при повороті ШБ і скорочення часу повороту.

При створенні нових і модернізації верстатів, що серійно випускаються, виникає необхідність вибору варіанта конструкції механізму повороту ШБ і її параметрів на основі оцінки величини динамічних навантажень для різних режимів роботи. Визначення кількісних характеристик процесу повороту ШБ з обліком реальних фізичних властивостей механізмів найбільше просто в даний час можна виконати тільки на основі чисельних чи чисельно – аналітичних методів, що припускає розробку відповідних методик розрахунку.

Мета роботи – підвищення надійності і довговічності механізмів повороту шпindelного барабану токарних багатшпindelних автоматів шляхом зниження динамічних навантажень, а також скорочення часу повороту.

Завдання роботи:

1. Провести огляд конструкцій механізмів періодичного повороту, проаналізувати механізми повороту шпindelного барабану БТА та патентно-інформаційні дослідження

2. Розробити узагальнену розрахункову модель кінематики повороту ШБ, що містять мальтійські механізми різних типів і динамічний розвантажувач.

3. Розробити методи розрахунку діаметру осі ролика мальтійського механізму та контактних зусиль в парі ролик-мальтійський хрест.

Об'єкт дослідження механізми повороту шпindelного барабану токарних багатшпindelних автоматів.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ МЕХАНІЗМІВ ПЕРІОДИЧНОГО ПОВОРОТУ

1.1. Огляд конструкцій механізмів періодичного повороту

У автоматизованих верстатах широко застосовують механізми автоматичного повороту вузлів з подальшою фіксацією їх положення. До таких вузлів відносяться поворотні ділильні столи і барабани, на яких закріплюють деталі, що обробляються; шпindelні барабани і столи, шпindelі, що обертаються і на яких і закріплюють деталі, що обробляються; револьверні головки з нерухомо закріпленим або інструментом, що обертається; вузли механізмів автоматичного завантаження штучних заготовок, зміни інструментів багатоопераційних верстатів і ін.

Найважливішою вимогою до механізмів періодичного повороту вузлів є здійснення повороту на необхідні кути протягом можливо меншого часу при допустимих динамічних навантаженнях і забезпеченні умов, необхідних для подальшої фіксації точних положень вузлів. Іноді потрібно також забезпечити можливість зміни кутів повороту вузлів при налазці верстатів або в автоматичному циклі їх роботи. Механізми фіксації повинні забезпечити в заданих межах точність і жорсткість зафіксованих положень вузлів після їх повороту протягом досить тривалого часу експлуатації.

Поворот вузлів здійснюють за допомогою механізмів, що перетворюють безперервне обертальний рух привідний вала в необхідне періодичне, або управлінням режиму роботи двигунів обертального, а іноді поступального руху.

Для перетворення безперервного обертального рушення в рушення періодичного повороту вузлів використовують мальтійські, кулачкові, кулачково-цівочні, кулісні, зубчато-важільні механізми, механізми неповнозубих коліс і ін.

На рис. 1.1 наведено схеми таких механізмів. Найчастіше застосовують трьох ланцюгові мальтійські механізми із зовнішнім (рис. 1.1 а) і внутрішнім (рис.1.1 б) зачепленням і з радіальними рівномірно розташованими пазами.

Мальтійські механізми широко застосовується в машинах – автоматах для одержання переривчастого руху. Його назва походить від того, що нагадує емблему Мальтійського ордена – мальтійський хрест. Мальтійський механізм може бути виконаний із зовнішнім і внутрішнім зачепленням, він може передавати рух між валами з рівнобіжними і пересічними осями, між обертовими і поступально рухаються ланками. В основі мальтійського механізму лежить кулісний механізм із хитною кулісою. Відмінність складається в тім, що паз куліси виконаний відкритим, так що кулісна пара може розмикатися. Після цього відома ланка зупиняється.

Ролик кривошипа входить в паз хреста і виходить з нього в положеннях, в яких вісь паза хреста торкається траєкторії центра ролика. Після виходу ролика з паза положення хреста фіксується спеціальним пристроєм, наприклад показаним на рис. 1.1а. В момент виходу ролика з паза хреста 2 сектор 3, жорстко пов'язаний з кривошипом 1, входить в одну з кругових виїмок хреста і фіксує його положення до моменту входу ролика в наступний паз хреста. Іноді застосовують сферичні мальтійські механізми. Кут між валами кривошипа і хреста у такого механізму може бути різним, звичайно він рівний 90° (рис. 1 в).

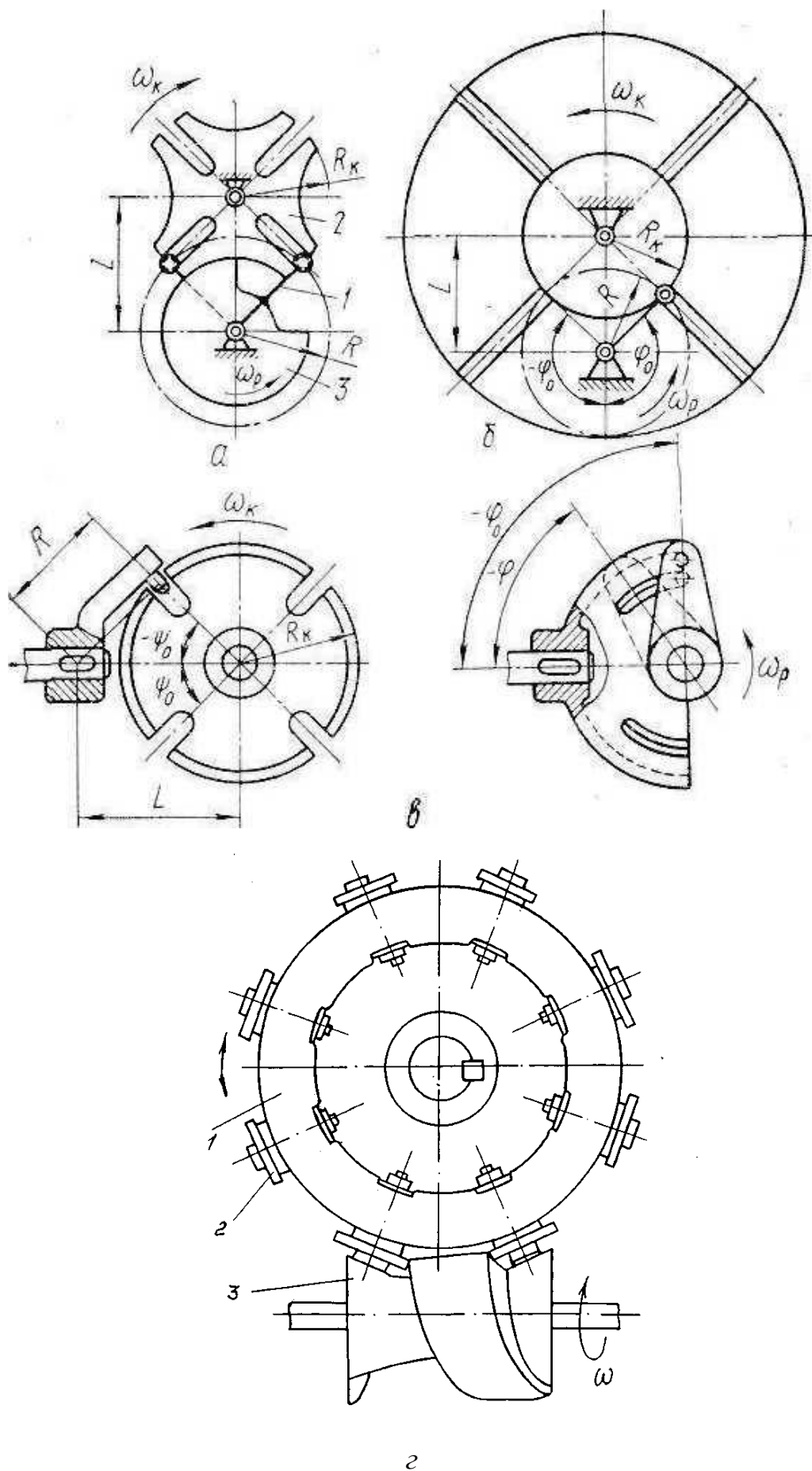


Рис. 1.1. Схеми механізмів повороту

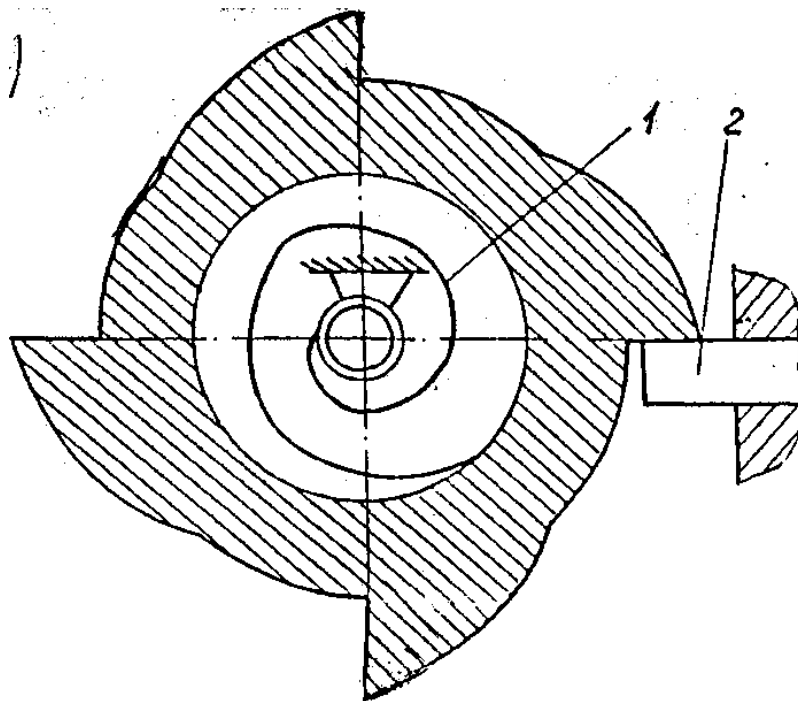
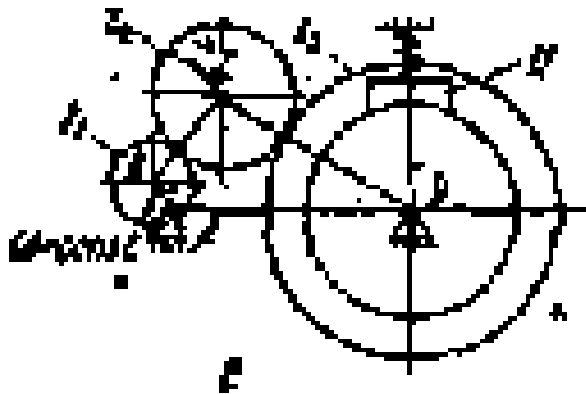
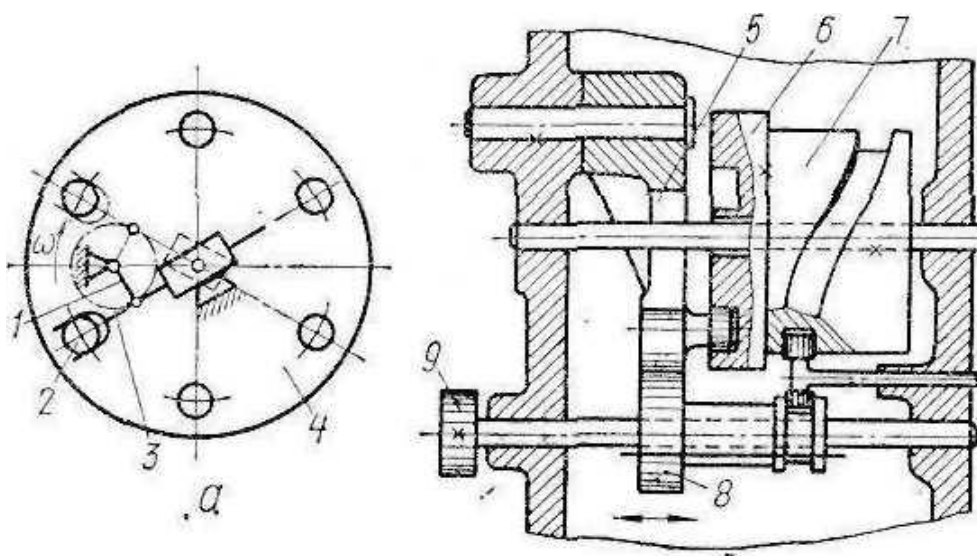


Рис. 1.1. Схеми механізмів повороту

На рис. 1.1 г показана схема кулачково-цівочного механізму періодичного повороту колеса 5 з радіально розташованими циліндричними цівками 6 при безперервному, обертанні кулачка (уліти) 4. Цей механізм можна розглядати як черв'ячну, передачу з глобоїдальним черв'яком змінного кроку, що знаходиться в зачепленні із зубами колеса - цівками. Механізм дозволяє отримати необхідне співвідношення між часом повороту і часом вистою колеса, здійснити практично будь-який необхідний закон руху.

У якості цівок служать кулькові підшипники, внутрішні кільця яких закріплені на колесі. Завдяки тому, що виступ витка кулачка клиновидний, можна здійснити необхідний попередній натяг в кулачковій парі радіальним зміщенням цівок або регулюванням відстані між осями колеса і кулачка і цим забезпечити високу точність фіксації колеса у час вистою.

Такі механізми, а також механізми з циліндричним кулачком (улітою), у яких осі цівок розташовані паралельно осі обертання веденої деталі, широко застосовуються в різних швидкохідних багатопозиційних автоматах.

На рис. 1.1 д показаний кулісний механізм. При обертанні кривошипа 7 куліса 9 здійснює складний рух, під час якого вилка куліси захоплює, а потім захоплює за собою палець 8 стола 10. Після повороту стола на певний кут вилка залишає палець і повертається в початкове положення, а при наступному циклі вилка захоплює наступний палець.

На рис.1.1 е приведений зубчато-важільний механізм періодичного повороту зубчатого колеса $Z3$ і його зупинки при рівномірному обертанні ведучої ланки кривошипа AB . Механізм працює без розриву кінематичного ланцюга, завдяки чому його надійність висока при малому часі циклу.

Такі механізми застосовують в пристроях автоматичного завантаження заготівель, попереднього позиціонування і вивантаження оброблених деталей на верстатах.

На рис.1.1 ж і 1.1 з показаний важільно-кулачковий поворотно-

фіксуючий механізм з пневматичним приводом. Кулачок 12 має зубці, профіль яких окреслений дільницями прямих і дуги кола.

При кожному переміщенні поршня пневмоциліндра відбувається поворот кулачка на одну позицію і його фіксація. Число позицій може бути різним, але завжди в два рази великим числа зубів кулачка. Механізм застосовується в складальних автоматах.

Таким чином, в мальтійських механізмах використовується тільки період руху, що відповідає куту повороту кривошипа φ_0 , це показано на графіку швидкості. Відома ланка постачена декількома пазами, розташованими так, що здійснюється послідовне зачеплення кривошипа з кожним з них. За один цикл руху кривошип повертається на кут φ_0 , а хрест на кут $\psi = 2\pi/z$, де z - число пазів. Відношення часу руху хреста до часу циклу називається коефіцієнтом руху.

$$k_d = t_d / T_u$$

Для рівномірного руху кривошипа

$$k_d = \varphi_0 / 2\pi.$$

З побудови випливає

$$\varphi_d = \pi - \psi,$$

Тоді

$$\varphi_0 = \pi (z - 2) / 2 \quad k_d = (z - 2) / 2z.$$

Звичайно використовуються хрести з числом пазів 3-24, тоді $k_d = 0.16 - 0.5$.

Для того щоб хрест під час вільного руху кривошипа був нерухомий, застосовується його блокування за допомогою замикаючого валика. У механізмі з внутрішнім зачепленням

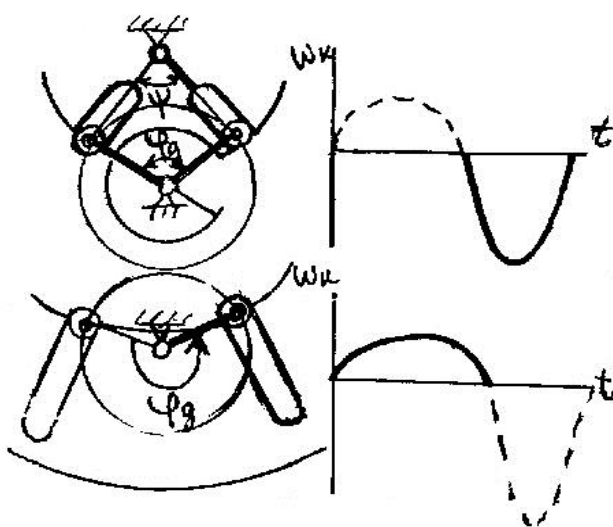


Рис. 1.2. Схема мальтійського механізму

(рис. 1.2) використовується позитивна частина графіка швидкості. Завдяки тому, що кут руху тут більше, коефіцієнт руху також більше. Він знаходиться в межах 0.83 – 0.54.

Скачкові механізми застосовують в кінознімальній, кінопроекційній і кінокопіювальній апаратурі, що здійснюють періодичне переривчасте переміщення кінострічки у фільмовому каналі в процесі зйомки, печатки і проекції фільмів. Протягом деякого часу t_n кінострічка знаходиться в спокої; при цьому відбувається експонування світлочутливого матеріалу (при кінозйомці і печатці фільмів) чи проектування зображення (при кінопроекції). Потім впливає переміщення кінострічки на крок кадру (так звана зміна кадру), що триває час t_g . Щоб уникнути "змазування" зображення при зміні кадру світловий потік перекривається на час t_g світлозатвором (обтюратором). Повний період роботи скачкових механізмів $T = t_n + t_g$.

Поширені скачкові механізми двох різновидів: мальтійський механізм і грейферний механізм. У мальтійському механізмі на валу хреста встановлюється зубцюватий барабан, що переміщає кінострічку.

1.2. Механізми повороту шпindelного блоку БТА

1.2.1. Призначення та область застосування БТА

Горизонтальні багатошпindelні токарні автомати (БТА) призначені для виготовлення різних деталей з каліброваних прутків круглого, квадратного, шестигранного перерізів і труб зі сталі і кольорових сплавів різних марок. Висока жорсткість конструкції автоматів дозволяє обробляти на них заготовки на підвищених режимах із застосуванням твердосплавних різальних інструментів.

БТА, в основному, застосовуються в масовому і багатосерійному виробництвах. Конструктивні зміни, внесені в сучасні моделі автоматів, дозволяють використовувати їх у дрібносерійному виробництві, особливо при застосуванні групового методу обробки.

Зміна ходу подовжнього супорта і ходу поперечних супортів провадиться зміною передатних відносин важелів без зміни кулачків, що

значно скорочує час налагодження і переналагодження.

Усі БТА працюють згідно одного принципу: навколо блоку шпинделів розташовані 4, 6 або 8 поперечних супортів, а по центральному валу переміщається загальний для всіх шпинделів подовжній супорт. Він виконаний, як правило, у виді багатогранника, на кожне грані якого встановлюються державки з відповідними інструментами. Поперечні супорти одержують подачу від індивідуальних кулачків, а подовжній супорт – від одного загального кулачка.

При обробці на БТА всі операції технологічного процесу розподіляються рівномірно по позиціях, яких може бути 4, 6 чи 8. Обробка виробляється різним різальним інструментом при послідовному проходженні шпинделів через усі позиції автомата. На останній позиції відбувається відрізка готової деталі і подача прутка для виготовлення наступної деталі.

Обробка деталей з прутка ведеться на БТА одночасно на всіх позиціях. Тому для подачі заготівель на наступні позиції необхідно, щоб була закінчена попередня обробка на всіх позиціях і всі супорти з різальними інструментами відійшли у вихідне положення. Всі операції обробки на БТА повинні бути згруповані по окремих позиціях так, щоб час їхнього виконання на кожній позиції був однаковим і мінімальним. Готова деталь буде зніматися з автомата після кожного повороту шпиндельного блоку на одну позицію через час, необхідного для найтривалішого, тобто що лімітує, переходу. Принцип роботи багатошпиндельних автоматів у порівнянні з одношпиндельними забезпечує більш високу продуктивність. Усі холості ходи на них виконуються не послідовно, а паралельно (одночасно) при прискореному обертанні розподільного вала.

На БТА можуть здійснюватися наступні операції:

- обточка чорнова ті чистова;
- фасонування;
- розточка отворів;
- розвертання;

- підрізка торців;
- нарізання різьби;
- виточка канавок;
- відрізка тощо.

Після повороту ШБ робочі шпинделя змінюють своє положення відносно ріжучого інструменту. Кожна позиція обслуговується поперечним та повздовжнім супортом. Станок працює за автоматичним циклом: швидкий підвід супортів до робочих шпинделів, робочі подачі супортів, швидкий їх відвід, поворот ШБ, після чого цикл повторюється знову до повної витрати заготовки.

Для зручності наладки верстата обладнані спеціальним налагоджувальним двигуном. На налагодженому режимі обертання розподільного валу, а отже, й рух супортів й усіх механізмів, які отримують команду від розподільного валу, здійснюється від двигуна налагодженого руху.

Верстата оснащені завантажувальним пристроєм, за допомогою якого здійснюється завантаження труб або прутків у робочі шпинделі.

БТА поставляється споживачу як в універсальному виконанні з комплектом нормального оснащення, так і зі спеціальною наладкою на обробку певної деталі. В цьому випадку до верстата додається оснащення, яке застосовується лише для виготовлення заданої деталі. Автомати нормального виконання поставляються налагодженими на одинарну індексацію.

Технічна характеристика верстата

1. Кількість шпинделів	6
2. Найбільший розмір оброблюваного прутка в мм:	
круглого (діаметр)	60
3. Найбільша довжина обробки в мм	250
4. Найбільша довжина прутка в мм	3000
5. Найбільша довжина подачі прутка в мм	260
6. Залишок прутка в мм: мінімальний	120

	максимальний	120
7. Кількість повздовжніх супортів		1
8. Найбільший хід повздовжнього супорта в мм		275
9. Найбільший робочий хід повздовжнього супорта в мм		210
10. Кількість поперечних супортів		6
11. Хід поперечних супортів в мм:	в I, II позиціях	125
	в III, IV позиціях	100
	в V, VI позиціях	123
	в VII, VIII позиціях	65
12. Границя чисел обертів шпинделів в об/хв		79,5÷703
13. Можливість встановлення пристроїв на повздовжньому супорті в позиціях:	з незалежною подачею	III, IV, V, VI, VII, VIII
	нарізання різьби	III, IV, V, VI, VII, VIII
	швидке свердління й розгорткування	II, III, IV, V, VI, VII, VIII
	максимальний	230

1.2.2. Огляд різних типів БТА, що випускаються закордонними фірмами

Досить широке поширення одержали горизонтальні БТА, у яких корпус шпиндельного блоку і коробки передач складають один загальний блок, розташований на лівій стороні станини, якщо дивитися на верстат з боку завантажувальної позиції.

Горизонтальні БТА з обертовими інструментами застосовуються в основному для обробки деталей не круглої, несиметричної форми. Оброблювані деталі закріплюються в затискних пристроях поворотного барабана. Інструменти розміщують в обертових інструментальних шпинделях по обидві сторони від поворотного барабана, тобто деталь обробляють із двох сторін. При установці на напівавтомат пристосування з трьома додатковими радіально-розташованими шпинделями можна обробляти деталь із трьох сторін. Такі БТА випускаються фірмою

“Gildemeister” (Німеччина). Основне виконання – напівавтомат моделі ZTA-400 – має 10 шпинделів, по п'ятьох шпинделів з кожної сторони поворотного барабана. Кількість робочих позицій – 6. Верстат може працювати по послідовному і паралельно-послідовному принципах обробки.

Серед автоматів з горизонтальним компонованням найбільш широке поширення одержали верстати типу рами. Спочатку ці верстати були створені спеціально для масового виробництва. Фірма Асте (США) випускає автомати з дуже твердою масивною рамою і надзвичайно простими приводами супортів. Нижні поперечні і подовжні супорти приводяться в рух безпосередньо від кулачків барабанного типу, а верхні і середні поперечні супорти мають у приводі по одному важелю. Для здійснення таких приводів до кожного супорта підводиться окрема ділянка розподільного вала з барабаном для установки кулачків. При кожнім переналагодженні верстата необхідно проектувати, виготовляти і встановлювати на верстат нові комплекти кулачків. До переваг цього компоновання відносяться висока твердість приводів супортів, зручне для заміни розташування більшості кулачків, можливість установки на різних ділянках розподільного вала додаткових барабанів з кулачками для приводів різних пристроїв. Недоліком такої системи є утруднений сход стружки в прийомну зону транспортера, тому що через цю зону вздовж осі верстата проходить головна ділянка розподільного вала.

Для усунення цього недоліку фірма “Cone” (США) розробила конструкцію і виготовляє пруткові автомати з верхнім розташуванням розподільного вала, що у цьому випадку встановлений у траверсі. Барабани з кулачками приводів поперечних супортів розташовуються на двох вертикальних ділянках розподільного вала, розташованих по обидві сторони від шпиндельного блоку. Від кулачків через твердий важіль, що має форми диска, одержує рух кожний з поперечних супортів. При розгляді конструкції супортів із приводами стає очевидним, що всі сили були спрямовані на одержання максимальної твердості цих вузлів. З цією метою супорти

прямокутної коробчастої форми врізані в корпус шпindelного блоку. Їх направляючі максимально наближені до важелів приводів. Така конструкція приводів не дозволяє побудувати на базі автоматів напівавтомати, тому фірма Cone (США) напівавтомати не виготовляє. Переналагодження цих автоматів здійснюється тільки шляхом заміни кулачків.

По мірі того, як удосконалювалися конструкції автоматів і пізнавалися їхні переваги, починала виявлятися тенденція до застосування їх не тільки в масовому і крупносерійному, але й у середньосерійному виробництвах. Однак система змінних кулачків у більшості випадків робила економічно недоцільним застосування автоматів у середньосерійному виробництві. Для рішення цієї задачі фірмою “Gildemeister” (ФРН) був розроблений автомат з регульованим приводом поперечних супортів. Від кулачків розподільного вала рух супортам передається через систему важелів, зв'язаних між собою тягами.

Фірмою “Wickman” (Англія) випускаються автомати, що мають регульовані приводи всіх супортів, не потребуючі заміни кулачків. Ці верстати легко переналагоджуються, що дозволяє використовувати їх не тільки в середньосерійному, але в ряді випадків і в дрібносерійному виробництві, однак приводи ці дуже складні по конструкції.

Перший БТА із ЧПУ без поворотного шпindelного барабана фірми НСК (Японія) має 6 чи 8 розташованих по колу шпindelів із пристроями подачі прутка. Напроти шпindelів розташована система інструментальних супортів з ортогональними осями руху, керованими ЧПУ. Недоліком такої системи є необхідність індивідуальної корекції інструмента.

Чотиришпindelний БТА мод. GP 200-4 фірми «Gildemeister» оснащений двома восьмипозиційними револьверними голівками і призначений для обробки тарілчастих дисків з фасонних чавунних виливків п'яти типорозмірів.

Фірма «Індекс» (ФРН) випустила шестишпindelний БТА із ЧПУ мод. MS 36-50 (для прутків діаметром до 50 мм). Шпindel має в кожній позиції

по дві частоти обертання.

Горизонтальний БТА мод. V-MT3 фірми «Китако Когуо» (Японія) і «Матра Верке» (ФРН) має три робочих шпинделі, при цьому в двох з них може одночасно виконуватися обробка. Третій шпиндель служить для завантаження-розвантаження під час роботи.

Фірма «Шютте» (ФРН) випустила БТА з керуванням CNC для гнучкого виробництва. Цей верстат має два окремих приводи, які можна використовувати для будь-якого шпинделя, і забезпечує обробку з постійною швидкістю різання.

Ряд закордонних фірм випускають БТА з ЧПУ чотиришпиндельного виконання з заміною повздовжніх та поперечних супортів револьверними голівками, що встановлені на хрестових супортах.

У чотиришпиндельному БТА фірми «Мартін» (ФРН) два шпинделі призначені для обробки, а два інших – для завантаження-розвантаження деталей. Тому під час обробки деталей робітник, що обслуговує верстат, може, знаходячись поза робочим простором, установлювати, переустановлювати і знімати заготівлі. Верстат поєднує переваги вертикальної токарної обробки з гнучкістю і швидким пристосуванням до різних задач. До переваг відносяться: завантаження і розвантаження заготівель під час роботи; одночасна обробка на двох шпинделях чотирма супортами; висока потужність приводу (до 45 кВт на шпиндель); короткі холості ходи супортів і високі швидкості швидких ходів; програмований поворот шпиндельного барабана на 90° і 180° ; власний головний привід для кожного шпинделя з незалежним переключенням частот обертання; додаткові пристрої для операцій свердління, фрезерування і нарізування різьби.

1.2.3. Механізм повороту шпиндельного блоку БТА

Механізми повороту шпиндельного блоку БТА рядів 1Б216 і 1Б240 виконані на основі мальтійських механізмів з 4-пазовим хрестом з

динамічним розвантажувачем ТМА рядів 1Б216 і 1Б240 – на основі мальтійських механізмів з 5-пазовим хрестом.

Традиційно як приводи повороту ШБ МТП на Київському заводі верстатів-автоматів (тепер ВАТ “Веркон”) і інші фірми, що випускають такі верстати, застосовуються мальтійські механізми. При цьому використовуються різні конструкції 4-ох, 6-ти і 8-ми пазових мальтійських хрестів, що дає можливість повертати, відповідно шпindelний барабан на 90° , 60° і 45° при одинарній індексації.

Незважаючи на те що мальтійські механізми знайшли широке застосування як приводи повороту шпindelного барабана, вони володіють істотними недоліками. Вони не забезпечують точної фіксованої зупинки. Що утрудняє фіксацію шпindelного барабана. У процесі повороту ШБ в мальтійському механізмі виникають великі знакозмінний прискорення, які зумовлюють сильні удари, що ведуть до руйнування його деталей. У мальтійському механізмі повороту складно змінювати, величину кута повороту ШБ, бо необхідна тривале переналагодження, оскільки для цього потрібна заміна шестерень.

Розглянемо кінематику привода механізму повороту (рис. 1.3) і його конструкцію (рис. 1.4 і 1.5) на прикладі БТА ряду 1Б265М (кінематика привода і конструкція механізмів повороту інших верстатів аналогічні).

На рис. 1.3 позначені:

ЕДГ – головний електродвигун;

ЭДН – електродвигун налагоджувального обертання РВ;

ШБ – шпindelний блок;

РВ – розподільний вал;

ММ – мальтійський механізм;

МР – муфта робочого обертання РВ;

МБ – муфта швидкого обертання РВ;

МН – муфта налагоджувального обертання;

МТ – муфта гальмова;

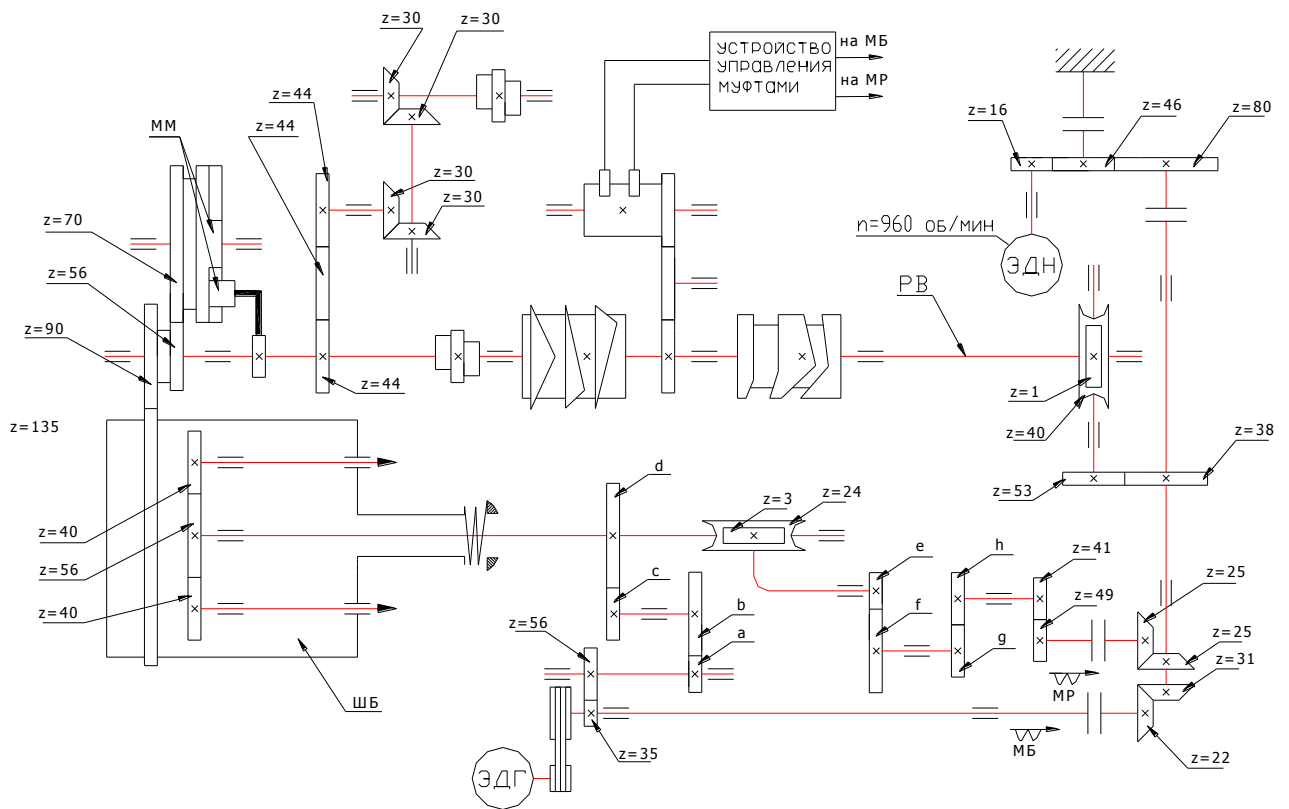


Рис. 1.3. Кінематична схема приводу шпинделя та розподільного валу БТА мод. 1Б165НП-6К

Поворот ШБ здійснюється мальтійським механізмом зовнішнього зачеплення з прямолінійними пазами. Кривошип мальтійського механізму закріплений на розподільному валу, що приводиться в обертання через черв'ячну передачу, що самогальмується, з передатним відношенням 1/40. РВ має дві частоти обертання: робочу і швидку. При повороті ШВ РВ рухається з частотою швидкого обертання.

Швидке обертання РВ виконується по кінематичному ланцюгу:

$$n_{РВ\ шп} = n_M \frac{35}{56} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{3}{24} \cdot \frac{e}{f} \cdot \frac{g}{h} \cdot \frac{41}{49} \cdot \frac{25}{25} \cdot \frac{38}{53} \cdot \frac{1}{40};$$

робоче обертання РВ виконується по кінематичному ланцюгу

$$n_{РВ\ p} = n_M \frac{23}{31} \cdot \frac{38}{53} \cdot \frac{1}{40};$$

де – n_M - швидкість обертання двигуна головного руху, **a, b, c, d** - змінні колеса приводу головного руху, **e, f, g, h** - змінні колеса приводу подач.

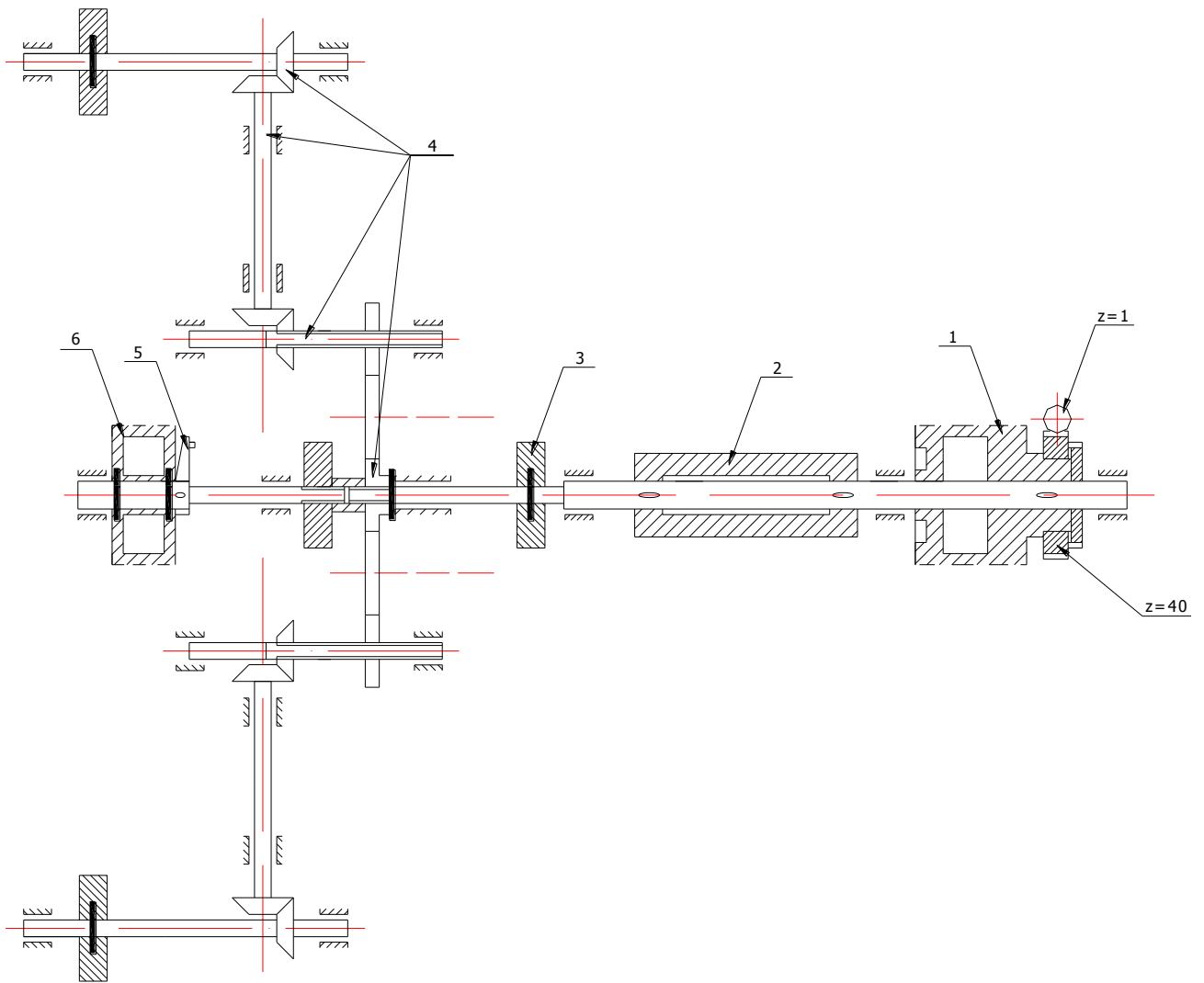


Рис.1.4. Схема розподільного валу

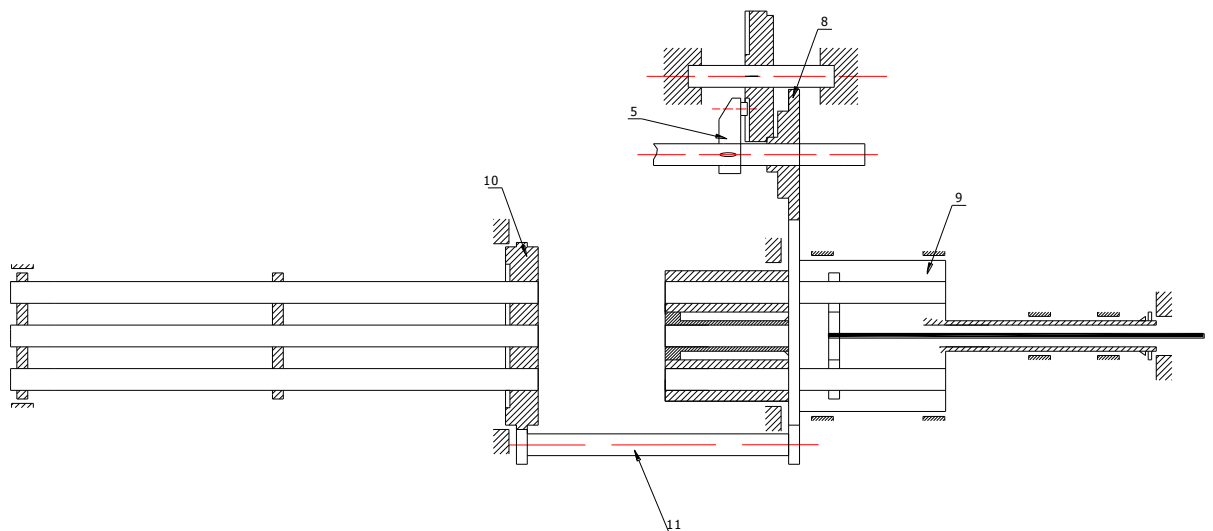


Рис. 1.5. Конструктивна схема механізму повороту ШБ та блоку напрямних труб БТА мод. 1Б165Н-6К.

На рис. 1.3-1.5 позначено:

1. Циліндричний кулачок механізму повороту приводу повздовжнього супорту;
2. Циліндричний кулачок механізму приводу пристроїв з незалежною подачею;
3. Блок дискових кулачків механізму приводу верхніх поперечних супортів;
4. Ділянки РВ приводу нижніх поперечних супортів;
5. Кривошип мальтійського механізму;
6. Циліндричний кулачок механізму затиску і подачі матеріалу
7. Мальтійський хрест;
8. Блок проміжних шестерень;
9. Блок напрямних труб;
10. Вал ланцюга повороту блоку напрямних труб.

З рис. 1.3 можна зробити висновок, що кривошип мальтійського механізму розташований на значному видаленні від черв'ячної передачі, а ділянка РВ між черв'ячною передачею і кривошипа має порівняно невисоку твердість.

На БТА моделі 1Д280-8Д цей недолік був усунутий – кривошип мальтійського механізму розташований безпосередньо біля черв'ячної передачі. Крім того, застосований мальтійський механізм із планетарною передачею і динамічний розвантажувач.

Таким чином, у БТА для повороту ШБ застосовуються, в основному, мальтійські механізми в наслідку їхньої високої надійності і простоти конструкції. Можливі 4 варіанти конструкції механізму повороту ШБ мальтійський механізм, що включає, (а порядку зростання її складності):

1. зі звичайним (3-ланцюговим) мальтійським механізмом з 4- чи 5-пазовим хрестом.
2. з мальтійським механізмом, утримуючому планетарну передачу.
3. з звичайним мальтійським механізмом і динамічним

розвантажувачем.

4. з мальтійським механізмом, що містить планетарну передачу, і динамічним ровантажувачем.

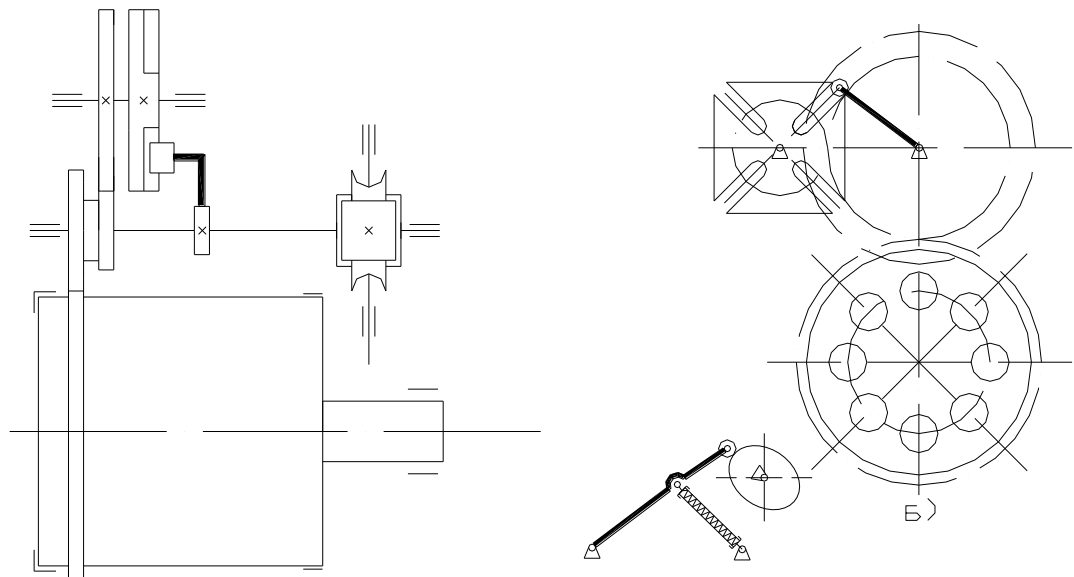


Рис.1.6. Схема приводу мальтійських механізмів

Крім перерахованих вище можливо також застосування й інші конструкції мальтійських механізмів, наприклад мальтійського механізму з круговими пазами (19, 28) чи криволінійних пазів (23). Однак це не змінює принципову схему повороту.

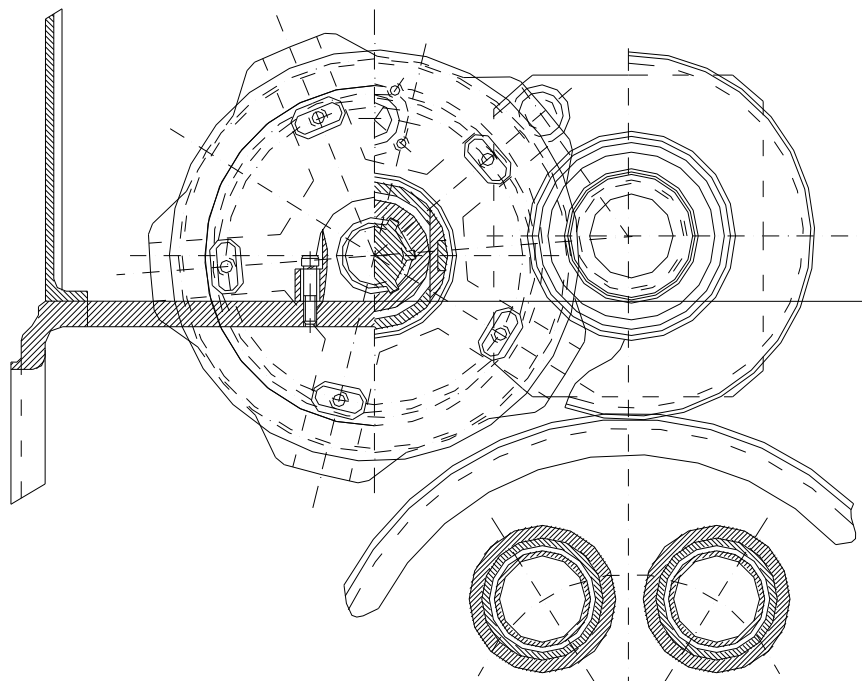
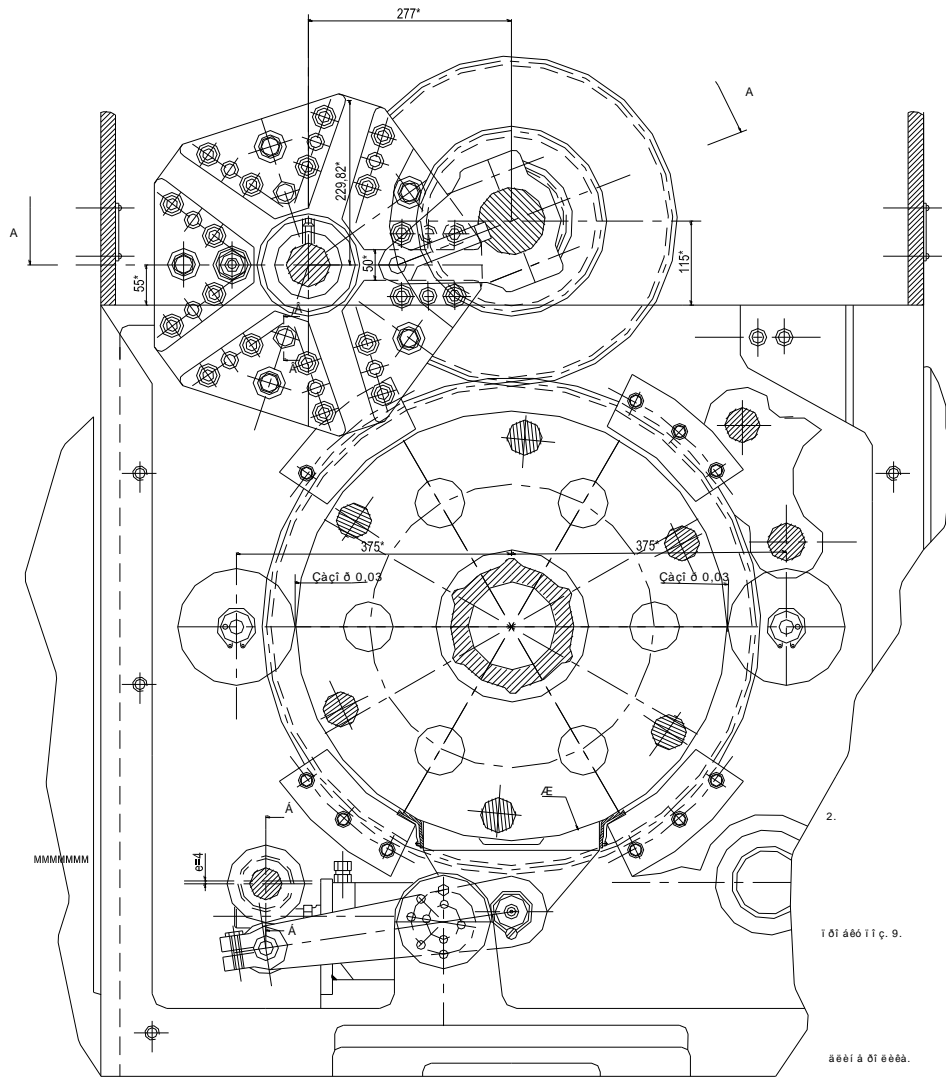


Рис.1.7. Схема мальтійського механізму приводу ШБ

Поворот шпиндельного барабана здійснюється за допомогою п'ятиразового мальтійського хреста, що забезпечує плавну зміну швидкості повороту.

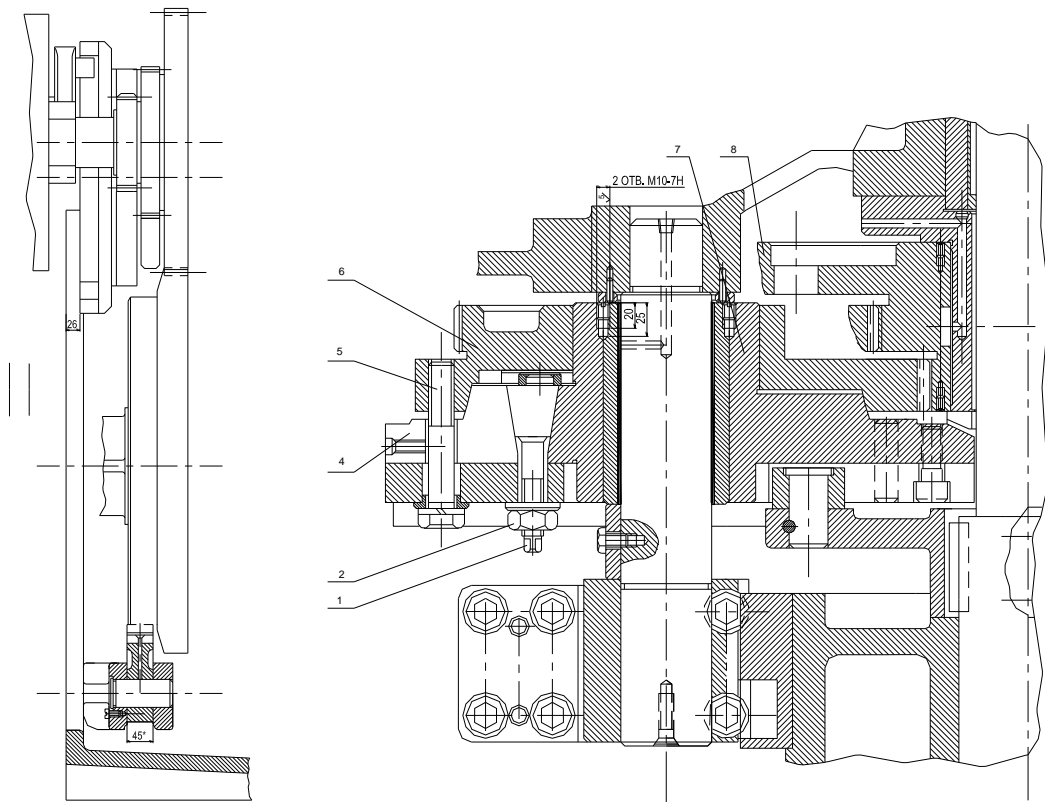


Рис. 1.8. Механізм приводу ШБ

Під час швидкого обертання розподільного вала ролик важеля 2 заходить у паз мальтійського хреста і повертає його на 72° (рис. 1.7 та 1.8). З'єднана з хрестом шестірня 19 передає обертання через блок із трьох шестірень 22 центральному колесу, прикріпленому до шпиндельного барабана. Передаточне число зубчастих коліс підбирається так, щоб забезпечити необхідний кут повороту в залежності від виконання верстата: 45° , 60° чи 90° . При переході на подвійну індексацію шестірня 19 замінюється шестірнею 23. Шпиндельний барабан повертається не в те положення, що він займає під час роботи, а небагато далі на 1-1,5 мм (по колу барабана).

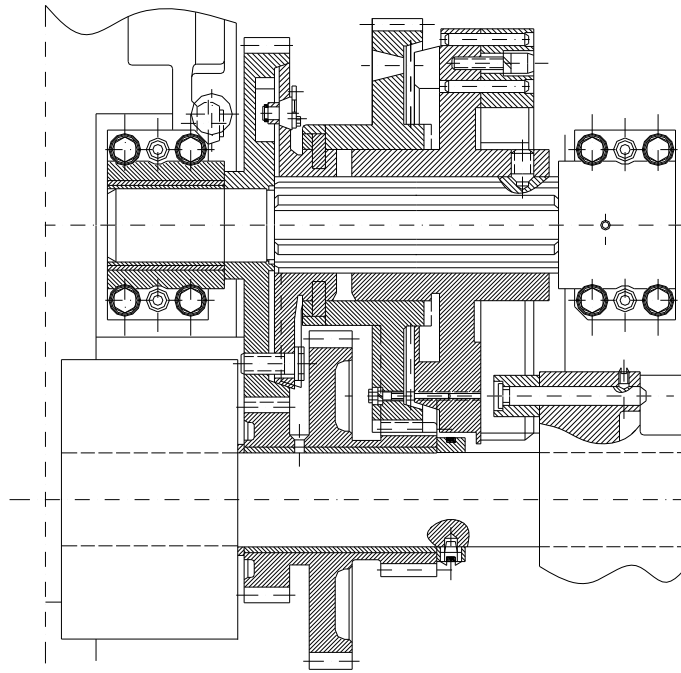


Рис.1.9. Схема мальтійського механізму приводу ШБ (вид збоку)

При малих розмірах мальтійський хрест часто виконують цілним; при великих розмірах - складеним з корпуса й окремих секторів або накладних планок, прикріплених до корпуса.

Робочі частини мальтійського хреста звичайно, виготовляють зі сталі 40Х, загартованої до твердості HRC 50...58; ролики - зі сталі ШХ 15, загартованої до твердості HRC 58...62 або зі сталі 20Х, цементованої і загартованої до HRC 56...62. У важконавантажених механізмах осі ролики виготовляють зі сталі 40Х, загартованої нагріванням т. в. ч. до твердості HRC 50...58. .

Для виготовлення мальтійських механізмів токарних автоматів звичайно приймають наступні технічні умови: на розміри R і L допуск $\pm 0,1$ мм; допустиме відхилення кроку розташування пазів (на зовнішній дузі хреста) $\pm 0,1$ мм; ширина паза хреста - по посадці h8; зовнішній діаметр ролика кривошипа - по посадці H8; непаралельність осей ролика і кривошипа - до 0,05 мм на 100 мм; шорсткість робочих поверхонь пазів хреста - по 8-му квалітету. У випадку виконання хреста складеним, допускається відхилення від перпендикулярності робочих площин накладного сектора хреста до опорної площини до 0,02 мм по всій ширині.

1.3. Патентно-інформаційні дослідження

1.3.1. Механізм повороту шпindelного блоку БТА

Для повороту ШБ в БТА вітчизняного та зарубіжного виробництва здавна використовували мальтійський механізм [20].

Відомий механізм періодичного повороту веденого вала, що містить мальтійський механізм і пристрій фіксації мальтійського хреста [5]. В патентних відомствах промислово розвинутих країн запатентовано багато конструкцій мальтійських механізмів. Відомі механізми мають недолік, обумовлений наявністю удару при вході пальця кривошипа в паз хреста. Зниження ударного навантаження досягається виконанням на пазах хреста кінцевих ухилів. Однак ці ухили не усувають головну причину ударів - виникнення після поворотного доворота зсуву в зворотному напрямку середньої лінії паза від дотичної до траєкторії центра пальця кривошипа в момент його входу в паз.

Відомий механізм поворотного пристрою [8], у якому для зменшення виникаючих при повороті навантажень на валу мальтійського хреста встановлена зірочка (багатопрорізна кулачок), взаємодіюча з роликками, закріпленими на штоку шарнірно встановленого робочого циліндра-навантажувача, що має привід хитання.

Ціль винаходу — підвищення ефективності дії механізму й спрощення його конструкції.

Для цього пропонується механізм виконаний у виді підпружиненого багатоланцюгового механізму, утвореного поворотно встановленими кулачками і шарнірно з ним зв'язаний співвісною втулкою, що керується, наприклад, фрикційною багатодисковою електромагнітною муфтою.

На рис. 1.10 схематично зображений механізм повороту шпindelного барабана токарного автомата в момент закінчення повороту барабана, вид з боку торця барабана; на рис. 1.10 — розріз А-А рис. 1.10; на рис. 1.11 - вид з боку корпусу автомата пружини 16 притискається ролик 17 штовхальника 18, Друге плече важеля 15 двохшарнірною тягою 19 з'єднується з втулкою

20, яка встановлена за допомогою підшипників 21 (рис. 2) на валу 11. Таким чином, важіль 15, тяга 19, втулка 20 разом з кулачком 14 утворюють шарнірний 4-ланцюговий механізм. Втулка 20 своїм вирізом під дією пружини 22, один кінець якої закріплений на кулачку 14, притискається до гвинта 23 (рис. 1.10) упора 24, жорстко встановленого на кулачку 14.

У пази втулки 20 входять виступи фрикційних дисків 25 (рис.1.10) електромагнітної муфти 26, корпус якої жорстко закріплений на валу 11. Харчування до муфти 26 підводиться за допомогою контакту щітки 27, встановленої в кронштейні 28, закріпленому в корпусі автомата. Керування муфтою 26 здійснюється від командоапарату автомата.

Описаний механізм повороту шпindelного барабана токарського автомата працює в такий спосіб.

Перед початком повороту по сигналі командоапарату розмикається ланцюг електромагнітної муфти 26 (рис.1.10) і її фрикційні диски 2 5 одержують можливість обертання щодо осі вала 11, забезпечуючи поворот ланок 15, 19 і 20 (рис. 1.10) шарнірного 4-х ланцюгового механізму . Під дією пружини, що розтискається, 16 відбувається поворот важеля 15 навколо осі його обертання в напрямку, зазначеному стрілкою. Ролик 17 штовхальника 18 опускається на ділянку спуска профілю кулачка 14 (у положення, показане на рис.1.11).

При цьому природна характеристика зміни моменту, що розвивається муфтою 26 при її відключенні, запобігає жорсткому удару ролика 17 об поверхню профілю кулачка 14. Зменшення удару ролика об кулачок, у разі потреби, може бути досягнуте також східчастим відключенням електромагнітної муфти 26. Тоді під час підготовки до повороту барабана по сигналі командоапарата на муфту подається напруга, менша номінальної. Створюваний при цьому муфтою момент, забезпечує можливість повороту важеля 15 шарнірного 4-х ланцюгового механізму під дією пружини 16, але попереджає удар ролика 17 об кулачок. Через деякий час після опускання ролика 17 на профіль кулачка 14 напруга живлення муфти 26 по сигналу

командоапарату знімається. У результаті тиску ролика 17 на ділянку спуска профілю кулачка 14 створюється крутний момент, що через вал 11, шестірню 10 і колесо 8 передається шпindelьному барабану 9 у напрямку його повороту.

Палець кривошипа 1, що обертається безупинно разом з розподільним валом 2, наближається до вала мальтійського хреста 3. У цей момент механізм фіксації відводить важелі 12 і 13 від барабана, звільняючи його. При подальшому обертанні кривошипа 1 його палець входить у паз мальтійського хреста 3 і починає повертати його, а через зубчасті колеса 5-8 - і шпindelьний барабан 9. Оскільки в момент входу пальця кривошипа в паз хреста до шпindelьного барабана прикладається початковий обертаючий момент від пружин 16 погрузача і кулачка 14, удару пальця об поверхню паза хреста практично не відбувається. Обертання шпindelьного барабана 9 через шестірню 10 і вал 11 передається кулачку 14. Зусилля далі розтискається пружини 16, передане роликом 17 на ділянку спуска профілю кулачка 14, створює обертаючий момент, що змінюється по визначеному законі, що повідомляється барабану 9 і знімає навантаження на розподільному валу 2, а також у мальтійському механізмі й у ланцюзі передач від нього до барабана.

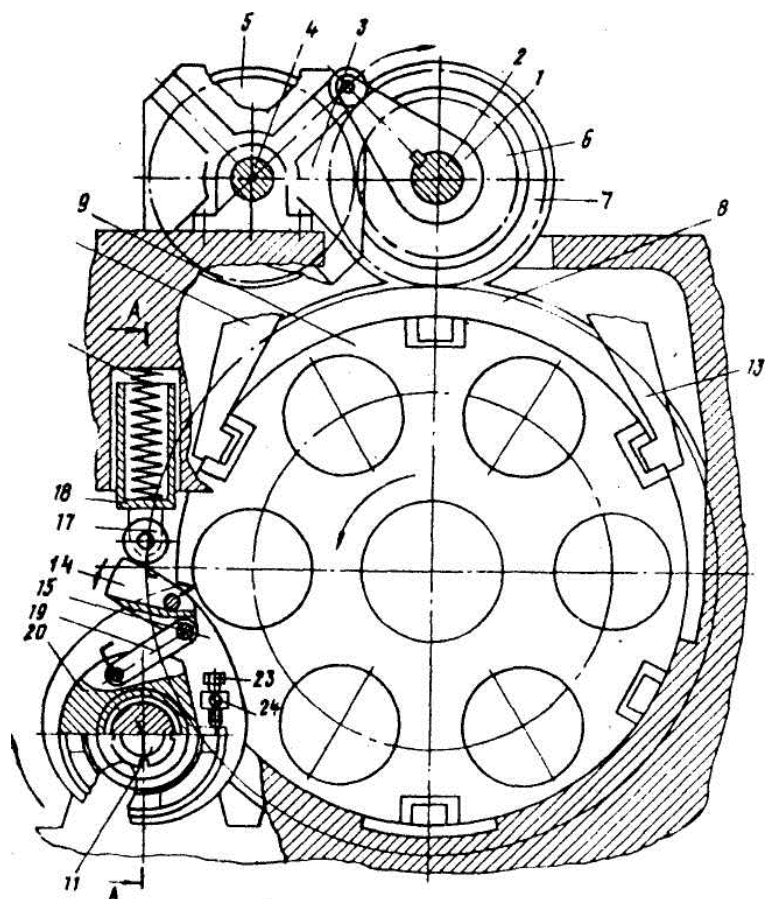


Рис.1.10. Схема механізму повороту та фіксації БТА

Після сходу, при обертанні кулачка 14, ролика 17 із плеча важеля 15, втулка 20 пружиною крутіття 22 повертається до упору в гвинт 23, повертаючи через тягу 19 важіль 15 у напрямку, протилежному стрільці, і повертаючи його цим у вихідне положення. Після цього по сигналі командо-апарату замикається ланцюг електромагнітної муфти 26, що фіксує, важіль 15 у його вихідному положенні, показаному на фіг, 1.

У середині повороту шпindelного барабана ролик 17 навантажувача переходить з ділянки спуска обертового при цьому кулачка 14 на ділянку підйому, починаючи віддалятися від центра його обертання. При цьому стиск пружини 16 і знака плеча, що змінився, додатка її зусилля шпindelному барабану 9 повідомляється негативний момент, що крутить, однозначний з моментом, що прикладається до шпindelного барабана на цій фазі його повороту мальтійським механізмом, У результаті усунення перерозподілу, що досягається цим, зазорів у ланцюзі приводу барабана від мальтійського механізму запобігається виникнення ударів у приводі,

знижуються навантаження.

В другій половині повороту барабана важелі 12 і 13 механізмом фіксації притискаються до його бічної поверхні, і в момент закінчення повороту під дією пружин заскакують його в гнізда шпindelного барабана ролик 17 нагужателя займає положення на ділянці підйому, утвореній профільованим плечем важеля 15, Цим забезпечується вплив на барабан гальмового моменту, що запобігає удар при характерному для моменту виходу пальця кривошипа з паза хреста скачці негативного прискорення барабана. Цим досягається повна зупинка шпindelного барабана, що запобігає удар його гнізд об важіль 12 і 13 механізму фіксації.

Після закінчення повороту барабана важіль 13 механізму фіксації повертає барабан на деякий кут у зворотному напрямку, фіксує його кінцеве положення. При цьому момент, що крутить, створюваним роликом 17 нагужателя, що знаходиться на підйомі профільованого плеча важеля 15, збігається за знаком з моментом, створюваним важелем 13 механізму фіксації при зворотному обертанні шпindelного барабана. Цим знижуються навантаження в механізмі фіксації, причому, що особливо важливо, знижуються навантаження й у початковий момент повороту барабана з місця. При малих швидкостях і шляху руху, характерних для зворотного обертання барабана, навантаження, зв'язані з подоланням сил тертя спокою, істотно вище навантажень, що діють при подоланні тертя руху.

Після зворотного повороту шпindelного барабана механізм фіксації фіксує його положення, замикаючи його. Після фіксування положення барабана по сигналі командоапарата автомата виключається електромагнітна муфта 26, ролик 17 опускається на ділянку спуска профілю кулачка 14, чим забезпечується зміна знака моменту, що крутить, прикладеного з боку шестірні 10 до шпindelного барабана, і механізм готовий до нового циклу повороту. Це відбувається під час робочого ходу верстата.

Регулювання величини гальмового моменту, створюваного наприкінці повороту барабана, здійснюється зміною крайнього положення важеля 15,

що затискається їм під дією пружини крутіння 22. Регулювання крайнього положення важеля 15 здійснюються за допомогою гвинта 23.

Інший варіант виконання механізму відрізняється від описаного конструкцією вузла його кулачка. У ньому шарнірно закріплене на кулачку 14 ланка 29 (рис. 1.13) своїм зубцюватим сектором зачіпається з зубцюватим вінцем 30, виконаним на втулці, установленій на валу 11 і зв'язаної з електромагнітною муфтою аналогічно конструкції описаного варіанта. Таким чином, ланка 29, втулка, що має зубцюватий вінець 30, і кулачок 14 утворить зубчасто-шарнірний 3-ланковий механізм.

При розмиканні, перед початком повороту барабана, ланцюга харчування електромагнітної муфти її фрикційні диски одержують можливість обертання, забезпечуючи поворот ланок непитушого під дією зусилля пружини нагружателя. У результаті його ролик, повертаючи ланку 29 навколо осі його обертання в напрямку стрілки, опускається на ділянку спуска профілю кулачка. Після сходу ролика з ланки 29 втулка з зубцюватим сектором 30 під дією пружини крутіння повертається до упора, що мається на кулачку, повертаючи за зубцюватий сектор ланка 29 до його вихідного положення. Фіксує положення, що, ланки, що включаючися після цього електромагнітна муфта ЭЭ, 29.

Надійність пропонованого механізму забезпечується протиперевантажувальними властивостями електромагнітної фрикційної муфти 26. У випадку різкого зростання гальмового моменту, викликаного неправильним регулюванням крайнього положення важеля 15 чи ланки 29, фрикційні диски муфти будуть прослизати, запобігаючи поломку механізму. У випадку відсутності напруги на муфті через обрив ланцюга її харчування механізм може функціонувати безаварійно, хоча і з погіршенням динамічних якостей на початку і наприкінці повороту барабана.

Перевагою пропонованого механізму повороту шпindelного барабана є також відносно невелика величина необхідного зусилля, що розвивається навантажувачем, унаслідок наявності зубчастої передачі між кулачком і

шпindelним барабаном. У порівнянні з варіантом розташування кулачка (багатопрорізного) безпосередньо на шпindelному барабані величина необхідного зусилля нагривача зменшується в $i \cdot \eta$ раз, де i — відношення числа зубів колеса 8 до числа зубів шестірни 10, рівне кількості шпindelів (позицій) барабана, а η — ККД зубчатої передачі.

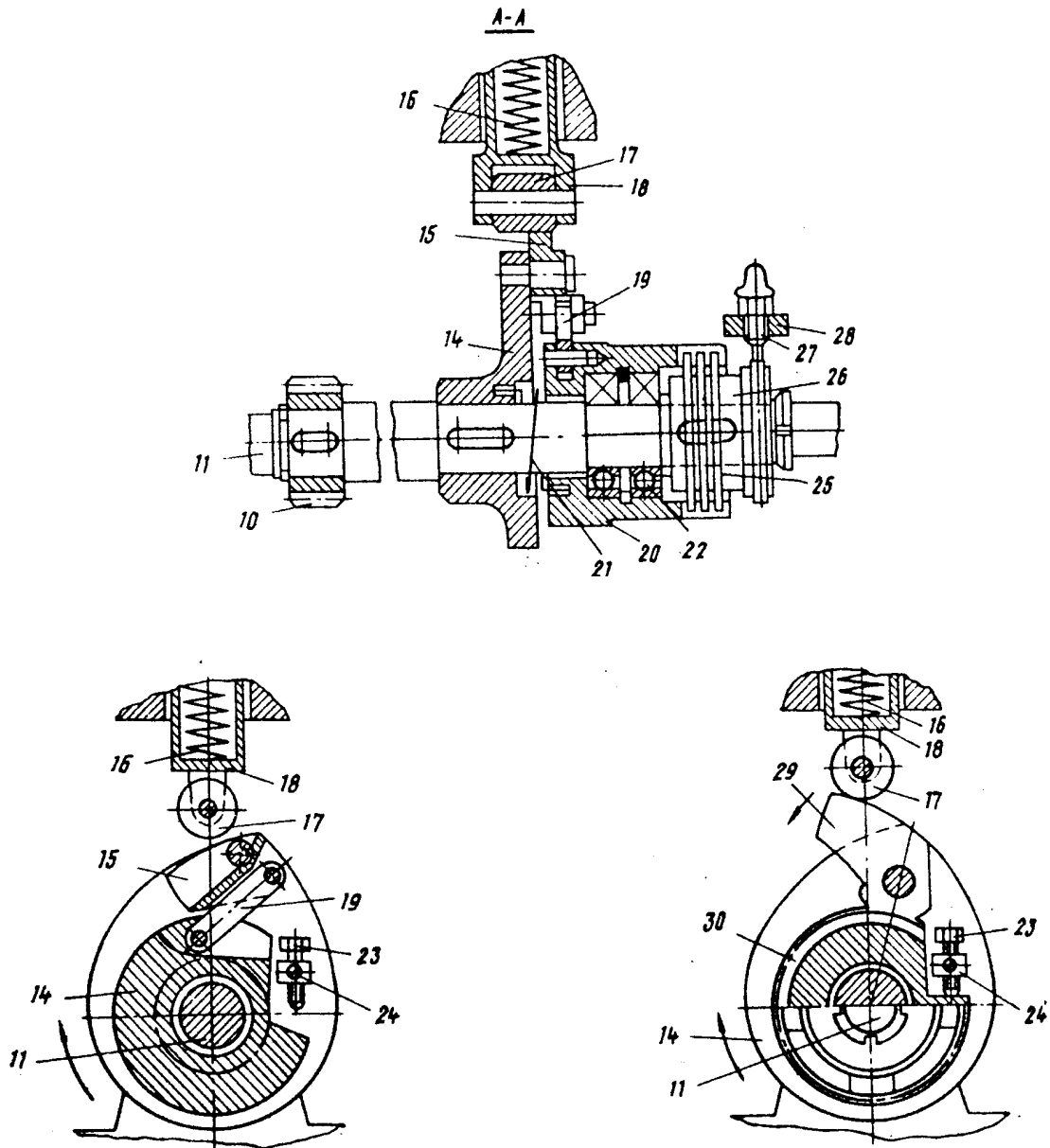


Рис. 1.11. Привід механізму фіксації

Крім того, малі розміри застосовуваного однопрорізного кулачка, установлюваного на наявному в токарському автоматі валу приводу підтримуючих труб, і відмовлення від додаткового силового приводу хитання на-гривача забезпечують спрощення конструкції механізму і

дозволяють його легко використовувати не тільки на знову проєктованих автоматах, але і для модернізації випущених раніше.

Пропонований механізм унаслідок зниження ударів дозволяє, як це перевірено експериментально, у два чи більш рази підвищити швидкість повороту шпindelного барабана токарського автомата при підвищенні точності його фіксації, істотно скоротивши час холостого ходу і підвищивши продуктивність і точність верстата.

Відомий механізм повороту шпindelного барабана багатошпindelного токарного верстата [13]. (Патент України № 9967, опубл. 30.09.96. Бюл. №3). Винахід відноситься до області верстатобудування і може бути використаний в багатопозиційних верстатах (Рис.1.12).

Задачею, на рішення якої направлене запропоноване технічне рішення, являється забезпечення плавної взаємодії пальця кривошипа з пазом хреста при його вході-виході, що поліпшує динамічні характеристики механізму повороту шпindelного барабана багато-шпindelного токарного верстата.

Виконання зазначеної задачі досягається тим, що в механізмі повороту шпindelного барабана багатошпindelного токарного верстата, що містить виконаний з кінцевими ухилами пазів мальтійський хрест, зв'язаний зі шпindelним барабаном, установлений з можливістю взаємодії з пазами хреста кривошип з пальцем і пристрій фіксації і зворотного довороту шпindelного барабана, кривошип і мальтійський хрест виконані з радіусами, обумовленими залежностями:

$$R_{кр} = A \cdot \sin\left(\frac{\alpha + \delta}{2}\right); \quad R_{МК} = A \cdot \cos\left(\frac{\alpha + \delta}{2}\right);$$

де $R_{кр}$ - радіус кривошипа; $R_{МК}$ - зовнішній радіус початку паза мальтійського хреста; A - відстань між осями повороту кривошипа і мальтійського хреста; α - кут між сусідніми пазами мальтійського хреста; δ - кут зворотнього довороту мальтійського хреста.

Вищевказані ознаки забезпечують запропонованому механізму досягнення технічного результату, що виражається в поліпшенні динамічних характеристик за рахунок забезпечення безударного входу і плавного виходу пальця з паза хреста, збільшення терміну служби елементів, підвищення ресурсу по точності верстата за рахунок зменшення зносу елементів механізму, необхідності виконання менших кінцевих ухилів на пазях хреста, що, в остаточному підсумку, підвищує конкурентноздатність верстата.

На рис. 1.12 а показаний загальний вид механізму (момент виходу пальця з паза хреста); на рис. 1.12 б - розріз Б-Б на фіг. 1; на рис. 1.12 в - схема механізму, яка показує взаємодію пальця кривошипа і хреста. Стрілками показані напрямки основного руху ланок.

Механізм містить ведучий вал 1, закріплений на ньому кривошип 2 з пальцем, виконаним у виді ролика 3, мальтійський хрест 4, у якого виконані пази 5 з кінцевими ухилами 6, і пристрій зворотного доворота і фіксації 7 шпindelного барабана 8. Мальтійський хрест 4 за допомогою шестірні 9, блоку шестірень 10 і 11, шестірні 12 кінематично зв'язаний зі шпindelним барабаном 8. Хрест 4 і шестірня 9 утворюють єдину кінематичну ланку і мають ексцентрик 13 для зміни їх кутового взаємопооження.

Механізм працює так. При обертанні ведучого вала 1 ролик 3 у положенні I входить у контакт із поверхнею паза 5 хреста 4, повертаючи його на визначений кут, який дорівнює сумі двох кутів - між сусідніми пазами хреста 4 і зворотного доворота хреста, через що паз 5 хреста 4 переміщається в положення II. У процесі повороту хрест 4 передає обертальний рух барабану 8 по кінематичному ланцюгу, утвореному шестірнями 9, 10, 11, 12, при цьому пристрій 7 зворотного доворота і фіксації западає у відповідне гніздо барабана 8. Після повороту хреста 4 у положення II ролик 3 виходить з контакту з пазом 5, а вал 1 продовжує холосте обертання. За час холостого ходу кривошипа 2 до вихідного положення I пристрій 7 зворотного доворота і фіксації повертає шпindelний барабан 8 у зворотному напрямку на кут зворотного доворота і, отже, через шестірні 12,

11, 10, 9 хрест повертає в зворотному напрямку. При цьому розглянутий паз 5 хреста 4 переміщається в положення III (наступний паз хреста 4 у положенні III фіксується за допомогою пристрою 7 зворотного доворота і фіксації). Далі відбувається обробка деталей у патронах шпинделів. По закінченні обробки кривошип 2 знову приходить у вихідне положення 1 (одночасно барабан розфіксується), і цикл повторюється.

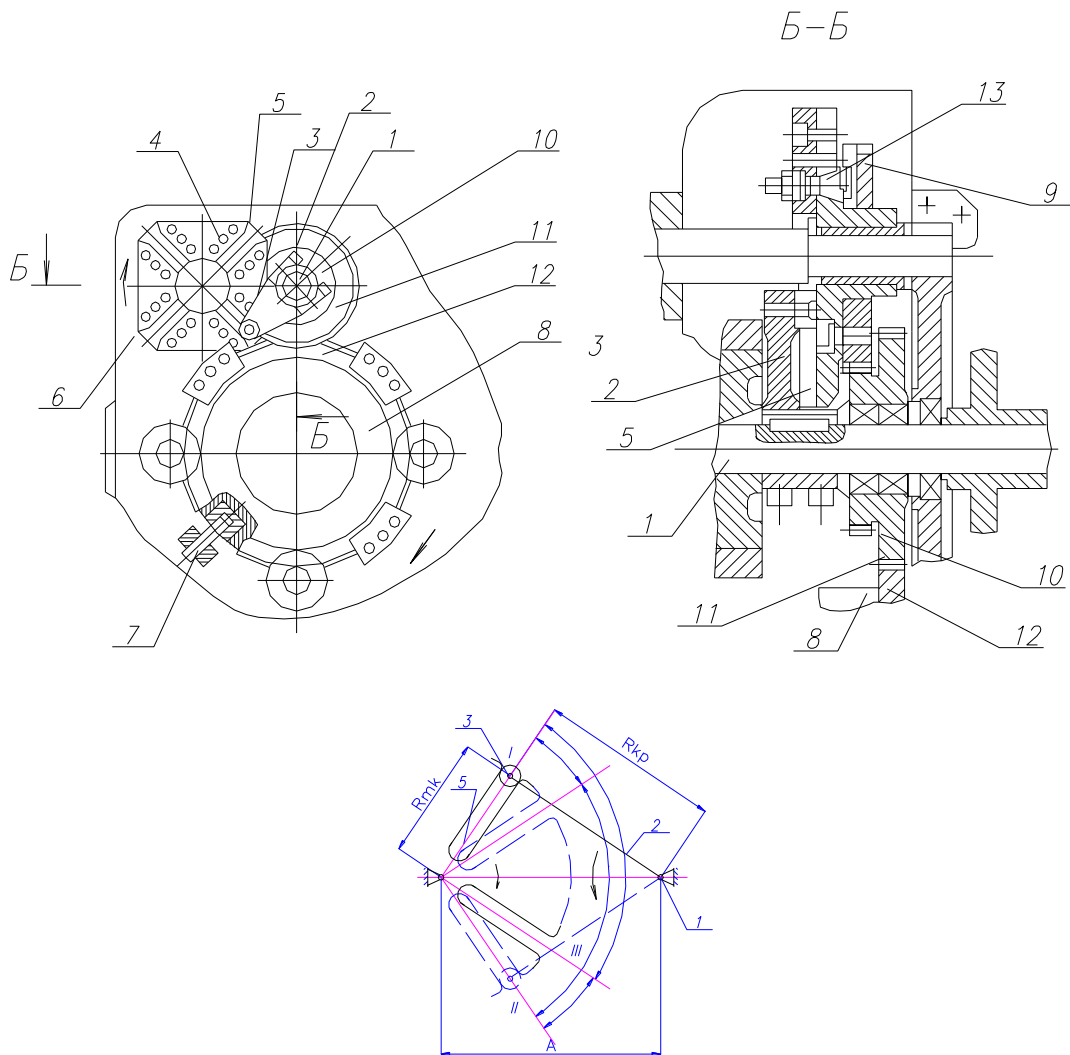


Рис.1.12. Загальний вид механізму (а); (б) - розріз Б-Б; (в) - схема механізму, яка показує взаємодію пальця кривошипа і хреста

Винахід мальтійського механізму [9] відноситься до області машинобудування і може використовуватися в механізмах для перетворення безперервного обертання в періодичне обертання. Метою винаходу є

підвищення надійності мальтійського механізму, збільшення строку служби та зменшення рівня шуму (рис.1.13).

З ланцюгом забезпечення проходження магнітного потоку в площині пластини 1 для більш повного використання гістерезисного матеріалу магніти 6, а дисках 3 зміщені один щодо іншого на половину кроку.

Ведучий і відомий елементи механізму взаємодіють за допомогою магнітного потоку, створюваного магнітами 6 і замикаючого через сектор 5 з магнитомяккого матеріалу повітряні зазори і пластини 8 з гістерезисного матеріалу. Під час роботи мальтійського механізму магніти 6 взаємодіють з гістерезисними пластинами 8 і передають обертання від ведучої осі до відомого 2, а сектор 4 забезпечує необхідний час вистоя мальтійського хреста 7.

Позитивний ефект полягає в збільшенні терміну служби і надійності мальтійського механізму в наслідку ліквідації зносу взаємодіючих поверхонь ланок, що здійснюють передачу руху.

Наведений мальтійський механізм, що містить ведучий механізм і відомий мальтійський хрест, відрізняється тим, що, з метою підвищення терміну служби, ведуча ланка осначена секторами з магнітного матеріалу з встановленими в них постійними магнітами, а мальтійський хрест – пластинами з гістерезисного матеріалу.

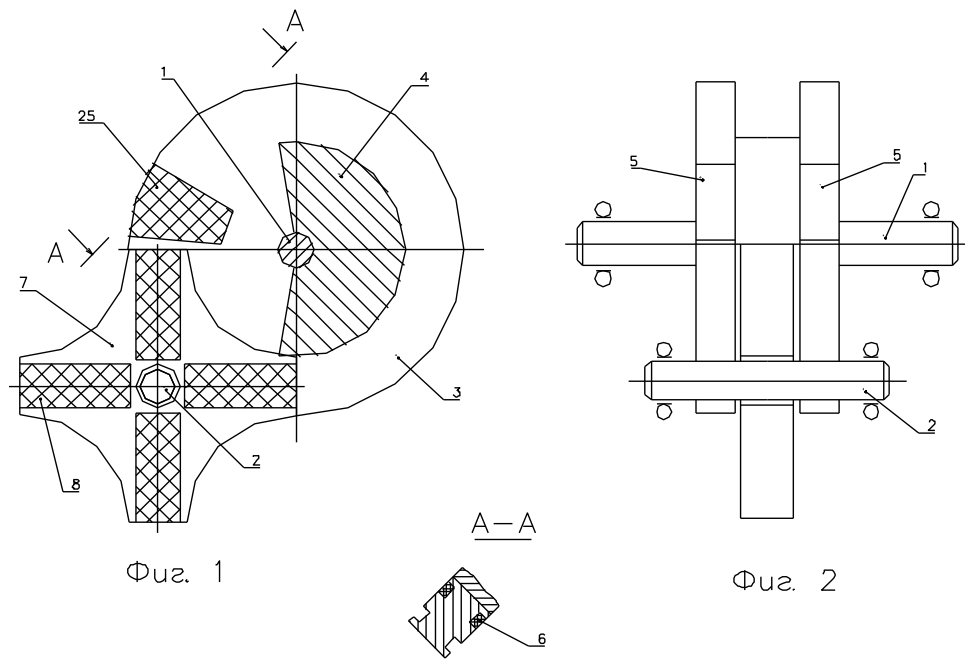


Рис. 1.13. Мальтійський механізм по а.с. СРСР №241183

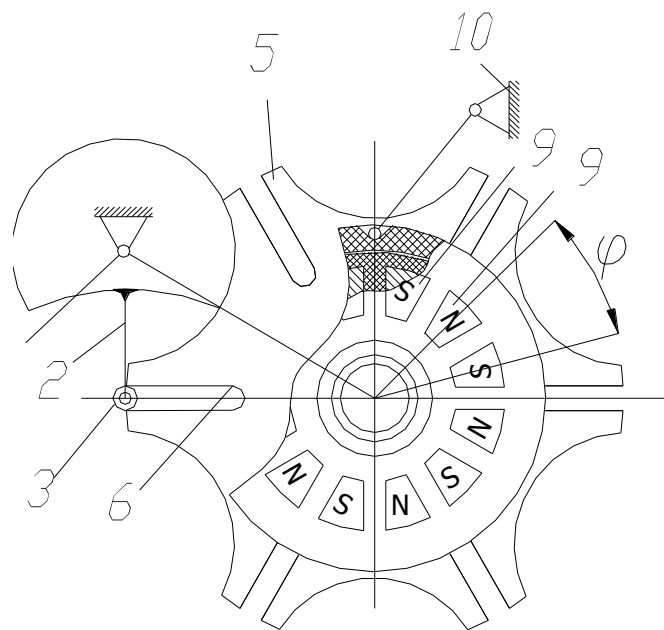


Рис. 1.14. Мальтійський механізм по а.с. СРСР №241183

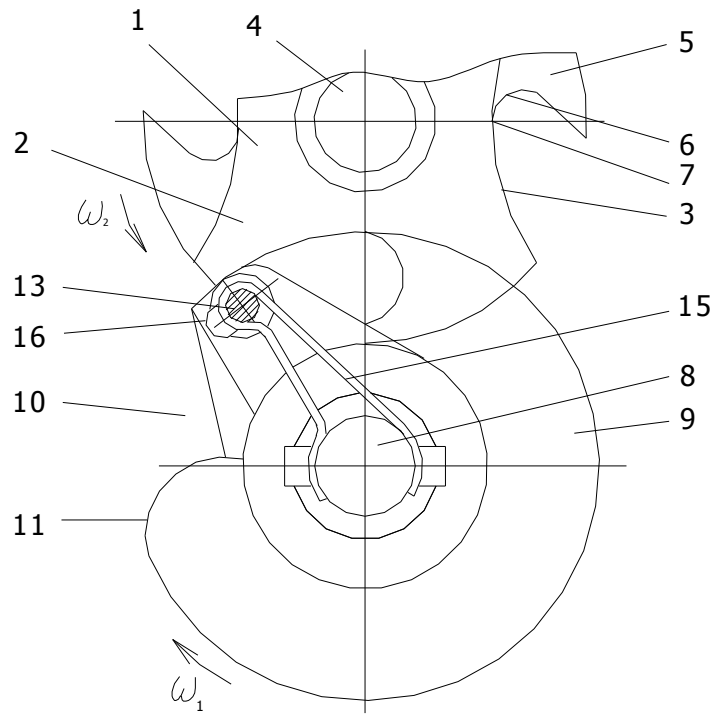
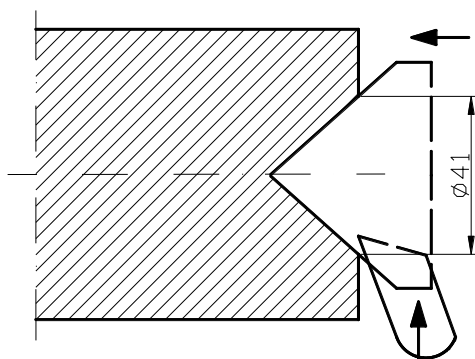


Рис. 1.15. Мальтійський механізм по а.с. СРСР №241183

2. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

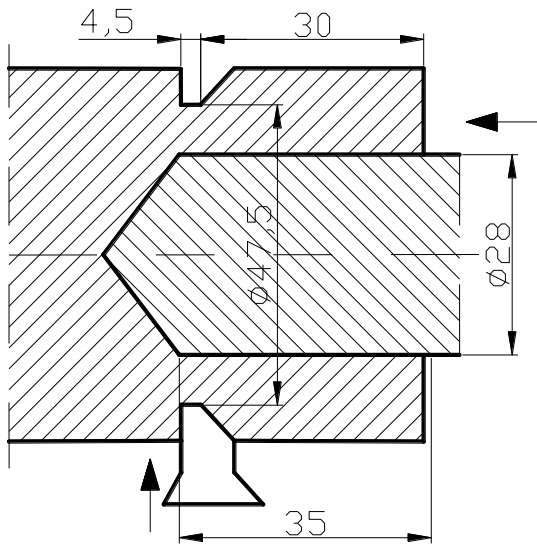
2.1. Наладка багатшпindelного токарного автомата

Позиція 1

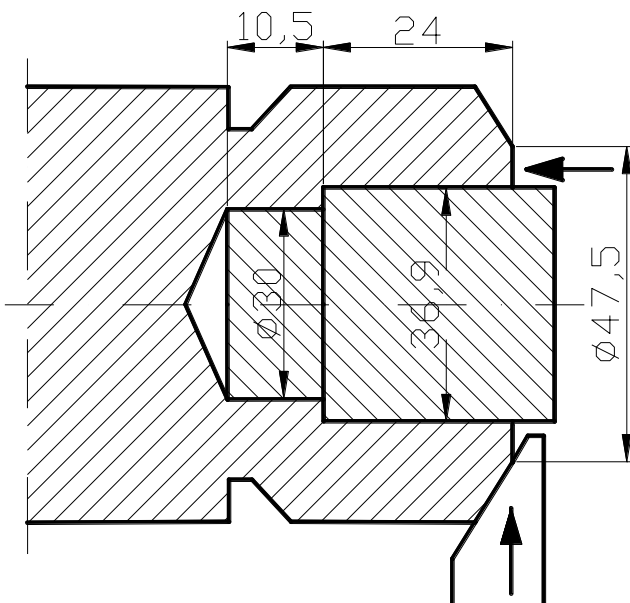


Поз.	Ріжучий та вимірювальний інструмент	V м/хв	S мм/об	Оснащення
I	Центровка 001-700-0496- 1204	22,4	0,13	001- 036- 7204
				001- 131- 0096
				001- 137- 0096
	Різець 2-100- 2185 ГОСТ 26611-85	31,6	0,085	001- 133- 0096
				001- 138- 0096

Позиція 1

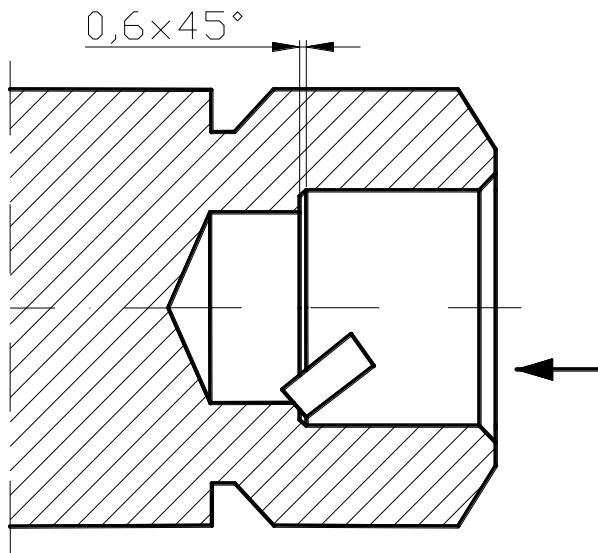


Поз.	Ріжучий та вимірювальний інструмент	V м/хв	S мм/об	Оснащення
II	Свердло 2301-0098 ГОСТ 10903-77	15,3	0,13	001-037-7204
				001-131-0096
				001-137-0096
	Різець 006-437-0301-9707	31,6	0,05	001-134-0096
				001-138-0096

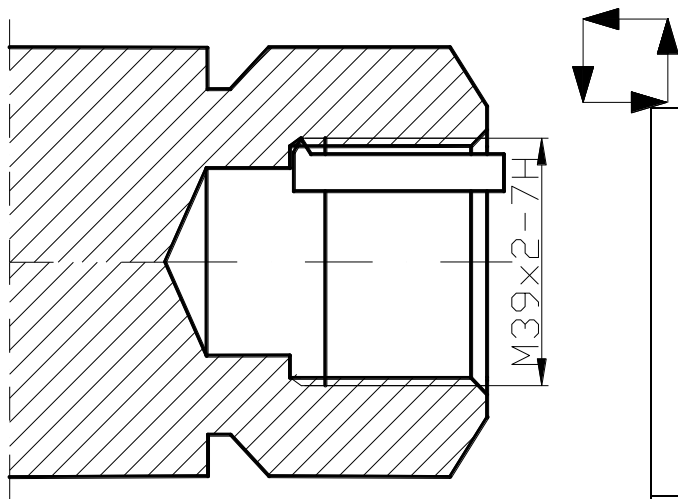


Поз.	Ріжучий та вимірювальний інструмент	V м/хв	S мм/об	Оснащення
III	Зенкер 001-732-0496-1186	20,2	0,13	001-036-7204
				001-131-0096

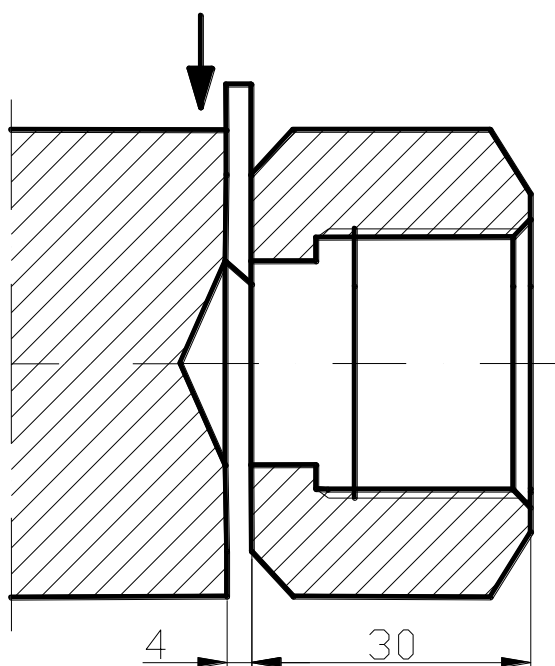
				001-137-0096
	Різець 001-437-0304-9703	31,6	0,045	001-134-0096
				001-138-0096



Поз.	Ріжучий та вимірювальний інструмент	V м/х в	S мм/об	Оснащення
IV	Різець 001-620-0496-1186	17	0,13	001-013-7012 001-131-0096 001-137-0096



По	Ріжучий та вимірвальний інструмент	V м/хв	S м/об	Оснащення
V	Різець 001-780-0496-1186	21, 3	2	001-413-0496-1186 (кількість проходів 26, t=0.036) 001-175-0396



По з.	Ріжучий та вимірвальний інструмент	V м/хв	S мм/об	Оснащення
VI	Різець 005-637-0202-9704	2 6 5	0.04	001-132-0470 001-178-0496

2.2 Розрахунок режимів різання та ефективної потужності

Для заданої деталі згідно карти налагодження токарного автомата (заготовка пруток Ø65 мм, матеріал-сталь 45 ГОСТ 1050-74) визначимо ефективну потужність N_{ef} . $N_{ef} = \Sigma N_i$.

Карта наладки автомата складена за рекомендаціями [20]. Для визначення N_{ef} розрахуємо силу різання на кожному переході за формулами [17]:

для точіння і різьбонарізання

$$N = \frac{P_z \cdot V}{1020 \cdot 60}, \text{ де:}$$

P_z – головна сила різання, Н; V - швидкість різання, м/хв.

для свердління

$$N = \frac{M_{кр} \cdot n}{9750}, \text{ де:}$$

$M_{кр}$ - крутний момент, Н*м; n - частота обертів, хв⁻¹.

Головна сила різання для точіння розраховується за формулою:

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot s^y \cdot V^n \cdot K_p,$$

де: $C_p = 300$, $x = 1$, $y = 0,75$, $n = -0,15$; K_p - поправочний коефіцієнт:

$$K_p = K_{mp} \times K_{fp} \times K_{gp} \times K_{lp} \times K_{tp},$$

де: $K_{mp} = \left(\frac{\sigma_b}{750} \right)^n$, де: $n = 0,75/0,75$; $K_{fp} = 1$, $K_{gp} = 1$, $K_{lp} = 1$, $K_{tp} = 1$, S - подача,

мм/об; t - глибина різання, мм.

Крутний момент при свердлінні розраховується за формулою:

$$M_{кр} = 10 \cdot C_m \cdot D^q \cdot s^y \cdot K_p,$$

де: $C_m = 0,0345$, $q = 2$, $y = 0,8$; D - діаметр ріжучого інструмента, мм; $K_p = K_{mp}$.

Головна сила різання при різьбонарізанні розраховується за формулою:

$$P_z = \frac{10 \cdot C_p \cdot p^y}{i^n} \cdot K_p,$$

де: p - крок різьби, мм; $K_p = K_{mp}$; i - число робочих ходів, $C_p = 148$, $y = 0,71$, $n = 1,7$.

На першому шпинделі :

$$P_z = 10 \times 300 \times 1^1 \times 0,085^{0,75} \times 31,6^{-0,15} \times 1 = 282 \text{ Н};$$

$$N = 282 \times 31,6 / 1020 \times 60 = 0,15 \text{ кВт};$$

$$M_{kp} = 10 \times 0,0345 \times 41^2 \times 0,13^{0,8} \times 1 = 114 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$N = 114 \times (1000 \times 22,4 / 3,14 \times 41) / 9750 = 2,05 \text{ кВт}.$$

На другому шпинделі :

$$P_z = 10 \times 300 \times 5^1 \times 0,05^{0,75} \times 31,6^{-0,15} \times 1 = 950 \text{ Н}.$$

$$N = 950 \times 31,6 / 1020 \times 60 = 0,5 \text{ кВт}.$$

$$M_{kp} = 10 \times 0,0345 \times 28^2 \times 0,13^{0,8} \times 1 = 53 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$N = 53 \times (1000 \times 15,3 / 3,14 \times 28) / 9750 = 0,95 \text{ кВт}.$$

На третьому шпинделі :

$$P_z = 10 \times 300 \times 1^1 \times 0,045^{0,75} \times 31,6^{-0,15} \times 1 = 175 \text{ Н};$$

$$N = 175 \times 31,6 / 1020 \times 60 = 0,1 \text{ кВт};$$

$$M_{kp} = 10 \times 0,0345 \times 37^2 \times 0,13^{0,8} \times 1 = 93 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$N = 93 \times (1000 \times 20,2 / 3,14 \times 37) / 9750 = 1,7 \text{ кВт};$$

На четвертому шпинделі :

$$P_z = 10 \times 300 \times 0,6^1 \times 0,13^{0,75} \times 17^{-0,15} \times 1 = 254 \text{ Н};$$

$$N = 254 \times 17 / 1020 \times 60 = 0,1 \text{ кВт};$$

На п'ятому шпинделі :

$$P_z = 10 \times 148 \times 2^{1,7} / 5^{0,71} = 1533 \text{ Н};$$

$$N = 1533 \times 21,3 / 1020 \times 60 = 0,6 \text{ кВт};$$

На шостому шпинделі :

$$P_z = 10 \times 300 \times 4^1 \times 0,045^{0,75} \times 25^{-0,15} = 723 \text{ Н};$$

$$N = 723 \times 25 / 1020 \times 60 = 0,3 \text{ кВт};$$

Потужність сумарна ефективна, що затрачується на процес різання:

$$N_{ef} = 0,15 + 2,05 + 0,5 + 0,95 + 0,1 + 1,7 + 0,1 + 0,6 + 0,3 = 6,45 \text{ кВт};$$

Розрахуємо діаметри валів за формулою:

$$d_i = 105 \div 125 \sqrt[4]{\frac{N_{ef}}{1120 \times \eta}};$$

де N_{ef} - потужність сумарна ефективна, η - к.к.д. передачі,

Звідки:

$$d_1 = 105 \div 125 \sqrt[4]{\frac{6,45}{1120 \times 0,96}} = 29 \div 34 \text{ мм} . \text{ Приймаємо } d_1 = 30 \text{ мм}.$$

$$d_2 = 105 \div 125 \sqrt[4]{\frac{6,45}{710 \times 0,95}} = 32 \div 39 \text{ мм} . \text{ Приймаємо } d_2 = 35 \text{ мм}.$$

$$d_3 = 105 \div 125 \sqrt[4]{\frac{6,45}{180 \times 0,92}} = 46 \div 55 \text{ мм} . \text{ Приймаємо } d_3 = 50 \text{ мм}.$$

$$d_4 = 105 \div 125 \sqrt[4]{\frac{6,45}{160 \times 0,91}} = 48 \div 57 \text{ мм} . \text{ Приймаємо } d_4 = 50 \text{ мм}.$$

$$d_{шп} = 105 \div 125 \sqrt[4]{\frac{6,45}{315 \times 0,89}} = 40 \div 48 \text{ мм} . \text{ Приймаємо } d_{шп} = 45 \text{ мм}.$$

9. Визначаємо потужність холостого ходу в приводі:

$$N_{x.x.} = \kappa_m d_{cp} (n_I + n_{II} + n_{III} + n_{IV} + c n_{шп}) = 4 \times 10^{-6} \times 41,25 (1120 + 710 + 180 + 160 + 1,63 \times 315) = 0,45 \text{ кВт}$$

де:

$\kappa_m = 4 \times 10^{-6}$ – коефіцієнт, що залежить від умов виготовлення мастила і

т.п.;

$$d_{cp} = \frac{d_1 + d_2 + d_3 + d_4}{4} = \frac{30 + 35 + 50 + 50}{4} = 41,25 \text{ мм} \quad - \text{ середній діаметр валів}$$

ланцюга передачі (без шпинделя);

$$c = \kappa_{шп} \frac{d_{шп}}{d_{cp}} = 1,5 \frac{45}{41,25} = 1,63 \quad - \text{ коефіцієнт впливу шпинделя}.$$

Для шпинделів на підшипниках кочення $\kappa_{шп} = 1,5$.

10. Визначаємо максимальну споживану потужність електродвигуна

та його тип: $N_{ел.дв.мах} = \frac{N_{ef}}{\kappa \eta} + N_{x.x.} = \frac{6,45}{1,2 \times 0,96} + 0,45 = 6 \text{ кВт}$, де:

$\eta = 0,96$ – умовний коефіцієнт корисної дії привода верстата; $\kappa = 1,2$ – коефіцієнт повторно-короткочасного перенавантаження.

Зважаючи на те, що потужність електродвигуна в даному токарному

багатошпindelному автоматі використовується, крім привода головного руху, ще й на додаткові рухи (переміщення вузлів верстата, поворот шпindelного барабана тощо), залишаємо електродвигун верстата-прототипа марки А02-72-4:

$$N_{\text{ном.}} = 30 \text{ кВт}; \quad n = 1460 \text{ хв}^{-1}.$$

3. ДОСЛІДНО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1. Мальтійський механізм із зовнішнім зачепленням

3.1.1. Кінематика мальтійського механізму

Теоретично можна здійснити проектування параметрів мальтійського механізму трьома способами: 1) при незмінному радіусі хреста; 2) при незмінній міжосьовій відстані і 3) при незмінній довжині кривошипа. На практиці поки застосовується другий спосіб.

Кінематика мальтійського механізму з зовнішнім зачепленням (рис. 3.1) при постійній кутовій швидкості кривошипу визначається залежностями:

$$\frac{R}{L} = \frac{\sin \varphi}{\sin(\alpha + \varphi)};$$

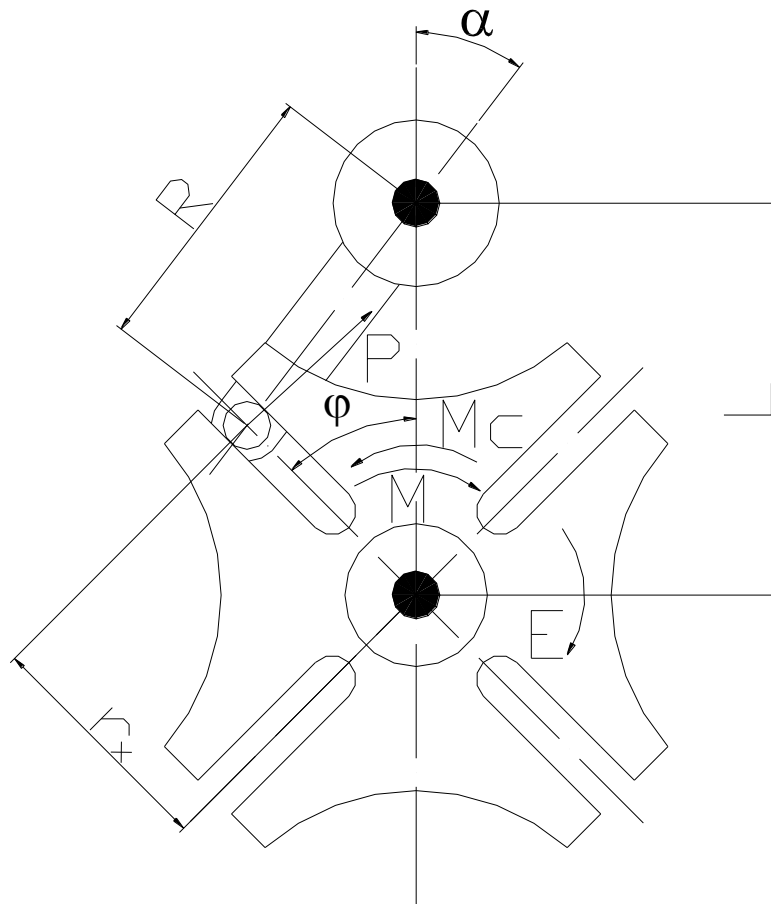


Рис. 3.1. Схема мальтійського механізму з зовнішнім зачепленням

Позначимо співвідношення R/L :

$$\frac{R}{L} = \frac{\sin \varphi}{\sin(\alpha + \varphi)} = \sin \frac{\pi}{z} = \lambda. ; \quad (3.1)$$

З рис.3.1 видно, що:

$$2\varphi = \frac{2\pi}{Z} ;$$

очевидно, що:

$$Z = \frac{\pi}{\varphi} ;$$

Прийнявши до уваги постійну кутову швидкість водила кутова швидкість хреста буде:

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \omega_K \frac{\lambda(\cos \varphi - \lambda)}{1 - 2\lambda \cos \varphi + \lambda^2} ; \quad (3.2)$$

Кутове прискорення хреста визначається:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \omega_K^2 \frac{\lambda(1 - \lambda^2) \sin \varphi}{(1 - 2\lambda \cos \varphi + \lambda^2)^2} ; \quad (3.3)$$

де L – міжосьова відстань; R – довжина кривошипа; r_K - змінне положення ролика в пазу мальтійського хреста, α – змінний кут повороту кривошипа (води́ла) від лінії, що з'єднує кривошип і хрест, φ - змінний кут повороту мальтійського хреста $\varphi=0^\circ \dots 360^\circ$, ε - кутове прискорення хреста, ω_K і ω_ε - кутова швидкість хреста і водила відповідно, $\lambda = \frac{R}{L} = 0,2 \dots 0,8$ (рис. 3.1).

Початку і кінцю повороту хреста відповідає кут повороту кривошипа α_1 :

$$\alpha_1 = \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_1 \right) = \frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{Z} ;$$

Із умови:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = 0 ;$$

отримаємо, що екстремум кутової швидкості хреста повинен бути при $\alpha=0$. Це максимальне значення кутової швидкості буде:

$$\omega = i_{max} \cdot \omega_K = \frac{\lambda}{1 - \lambda} \omega_K ;$$

Для порівняння законів руху мальтійських механізмів будемо їх розглядати при тих самих умовах - при величинах кута повороту хреста і тривалості повороту, рівних одиниці.

Число пазів може бути $Z= 4, 5, 6$ та 7 .

Співвідношення $\frac{\omega_B}{\omega_P}$, $\frac{\varepsilon_B}{\omega_P^2}$ та $\frac{\omega_B \cdot \varepsilon_B}{\omega_P^3}$ характеризують миттєві значення швидкості, прискорення, потужності рис. 2.2 показані графіки залежності безрозмірних коефіцієнтів кутової швидкості мальтійського механізму з різним числом пазів і змінюються в довільних межах. Для оцінювання законів руху мальтійських механізмів треба їх розглядати при одних і тих же умовах з допомогою безрозмірних коефіцієнтів швидкості, прискорення та потужності. Безпосереднє порівняння відношень $\frac{\omega_B}{\omega_P}$, $\frac{\varepsilon_B}{\omega_P^2}$ та $\frac{\omega_B \cdot \varepsilon_B}{\omega_P^3}$ у механізмах з різним числом пазів не дозволяє оцінити закони руху цих механізмів, тому що кути повороту хрестів різні і відповідають різним кутам повороту кривошипа.

Для мальтійського механізму з зовнішнім зачепленням найбільші коефіцієнти

$$K_{\omega \max} = z \frac{2\varphi}{360} u_{B \max} ;$$

$$K_{\varepsilon \max} = 2\pi z \left(\frac{2\varphi}{360}\right)^2 \frac{\varepsilon_{B \max}}{\omega_P^2} ;$$

На рис. 3.2 показані графіки залежності безрозмірних коефіцієнтів кутової швидкості мальтійського механізму та кутового прискорення від числа пазів, які отримані за допомогою обчислень в середовищі *Mat Cad 2000* по формулам 3.1-3.2.

Вихідні дані: число пазів мальтійського механізму $Z= 4; 5, 6, 7$ з співвідношенням $\lambda=0,45\dots 0,8$ (табл.2.1); α_n – поточний кут між віссю OY та водилом радіанах, $n=0, 1, 2, 3\dots 80$ – кількість точок розрахунку положень, $i_{n,j}$ – безрозмірний коефіцієнт кутової швидкості в залежності від j та n ; $k_{j,n}$ – безрозмірний коефіцієнт кутового прискорення в

залежності від j та n ;

$$i_{n,j} := \frac{\lambda_j}{1 - 2 \cdot}$$

$$;$$

$$\alpha_n := -\frac{\pi}{4} + \frac{\pi \cdot n}{160};$$

$$n := 0..80 \quad ;$$

$$i_{n,j} := \frac{\lambda_j \cdot (\cos(\alpha_n) - \lambda_j)}{1 - 2 \cdot \lambda_j \cdot \cos(\alpha_n) + (\lambda_j)^2} \quad ;$$

$$k_{n,j} := -\frac{\lambda_j \cdot [1 - (\lambda_j)^2] \cdot \sin(\alpha_n)}{[1 - (2 \cdot \lambda_j \cdot \cos(\alpha_n)) + (\lambda_j)^2]^2} \quad ;$$

Таблиця 3.1.

Число пазів z	Співвідношення R/L	Кут повороту 2α , <i>град.</i>	Кут повороту 2ϕ , <i>град.</i>	Коефіцієнт k
4	0.707	270	90	0,2
5	0.588	252	72	0,33
6	0500	240	60	0,43
7	0.434	231,26	126,34	0,56

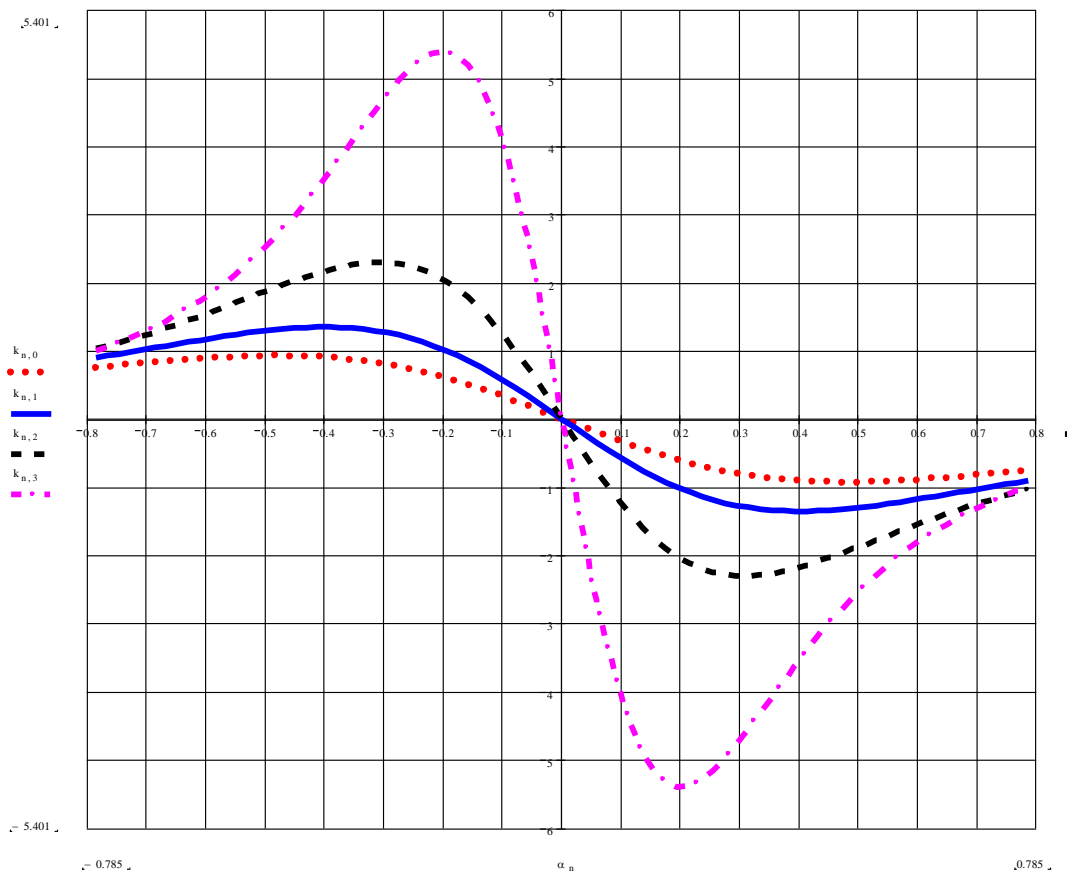
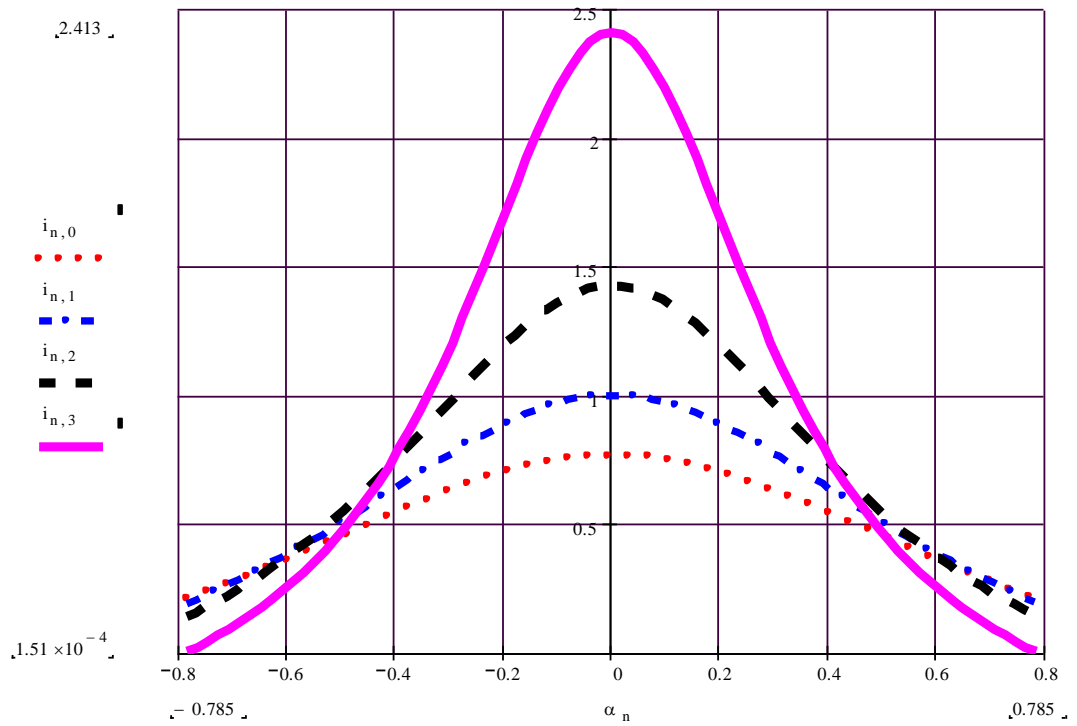


Рис. 3.2. Графіки залежності кутової ω швидкості мальтійського механізму та кутового прискорення ϵ від числа пазів Z

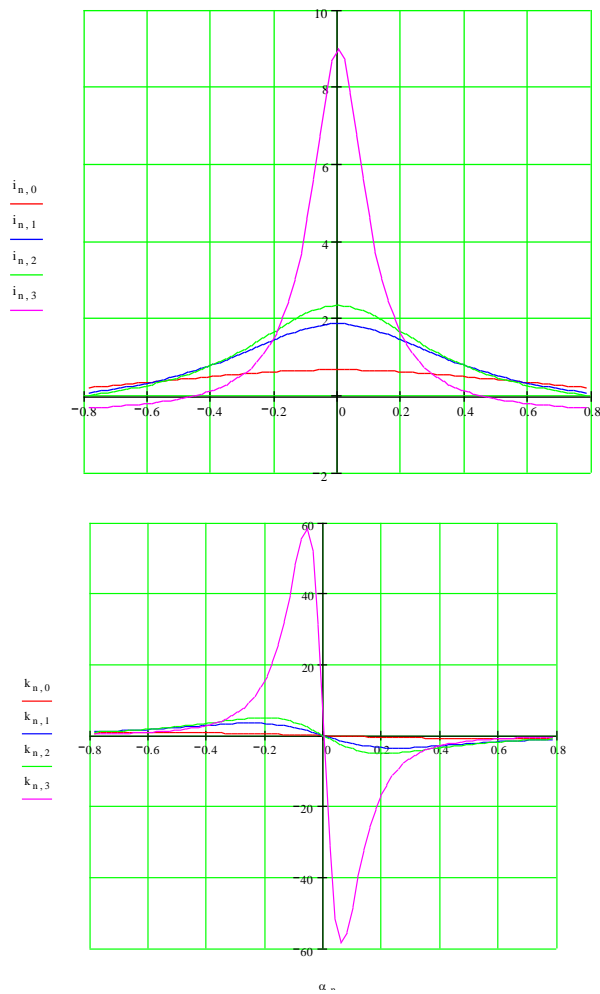


Рис. 3.3. Графіки залежності кутової ω швидкості мальтійського механізму та кутового прискорення ϵ від числа пазів Z

3.1.2. Силовий розрахунок механізму з зовнішнім зачепленням

При силовому розрахунку мальтійських механізмів виникають наступні основні задачі:

а) визначення величини максимального тиску P ведучої цівки на паз хреста (рис. 3.1), по якому ведеться розрахунок на міцність деталей механізму;

б) визначення середньої потужності, потрібної на поворот ведучого кривошипа;

в) визначення відношення максимальної миттєвої потужності на ведучому кривошипі механізму до середньої потрібної потужності, необхідної для перевірки мотора на перевантаження у випадку

індивідуального привода механізму.

Розглянемо послідовно ці задачі. Напишемо диференціальне рівняння обертання хреста навколо хреста його осі:

$$I\varepsilon = M - M_c;$$

де I — момент інерції хреста й обертових разом з ним мас, приведених до вала хреста; ε — кутове прискорення хреста; M та M_c , відповідно рушійний момент на валу хреста і постійний момент опору.

Увівши позначення

$$\frac{I\omega_k^2}{M_c} = A,;$$

з рівняння (3.2) визначимо момент на валу хреста

$$M = M_c (1 + k_\varepsilon A).$$

Тиск P ведучого ролика на паз хреста буде

$$P = \frac{M}{r_x} = M_c \left(\frac{1}{r_x} + \frac{k_\varepsilon}{r_x} A \right),$$

де r_x — відстань від центра обертання хреста до центра ролика. З рис. _____ видно, що

$$r_x = \sqrt{R^2 \sin^2 \alpha + (L - R \cos \alpha)^2} = L \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos \alpha},$$

де як і раніше

$$\frac{R}{L} = \sin \frac{\pi}{z} = \lambda.$$

Для перевірки на міцність бічних поверхонь пазів хреста і деталей кривошипа необхідно відшукати максимальну величину P_{max} тиску ролика на паз хреста. Умова $\frac{dP}{d\alpha} = 0$ при заданому A приводить до наступного рівнянню для визначення кута α , при якому P досягає максимуму.

$$A = - \frac{\sin \alpha (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos \alpha)^2}{(1 - \lambda^2) [\cos \alpha (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos \alpha) - 5\lambda \sin^2 \alpha]};$$

Вирішити це рівняння можна лише графічним шляхом. Для спрощення розрахунків звичайно обмежуються наближеним підрахунком

величини P_{max} , користаючись формулою

$$P_{max} \cong M_c \left[\left(\frac{1}{r_x} \right)_{max} + \left(\frac{k_\varepsilon}{r_x} \right)_{max} \cdot A \right]; \quad (3.4)$$

3.2. Розрахунок діаметру осі ролика мальтійського механізму

При силовому розрахунку мальтійських механізмів виробляється:

- а) визначення потужності, необхідної для повороту хреста;
- б) перевірка контактних напруг;
- в) перевірка згинних напружень осі ролика або пальця.

Вихідні дані: матеріал сталь 20Х ГОСТ 4543-71 ($\sigma_B=790$ н/мм², $\sigma_\tau=640$ н/мм², $[\sigma_{-1}]=350\dots380$ н/мм², зусилля зі сторони ролика мальтійського механізму наведені в табл.

Максимальні значення крутного моменту на розподільному валу і осі шпindelного барабана і сили Q_{pmax} на ролику кривошипа БТА мод. 1Б290Н при повороті на 600 і частоті обертання РВ $n=9,3$ об/хв. приведені в табл. 3.2.

Максимальні значення обертового моменту на розподільному валу і осі шпindelного барабана і сили Q_{pmax} на ролику кривошипа

Таблиця 3.2

Тип мальтійського механізму	$M_{pвmax}$ Н м	$M_{ШБmax}$ Н. м	Q_{pmax} Н
ММ із 4-пазовим хрестом	3100	2300 2380	18700
ММ із 5-пазовим хрестом	1800	2320	9900 13600

ММ із 4-пазовим хрестом і планетарною передачею	1660	3050	11700 12700
ММ із динамічним розвантажувачем	2200	1887 1600	-
ММ із круговими пазами хреста	1540	3440	23800

Динамічні характеристики

Таблиця 3.3

№ п/п	Найменування параметра	Позначення	Значення
1	Приведений момент інерції маси кривошипа, кг.м ²	J_1	3,7
2	Приведений момент інерції маси мальтійського хреста, кг.м ²	J_2	8,7
3	Приведений момент інерції маси ШБ, кг.м ²	J_3	350,0
4	Приведена твердість пружних ланок, розташованих між ведучим ланкою і кривошипом, Н.м/рад	C_{01}	$3 \cdot 10^6$
5	Приведена твердість пружних ланок, розташованих між мальтійським хрестом і ШБ, Н.м/рад	C_{23}	$3,7 \cdot 10^6$
6	Коефіцієнт демпфірування, Н.м.з	H_{23}	1600
7	Вага ШБ, Н (при визначенні сил тертя)	$G_{шб}$	34300
8	Радіус ШБ, м	$R_{шб}$	0,39

Цикл роботи верстата чітко ділиться на дві фази – швидкий хід і робочий хід. Цим фазам відповідають дві частоти обертання розподільного валу, тобто відбувається швидке і повільне його обертання.

Частина обороту розподільного валу від 0 до 210 йде на допоміжні рухи і проводиться швидко постійною частотою обертання 12,5 об/хв. Під час швидкого ходу здійснюються всі допоміжні рухи, не пов'язані з процесом

різання, а саме: швидке відведення всіх супортів від оброблюваної, розтиск патрона і його затиск, поворот барабана, шпинделя, на чергову позицію, швидке підведення супортів.

Решта частини обороту розподільного валу від 210° до 360°, що йде на робочу подачу інструментів, проводиться поволі частотою обертання, залежного від заданого часу на обробку.

Навантаження на згин та кручення осі ролика визначатимемо за формулами:

$$\sigma = \frac{M \cdot 1000}{W}$$

$$\tau = \frac{\tau}{2} = \frac{M_K}{2W}$$

Сила що діє на ролик перпендикулярно стінці пазу мальтійського механізму

$$P = \frac{M}{R_R}$$

R_K – текучий радіус хреста мальтійського механізму, α ψ_1 -текучий кут повороту водила, ϕ ψ_2 -текучий кут повороту хреста.

$$R_K = \frac{x}{\cos \phi_2} = \frac{L - R \cos \phi_1}{\cos \phi_2}$$

Звідки:

$$P = \frac{M}{R_R} = \frac{M \cdot \cos \phi_1}{L - R \cos \phi_2}$$

Нехай $M = 1800$ та 3100 Н м

Виходячи з умови міцності на згинання діаметр осі ролика в небезпечному перерізі:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot P \cdot L}{\pi \cdot [\sigma_u]}}$$

де $P_K = 18700$ та 9900 Н - зусилля на валу відповідно в 4-х та 5-ти пазовому мальтійському механізму, $L = 30 \text{ мм} = 0,3 \text{ м}$ - плече прикладання сили, $[\sigma_u] = 310 \text{ Н/мм}^2$ – допустиме навантаження на згин, W - момент інерції поперечного перерізу осі ролика. Відповідно діаметр осі буде:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 18700 \cdot 38}{\pi \cdot 380}} = 13,3 \text{ мм};$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 9900 \cdot 38}{\pi \cdot 380}} = 21,6 \text{ мм};$$

З врахування крутного моменту на розподільному валу:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_K \cdot 1000}{0,2 \cdot [\tau_u]}};$$

для 5-ти пазового ММ

$$d = \sqrt[3]{\frac{3100 \cdot 1000}{0,2 \cdot 390}} = 34,1 \text{ мм};$$

для 4-ти пазового ММ

$$d = \sqrt[3]{\frac{1800 \cdot 1000}{0,2 \cdot 390}} = 28,5 \text{ мм};$$

Приймаємо, виходячи з найбільш несприятливого показника, $d=35$ мм.

Розрахункова схема навантаження осі ролика, де F_{TP} – сила тертя між роликком і пазом хреста:

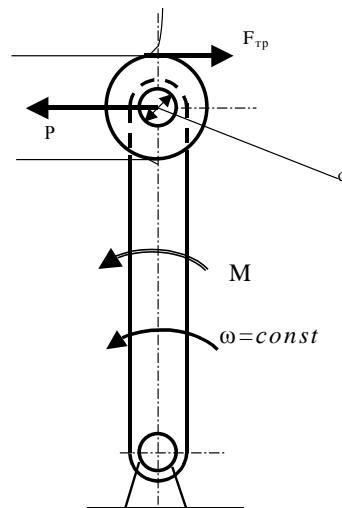


Рис. 3.4. Розрахункова схема

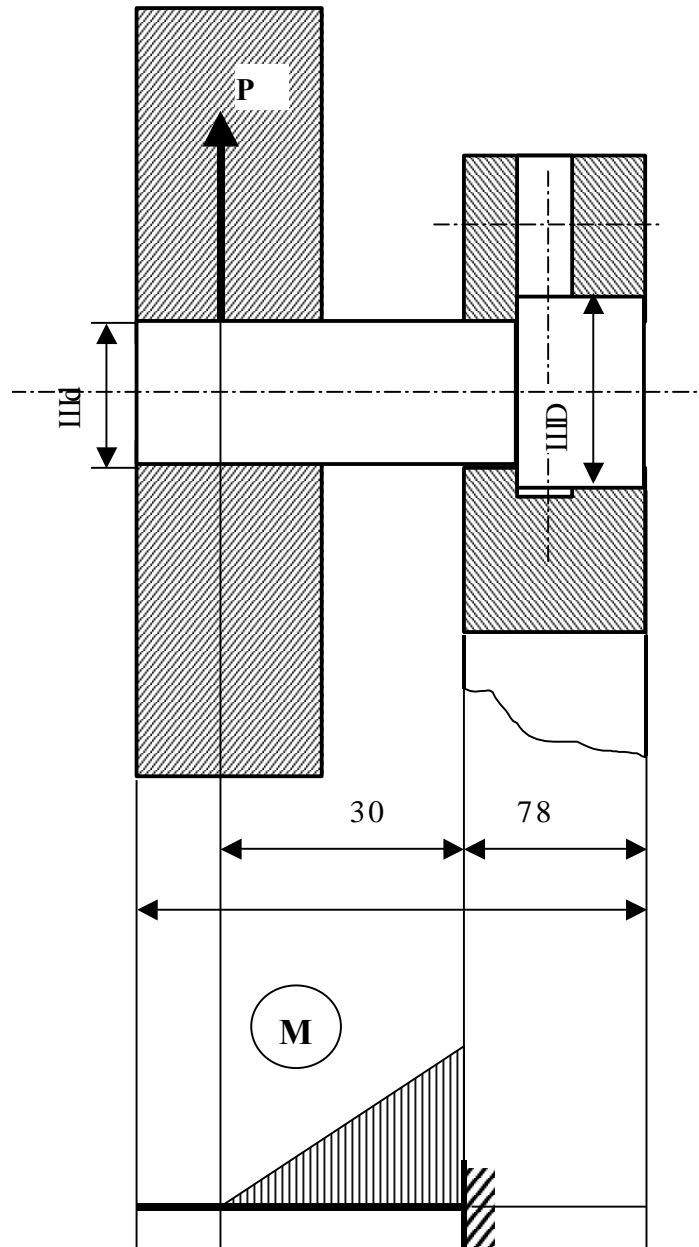


Рис. 3.5. Схема навантаження осі ролика

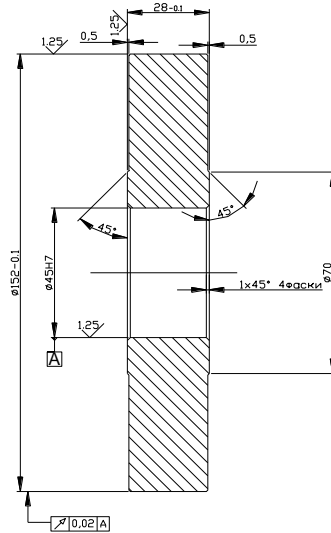


Рис.3.6. Загальний вигляд ролика приводу мальтійського механізму

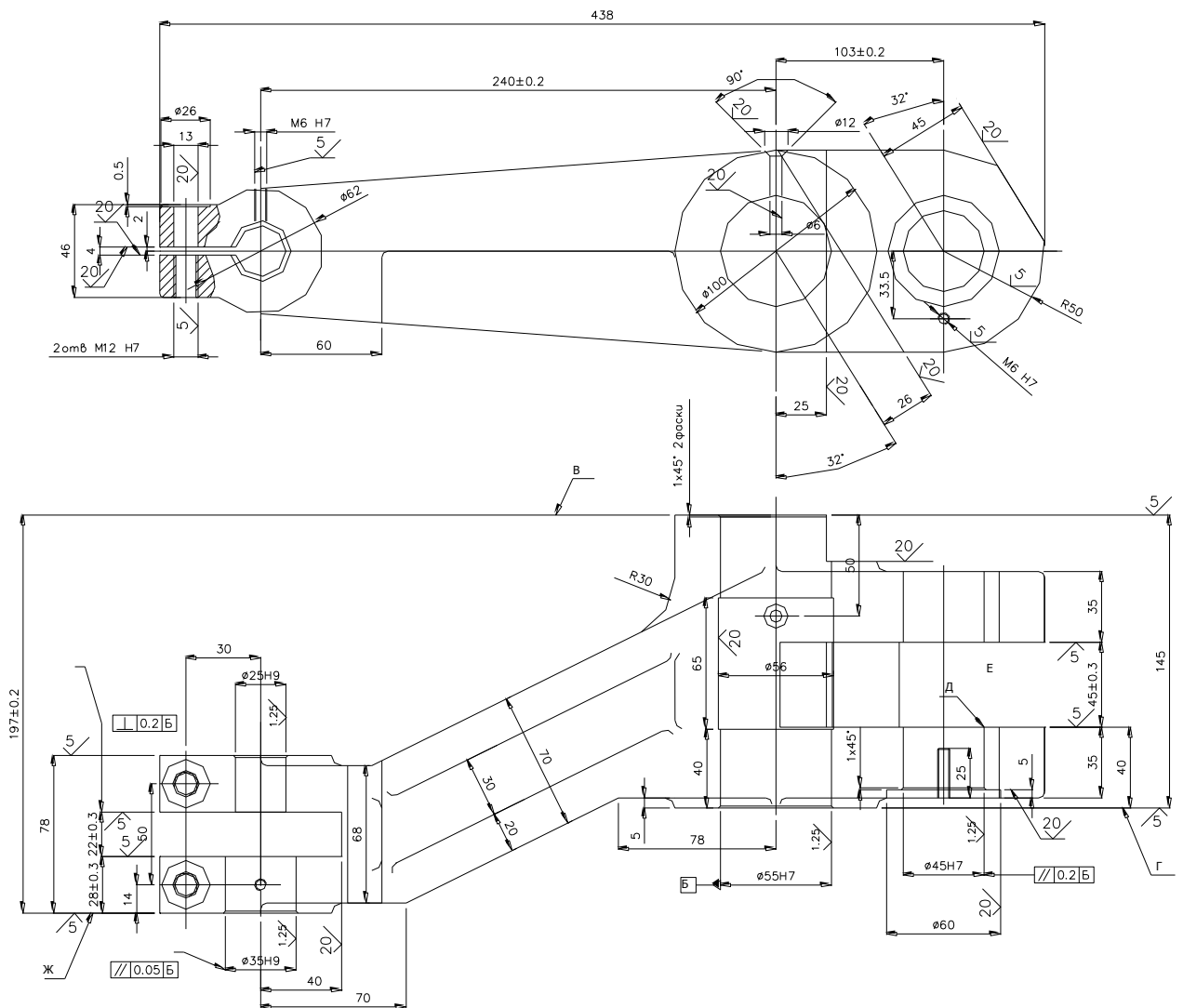


Рис. 3.7. Загальний вигляд водила приводу мальтійського механізму

3.3. Розрахунок контактних зусиль в парі ролик-мальтійський хрест

Деформації та напруження, що виникають при взаємному натисканні двох тіл, що контактують, називаються контактними. Передача тиску проходить по досить малим площам. Матеріал біля такої площадки не має можливості вільно деформуватися і тому відчуває об'ємний напружений стан.

Перевірка міцності напруженого стану в небезпечних точках проводять по третій або четвертій теоріям міцності.

Матеріали: Мальтійський хрест Сталь 40Х и ролик -Сталь 35 з термообробкою до HRC 45-50.

	хрест	ролик
σ_b , МПа	690	520
σ_T , МПа	390	270
НВ	190	160

Головні радіуси кривизни: Для ролика $\rho_1 = 152$ мм, $\rho'_1 = \infty$. Для паза хреста $\rho_2 = \infty$, $\rho'_2 = \infty$.

Кут між головними площинами, які містять ρ_1 та ρ_2 $\varphi = \frac{\pi}{2}$.

$$\text{Допоміжний кут } \psi = \pm \frac{\frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2}}{\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}} = \frac{\frac{1}{152} - 0}{\frac{1}{152} + 0} = 1;$$

Площадка контакту в стику ролик- паз мальтійського механізму має вигляд вузького прямокутника, ширина якого визначається по формулі:

$$b = 2,15 \sqrt{q \frac{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}};$$

де $E_1 = 2,12 \cdot 10^7$ та $E_2 = 2,12 \cdot 10^7$ Н/мм² – модулі пружності матеріалів

ролика та хреста відповідно, $R_1 = 7,6$ см і $R_2 = \infty$ — радіуси кривизни ролика та хреста відповідно, $q = 667,8$ Н/см - інтенсивність навантаження. Тоді:

$$b = 2,15 \sqrt{667,8 \frac{\frac{1}{2,12 \cdot 10^7} + \frac{1}{2,12 \cdot 10^7}}{\frac{1}{7,6} + 0}} = 2,15 \sqrt{\frac{7,6 \cdot 2 \cdot 667,8}{2,12 \cdot 10^7}} = 0,04 \text{ см};$$

Найбільше напруження стиску, яке діє в точках осі площадки контакту:

$$\sigma_{\max} = 1,27 \frac{q}{b} = 1,27 \frac{667,8}{0,04} = 21202 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{\max} = 212 \text{ МПа} < [\sigma_{\max}];$$

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Характеристика дільниці з точки зору охорони праці та техніки безпеки

Обладнання, що знаходиться на дільниці механічної обробки повинно відповідати вимогам ГОСТ 12.3.025-80 “Обработка металлов резанием. Требования безопасности”.

Виробниче приміщення, в якому проходить процес обробки різанням, повинно відповідати вимогам СНіП 11-2-80, СНіП 11-89-80 і санітарним вимогам проектування виробничих приміщень СН 245-71. Дільниця повинна бути обладнана засобами пожежегасіння згідно ГОСТ 12.4.009-83. При обробці заготовок, які виходять за межі обладнання, встановлюються переносні огорожі.

При механічній обробці металів в повітря можуть поступати різноманітні шкідливі речовини. Найбільш поширеними шкідливими факторами повітряного середовища на дільниці є пил і різноманітні аерозолі, що випаровуються від мастильно-охолоджуючих рідин.

Пил, потрапляючи в механізми що труться, прискорює їх спрацювання, а потрапляючи на обмотки електродвигунів, погіршує відвід теплоти, може спричинити коротке замикання. Дія пилу на людину залежить від його токсичності, дисперсності і концентрації в повітряному середовищі. Вміст шкідливих речовин у повітрі не повинен перевищувати граничнодопустимих концентрацій (ГДК), які оцінюються в міліграмах на метр кубічний і норм, які вказані в ГОСТ 12.1.005-76 і СН 245-71.

Параметри мікроклімату дільниці повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.1.005-76. Під мікрокліматом приміщення розуміють клімат внутрішнього середовища даного приміщення, який визначається діючим на організм людини поєднанням температури, вологості і швидкості руху повітря, а також температури довколишніх поверхонь. Оптимальна вологість 30..60 % при температурі повітря 18..20 °С.

Швидкість руху повітря один з факторів що характеризує мікроклімат приміщення. Швидкість руху повітря повинна бути в межах 0.1..0.5 м/с при загальній вентиляції і 0.7..2 м/с при місцевій вентиляції.

Для підтримки норм мікроклімату дільниці, видалення забрудненого повітря і подачі замість нього свіжого повітря застосовують вентиляцію приміщення.

Небезпеку також являє контакт з рухомими елементами обладнання, різучим інструментом, рухомими частинами різного роду передач, рухомих машин. Безпека праці забезпечується застосуванням опорних, запобіжних пристроїв, блокуючих пристроїв, а також світлової сигналізації.

4.2 Розрахунок імовірності виникнення пожежі від електричного виробу

Імовірність виникнення пожежі від електричного виробу є інтегральним показником, що враховує як надійність (інтенсивність відмов) самого виробу і його захисної апаратури (теплової і електричної), як і ймовірність загорання (досягнення критичної температури) частинами виробу, що підтримуються конструкційними матеріалами чи речовинами і матеріалами що знаходяться в зоні його радіаційного випромінювання або в зоні поранення електричною дугою чи розжареними (палаючими) частинами (частинками), що розлітаються від виробу.

Параметри й умови іспитів для конкретного виробу повинні знаходитися в нормативно-технічній документації на виріб.

Рахується що виріб задовольняє вимоги дійсного стандарту, якщо він пройшов випробування в характерному пожежонебезпечному режимі і ймовірність виникнення пожежі в ньому (від нього) не перевищує 10^{-6} в рік.

Комплектуючі вироби (резистори, конденсатори, транзистори, трансформатори, клемні зажими, реле і т. д.) допускаються до користування, якщо вони відповідають вимогам пожежної безпеки відповідних нормативно-технічних документів і для них визначені інтенсивності пожежонебезпечних

відмов, які необхідні для оцінки ймовірності виникнення пожежі в кінцевому виробі.

В залежності від виду призначення виробу характерні випробувальні пожежонебезпечні режими створюють шляхом:

- збільшення сили струму, що протікає через випробовуваний електричний виріб або його основну частину (підвищення напруги, коротке замикання, пере навантаження, двохфазне ввімкнення електротехнічних приладів трьохфазного струму, заклинювання ротора або інших рухомих частин електричних машин і апаратів і ін.);

- зниження ефективності тепло відводу від нагріваємих електричним струмом деталей поверхонь електричних пристроїв (закривання поверхонь горючими матеріалами з малим коефіцієнтом теплопровідності, відсутність рідини в водоналивних приладах, виключення вентилятора в електрокалориферах і термоелектровентиляторах, зниження рівня масла або іншої діелектричної рідини в маслонаповнюючих приладах, зниження рівня рідини, що використовується в якості теплоносія і ін.);

- збільшення перехідного опору (значення спадання напруги, що виділяється потужності) у контактних з'єднаннях або комутаційних елементах;

- підвищення коефіцієнта тертя в що рухаються (обертючих) елементах (імітація відсутності змащення, знос поверхонь і т. п.);

- впливу на деталі електроустановок електричних дуг (різка перенапруга, відсутність дугогасних ґрат, вихід з ладу елементів, шунтующих дугу, коловий вогонь колектора);

- скидання розпечених (палаючих) часток, що утворюються при аварійних режимах в електроустановках, на пальні елементи (часток від оплавлення нікелевих електродів у лампах накаливання, часток металів, що утворюються при коротких замиканнях в електропроводках, і т.п.);

- розташування пальних матеріалів у зоні радіаційного нагрівання, створюваного електроустановками;

- пропущення струму по конструкціях і елементах, що нормально не обтікаються струмом, але можуть їм обтікатися в аварійних умовах;
- створення непередбаченого умовами роботи, але можливого в аварійному режимі нагрівання за рахунок електромагнітних полів.

Розрахуємо імовірність виникнення пожежі від ємнісного пускорегулюючого апарата (ПРА) для люмінесцентних ламп на $W=40$ Вт і $U=220$ В,

Дані для розрахунку приведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1.- Температура оболонки в найбільш нагрітому місці при роботі в аномальних режимах. K ,

Параметр	Тривалий пусковий режим	Режим з коротко замкнутим конденсатором	Тривалий пусковий режим з коротко замкнутим конденсатором
T	375	380	430
σ	6,80	5,16	7,38

Розрахунок виникнення пожежі від ПРА ведемо [ГОСТ 12.1.004-91], ПРА є складовою частиною виробу з наявністю довкола нього пального матеріалу (компаунд, клемна колодка); добуток імовірностей $Q(PP)$ х $Q(HЗ)$ позначимо ,через $Q(a_i)$; можна записати

$$Q_a = Q(B) \cdot Q_{i.c} \cdot \left[\sum_{i=1}^k Q(a_i) \cdot Q(T_i) \right]; \quad (4.1)$$

де Q_a - нормативна імовірність виникнення пожежі при запаленні апарата, рівна 10^{-6} ;

$Q(B)$ - імовірність запалення апарата або викиду з нього полум'я при температурі поверхні ПРА (у найбільш нагрітому місці), рівної чи перевищуючої критичну;

$Q_{н.з}$ - імовірність неспрацьовування апарата захисту (електричної, тепловий і т.п.);

$Q(a_i)$ - імовірність роботи апарата в i -му (пожежонебезпечному) режимі;

$Q(T_i)$ - імовірність досягнення поверхнею апарата (у найбільш нагрітому місці) критичної (пожежонебезпечної) температури, що дорівнює температурі запалення (самозапалювання) ізоляційного матеріалу;

k - число пожежонебезпечних аномальних режимів роботи, характерне для конкретного виконання ПРА.

За позитивний результат досвіду в даному випадку в залежності від вид-електричного виробу приймають: запалення, поява диму, досягнення критичного значення температури при нагріванні і т.п.

Для оцінки пожежної небезпеки проводимо іспит на десятих зразках ПРА. За температуру в найбільш нагрітому місці приймаємо середнє арифметичне значення температур в іспитах

$$T_{ср} = \frac{\sum_{s=1}^{10} \dot{\theta}_s}{10}. \quad (4.2)$$

Додатково визначає середнє квадратичне відхилення

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{s=1}^{10} (\dot{\theta}_s - \dot{\theta}_{ср})^2}{10}} \quad (4.3)$$

Імовірність ($Q(T_i)$) вираховуємо по формулі:

$$Q(T_i) = 1 - \Theta_i, \quad (7.4)$$

де Θ_i - безрозмірний параметр, значення якого вибирається по табличним даним, у залежності від безрозмірного параметра α_i у розподілі Стюдента.

Вираховуємо (α_i) по формулі:

$$\alpha_i = \frac{\sqrt{10} (T_k - T_{ср})}{\sigma}, \quad (4.5)$$

де T_k - критична температура,

Значення (T_k) стосовно для ПРА вираховуємо по формулі

$$T_k = \frac{\sum_{i=1}^{10} (T_{aj} + T_{aj})}{20}, \quad (4.6)$$

де T_{aj} , T_{aj} - температура j -го апарата (у найбільш нагрітому місці), відповідно з появою першого диму і при «виході» апарата з ладу (припиненні струму в ланцюзі).

$$\alpha_1 = \frac{\sqrt{10} (442.1 - 375)}{6.8} = 31.2,$$

$$\alpha_2 = \frac{\sqrt{10} (442.1 - 380)}{5.16} = 38.0,$$

$$\alpha_3 = \frac{\sqrt{10} (442.1 - 430)}{7.38} = 5.185,$$

Для цих значень $\Theta_1=1$, $\Theta_2=1$, $\Theta_3=0,99967$.

Імовірність Q_a позитивного результату досвіду (запалення, появи диму або досягнення критичної температури) визначається після проведення лабораторних іспитів в умовах;

$$Q_a = \frac{3 + 1,3 \cdot m}{n + 2}, \quad (4.7)$$

де m — число досвідів з позитивним результатом;

n — число дослідів.

У випадку $m \geq 0.76(n - 1)$ приймають $Q_a=1$.

Як критичну температуру, у залежності від виду виробу, умов його експлуатації і можливих джерел запалювання може бути прийнята температура, що складає 80% температури запалення ізоляційного (конструкційного) матеріалу.

Значення критичної температури (T_k) склало 442,1 К, при цьому з дев'яти випробуваних апаратів у двох був зафіксований викид полум'я ($m=1$)

$$Q_a = \frac{3 + 1,3 \cdot 1}{10 + 2} = 0,36.$$

Результати розрахунку зазначені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2. Результати розрахунку

Параметр	Тривалий пусковий режим ($i=1$)	Режим з коротко замкнутим конденсатором ($i=2$)	Тривалий пусковий режим з коротко замкнутим
$Q(a_i)$	0,06	0,1	0,006
α_i	31,2	38	5,185
Θ_i	1	1	0,99967
$Q(T_i)$	0	0	0,00033

Висновок: Таким чином, розрахункова імовірність виникнення пожежі від ПРА дорівнює $Q_{n=1} = (0,06 + 0,1 + 0,006 + 0,00033) \cdot 0,36 = 7,1 \cdot 10^{-7}$, що менше $1 \cdot 10^{-6}$, тобто ПРА пожежебезпечний.

4.2. Заходи по зменшенню забруднення довкілля

На проектованій ділянці виготовлення корпусу можна передбачити наступні заходи для зменшення шкідливих викидів в навколишнє середовище:

Для зменшення викидів забруднених відходів води на даному підприємстві слід передбачити повторне використання води для технічних потреб, більш раціональне її використання в ході виконання технологічного процесу. Для очищення промислових стоків на виробництві можна рекомендувати використання таких засобів очищення води:

- маслозбирачі; фарбозбирачі; станції нейтралізації хімічно забруднених вод; очисні споруди для фільтрування, хімічного очищення та відстоювання води.

В ході виконання обробки деталей із чавуну та сталей відходи цих матеріалів (стружка, металолом) слід передбачити обов'язковий збір відходів і передачі її на спеціальні пункти, де вони будуть направлятись: частково на переплавку на ділянцю литва, і в основному на пункти збору вторинної

сировини для відправки на підприємства металургійної промисловості.

На підприємстві широко застосовуються мастильні матеріали для змащування технологічного обладнання, зменшення тертя в рухомих частинах устаткування та багато іншого. В результаті цього передбачаються значні кількості відпрацьованого масла. Тому на підприємстві необхідно передбачити устаткування для переробки та регенерації відпрацьованого масла. Рекомендується використовувати установку типу УРИМ-100

При обробці виробів із чавуну виділяється значна кількість пилу, який забруднює навколишню атмосферу і може привести до тяжких захворювань органів дихання. Для очищення повітря від пилу слід передбачити фільтри в місцевій вентиляції на робочих місцях, на яких проводиться обробка таких деталей, а також необхідно передбачити використання спеціальних фільтрів в місцях заточування інструменту, шліфування деталей та інших, де можливе виділення пилу.

Багато способів очистки промислових газів від механічних сумішів оснований на застосуванні двох груп методів: механічних і фізичних. До механічних методів очистки відносяться гравітаційна і інерційна сепарація, мокра очистка (промивка) газів, фільтрація через різні матеріали. До числа фізичних методів відносяться осадження в електричному полі і акустична коагуляція.

Установка для очистки повітря, який містить аерозолі масла і мастильно-охолоджуючої рідини (МОР), призначена для використання в машинобудуванні і інших галузях промисловості. Загальний вигляд її показано на рис. 4.1, а технічна характеристика в табл. 4.3.

Установка розміщується коло металообробного і іншого технологічного обладнання, від якого по повітроходу відсмоктується в забруднене повітря, очищає його від суміші і повертає виробниче приміщення з остаточним вмістом, який не перевищує санітарних норм.

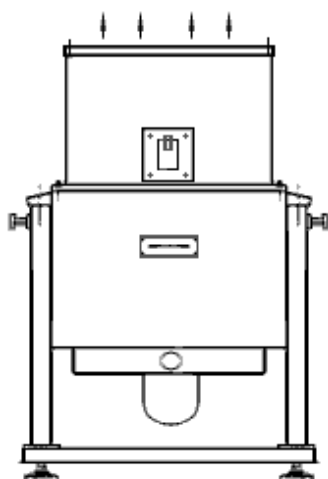


Рис. 4.1. Установка для очистки повітря.

Таблиця 4.3. Технічна характеристика установки для очистки повітря.

№. п/п	Назва параметрів	Дані
1.	Продуктивність не менше, куб. м/час	800
2.	Величина розрядження, мм вод. ст.	150
3.	Концентрація аерозоліей на виході не більше мг/куб.м	
4.	Потужність електродвигуна, кВт	1.5
5.	Частота обертання електродвигуна, об/хв	2860
6.	Діаметр вхідного патрубку, мм	125
7.	Габарити, мм	
	виконання 1	500x1100
	виконання 2	500x850
8.	Маса, кг	
	виконання 1	99
	виконання 2	82

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В роботі розглянуті механізми періодичного повороту робочих органів верстатів, наприклад шпindelного барабана. Поворот ШБ здійснюється мальтійським механізмом зовнішнього зачеплення з прямолінійними пазами. Кривошип мальтійського механізму закріплений на розподільному валу, що приводиться в обертання через черв'ячну передачу, що самогальмується, з передатним відношенням $1/40$.

2. Проаналізовано вимоги до механізмів періодичного повороту вузлів здійснення повороту на необхідні кути протягом можливо меншого часу при допустимих динамічних навантаженнях і забезпеченні умов, необхідних для подальшої фіксації точних положень вузлів.

3. Досліджено забезпечення можливості зміни кутів повороту вузлів при наладці станків або в автоматичному циклі їх роботи. Механізми фіксації повинні забезпечити в заданих межах точність і жорсткість зафіксованих положень вузлів після їх повороту протягом досить тривалого часу експлуатації.

4. Досліджено кінематичні параметри мальтійського механізму з побудовою графіків залежності безрозмірних коефіцієнтів швидкості та прискорення, виконано силовий розрахунок елементів мальтійського механізму – ролика і осі.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Артоболовский И.И., Левитский Н.И., Черкудинов С.А. Синтез плоских механизмов. – М.: Физматгиз, 1959. – 1084 с.
2. Вибрации в технике: Справочник. Т.6. Защита от вибрации и ударов/Под ред. К.В.Фролова. – М.: Машиностроение. 1981. -556 с.
3. Детали и механизмы металлорежущих станков /Под ред. Д.Н.Решетова. Т. 2.-М.: Машиностроение. 1972, -520с.
4. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. – Киев: Наукова думка, 1086.-288с.
5. Кожевников С.Н. "Теорія механізмів і машин". -М.: Машинобудування, 1973, с.з. 328-332).
6. Кулик В.К. Синтез прецизионных механизмов для воспроизведения фасонных поверхностей. -Киев: Наукова думка, 1985.-120с.
7. Левитский Н.И. Колебания в механизмах.-М: Наука, 1988.-366с.
8. Мальтийский механізм. Авторское свидетельство СССР №518591, МКИ 2:F 16 Н 27/06, опубл. 25.06.76. Бюл. №23.
9. Мальтийский механізм. Авторське свідоцтво СРСР № 241183, МКИ 2:F 16 Н 29/04, пріоритет 06.05.1967 р.
10. Матияевич В.М. Динамический расчёт машин периодического действия с оптимальным урoвнoвешиванием: Автограф.дис...канд.техн. наук.-Харьков, 1988.-15с.
11. Матияевич В.М. Исследование динамики системы с мальтийским механизмом //Теория механизмов и машин: Респ.междувед.науч.-техн. Сб.- Харьков. 1984.-Вып.37.-с.43-46.
12. Механізм повороту шпindelного барабана багатощпindelного токарного верстата. Штейман Л.Я., Макаронів О.Я., Шахрай І.Ю. /Патент України № 9967, МКВ В23b 9/00. опубл. 30.09.96. Бюл. №3.
13. Роцин Л. М. Снижение динамических нагрузок в мальтийском механизме переодического поворота // Теория механизмов и машин: Респ.

Междувед. Науч. –техн. Сборник. Харьков, 1999.-Вып.49.-с.88-93.

14. Сперанский Н.В. Проектирование мальтийских механизмов. Изд-во АН СССР, М,: 1960.- 98 с.

15. Справочник конструктора точного приборостроения./ Під ред. д.т.н. проф. Ф.Л.Литвина, ”Машинобудування”, 1964, с. 865.

16. Справочник технолога-машиностроителя I – II тома Под ред. А.Г.Косилова, Р.К.Мещеряков М: «Машиностроение» 1986г .

17. Тарабасов Н.Д., Учаев П.Н. Проектирование деталей и узлов машиностроительных конструкций. Справочник М: «Машиностроение» 1983г – 240с .

18. Тарзиманов Г.А. Проектирование металлорежущих станков М: «Машиностроение» 1980г – 295с .

19. Токарные многошпиндельные автоматы / В.И.Чергикало, О.И.Гуров, Б.П.Давидович и др. – М.: Машиностроение, 1978.-309 с.