

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Розроблення та динамічний аналіз приводу планшайби верстата
для обробки плиткового скла

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МВм-61
спеціальності

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

Керівник

Нормоконтроль

Завідувач кафедри

Рецензент

Гарнік В.М.

(прізвище та ініціали)

Буховець В.М.

(прізвище та ініціали)

Крупа В.В.

(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ФакультетІнженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

КафедраКонструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Крупа В.В.

(підпис)(прізвище та ініціали)

« » 2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступенямагістр

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

студентуГарніку Володимирі Миколайовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботиРозроблення та динамічний аналіз приводу планшайби верстата для обробки приткового скла

Керівник роботиБуховець Валерій Миколайович, к.т.н.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «08» 11 2024 року № 4/7-1066

2. Термін подання студентом завершеної роботи 16.12.2024р.
3. Вихідні дані до роботи *Матеріали по верстатах для обробки керамічних та матеріалів та скла; конструкторська документація по верстатах для обробки плиткового скла; матеріали наукових робіт в області динаміки привідних систем верстатів*
4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)
- 1. Аналітичний розділ*
- 2. Проєктний розділ*
- 3. Науково-дослідний розділ*
- 4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях*

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)
- 1. Загальний вигляд верстата для обробки плиткового скла після модернізації приводу планшайби*
- 2. Конічний редуктор приводу планшайби (складальне креслення)*
- 3. Динамічна та математична моделі приводу планшайби верстата для обробки плиткового скла*
- 4. Результати моделювання власних частот та форм коливань пружної системи приводу планшайби його перехідних режимів при пуску з урахуванням властивостей приводного двигуна*

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н., асистент Сенік А.А.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	ст. викладач Клепчик В.М.		
Нормоконтроль	к.т.н., доцент Кобельник В.Р.		

7. Дата видачі завдання 18.11.2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

[illegible]

Студент

(підпис)

Гарнік В.М.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Буховець В.М.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Гарнік В.М. Розроблення та динамічний аналіз приводу планшайби верстата для обробки приткового скла. 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2024 р.

У кваліфікаційній роботі вирішено важливу науково-прикладну задачу модернізації приводу обертання планшайби верстата для обробки плиткового скла вільним абразивом та визначення динамічних властивостей його пружної системи.

Проведено модернізацію приводу обертання планшайби верстата для обробки плиткового скла вільним абразивом. Здійснено кінематичний розрахунок та розраховано основні силові характеристики приводу обертання планшайби. Проведено проєктний і перевірочний розрахунок клинопасової передачі, конічної передачі ведучого та веденого валів редуктора, вибрано підшипники та перевірено їх на довговічність. Розроблено розрахункові динамічні системи валів приводу у вигляді дво- та чотиримасових систем із пружними зв'язками та визначено інерційні параметри та крутильні податливості елементів приводу та з'єднань. Приведено моменти інерції і податливості до валу двигуна. Отримано багатомасову ланцюгову приведену динамічну систему приводу обертання планшайби, яка наближеним методом зменшення числа ступенів вільності приведена до еквівалентної системи з двома ступенями вільності. Розроблено математичну модель вільних крутильних коливань двомасової динамічної системи та визначено дві власні частоти коливань.

Ключові слова: планшайба, привід, динамічна модель, крутильні коливання, динамічний аналіз, математична модель, власна частота коливань

ANNOTATION

Harnik V.M. Development and dynamic analysis of the faceplate drive of the machine tool for the processing of flush glass. 133 – Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2024.

In the qualification work, an important scientific and applied task of modernizing the faceplate rotation drive of the machine for processing tile glass with a free abrasive and determining the dynamic properties of its elastic system was solved.

The faceplate rotation drive of the machine for processing tile glass with free abrasive has been modernized. A kinematic calculation was carried out and the main power characteristics of the faceplate rotation drive were calculated. The design and verification calculation of the V-belt transmission, the bevel transmission of the drive and driven shafts of the gearbox was carried out, the bearings were selected and tested for durability. Calculated dynamic systems of drive shafts in the form of two- and four-mass systems with elastic connections have been developed, and inertial parameters and torsional compliance of drive elements and connections have been determined. The moments of inertia and compliance of the motor shaft are given. A multi-mass chain reduced dynamic system of the faceplate rotation drive was obtained, which was reduced to an equivalent system with two degrees of freedom using the approximate method of reducing the number of degrees of freedom. A mathematical model of free torsional oscillations of a two-mass dynamic system was developed and two natural oscillation frequencies were determined.

Key words: faceplate, drive, dynamic model, torsional oscillations, dynamic analysis, mathematical model, natural frequency of oscillations

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1. АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ І ВЕРСТАТІВ ДЛЯ ОБРОБКИ ПЛИТКОВОГО СКЛА ТА ДИНАМІКИ ПРИВОДІВ ОБЕРТАННЯ	8
1.1. Аналіз впливу умов обробки при шліфуванні скла на якість обробленої поверхні	8
1.2. Аналіз способів абразивної обробки деталей із скла та оптичних деталей	11
1.3. Аналіз конструкції базового варіанта верстату для обробки плиткового скла	13
1.4. Аналіз конструкції верстатів для обробки плоских поверхонь скла	16
1.5. Огляд існуючих досліджень динамічних характеристик приводів обертання	21
1.6. Висновки по розділу 1, постановка мети та задач дослідження	24
2. ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ	28
2.1. Кінематичний та силовий розрахунок приводу обертання планшайби верстата для обробки плиткового скла	28
2.2. Розрахунок клинопасової передачі приводу планшайби	31
2.3. Розрахунок і вибір елементів конічного редуктора	33
2.3.1. Розрахунок конічної зубчастої передачі	33
2.3.2. Проєктний розрахунок валів редуктора	38
2.3.3. Перевірка довговічності підшипників ведучого валу	39
2.3.4. Перевірка довговічності підшипників веденого валу	43
2.3.5. Перевірочний розрахунок ведучого валу	46
2.3.6. Перевірочний розрахунок веденого валу	48
2.3.7. Розрахунок шпонкових з'єднань	50
2.3.8. Вибір сорту масла, призначення посадок	51
2.4. Висновки по розділу 2	52
3. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	54

3.1.	Розробка розрахункової схеми динамічної системи приводу обертання планшайби і визначення її параметрів	54
3.1.1.	Побудова розрахункової схеми приводу	54
3.1.2.	Визначення моментів інерції деталей приводу	57
3.1.3.	Розрахунок податливостей деталей приводу	62
3.1.4.	Приведення моментів інерції та податливостей до валу двигуна	65
3.1.5.	Зведення багатомасової крутильної коливної системи до еквівалентної системи двомасової	68
3.2.	Визначення власних частот та форм коливань крутильної двомасової системи приводу	70
3.3	Висновки по розділу 3	71
4.	ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	73
4.1.	Організація служби охорони праці на підприємстві для виготовлення скляних виробів	73
4.2.	Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів на дільниці з обробки плиткового скла	75
4.3.	Забезпечення безпечної експлуатації модернізованого верстату для обробки плиткового скла та техніки безпеки.	77
4.4.	Захист працюючих від надзвичайних ситуацій	79
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	82
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	85
	ДОДАТКИ	89

ВСТУП

Подальший розвиток ринкових відносин нашої країні вимагає виробництва конкурентоспроможних виробів, вищої якості, нижчої собівартості. Це можливо.

Важливу роль при швидкому технічному переозброєнні виробництва, зниженні частки ручної праці, підвищенні продуктивності, економії матеріальних ресурсів відіграють високопродуктивні методи механічної обробки різних матеріалів, засновані на застосуванні прогресивного інструменту та нового обладнання. Високу економічну ефективність від цього можна отримати при обробці виробів зі скла. Різноманітність технологічних операцій, що виконуються при обробці скла, високі вимоги до продуктивності обробки та якості поверхні викликають необхідність застосування відповідних інструментів, а також використання спеціального обладнання, що дозволяє забезпечити раціональні режими для кожного конкретного випадку обробки. Найчастіше при обробці скла використовують шліфування. При тонкому шліфуванні за певних умов (малі навантаження на зерна, високі швидкості різання) скло може поводитися як матеріал з яскраво вираженими пружнопластичними властивостями.

Коливання, які виникають у приводах верстатів для обробки скла знижують економічну ефективність процесу обробки та можуть загрожувати безпечній експлуатації. Значна жорсткість у статичних і динамічних режимах системи приводу дозволяє забезпечити стійкий і надійний процес шліфування скла при інтенсивних режимах.

Тому удосконалення приводу планшайби верстата для обробки скла та проведення його динамічного аналізу шляхом моделювання з метою підвищення терміну його роботи є актуальною науково-практичною задачею.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ І ВЕРСТАТИВ ДЛЯ ОБРОБКИ ПЛИТКОВОГО СКЛА ТА ДИНАМІКИ ПРИВОДІВ ОБЕРТАННЯ

1.1. Аналіз впливу умов обробки при шліфуванні скла на якість обробленої поверхні

Продуктивність обробки і якість обробленої поверхні скла визначають тим, який з процесів руйнування переважає, так як у загальному вигляді процес шліфування відбувається за наявності одночасно крихких і пружнопластичних деформацій матеріалу. Встановлено, що незалежно від характеру руйнування матеріалу, закономірності будь-якого процесу обробки характеризуються умовами роботи алмазних зерен у процесі різання [1, 2].

При шліфуванні неметалічних матеріалів абразивом якість поверхні залежить від умов обробки: кінематики та режимів шліфування, мікротвердості оброблюваного матеріалу, характеристики абразиву, виду та способу подачі СОЖ в зону обробки [2-4, 18].

Ступінь впливу різних технологічних факторів на шорсткість поверхні не однакова [2-4, 28, 29]. Найбільш ефективного зменшення шорсткості поверхні оброблюваного скла можна досягти за рахунок вибору характеристик абразиву. Вони, у свою чергу, за ступенем впливу розташовуються в наступному порядку: зернистість, концентрація, марка [2-4].

Зернистість абразиву – найважливіший із усіх цих факторів. Зменшенням зернистості можна досягти зниження шорсткості в кілька разів. Підвищення концентрації абразиву забезпечує зниження шорсткості шліфованої поверхні скла. Збільшення числа зерен на одиницю поверхні, отже, зменшення їх різновисотності робить ріжучий рельєф згладженим. В результаті на поверхню, що обробляється, наносять риси і подряпини з меншою різницею глибин. Проте значного ефекту з допомогою зміни цієї характеристики абразиву досягти не можна. Необхідно врахувати, що на доводочних притиральних операціях, наприклад, при обробці оптичного скла при великих площах

контакту, необхідно застосовувати знижену концентрацію алмазного інструменту [2-4].

У порівнянні з характеристиками абразиву режими шліфування чинять на шорсткість обробленої поверхні дещо менший вплив. Так при торцевому шліфуванні скла зі збільшенням швидкості різання шорсткість обробленої поверхні зменшується незначно і змінюється в межах одного класу шорсткості [2-4]. Зміна тиску шліфування та швидкості поздовжньої та поперечної подач практично не відбивається на шорсткості обробленої поверхні, особливо на операціях чорного шліфування.

Вплив інтенсивності режимів різання і характеристик інструменту на шорсткість обробленої поверхні в практиці абразивної обробки найчастіше виражають у вигляді степеневих залежностей [2-4]. Аналіз наведених у [2-4] формул показує, що на середнє арифметичне відхилення профілю обробленої поверхні R_a найбільший вплив з характеристик інструменту має зернистість абразиву, а з режимних параметрів – швидкість різання.

При обробці скла змащувально-охолоджувальна рідина (ЗОР) має особливе значення, оскільки вона бере активну участь у руйнуванні матеріалу, впливає на працездатність та стійкість інструменту, а також на величину «тріщинуватості» і рельєфного шару обробленого матеріалу. Основними функціями ЗОР при шліфуванні є тепловідведення (охолодження); зменшення тертя (змазування); видалення продуктів обробки (змивання) та хімічний вплив на оброблюваний матеріал та інструмент [2-4].

Таким чином, ЗОР сильно впливає на процес шліфування, зокрема, як на зерно і зв'язку інструменту, так і на оброблюваний матеріал. Загальна участь ЗОР у процесі шліфування полягає у змиванні та видаленні продуктів руйнування матеріалу та зносу інструменту.

На продуктивність шліфування та питому витрату абразиву впливають спосіб подачі та величина витрати ЗОР, що набуває особливого значення при великих площах контакту інструменту та оброблюваного матеріалу [2-4].

На більшості шліфувальних верстатів застосовують подачу ЗОР в зону різання вільно падаючої струменем. ЗОР подають відцентровим насосом через сопло, що має цільовий вихідний отвір, при цьому швидкість витікання рідини становить приблизно 1 м/с і тиск рідини не перевищує 0,15...0,20 МПа. подача ЗОР напірним струменем суттєво не відрізняється від подачі ЗОР вільнопадаючим струменем, тиск рідини підвищується до 1,5 МПа і більше. Підвищення тиску призводить до збільшення потоку ЗОР, що посилює відведення тепла від оброблюваної деталі. При торцевому шліфуванні скла найчастіше застосовується подача ЗОР через внутрішню порожнину інструменту. У цьому випадку досягається хороше підведення її в зону різання.

При обробці матеріалів між інструментом та матеріалом виникає сила взаємодії, яка називається силою різання [2-4]. Ця сила – результат пружних деформацій матеріалу, тертя абразивних зерен об матеріал, що обробляється, а також відділення стружки від оброблюваного матеріалу (диспергування) [2-4]. Знання закономірностей та зміни сил різання дає змогу вибрати оптимальний режим шліфування, що забезпечує високу продуктивність обробки та значний термін служби абразивного інструменту [2-4].

З досліджень [2-4] зі збільшенням нормальної сили та швидкості поздовжньої подачі сили різання значно зростають. При збільшенні швидкості різання складові сили різання зменшуються. Збільшення концентрації абразивних зерен в інструменті призводить до зменшення складових сили різання, причому значніші в області менших концентрацій. Зі збільшенням зернистості порошку, за інших рівних умов складові сили різання зменшуються.

Аналіз залежностей сили різання дозволяє зробити висновок, що найбільший вплив на зміну сил різання чинять тиск шліфування і швидкість поздовжнього переміщення скла; швидкість різання впливає на сили різання трохи менше [2-4].

З практики абразивної обробки скла температура в зоні контакту інструменту та оброблюваного матеріалу не перевищує 300...350° С і не істотно

впливає на зношування інструменту, структуру і якість поверхневих шарів оброблюваного матеріалу [2-4].

1.2. Аналіз способів абразивної обробки деталей із скла та оптичних деталей

Деталі зі скла та оптичні деталі виготовляють механічною обробкою заготовок послідовним виконанням ряду технологічних операцій [2, 3, 18]:

- шліфуванням інструментом із закріпленими абразивними зернами;
- притиранням водяними суспензіями,
- обробкою абразивним порошком.

Для шліфування допоміжних циліндричних поверхонь лінз, сіток і фасок з точністю обробки до 0,01 мм використовується схема системи верстат-пристосування-інструмент-деталь (ВПІД) з геометричним замиканням заготовки з інструментом по лінії (рис.1.1,а). В цій схемі основна вимірювальна база сполучена з установчою [2, 3].

Для обробки асферичних поверхонь типу параболоїда, еліпсоїда, гіперболоїда використовується схема системи ВПІД (рис. 1.1,б), в якій забезпечується контакт заготовки з інструментом по лінії, а замикання цієї кінематичної пари силове, тобто силою P [2, 3]. Знімання припуску відбувається в процесі взаємного притирання робочої кромки інструменту і поверхні заготовки за допомогою абразивної суспензії. У процесі обробки інструмент робить складний зворотно-поступальний рух паралельно осі 1-1, а заготівка обертається.

Для обробки плоских поверхонь скла, призм, сіток, шкал, оптичних клинів застосовують схему ВПІД (рис. 1.1,в), в якій заготовка взаємодіє з інструментом по поверхні при геометричному замиканні розмірного і кінематичного ланцюга [2, 3]. Під час операції обробки інструмент закріплений жорстко і не змінює геометричного профілю.

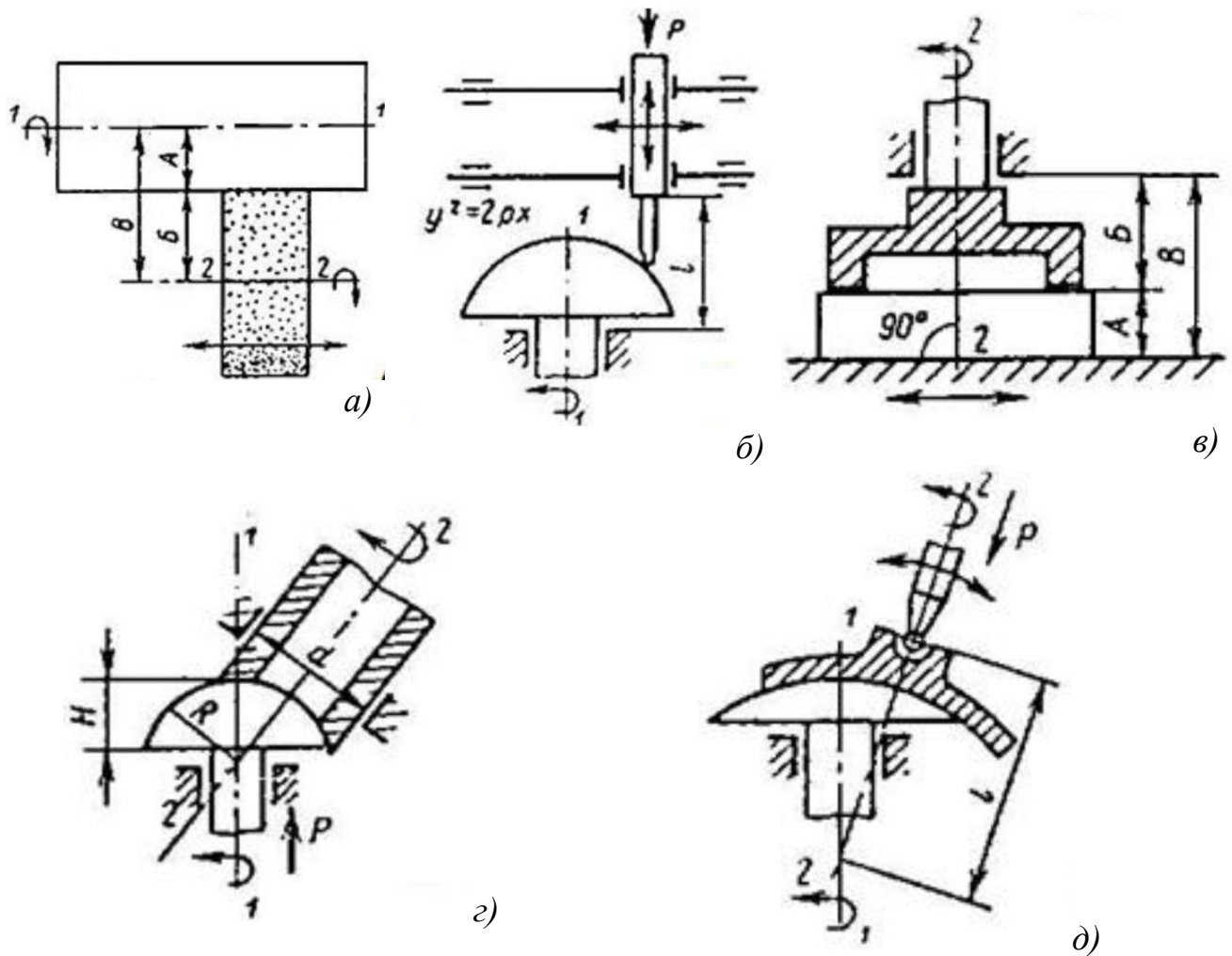


Рис. 1.1 - Системи ВПД обробки деталей із скла та оптичних деталей

Обробляти шліфуванням виконуючі оптичні поверхні деталей, остаточного шліфування допоміжних плоских і сферичних поверхонь дозволяє схема ВПД (рис. 1.1,г), де інструмент і заготовка обертаються на осях розташованих під деяким кутом [2, 3]. При реалізації даної схеми інструмент усією площею подається на оброблювану поверхню заготовки (метод врізання).

Для обробки виконуючих поверхонь, попередніх і фінішних операцій шліфування і полірування оптичних поверхонь використовується схема ВПД (рис. 1.1,д), в якій інструмент взаємодіє з заготовкою по поверхні силовим замиканням, і вони взаємно притираються суспензією з абразивних порошків.

При шліфуванні заготовка притирається до обробної поверхні твердого інструмента – шліфувальника, а при поліруванні м'які смоляні і повстяні підкладки інструментів притираються до шліфованої поверхні заготовки скла [2, 3].

При обробці сферичних і плоских поверхонь широко використовується спосіб вільного притирання, коли один елемент кінематичної пари вільно встановлюється (самовстановлюється) на своїй парній ланці. Спосіб вільного притирання визначається наявністю наступних ознак [2, 3]:

- робоча поверхня інструменту взаємодіє з оброблюваною поверхнею заготовки відбувається по ділянках кінцевих розмірів;
- силовим замиканням здійснюється прилягання поверхонь інструмента і заготовки
- вісь одного з обертальних рухів являється нормаллю до сферичних або плоских поверхонь, що притираються;
- всі точки на поверхнях, що притираються, знаходяться в багаторазовому аперіодичному покритті всіма ділянками парної ланки.

При такому способі обробки на верстаті не можна заздалегідь установити заданий радіус обробленої поверхні. В процесі виконання операцій шліфування і полірування він досягається лише шляхом виправлення інструмента і переналагодження верстата.

1.3. Аналіз конструкції базового варіанта верстату для обробки плиткового скла

Базовий варіант верстату для обробки плиткового скла представлений на рис. 1.2.

Верстат складається зі станини 3, усередині якої на радіальних та упорному підшипниках встановлений вал 14. Станина є зварною конструкцією коробчастої форми з двома протилежно розташованими бічними вікнами.

На одній із бокових сторін кріпиться підмоторна плита з пристроєм натягу пасів та електродвигуном 43. На нижньому кінці валу встановлюється шків 15, на верхньому - маточина 6 із встановленою на ній планшайбою 16. Крутний момент з електродвигуна через клинопасову передачу передається на вал 14.

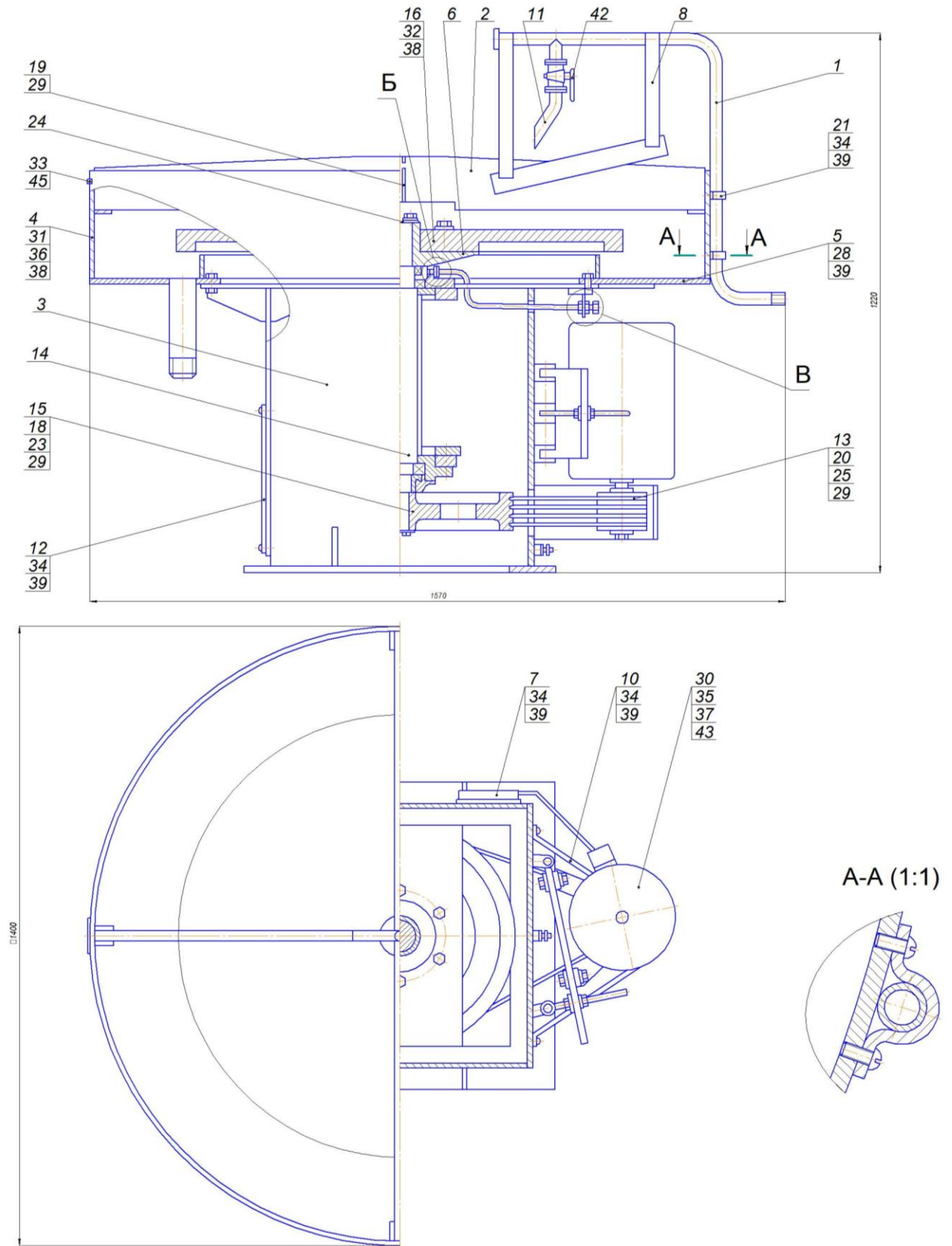


Рис. 1.2 - Базовий варіант верстату для шліфування плиткового скла

На станину встановлено стіл 4, що служить для збирання відходів абразивної суспензії. Відходи зливаються через зливну трубу в цеховий відстійник. У пазах столу кріпиться хрестовина 2, що служить для розмежування робочих місць та обмеження ходу притискачів зі склом (при шліфуванні притискачі впираються в хрестовину).

До столу кріпиться трубопровід 1 з лотком 8. Вода з трубопроводу спочатку надходить на лоток, де знаходиться шліфувальний абразив, а потім у вигляді суспензії поступає на планшайбу.

Робота на верстаті полягає в наступному. На кожну позицію верстата укладається скло, на яке в ручну встановлюються притискачі з набором вантажів. Регулюється подача абразивної суспензії, після чого проводиться пуск верстата. Контроль товщини відшліфованого скла здійснюється періодичною зупинкою верстата, зняттям притискачів і вимірюванням скляної плитки.

Технічні характеристики базової моделі верстата представлені в табл.1.1.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики базового варіанта верстата

Кількість робочих позицій, шт.	4
Колова швидкість шліфування, м/с	12,5
Встановлення притискачів скла	Вручну
Максимальна маса притискача, кг	60
Потужність, що споживається, кВт	100
Довжина верстата, мм	1570
Ширина станка, мм	1400
Ширина верстата, мм	1220
Маса верстата, кг	865

1.4. Аналіз конструкції верстатів для обробки плоских поверхонь скла

Верстат ШС-1600 (рис.1.3) призначений для обробки плоских, осесиметричних, сферичних та асферичних поверхонь, оптичних деталей (ОД) з різних оптичних середовищ (скло, сітал, карбід кремнію, германій) [2]. Закріплення деталей здійснюється у технологічних пристосуваннях або на планшайбі столу верстата. Управління роботою верстата можна здійснювати як у ручному, так і автоматичному режимах.

Верстат оснащений системою ЧПК, що дозволяє здійснювати наступні технологічні операції [2]:

- обробка контурів, прямокутників та багатогранників по периметру;
- обробка фасонних деталей із співвідношенням розмірів великої та малої осей до 1,4;
- попереднє шліфування робочих поверхонь: плоских, сферичних, асферичних кільцевим алмазним інструментом;
- обробка отворів (висвердлювання та розшліфування центрального (наскрізного) отвору; висвердлювання та шліфування глухих отворів; шліфування конічних кріпильних отворів спеціальним інструментом);
- нанесення конструктивних та технологічних фасок

Верстат АШС-10 (рис. 1.4) призначений для обробки блоків сферичних та плоских поверхонь оптичних деталей з використанням різних технологічних шпинделів [2]. На верстаті можна проводити шліфування сфер, тонке алмазне шліфування кільцевим алмазним або сферичним алмазним інструментом а також обробку конструкційних та технологічних фасок. Верстат працює як у ручному так і автоматичному режимах. Управління верстатом в автоматичному режимі забезпечує система управління на базі програмованого модуля з виведенням на екран заданих показників.

Верстат шліфувально-полірувально-доводочний ШПД-350М (рис. 1.5) призначений для тонкого шліфування, полірування та доведення плоских та

сферичних поверхонь одиночних оптичних деталей або блоків діаметром від 50 до 350 мм методом притиру з використанням вільного абразиву [5].



Рис. 1.3 - Верстат шліфувальний ШС-1600 з ЧПК



Рис. 1.4 - Верстат алмазно-шліфувальний АШС-10

Верстат забезпечує безступеневе регулювання частоти обертання шпинделя із оброблюваними деталями від 4 до 100 об/хв та безступеневе регулювання частоти обертання кривошипів з притирами від 5 до 75 об/хв.

Верстат полірувально-доводочний ПД-2000 (рис.1.6) призначений для полірування та доведення поверхонь високої точності у виробництві оптичних та інших деталей з різних матеріалів (скло, сітал, кремній, кераміка, метали та ін.) [6]. Найбільший розмір деталей оброблюваних на верстаті - 650 мм.

Основні вузли та деталі верстата: станина; привід обертання планшайби; планшайба; привід обертання правильника; механізм підйому правильника та його установки; приводи обертання кілець з деталями; кільця для розміщення деталей; кронштейни для розміщення опорних та привідних роликів; система подачі суспензії; пневмосистема з пневмоакумулятором.

Конструкція верстата забезпечує безступеневе регулювання числа обертів планшайби, безступеневе регулювання обертання привідних роликів для кілець та правильника, механізоване нанесення різів на смолі; напівавтоматичний цикл роботи верстата; можливість реверсування напрямку обертання

приводних елементів; цифрову індикацію частот обертання планшайби, правильника та приводних роликів та підйом правильника перед зупинкою верстата та при аварійних ситуаціях.



Рис. 1.5 - Верстат шліфувально-полірувально-доводочний ШПД-350М



Рис. 1.6 - Верстат полірувально-доводочний ПД-2000

Верстат полірувально-доводочний Kemet 36 (рис. 1.7) має жорстку зварену сталеву раму з трубчастого профілю, яка підтримує коробку передач, приводний двигун і робочий стіл [7]. Він також містить інтегрований резервуар для подачі абразивної суміші та відходів за знімними панелями. Верстат має функцію плавного пуску, яка плавно прискорює притирочну плиту від стану спокою до повної швидкості протягом визначеного періоду часу.

На верстаті можна обробляти деталі зі скла діаметром до 368 мм (функція з 3-ма кільцями) або до 322 мм (функція з 4-ма кільцями). Забезпечує обробку оптично плоских поверхонь з високою точністю обробки. Оснащений композитним притиром та повністю контрольованою електронною системою дозування, яка точно дозує алмазний абразив на пластину притира, що зменшує витрати на притирання.

Верстат має наступні опції: безступеневе регулювання швидкості; контроль температури; відкидний стіл; пневматичний підйомник.



Рис. 1.7 - Верстат полірувально-доводочний Kemet 36

Верстат полірувально-доводочний Kemet 56 (рис. 1.8.) призначений для роботи з вільними абразивними сумішами і оснащений планшайбою діаметром 1422 мм, яка виготовляється з сірого чавуну [8]. Вона складається з окремих сегментів, прикріплених до опорної плити. Випускні отвори передбачені для живлення кожного кільця через кабельний дріт з окремими регулюючими клапанами. Ця система розроблена таким чином, щоб забезпечити циркуляційний потік. Насос здатний подавати до вихідних отворів набагато більше суміші, ніж необхідно. Надлишок суміші повертається в резервуар через похилу дренажну трубку. Це разом із постійним перемішуванням, що забезпечується мішалкою, мінімізує схильність абразивних зерен осідати в транспортному засобі.



Рис. 1.8 - Верстат полірувально-доводочний Kemet 56

У системі приводу притира використовується окремий двигун і черв'ячний редуктор із клинопасовою передачею, який встановлено на основі. Ця основа є виготовленою сталевією рамою зі знімними панелями для зручного доступу під час обслуговування. Система приводу містить електронний плавний пуск, який плавно прискорює притир з місця зупинки до повної швидкості протягом контрольованого періоду часу. Верстат також доступний у версії з пневматичним підйомником.

1.5. Огляд існуючих досліджень динамічних характеристик приводів обертання

Дослідженню динаміки приводів обертання присвячено ряд наукових робіт вітчизняних і закордонних вчених, зокрема Рівіна Е.І., Brecher С., Boehm R., Trucks V., Gold P., Орлікова М. Л., Сізого Ю.А., Струтинського В.Б., Погребняка Р.П., та ін.

Визначення динамічних характеристик приводів обертання методами математичного моделювання систем дозволяють визначити їх [9-12]:

- власні частоти та форми коливань;
- побудувати АФЧХ у лінійному наближенні;
- визначити параметри перехідних процесів з урахуванням властивостей приводного двигуна;
- при заданих обмеженнях знайти оптимальні параметри системи.

У всіх наукових дослідженнях привод обертання описується коливальною динамічною системою з декількома ступенями вільності, що передає крутний момент від двигуна до робочого органу [9-12].

Розрахункова схема приводу обертання, як правило, являє собою крутильну ланцюгову або розгалужену систему [9-12], що складається із інерційних елементів з моментами інерції I_k , а також із елементів з пружними властивостями (вали, зубчасті та пасові передачі, з'єднання валів зі маточинами зубчастих коліс і муфт, муфти, тощо) з коефіцієнтами крутильної жорсткості

k_{k-1} , k_k . При проведенні динамічних розрахунків враховується здатність приведених вище елементів розсіювати енергію коливань, які характеризуються коефіцієнтами поглинання енергії коливань [9-12].

Всі параметри (інерційні, жорсткості, демпфування) отриманої динамічної моделі майже у всіх роботах [9-12] приводяться, як правило, до валу двигуна. При цьому використовують залежності, які базуються на збереженні потенційної та кінетичної енергій приведеної і вихідної динамічних моделей.

На основі аналізу наукових робіт приведена до валу ротора двигуна розрахункова схема приводу обертання приведена на рис. 1.9.

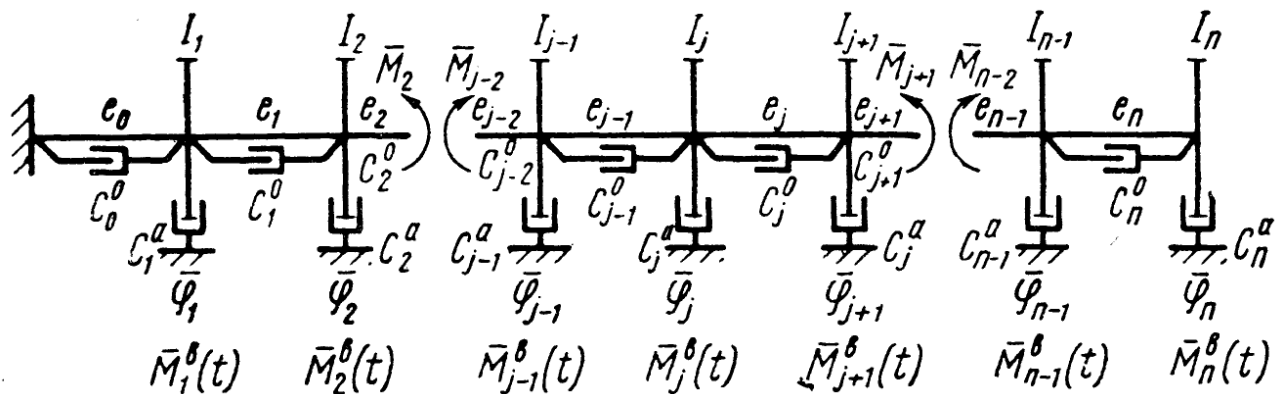


Рис. 1.9 - Типова ланцюгова крутильна динамічна модель приводу обертання

Рівняння руху системи у матричній формі [9-12]:

$$I \ddot{\phi} + c \dot{\phi} + k \phi = M(u, \dot{\phi}) + U(u, \phi, \dot{\phi}, \ddot{\phi}), \quad (1.1)$$

де I – діагональна матриця моментів інерції;

c – квадратна матриця коефіцієнтів демпфування;

k – квадратна матриця коефіцієнтів жорсткості;

$$M = \begin{bmatrix} M_{D0}(u, \dot{\phi}_1) \\ M_{10}(\dot{\phi}_2) \\ \dots \\ M_{D0}(\dot{\phi}_n) \end{bmatrix} \quad U = \begin{bmatrix} U_0(U \dot{\phi}_1 \phi_1) \\ U_1(\phi_1 \dot{\phi}_1 \ddot{\phi}_2) \\ \dots \\ U_n(\phi_n \dot{\phi}_n \ddot{\phi}_n) \end{bmatrix}; \quad (1.2)$$

$$U_0 = M_{\text{ст}}(U, \dot{\phi}_1, \phi_1);$$

$$U_S = -\tilde{I}_S(\phi_S) \ddot{\phi}_S + \tilde{M}_S(\phi_S, \dot{\phi}_S). \quad (1.3)$$

У роботі [13] розроблено загальну модель крутильної жорсткості для обертового приводу подачі з урахуванням змінної в часі жорсткості зубів передач. Представлено схему випробувань на жорсткість для перевірки запропонованої моделі жорсткості. Крім того, на основі розробленої моделі досліджено вплив параметрів зубчастої передачі на результуючу крутильну жорсткість. Результати вказують на необхідність врахування змінної в часі жорсткості зубів, коли жорсткість на кручення поворотного столу недооцінюється. Дослідження показують, що ширина зуба та кількість зубів веденої шестерні на етапі низької швидкості більш чутливі до жорсткості, ніж на етапі високої швидкості. Однак кількість зубів ведучих шестерень по різному впливає на жорсткість на кручення. Представлена модель може бути використана для ефективної оцінки крутильної жорсткості обертової системи приводу, особливо на етапі попереднього проектування.

У статті [14] запропоновано математичну модель поворотного столу з ЧПК, що приводиться в рух черв'ячною передачею. Запропоновано математичну модель, яка може імітувати динамічну поведінку поворотного столу. Модель складається з інерційного двигуна, прямозубих і черв'ячних передач і столу. Осьове зміщення черв'яка також враховано в моделі. Для підтвердження ефективності моделі моделюються різні рухи. Як показують результати, запропонована модель може імітувати кроковий відгук, крутильні коливання та вплив незбалансованої маси.

Математичну модель системи приводу поворотного столу верстата з ЧПК, побудовано на основі теорії динаміки механічних привідних систем [15]. Модель включає імітаційну модель серводвигуна змінного струму та систему приводу поворотного столу. Для демонстрації динамічних характеристик осі обертання можна отримати характеристичні криві симуляції в часовій та частотній областях. За результатами моделювання можна проаналізувати швидкість і стабільність приводної системи поворотної осі. Результати дослідження можуть стати джерелом для дослідження впливу динамічних характеристик на похибки повороту стола.

У дослідженнях [16, 17] розроблена крутильна багатомасова ланцюгова динамічна модель приводу головного руху карусельного верстату. Здійснено приведення цієї системи до тримасової пружної системи з двома ступенями вільності. За розробленою математичною моделлю руху тримасової крутильної коливної системи визначені власні частоти коливань та форми коливань. Встановлено, що резонансні і внутрішні посилення коливань не відбувається, оскільки отримані частоти власних коливань системи знаходяться поза межами частот збудження. Також розроблено багатомасову ланцюгову пружну модель головного приводу, яка навантажена зовнішніми силовими факторами. За допомогою розробленої моделі й експериментальних досліджень встановлене суттєве динамічне перевантаження приводу верстата в режимі реостатного пуску електродвигуном постійного струму. Встановлені теоретичні умови зниження навантаження в приводі за допомогою розроблених моделей.

1.6. Висновки по розділу 1, постановка мети та задач дослідження

В рамках розгляду даного розділу можна зробити такі висновки:

1. Проведений аналіз впливу умов обробки при шліфуванні скла на якість обробленої поверхні показав, що вона залежить від кінематики та режимів шліфування, мікротвердості оброблюваного матеріалу, характеристики абразиву, виду та способу подачі ЗОР в зону обробки,

2. Аналіз способів абразивної обробки плоских поверхонь деталей зі скла та оптичних деталей показав, що найширше використовуються такі технологічні операції, як шліфування інструментом із закріпленими абразивними зернами, притирання водяними суспензіями, обробка абразивним порошком. Проаналізовані системи ВПД для обробки деталей із скла та оптичних деталей.

3. Проведений аналіз конструкції базового варіанта верстату для обробки плиткового скла, на якому реалізована схема обробки вільним абразивним зерном. Виявлено, що привід обертання планшайби має малий термін служби

через те, що крутний момент на вал із планшайбою передається від двигуна через клинопасову передачу з великим передавальним відношенням і малим кутом охоплення ведучого шківa, а також через велике пускове навантаження. Недоліком верстату також є порівняно низька продуктивність праці, оскільки для контролю товщини плитки, що обробляється, постійно доводиться зупиняти верстат.

4. Проведений аналіз конструкції верстатів для обробки плоских поверхонь скла показав, що більшість з них мають привід обертання планшайби з безступеневим регулюванням. Окрім того, в системі приводу обертання планшайби ряду верстатів використовується окремий редуктор із клинопасовою передачею, а система приводу містить електронний плавний пуск, який плавно прискорює планшайбу з стану спокою до забезпечення усталеного обертання протягом контрольованого періоду часу.

5. На основі проведеного аналізу багатьох робіт в області досліджень динаміки приводів обертання встановлено, що для аналізу параметрів руху розробляється ланцюгова крутильна коливна динамічна система з декількома ступенями вільності з навантаженнями активними і реактивними крутними моментами. Також встановлено, що частина робіт розглядає питання моделювання динаміки машин у режимі нестационарного навантаження і проблемам демпфування коливань.

6. На основі аналізу опублікованих робіт можна зробити висновок, що основою для визначення власних частот та форм коливань, побудови АФЧХ, параметрів перехідних режимів роботи і т.д. є методи математичного моделювання крутильних ланцюгових систем приводів обертання.

Таким чином, можна здійснити постановку мети даного дослідження та сформулювати основні задачі дослідження.

Метою даного дослідження є розроблення та динамічний аналіз пружної системи приводу обертання планшайби верстата для обробки плиткового скла вільним абразивом.

Об’єкт дослідження – пружна система приводу обертання планшайби верстата для обробки плиткового скла вільним абразивом.

Предмет дослідження – власні частоти та форми коливань пружної системи приводу обертання планшайби верстата для обробки плиткового скла вільним абразивом та параметри його перехідних режимів при пуску з урахуванням властивостей приводного двигуна.

Для досягнення поставленої мети в кваліфікаційній роботі сформульовані для реалізації такі **задачі**:

1. Привести аналіз впливу умов обробки при шліфуванні скла на якість обробленої поверхні.
2. Провести аналіз способів абразивної обробки деталей із скла та оптичних деталей.
3. Провести аналіз конструкції базового варіанта верстату для обробки плиткового скла та відомих конструкцій конструкції верстатів для обробки плоских поверхонь скла зв’язаним та вільним абразивним зерном.
4. Провести аналіз наукових досліджень в області досліджень динаміки приводів обертання технологічних машин.
5. Розробити конструкцію приводу обертання планшайби верстата для обробки плиткового скла вільним абразивом, що включає електричний двигун, клинопасову передачу та конічний редуктор.
6. Провести розрахунок кінематичних і силових характеристик приводу обертання планшайби верстата для обробки плиткового скла вільним абразивом.
7. Провести проєктні, перевірочні розрахунки та розробити конструкцію клинопасової передачі, конічної зубчастої передачі та валів редуктора.
8. На основі конструкції приводу обертання планшайби верстата для обробки плиткового скла вільним абразивом розробити його динамічну модель та визначити її параметри.

9. Використовуючи наближені методи зменшення числа ступенів вільності провести спрощення багатомасової приведенної динамічної системи приводу обертання планшайби до двомасової.

10. Для визначення власних частот і форм коливань розробити математичну модель двомасової крутильної системи приводу обертання планшайби.

11. На основі розробленої моделі визначити власні частоти та форми коливань пружної системи приводу обертання планшайби верстата для обробки плиткового скла.

2. ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ

2.1. Кінематичний та силовий розрахунок приводу обертання планшайби верстата для обробки плиткового скла

Модернізований привод обертання планшайби верстата для шліфування плоских поверхонь скляних плиток складається з асинхронного двигуна, клинопасової передачі, конічного редуктора та планшайби (рис. 2.1).

Вихідними даними для проектування є максимальна швидкість шліфування $V = 10$ м/с; кількість робочих позицій 4.

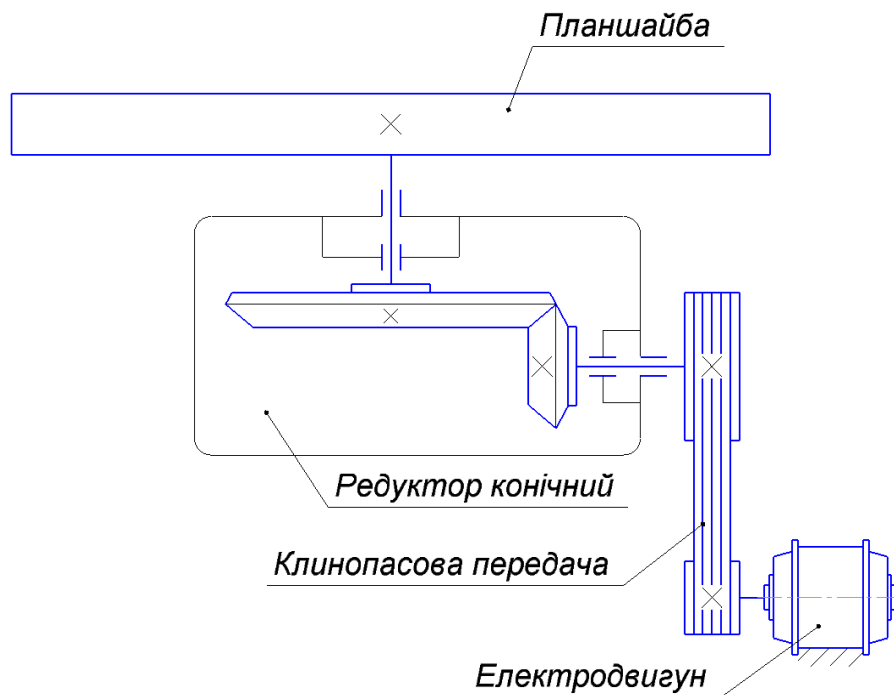


Рис. 2.1 - Модернізований привод обертання планшайби верстата для обробки плиткового скла

Визначаємо швидкість обертання планшайби

$$n = \frac{V \cdot 60}{\pi \cdot d} = \frac{10 \cdot 60}{3,14 \cdot 1000} = 191 \text{ об/хв} \quad (2.1)$$

де $V = 10$ м/с – максимальна швидкість шліфування;

$d = 1000$ мм – діаметр планшайби, який прийнятий таким самим як для базової моделі верстата.

Приймаємо частоту обертання планшайби $n = 200$ об/хв.

Попередньо прийнявши частоту обертання ротора електродвигуна $n_{\text{дв}} = 1000$ об/хв, визначимо передавальне число приводу

$$i_{\text{ПР}} = n_{\text{дв}} / n = 1000 / 200 = 5 \quad (2.2)$$

Дане передавальне число отримаємо за допомогою клинопасової передачі та зубчастої пари.

Попередньо призначаємо числа зубів конічної зубчастої передачі та діаметри шківів $Z_1 = 20$; $Z_2 = 50$; $D_1 = 125$ мм; $D_2 = 250$ мм.

Розраховуємо частоти обертання на валах приводу:

$$n_I = n_{\text{дв}} / i_{\text{ПП}} = 1000 / 2 = 500 \text{ об/хв} \quad (2.3)$$

$$n_{II} = n_I / i_{3II} = 500 / 2,5 = 200 \text{ об/хв} \quad (2.4)$$

Далі визначаємо необхідну потужність приводного електродвигуна. Номінальна потужність повинна бути достатньою, щоб подолати момент інерції планшайби, яка обертається при пуску верстата ($M_{\text{ИН}}$), момент сил тертя ($M_{\text{ТР}}$) і момент технологічного навантаження ($M_{\text{РІЗ}}$), тобто пусковий момент, приведений до валу електродвигуна

$$M_{\text{П}} \geq M_{\text{ИН}} + M_{\text{ТР}} + M_{\text{РЕЗ}} \quad (2.5)$$

Визначаємо крутний момент, необхідний на подолання інерції мас планшайби в момент пуску верстата

$$M_{\text{ИН}} = J \cdot \varepsilon = 175 \cdot 6,96 = 1219 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де ε – середнє кутове прискорення в період розгону;

J – статичний момент інерції мас, який визначається за формулою

$$J = m \cdot R_{\text{ИН}}^2 = 2800 \cdot 0,25^2 = 175 \text{ Н}\cdot\text{м}^2 \quad (2.6)$$

$m = 28 \text{ кг} = 280 \text{ Н}$ - маса (вага) планшайби;

$R_{\text{ИН}} = 250 \text{ мм} = 0,25 \text{ м}$ – радіус інерції (половина радіуса планшайби);

Середнє кутове прискорення в період розгону

$$\varepsilon = \frac{\omega_K - \omega_0}{T_{\text{П}}} = \frac{20,9 - 0}{3} = 6,96 \text{ рад/с}^2 \quad (2.7)$$

де ω_K – номінальна кутова швидкість планшайби;

$\omega_0 = 0 \text{ рад/с}$ – початкова кутова швидкість планшайби;

$T_{\Pi} = 3 \text{ с}$ – час розгону електродвигуна.

Визначаємо крутний момент, необхідний подолання сил тертя

$$M_{\text{ТР}} = T \cdot R_T = 231 \cdot 0,06 = 13,8 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (2.8)$$

де $R_T = 60 \text{ мм} = 0,06 \text{ м}$ – плече прикладання сил тертя;

T – сумарна сила тертя в опорних підшипниках, яка визначається за залежністю

$$T = N_{\Pi} \cdot \mu = 2890 \cdot 0,08 = 231 \text{ Н}, \quad (2.9)$$

де N_{Π} – нормальний тиск у підшипниках, який визначається за залежністю

$$N_{\Pi} = Q / \cos \alpha = 280 / \cos 15^\circ = 289 \text{ кг} = 2890 \text{ Н}, \quad (2.10)$$

де $Q = 280 \text{ кг}$ – маса ротора;

$\alpha = 15^\circ$ - кут, що визначає напрямок опорної реакції щодо осі обертання в опорах (для конічних роликкових радіально-упорних підшипників);

$\mu = 0,08$ – коефіцієнт тертя у підшипниках [20].

Величина моменту технологічних сил залежить від зусилля притискання оброблюваних заготовок та коефіцієнта тертя скла по чавуну.

Визначимо зусилля притискання заготовки на одну позицію

$$P = N \cdot F = 0,086 \cdot 106,8 = 60,78 \text{ кг} \approx 608 \text{ Н}, \quad (2.11)$$

де $N = 0,086 \text{ кГс/см}^2$ – максимальний заданий тиск на заготовці [4];

F – площа притискання, яка рівна

$$F = \frac{\pi \cdot d_{\Pi}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 30^2}{4} = 706,8 \text{ см}^2, \quad (2.12)$$

де $d_{\Pi} = 300 \text{ мм} = 30 \text{ см}$ – діаметр притискання.

Розраховуємо момент технологічних сил

$$M_{\text{РІЗ}} = 4 \cdot P \cdot \mu \cdot R = 4 \cdot 608 \cdot 0,2 \cdot 0,35 = 170,2 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (2.13)$$

де $\mu = 0,2$ - коефіцієнт тертя скла по чавуну;

R – плече сил різання відносно осі обертання планшайби, яке рівне

$$R = 0,5 \cdot (D_{\Pi} - d_{\Pi}) = 0,5 \cdot (1000 - 300) = 350 \text{ мм},$$

де $D_{\Pi} = 1000 \text{ мм}$ – діаметр планшайби.

За (2.5) визначаємо сумарний момент, який необхідно подолати ротору електродвигуна в момент розгону

$$M_{\Pi} \geq M_{\Pi H} + M_{TP} + M_{P13} \geq 1219 + 13,8 + 170,2 = 1403 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Розраховуємо пусковий момент на роторі електродвигуна

$$M_{\text{дв}} = \frac{M_{\Pi}}{\eta_{\text{рп}} \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot i_{\text{рп}} \cdot i_{\text{зп}}} = \frac{1403}{0,96 \cdot 0,97 \cdot 2 \cdot 2,5} = 301,3 \text{ Н}\cdot\text{м} = 3013 \text{ кгс}\cdot\text{см}, \quad (2.14)$$

де $\eta_{\text{рп}} = 0,96$ - ККД пасової передачі [20];

$\eta_{\text{зп}} = 0,97$ - ККД зубчастої передачі [20];

$i_{\text{рп}} = 2$ – передатне число пасової передачі [20];

$i_{\text{зп}} = 2,5$ – передавальне число зубчастої передачі [20].

Визначаємо необхідну потужність електродвигуна

$$N_{\text{дв}} = 0,105 \cdot 10^{-5} \cdot M_{\text{дв}} \cdot n_{\text{дв}} = 0,105 \cdot 10^{-5} \cdot 3013 \cdot 1000 = 3,16 \text{ кВт} \quad (2.15)$$

За необхідною потужністю вибираємо приводний електродвигун АИР 132М6 У3 із синхронною частотою обертання ротора $n_{\text{ел}} = 1000$ об/хв, потужністю 4 кВт [19].

Розраховуємо крутний момент на роторі електродвигуна та на валах приводу

$$M_{\text{д}} = 97400 \cdot \frac{N_{\text{д}}}{n_{\text{д}}} = 97400 \cdot \frac{4}{1000} = 389,6 \text{ кгс}\cdot\text{см} = 38,96 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (2.16)$$

$$M_{\text{I}} = M_{\text{д}} \cdot i_{\text{рп}} \cdot \eta_{\text{рп}} = 38,96 \cdot 2 \cdot 0,96 = 74,8 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (2.17)$$

$$M_{\text{II}} = M_{\text{I}} \cdot i_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{зп}} = 74,8 \cdot 2,5 \cdot 0,97 = 181,4 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (2.18)$$

2.2. Розрахунок клинопасової передачі приводу планшайби

Діаметр ведучого шківа визначається за емпіричною формулою [20]

$$D_1 = (3 \div 4) \sqrt[3]{38960} = (3 \div 4) \sqrt[3]{38960} = 102 \div 136 \text{ мм}. \quad (2.19)$$

Приймаємо діаметр ведучого шківа $D_1 = 125$ мм [20].

Визначаємо діаметр веденого шківа з урахуванням пружного ковзання $\varepsilon = 0,01$ [20]

$$D_2 = i \cdot D_1 (1 - \varepsilon) = 2 \cdot 125 (1 - 0,01) = 246 \text{ мм.} \quad (2.20)$$

При потужності, що передається, до 5 кВт і коловій швидкості паса $\vartheta = 4 \div 7,5$ м/с приймаємо переріз паса Б [20].

Визначаємо колову швидкість паса [20]

$$\vartheta = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{\text{эл}}}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 1000}{60 \cdot 1000} = 6,54 \text{ м/с} \quad (2.21)$$

Визначаємо орієнтовну міжосьову відстань [20]

$$\begin{aligned} a_{\min} &= 0,55 \cdot (D_1 + D_2) = 0,55 \cdot (125 + 250) = 217 \text{ мм;} \\ a_{\max} &= D_1 + D_2 = 125 + 250 = 375 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (2.22)$$

Визначаємо розрахункову довжину паса, що відповідає мінімальній та максимальній міжосьовій відстані [20]:

$$\begin{aligned} L_{\min} &= 2a_{\min} + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_{\min}} = \\ &= 2 \cdot 217 + \frac{3,14}{2}(125 + 250) + \frac{(250 - 125)^2}{4 \cdot 217} = 1041 \text{ мм;} \end{aligned} \quad (2.23)$$

$$\begin{aligned} L_{\max} &= 2a_{\max} + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_{\max}} = \\ &= 2 \cdot 375 + \frac{3,14}{2}(125 + 250) + \frac{(250 - 125)^2}{4 \cdot 375} = 1349 \text{ мм;} \end{aligned} \quad (2.24)$$

Приймаємо стандартну довжину паса $L = 1400$ мм [20].

Уточнюємо міжосьову відстань [20]

$$\begin{aligned} a &= 0,25[(L - w) + \sqrt{(L - w)^2 - 2y}] = \\ &= 0,25[(1400 - 589) + \sqrt{(1400 - 589)^2 - 2 \cdot 15625}] = 401 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (2.25)$$

У формулі (2.25)

$$w = 0,5 \cdot \pi \cdot (D_1 + D_2) = 0,5 \cdot 3,14 \cdot (125 + 250) = 589;$$

$$y = (D_2 - D_1)^2 = (250 - 125)^2 = 15625.$$

Кут охоплення ведучого шківа [20]:

$$\alpha_1^0 = 180^0 - \frac{60 \cdot (D_2 - D_1)}{a} = 180^0 - \frac{60 \cdot (250 - 125)}{401} = 162^0. \quad (2.26)$$

Орієнтовне число пасів [20]:

$$z = \frac{P \cdot C_p}{P_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_Z} = \frac{4 \cdot 1}{2,82 \cdot 0,92 \cdot 0,95 \cdot 0,95} = 1,71 \approx 5, \quad (2.27)$$

де $P = 4$ кВт - потужність, що передається передачею;

C_p – коефіцієнт, що враховує умови роботи передачі, $C_p = 1$ [20];

P_0 – допустима потужність одного клинового пасу $P_0 = 0,82$ кВт [20];

C_L – коефіцієнт, що враховує довжину пасу $C_L = 0,92$ [20];

C_α – коефіцієнт, що враховує кут обхвату меншого шківів $C_\alpha = 0,95$ [20];

C_Z – коефіцієнт, що враховує прийняте число ременів $C_Z = 0,95$ [20].

Приймаємо передачу двома клиновими пасами перерізу Б.

Основні геометричні розміри ведучого шківів приведені на рис. 2.2.

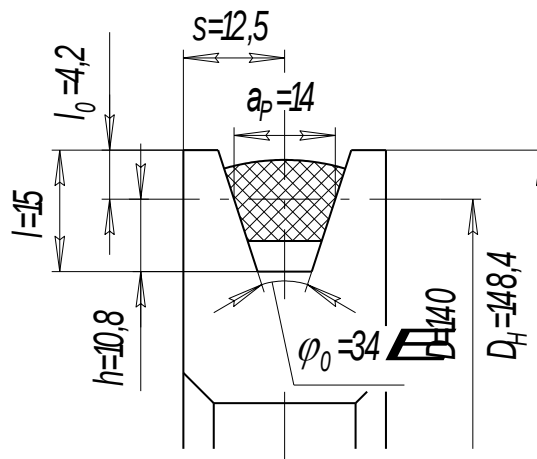


Рис. 2.2 - Ескіз ведучого шківів

2.3. Розрахунок і вибір елементів конічного редуктора

2.3.1. Розрахунок конічної зубчастої передачі

Приймаємо для шестерні та колеса одну й ту саму марку сталі з різною термообробкою. Для шестерні беремо сталь 40Х покращену з твердістю НВ 295; для колеса беремо сталь 40Х покращену з твердістю НВ 270 [20].

Визначаємо допустимі контактні напруження:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb} K_{HL}}{[S_H]} = \frac{610 \cdot 1}{1,15} = 530 \text{ МПа.} \quad (2.30)$$

де σ_{Hlimb} - границя контактної витривалості матеріалу колеса;

$$\sigma_{Hlimb} = 2 \cdot HB + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа [20];}$$

K_{HL} - коефіцієнт довговічності при тривалій експлуатації; $K_{HL} = 1$ [20];

$[S_H]$ - коефіцієнт безпеки; $[S_H] = 1,15$ [20].

Приймаємо коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зуба при консольному розташуванні шестерні $K_{H\beta} = 1,35$ [20]. Приймаємо коефіцієнт ширини вінця по відношенню до зовнішньої конусної відстані $\psi_{bRe} = 0,285$ (рекомендація ГОСТ 12289-76).

Зовнішній ділительний діаметр колеса за умовою контактної міцності активних поверхонь зубів [20]:

$$d_{e2} = K_a \cdot \sqrt[3]{\frac{M_2 \cdot K_{H\beta} \cdot i^{-1}}{[\sigma_H]^2 \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_{bRe})^2 \cdot \psi_{bRe}}} \text{ мм.} \quad (2.31)$$

де K_a - коефіцієнт, що враховує кут нахилу зуба для прямозубих передач; $K_a = 99$ [20].

Підставивши значення у формулу (3.31) отримаємо

$$d_{e2} = 99 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,9 \cdot 10^5 \cdot 1,35 \cdot 0,5^{-1}}{485^2 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,285)^2 \cdot 0,285}} = 275 \text{ мм.}$$

Визначаємо зовнішній коловий модуль [20]:

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_1} = \frac{275}{50} = 5,5 \text{ мм.} \quad (2.32)$$

Округлюємо розрахункове значення модуля до $m_e = 6$ мм згідно [20].

Визначаємо кути ділительних конусів

$$\text{tg } \delta_1 = u = 0,5.$$

Тоді

$$\delta_1 = \arctg 0,5 = 26,57^\circ = 26^\circ 33';$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 26,57^\circ = 63,43^\circ = 63^\circ 26'.$$

Визначаємо зовнішню конусну відстань R_e та довжину зуба b :

$$R_e = 0,5 \cdot m_e \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 6,0 \cdot \sqrt{25^2 + 50^2} = 167,7 \text{ мм}; \quad (2.33)$$

$$b = \psi_{bRe} \cdot R_e = 0,285 \cdot 167,7 \approx 50 \text{ мм}. \quad (2.34)$$

Визначаємо зовнішні ділильні діаметри шестерні та колеса

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 6,0 \cdot 25 = 150 \text{ мм}. \quad (2.35)$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 6,0 \cdot 50 = 300 \text{ мм}. \quad (2.36)$$

Визначаємо середні ділильні діаметри шестерні та колеса

$$d_1 = 2 \cdot (R_e - 0,5 \cdot b) \cdot \sin \delta_1 = 2 \cdot (167,7 - 0,5 \cdot 50) \cdot \sin 26^\circ 33' = 127,66 \text{ мм}. \quad (2.37)$$

$$d_2 = 2 \cdot (R_e - 0,5 \cdot b) \cdot \sin \delta_2 = 2 \cdot (167,7 - 0,5 \cdot 50) \cdot \sin 63^\circ 26' = 255,26 \text{ мм}. \quad (2.38)$$

Визначаємо зовнішні діаметри шестерні та колеса (по вершинах зубів).

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 = 150 + 2 \cdot 6,0 \cdot \cos 26^\circ 33' = 160,73 \text{ мм}. \quad (2.39)$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2 = 300 + 2 \cdot 6,0 \cdot \cos 63^\circ 26' = 305,37 \text{ мм}. \quad (2.40)$$

Визначаємо середній коловий модуль

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{127,66}{25} = 5,11 \text{ мм}. \quad (2.41)$$

Визначаємо коефіцієнт ширини шестерні по середньому діаметру

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{50}{127,66} \approx 0,39. \quad (2.42)$$

Визначаємо середню колову швидкість коліс

$$\vartheta = \frac{\pi \cdot n \cdot d_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 157 \cdot 127,66 \cdot 10^{-3}}{60} = 1,05 \text{ м/с}. \quad (2.43)$$

Для конічної передачі призначаємо 7 ступінь точності [20].

Для перевірки контактних напружень визначаємо коефіцієнт навантаження:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\vartheta} = 1,23 \cdot 1,0 \cdot 1,05 = 1,3 \quad (2.44)$$

де $K_{H\beta}$ - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по довжині зуба при $\psi_{bd} = 0,39$, консольному розташуванні коліс і твердості $HV < 350$, $K_{H\beta} = 1,23$ [20];

$K_{H\alpha}$ - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між прямими зубами, $K_{H\alpha} = 1,0$ [20];

K_{H9} - коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні для прямозубих коліс, $K_{H9} = 1,05$ [20].

Перевіряємо контактне напруження на активних поверхнях зубів

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{M_2 \cdot K_H \cdot \sqrt{(i^{-2} + 1)^3}}{b \cdot i^{-2}}} \quad (2.45)$$

Підставивши у (2.45) значення отримаємо

$$\sigma_H = \frac{335}{167,7 - 0,5 \cdot 50} \sqrt{\frac{3,9 \cdot 10^5 \cdot 1,3 \cdot \sqrt{(0,5^{-2} + 1)^3}}{50 \cdot 0,5^{-2}}} = 395 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 485 \text{ МПа}$$

Визначаємо колову силу у зачепленні

$$F_t = \frac{2 \cdot M_I}{d_1} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 10^5}{127,66} = 3133 \text{ Н.} \quad (2.46)$$

Визначаємо радіальну силу для шестерні, що дорівнює осьовій для колеса:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 3133 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 26^\circ 33' = 1020 \text{ Н.} \quad (2.47)$$

Визначаємо осьову силу для шестерні, що дорівнює радіальній для колеса:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 3133 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 26^\circ 33' = 510 \text{ Н.} \quad (2.48)$$

Перевіряємо зуби на витривалість за напруженнями згину:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{9_F \cdot b \cdot m}, \quad (2.49)$$

де K_F - коефіцієнт навантаження,

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{F9} = 1,38 \cdot 1,45 = 2,00,$$

де $K_{F\beta}$ - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по довжині зуба при $\psi_{bd} = 0,4$, консольному розташуванні коліс і твердості $HB < 350$; $K_{F\beta} = 1,38$ [20];

$K_{F\alpha}$ - коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні для прямозубих коліс 7-го ступеня точності, $K_{F\alpha} = 1,45$ [20];

α_F - дослідний коефіцієнт, що враховує зниження здатності навантаження конічної прямозубої передачі в порівнянні з циліндричною, $\alpha_F = 0,85$ [20];

Y_F - коефіцієнт форми зуба, який вибираємо в залежності від еквівалентних чисел зубів.

Визначаємо еквівалентну кількість зубів для шестерні

$$Z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{25}{\cos 26^\circ 33'} \approx 28. \quad (2.50)$$

Визначаємо еквівалентну кількість зубів для колеса

$$Z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{50}{\cos 63^\circ 26'} \approx 112. \quad (2.51)$$

За еквівалентними числами зубів визначаємо коефіцієнти форми [20]:

$$Y_{F1} = 3,85 ; Y_{F2} = 3,60.$$

Допустиме напруження при перевірці зубів на витривалість за напруженням згину визначаємо за загальною формулою:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb}^0}{[S_F]}, \quad (2.52)$$

де σ_{Flimb}^0 - границя згинної витривалості для сталі 40Х покращеної при твердості $HB < 350$, $\sigma_{Flimb}^0 = 1,8 \cdot HB$ [20];

$[S_F]$ – коефіцієнт безпеки, який рівний

$$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]'' = 1,75 \cdot 1 = 1,75,$$

де $[S_F]' = 1,75$ – для сталі 40Х покращеної при твердості $HB < 350$ [20];

$[S_F]'' = 1$ – для поковок та штампувань [20.]

Визначаємо допустиме напруження при перевірці зубів на витривалість по напруженнях згину для шестерні

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{limb}}^0}{[S_F]} = \frac{531}{1,75} = 303 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{F\text{limb}}^0 = 1,8 \cdot \text{HB} = 1,8 \cdot 295 = 531 \text{ МПа}$ – границя згинної витривалості для сталі 40Х покращеної при твердості $\text{HB} = 295$.

Визначаємо допустиме напруження при перевірці зубів на витривалість по напруженнях згину для колеса

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{limb}}^0}{[S_F]} = \frac{486}{1,75} = 278 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{F\text{limb}}^0 = 1,8 \cdot \text{HB} = 1,8 \cdot 270 = 486 \text{ МПа}$ - границя згинної витривалості для сталі 40Х покращеної при твердості $\text{HB} = 270$.

Визначаємо відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ для шестерні, яке рівне $\frac{[\sigma_F]}{Y_F} = \frac{303}{3,85} = 78,7$.

Визначаємо відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ для колеса, яке рівне $\frac{[\sigma_F]}{Y_F} = \frac{278}{3,60} = 77,2$.

Подальший розрахунок ведемо для зубів колеса, так як отримане відношення для нього менше.

Визначаємо напруження для перевірки зубів колеса на витривалість за напруженням згину за (2.49):

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{\vartheta_F \cdot b \cdot m_e} = \frac{3133 \cdot 2,00 \cdot 3,60}{0,85 \cdot 50 \cdot 6,0} = 88 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 278 \text{ МПа}.$$

З розрахунку видно, що розрахункові напруження згину не перевищують допустимих для обраного матеріалу та термообробки, отже, розрахована передача задовольняє вимогам згинальної міцності.

2.3.2. Проектний розрахунок валів редуктора

Розрахунок виконуємо на кручення по зниженим допустимих напруженнях.

Крутні моменти в поперечних перерізах валів:

$$T_1 = 7,48 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$T_2 = 18,1 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Визначаємо діаметр вихідного кінця валів, а також діаметри валів під підшипники та зубчасті колеса.

Діаметр вихідного кінця ведучого валу при напруженні для сталі 45 $[\tau_K] = 25 \text{ МПа}$ [20]:

$$d_{B1} = \sqrt[3]{\frac{T_I}{0,2 \cdot [\tau_K]}} = \sqrt[3]{\frac{7,48 \cdot 10^4}{0,2 \cdot 25}} = 24,6 \text{ мм.} \quad (2.53)$$

З конструктивних міркувань приймаємо діаметр валу в місці посадки шківів $d_{B1} = 40 \text{ мм}$, діаметр під підшипниками – $d_{П1} = 50 \text{ мм}$; діаметр під шестернею – $d_{K1} = 40 \text{ мм}$.

Діаметр вихідного кінця веденого валу при напруженні для сталі 45 $[\tau_K] = 25 \text{ МПа}$ [20]:

$$d_{B2} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau_K]}} = \sqrt[3]{\frac{18,1 \cdot 10^4}{0,2 \cdot 25}} = 33,1 \text{ мм.} \quad (2.54)$$

З конструктивних міркувань приймаємо діаметр валу в місці посадки $d_{B2} = 55 \text{ мм}$, діаметр валу під підшипники – $d_{П2} = 65 \text{ мм}$, діаметр валу і місці посадки зубчатого колеса $d_{K2} = 60 \text{ мм}$, так як зубчате колесо встановлено консольно.

2.3.3. Перевірка довговічності підшипників ведучого валу

Розрахункова схема ведучого валу та епюри згинних і крутного моментів приведена на рис. 2.3.

Сили, що діють у зачепленні:

$$F_t = 971,5 \text{ Н}; F_{r1} = F_{a2} = 328,3 \text{ Н}; F_{a1} = F_{r2} = 131,3 \text{ Н}.$$

$$\text{Навантаження від пасової передачі } F_B = 1307 \text{ Н}.$$

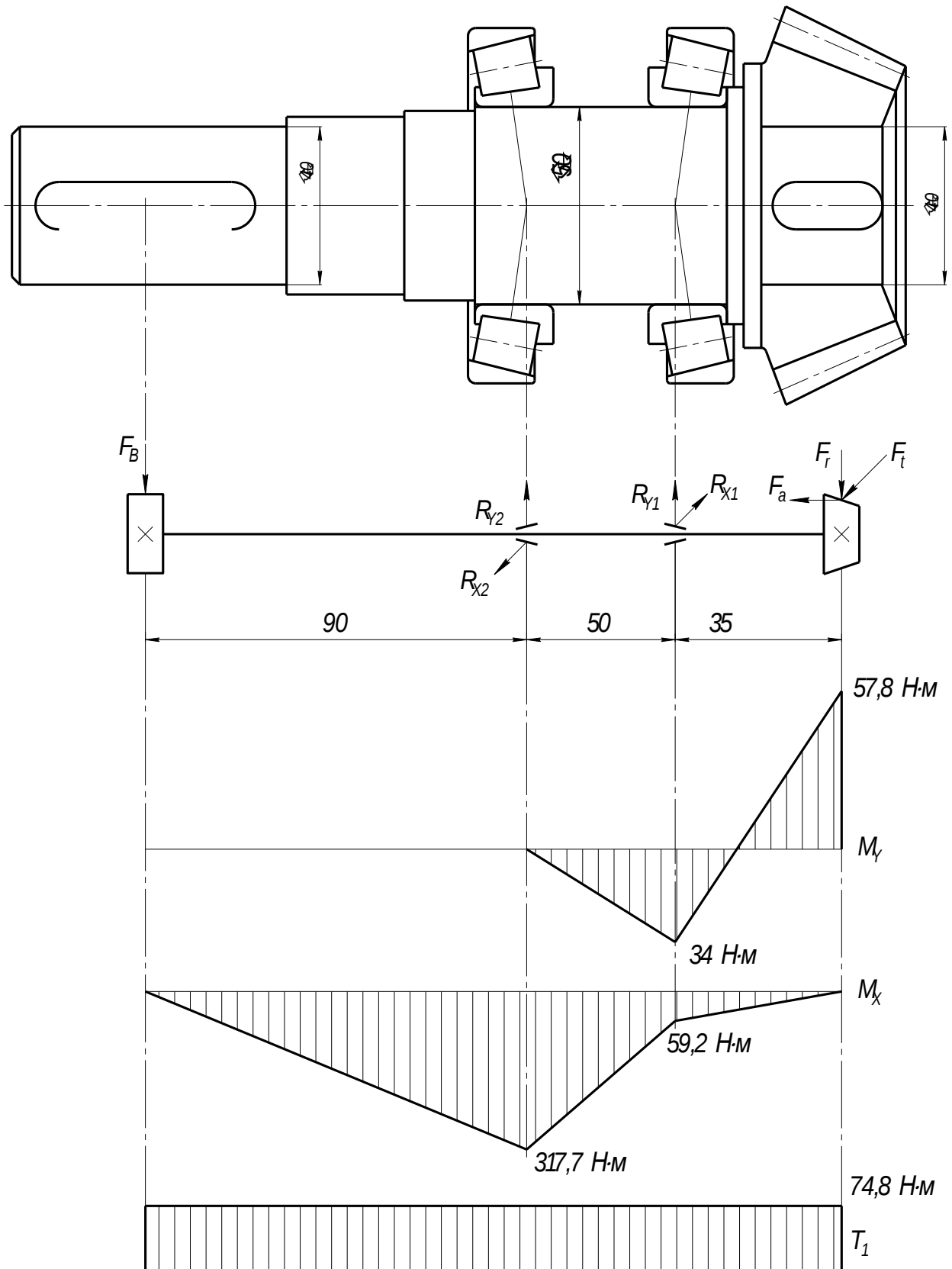


Рис. 2.3 - Розрахункова схема ведучого валу та епюри згинних і крутного моментів

Лінійні розміри валу визначимо з першого етапу компонування.
Визначаємо реакції опор (ліву опору позначимо індексом «2»).

Реакції опор у площині XZ

$$R_{X1} \cdot 50 - F_t \cdot 85 = 0; R_{X1} = F_t \cdot \frac{85}{50} = 971,5 \cdot \frac{85}{50} = 1651,5 \text{ Н.}$$

$$R_{X2} \cdot 50 - F_t \cdot 35 = 0; R_{X2} = F_t \cdot \frac{35}{50} = 971,5 \cdot \frac{35}{50} = 680 \text{ Н.}$$

Реакції опор у площині YZ

$$R_{y1} \cdot 50 - F_r \cdot 85 + F_B \cdot 90 - F_a \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$R_{y1} = \frac{F_r \cdot 85 - F_B \cdot 90 + F_a \cdot \frac{d_1}{2}}{50} = \frac{328,8 \cdot 85 - 1307 \cdot 90 + 1313,3 \cdot \frac{76,99}{2}}{50} = 1693,4 \text{ Н.};$$

$$R_{y2} \cdot 50 - F_B \cdot 140 + F_r \cdot 35 - F_a \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$R_{y2} = \frac{F_B \cdot 140 - F_r \cdot 35 + F_a \cdot \frac{d_1}{2}}{50} = \frac{1307 \cdot 140 - 328,3 \cdot 35 + 1313,3 \cdot \frac{76,99}{2}}{50} = 3530,8 \text{ Н.}$$

Сумарні реакції:

$$P_{r2} = \sqrt{R_{X2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{680^2 + 3530,8^2} = 3595,6 \text{ Н.}$$

$$P_{r1} = \sqrt{R_{X1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{1651,5^2 + 1693,4^2} = 2365,3 \text{ Н.}$$

Осьові складові радіальних реакцій конічних підшипників [20]:

$$S_2 = 0,83 \cdot e \cdot P_{r2} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 2365,3 = 726,3 \text{ Н.} \quad (2.55)$$

$$S_1 = 0,83 \cdot e \cdot P_{r1} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 3595,6 = 1104,2 \text{ Н} \quad (2.56)$$

де $e = 0,37$ - параметр осьового навантаження для підшипників 7210.

Осьові навантаження підшипників.

У нашому випадку $S_1 < S_2$; $F_a > 0$; $S_2 - S_1 = 377,9 > F_a$, тоді:

$$P_{a1} = S_2 + F_a = 1104,2 - 131,3 = 972,9 \text{ Н.}; P_{a2} = S_2 = 1104,2 \text{ Н.}$$

Розглянемо лівий підшипник (опора «2»), для якого відношення

$$\frac{P_{a2}}{P_{r2}} = \frac{1104,2}{3595,6} = 0,307.$$

Оскільки відношення $P_{a2} / P_{r2} < \epsilon = 0,37$ то при визначенні еквівалентного навантаження осьові сили не враховуємо.

Еквівалентне навантаження [20]:

$$P_{\Sigma 2} = V \cdot P_{r2} \cdot K_6 \cdot K_T = 1 \cdot 3595,6 \cdot 1,2 \cdot 1 = 4314,7 \text{ Н} \approx 4,315 \text{ кН}, \quad (2.57)$$

де V - коефіцієнт, що враховує характер навантаження кілець (при внутрішньому кільці, що обертається), $V = 1$ [20];

K_T - температурний коефіцієнт, $K_T = 1$ [20];

K_6 - коефіцієнт безпеки, що враховує короточасні навантаження, $K_6 = 1,2$ [20].

Визначаємо розрахункову довговічність за [20]:

$$L = \left(\frac{C}{P_{\Sigma 2}} \right)^{3,33} = \left(\frac{56000}{4714,7} \right)^{3,33} \approx 5137 \text{ млн. обертів}, \quad (2.58)$$

де $C = 56 \text{ кН} = 56000 \text{ Н}$ - динамічна вантажопідйомність підшипника 7210.

Визначаємо розрахункову довговічність у годинах за [20].

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{5137 \cdot 10^6}{60 \cdot 500} \approx 171233 \text{ год.} \quad (2.59)$$

Знайдена довговічність прийнятна, оскільки перевищує $[L_h] = 10000 \text{ год.}$

Розглянемо правий підшипник (опора «1»), для якого відношення

$$\frac{P_{a1}}{P_{r1}} = \frac{972,9}{2365,3} = 0,41.$$

Оскільки відношення $P_{a2} / P_{r2} < \epsilon = 0,37$ то при визначенні еквівалентного навантаження осьові сили не враховуємо.

Еквівалентне навантаження [20]:

$$P_{\Sigma 1} = (X \cdot V \cdot P_{r1} + Y \cdot P_{a1}) \cdot K_6 \cdot K_T, \quad (2.60)$$

де $V = K_T = 1$; $K_6 = 1,2$; $X = 0,4$; $Y = 1,6$ [20].

Підставивши значення у (2.60) отримаємо:

$$P_{\Sigma 1} = (0,4 \cdot 1 \cdot 2365,3 + 1,6 \cdot 972,9) \cdot 1,2 \cdot 1 = 3003 \text{ Н} \approx 3 \text{ кН.}$$

Визначаємо розрахункову довговічність за [20]:

$$L = \left(\frac{C}{P_{\Sigma 1}} \right)^{3,33} = \left(\frac{56000}{3003} \right)^{3,33} \approx 17030 \text{ млн. обертів}, \quad (2.61)$$

де $C = 56 \text{ кН} = 56000 \text{ Н}$ - динамічна вантажопідйомність підшипника 7210.

Визначаємо розрахункову довговічність у годинах за [20].

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{17030 \cdot 10^6}{60 \cdot 500} \approx 567660 \text{ год.} \quad (2.61)$$

Знайдена довговічність прийнятна, оскільки перевищує $[L_h] = 10000 \text{ год.}$

2.3.4. Перевірка довговічності підшипників веденого валу

Розрахункова схема веденого валу та епюри згинних і крутного моментів приведена на рис. 2.4.

Сили, що діють у зачепленні: $F_t = 971,5 \text{ Н}$; $F_a = 328,3 \text{ Н}$; $F_r = 131,3 \text{ Н}$.
Осьове навантаження від планшайби $F_{\Pi} = 2800 \text{ Н}$.

Лінійні розміри валу визначимо з першого етапу компонування.
Визначаємо реакції опор (ліву опору позначимо індексом «3»).

Реакції опор у площині XZ

$$R_{X4} \cdot 55 - F_t \cdot 65 = 0; \quad R_{X4} = F_t \cdot \frac{65}{55} = 971,5 \cdot \frac{65}{55} = 1148 \text{ Н};$$

$$R_{X3} \cdot 55 - F_t \cdot 120 = 0; \quad R_{X3} = F_t \cdot \frac{120}{55} = 971,5 \cdot \frac{120}{55} = 2119,6 \text{ Н.}$$

Реакції опор у площині YZ

$$-R_{Y3} \cdot 55 + F_r \cdot 120 - F_a \cdot \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R_{Y3} = \frac{F_r \cdot 120 - F_a \cdot \frac{d_2}{2}}{55} = \frac{131,3 \cdot 120 - 328,3 \cdot \frac{192,5}{2}}{55} = -288 \text{ Н};$$

$$F_r \cdot 65 - R_{Y4} \cdot 55 - F_a \cdot \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R_{y2} = \frac{F_r \cdot 65 - F_a \cdot \frac{d_2}{2}}{55} = \frac{131,3 \cdot 65 - 328,3 \cdot \frac{192,5}{2}}{55} = -419,3 \text{ Н}$$

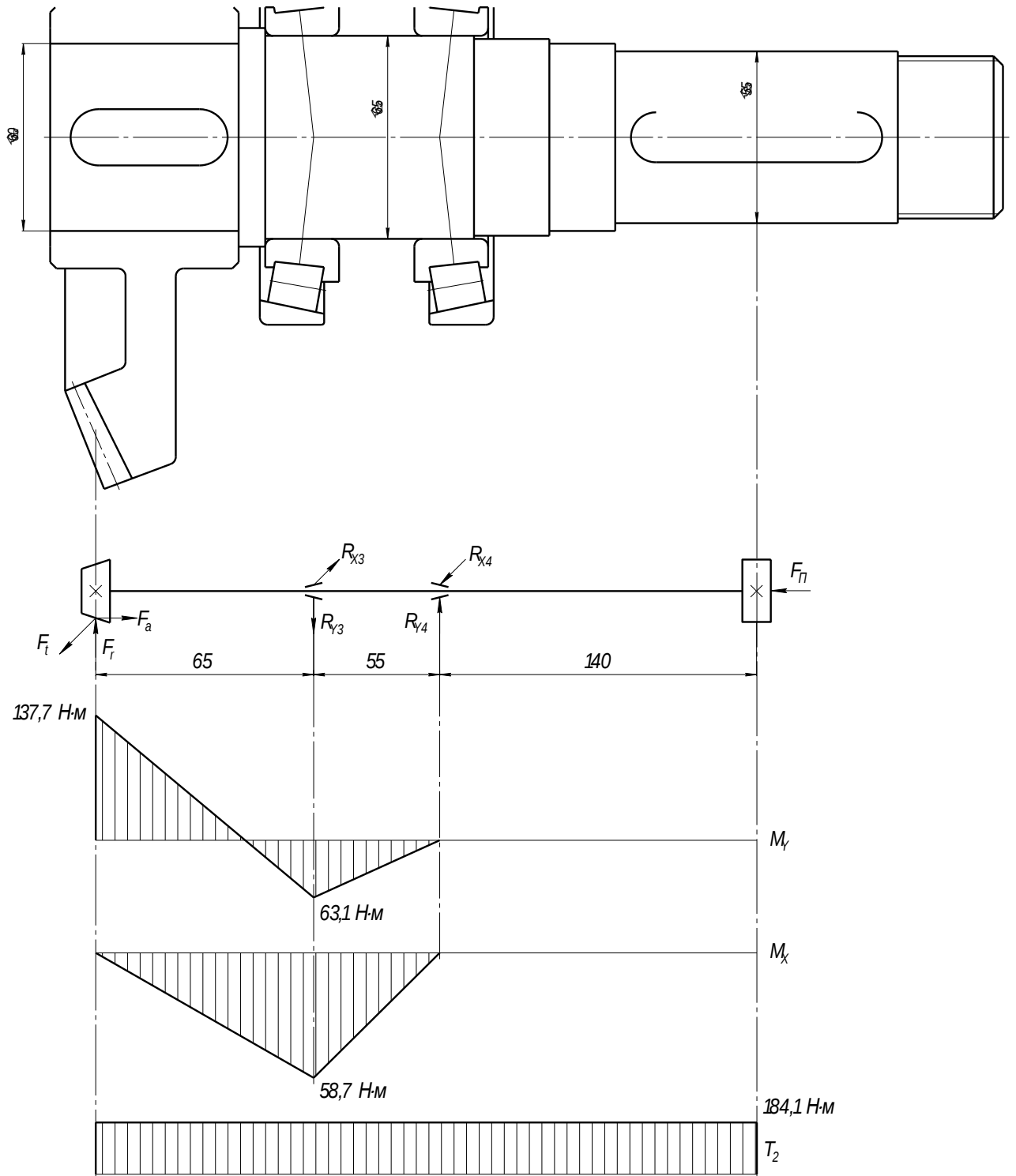


Рис. 2.4 - Розрахункова схема веденого валу та епюри згинних і крутного моментів

Сумарні реакції:

$$P_{r3} = \sqrt{R_{x3}^2 + R_{y3}^2} = \sqrt{2119,6^2 + 288^2} = 2139 \text{ Н};$$

$$P_{r4} = \sqrt{R_{x4}^2 + R_{y4}^2} = \sqrt{1148^2 + 419,3^2} = 1222 \text{ Н}.$$

Осьові складові радіальних реакцій конічних підшипників [20]:

$$S_3 = 0,83 \cdot e \cdot P_{r3} = 0,83 \cdot 0,9 \cdot 2139 = 1597,8 \text{ Н}; \quad (2.62)$$

$$S_4 = 0,83 \cdot e \cdot P_{r4} = 0,83 \cdot 0,9 \cdot 1222 = 912,8 \text{ Н} \quad (2.63)$$

де $e = 0,9$ - параметр осьового навантаження для підшипників 7213.

Осьові навантаження підшипників.

У нашому випадку

$$P_{a4} = S_4 + F_a = 912,8 + 328,3 = 1241,1 \text{ Н};$$

$$P_{a3} = S_3 + F_{\Pi} = 1597,8 + 2800 = 4397,8 \text{ Н}.$$

Розглянемо опору «3» як найбільш навантажену, для якої відношення

$$\frac{P_{a3}}{P_{r3}} = \frac{4397,8}{2139} = 2,05$$

Оскільки відношення $P_{a3} / P_{r3} > e = 0,9$ то при визначенні еквівалентного навантаження осьові сили враховуємо.

Еквівалентне навантаження [20]:

$$P_{\Sigma 3} = (X \cdot V \cdot P_{r3} + Y \cdot P_{a3}) \cdot K_6 \cdot K_T, \quad (2.64)$$

де $V = K_T = 1$; $K_6 = 1,2$; $X = 0,4$; $Y = 1,6$ [20].

Підставивши значення у (2.60) отримаємо:

$$P_{\Sigma 3} = (0,4 \cdot 1 \cdot 2139 + 1,6 \cdot 4397,8) \cdot 1,2 \cdot 1 = 9945,4 \text{ Н} \approx 10 \text{ кН}.$$

Визначаємо розрахункову довговічність за [20]:

$$L = \left(\frac{C}{P_{\Sigma 3}} \right)^{3,33} = \left(\frac{76000}{9945,4} \right)^{3,33} \approx 878,3 \text{ млн. обертів}, \quad (2.65)$$

де $C = 76 \text{ кН} = 76000 \text{ Н}$ - динамічна вантажопідйомність підшипника 7213.

Визначаємо розрахункову довговічність у годинах за [20]:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{878,3 \cdot 10^6}{60 \cdot 200} \approx 73195 \text{ год}. \quad (2.66)$$

Знайдена довговічність прийнятна, оскільки перевищує $[L_h] = 10000$ год.

2.3.5. Перевірочний розрахунок ведучого валу

Визначимо коефіцієнти запасу міцності для небезпечного перерізу ведучого валу, приймаючи, що нормальні напруження змінюються по симетричному циклу, а дотичні – по нульовому (пульсуючому).

Призначаємо матеріал валу – сталь 40Х, що має механічні властивості: тимчасовий опір на розрив $\sigma_b = 930$ МПа; межа витривалості за нормальними напруженнями $\sigma_{-1} = 400$ МПа; границя витривалості за дотичним напруженням $\tau_{-1} = 232$ МПа.

Запас втомної міцності ведучого валу визначаємо в місці посадки підшипника опори «2». У цьому перерізі діють максимальні згинний момент $M = 317,7$ Н·м і крутний момент $M_{кр} = 74,8$ Н·м.

Як концентратор напружень у місці посадки внутрішнього кільця підшипника на вал виступає посадка з натягом.

Перевіряємо вал на втомну міцність в небезпечному перерізі при одночасній дії згинального і крутного моментів. Для цього визначаємо коефіцієнт запасу втомної міцності [20]:

$$n = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{n_\sigma^2} + \frac{1}{n_\tau^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{3,2^2} + \frac{1}{48,3^2}}} = 3,1 \quad (2.67)$$

де n_σ - коефіцієнт запасу втомної міцності при згині

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_v \cdot \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \Psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{400}{25,8 \cdot 4,5 + 0,2 \cdot 25,8} = 3,2 \quad (2.68)$$

σ_v – амплітуда циклу напруження згину при симетричному циклі

$$\sigma_v = \frac{M}{W} = \frac{317,7 \cdot 10^3}{12,27 \cdot 10^3} = 25,8 \text{ МПа} \quad (2.69)$$

W – момент опору при згині перерізу валу, який рівний

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 50^3}{32} = 12,27 \cdot 10^3 \text{ мм}^3,$$

$d = 50 \text{ мм}$ – діаметр валу у небезпечному перерізі;

$k_\sigma / \varepsilon_\sigma$ - відношення ефективного коефіцієнта концентрації напружень згину до фактору, що враховує вплив розмірів перерізу валу на втомну міцність, $k_\sigma / \varepsilon_\sigma = 4,5$ [20];

$\Psi_\sigma = 0,2$ – коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу валу до постійних навантажень (для легированих сталей);

$\sigma_m = \sigma_V = 25,8 \text{ МПа}$ – середнє напруження циклу згину за наявності осьового навантаження.

n_τ – коефіцієнт запасу втомної міцності при крученні, який визначається за залежністю:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_V \cdot \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \Psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{232}{1,5 \cdot 3,1 + 0,1 \cdot 1,5} = 48,3, \quad (2.70)$$

де τ_V – амплітуда циклу дотичних напружень при пульсуючому циклі

$$\tau_V = \frac{M_K}{2 \cdot W_K} = \frac{74,8 \cdot 10^3}{2 \cdot 24,54 \cdot 10^3} = 1,5 \text{ МПа}, \quad (2.71)$$

W_K - момент опору кручення перерізу валу;

$$W_K = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 50^3}{16} = 24,54 \cdot 10^3 \text{ мм}^3, \quad (2.72)$$

$k_\tau / \varepsilon_\tau$ - відношення ефективного коефіцієнта концентрації напружень кручення до фактора, що враховує вплив розмірів перерізу валу на втомну міцність, $k_\tau / \varepsilon_\tau = 3,1$ [20];

$\Psi_\tau = 0,1$ – коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу валу до постійних навантажень (для легированих сталей);

$\tau_m = \tau_V = 1,5 \text{ МПа}$ - середнє напруження циклу дотичних напружень.

З розрахунку видно, що фактичний коефіцієнт запасу втомної міцності для небезпечного перерізу ведучого валу $n = 3,1$ більше гранично допустимого

коефіцієнт запасу $[n] = 1,5 \dots 1,7$ [20]. Отже, розрахований вал має достатню втомну міцність.

2.3.6. Перевірочний розрахунок веденого валу

Визначимо коефіцієнти запасу міцності для небезпечного перерізу веденого валу, приймаючи, що нормальні напруження змінюються за симетричним циклом, а дотичні - за нульовим (пульсуючим).

Запас втомної міцності веденого валу визначаємо в місці посадки зубчастого колеса. Як концентратор напружень у місці посадки колеса виступає шпонковий паз шириною $b = 12$ мм і глибиною $t_1 = 5$ мм. У цьому перерізі діє максимальні згинний момент $M = 137,7$ Н·м і крутний момент $M_{кр} = 184,1$ Н·м.

Перевіряємо вал на втомну міцність в небезпечному перерізі при одночасній дії згинного і крутного моментів. Для цього визначаємо коефіцієнт запасу втомної міцності за (2.67)

$$n = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{n_\sigma^2} + \frac{1}{n_\tau^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{7,5^2} + \frac{1}{11,5^2}}} = 6,2,$$

де n_σ - коефіцієнт запасу втомної міцності при згині за (2.68)

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_v \cdot \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \Psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{400}{22 \cdot 2,2 + 0,2 \cdot 22} = 7,5$$

σ_v – амплітуда циклу напруження згину при симетричному циклі за (2.69)

$$\sigma_v = \frac{M}{W} = \frac{137,7 \cdot 10^3}{6256,9} = 22 \text{ МПа}$$

W – момент опору при згині перерізу валу, який рівний

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 60^3}{32} - \frac{12 \cdot 5 \cdot (60 - 5)^2}{2 \cdot 60} = 6256,9 \text{ мм}^3$$

$d = 60$ мм – діаметр валу у небезпечному перерізі;

$t_1 = 5$ мм – глибина шпонкового пазу;

$b = 12$ мм – ширина шпонкового пазу;

$k_\sigma / \varepsilon_\sigma$ - відношення ефективного коефіцієнта концентрації напружень згину до фактору, що враховує вплив розмірів перерізу валу на втомну міцність, $k_\sigma / \varepsilon_\sigma = 2,5$ [20];

$\Psi_\sigma = 0,2$ – коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу валу до постійних навантажень (для легованих сталей);

$\sigma_m = \sigma_v = 22$ МПа – середнє напруження циклу згину за наявності осьового навантаження.

n_τ – коефіцієнт запасу втомної міцності при крученні, який за (2.70) рівний

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_v \cdot \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \Psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{232}{1,5 \cdot 3,1 + 0,1 \cdot 1,5} = 48,3,$$

де τ_v – амплітуда циклу дотичних напружень при пульсуючому циклі, яка за (2.71) рівна

$$\tau_v = \frac{M_K}{2 \cdot W_K} = \frac{184,1 \cdot 10^3}{2 \cdot 12540} = 7,3 \text{ МПа},$$

W_K - момент опору кручення перерізу валу

$$W_K = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 60^3}{16} - \frac{12 \cdot 5 \cdot (60 - 5)^2}{2 \cdot 60} = 12540 \text{ мм}^3,$$

$k_\tau / \varepsilon_\tau$ - відношення ефективного коефіцієнта концентрації напружень кручення до фактора, що враховує вплив розмірів перерізу валу на втомну міцність, $k_\tau / \varepsilon_\tau = 3,1$ [20];

$\Psi_\tau = 0,1$ – коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу валу до постійних навантажень (для легованих сталей);

$\tau_m = \tau_v = 7,3$ МПа - середнє напруження циклу дотичних напружень.

З розрахунку видно, що фактичний коефіцієнт запасу втомної міцності для небезпечного перерізу ведучого валу $n = 6,2$ більше гранично допустимого

коефіцієнту запасу $[n] = 1,5...1,7$ [20]. Отже, розрахований вал має достатню втомну міцність.

2.3.7. Розрахунок шпонкових з'єднань

Перевіряємо на міцність шпонкове з'єднання шківів з ведучим валом по допустимих напруженнях зминання $[\sigma_{\text{см}}] = 100$ МПа [20]:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{d \cdot (h - t_1) \cdot (\ell - b)} = \frac{2 \cdot 74,8 \cdot 10^3}{40 \cdot (8 - 5) \cdot (28 - 12)} = 77,9 \text{ МПа}, \quad (2.73)$$

де $d = 40$ мм – діаметр валу,

$l = 28$ мм – загальна довжина шпонки,

$h = 8$ мм – висота шпонки,

$t_1 = 5$ мм – глибина пази шпонки на валу;

$b = 12$ мм – ширина шпонки.

З розрахунку видно, що напруження зминання в шпонковому з'єднанні не перевищує гранично допустимого, тобто $\sigma_{\text{см}} = 77,9 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 100 \text{ МПа}$. Отже шпонкове з'єднання задовольняє вимогам міцності при зминанні.

Перевіряємо на міцність шпонкове з'єднання зубчастого колеса з веденим валом. За залежністю (2.73) напруження зминання:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{d \cdot (h - t_1) \cdot (\ell - b)} = \frac{2 \cdot 181,4 \cdot 10^3}{60 \cdot (11 - 7) \cdot (50 - 18)} = 47,2 \text{ МПа}$$

де $d = 60$ мм – діаметр валу,

$l = 50$ мм – загальна довжина шпонки,

$h = 11$ мм – висота шпонки,

$t_1 = 7$ мм – глибина пази шпонки на валу;

$b = 18$ мм – ширина шпонки.

З розрахунку видно, що напруження зминання в шпонковому з'єднанні не перевищує гранично допустимого, тобто $\sigma_{\text{см}} = 47,2 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 100 \text{ МПа}$. Отже шпонкове з'єднання задовольняє вимогам міцності при зминанні.

2.3.8. Вибір сорту масла, призначення посадок

Змашування зубчастого зачеплення проводиться зануренням зубчастого колеса в масло, що заливається всередину корпусу до занурення колеса на всю довжину зуба.

Встановлюємо в'язкість олії. При контактних напруженнях $\sigma_H \leq 470$ МПа та середній швидкості $v \leq 5$ м/с в'язкість масла повинна бути приблизно рівна $28 \cdot 10^{-6}$ м²/с [20]. Відповідно до цього приймаємо масло індустріальне И-20А (за ГОСТ 20799-88) [20].

Посадки вибираємо відповідно до характеру навантаження на місця посадки валів. Внутрішні кільця підшипників встановлюємо на вали з перехідною посадкою (поле допуску поверхні посадки валу – js6), зовнішні – з невеликим зазором (поле допуску поверхні посадки корпусу – H7).

Особливість складання конічного редуктора полягає у необхідності регулювання роликів конічних підшипників та конічного зубчастого зачеплення.

Для нормальної роботи підшипників слід стежити, щоб, з одного боку, обертання рухомих елементів підшипників проходило легко і вільно і, з іншого боку, щоб у підшипниках не було надмірно великих зазорів. Дотримання цих вимог, тобто створення в підшипниках зазорів оптимальної величини, проводиться за допомогою регулювання підшипників, для чого застосовують набори тонких металевих прокладок, що встановлюються під фланці кришок підшипників. Необхідна товщина набору прокладок може бути складена з тонких металевих кілець завтовшки 0,1; 0,2; 0,4; 0,8мм.

Для регулювання осьового положення конічної шестерні забезпечується можливість переміщення при складанні стакану, в якому монтують вузол ведучого валу редуктора. Це переміщення також здійснюється за допомогою набору металевих прокладок, які встановлюють під фланці стакану. Тому посадка таких стаканів в корпус повинна забезпечувати зазор або в крайньому випадку невеликий натяг.

2.4. Висновки по розділу 2

В рамках розгляду даного розділу можна зробити такі висновки:

1. Розроблено конструкцію приводу обертання планшайби верстата для шліфування плоских поверхонь скляних плиток, що складається з асинхронного двигуна, клинопасової передачі, конічного редуктора та планшайби. Привід обертання планшайби забезпечує максимальний крутний момент на планшайбі 182 Нм та частоту обертання планшайби 200 об/хв.

2. Проведено кінематичний розрахунок приводу в результаті якого визначено передавальні числа механічних передач, числа зубів конічних зубчастих коліс, розроблено кінематичну схему. Розраховано основні силові характеристики приводу – крутні моменти на валах і потужності, що передаються.

3. Проведено розрахунок та вибір параметрів клинопасової передачі, а саме: діаметр ведучого шківa $D_1=125$ мм; діаметр веденого шківa $D_2=246$ мм; міжосьову віддаль $a=402$ мм; довжину пасу $L=1400$ мм; число клинових пасів $z=2$ поперечного перерізу Б.

4. Розроблено конструкцію конічного редуктора. Вибрано матеріали та проведено проєктний і перевірочний розрахунок конічної передачі по допустимих контактних напруженнях та напруженнях згину. Визначено геометричні параметри зубчастих коліс.

5. Проведено проєктний розрахунок ведучого та веденого валів редуктора. Для ведучого валу вибрано конічні роликові підшипники марки 7210, а для веденого валу – конічні роликові підшипники марки 7213. Здійснено перевірку підшипників ведучого та веденого валів по довговічності.

6. Проведено перевірочний розрахунок валів на втомну міцність. Встановлено що коефіцієнт запасу міцності для ведучого валу становить 3,1, для веденого – 6,2, що більше гранично допустимого коефіцієнту запасу міцності, який рівний 1,5.

7. Проведено перевірку на міцність шпонкових з'єднань шківів з ведучим валом та зубчастого колеса з веденим валом по допустимих напруженнях зминання. Встановлено, що напруження зминання в шпонкових з'єднаннях не перевищують гранично допустимого напруження зминання.

8. Вибрано тип змащування зубчастого зачеплення зануренням зубчастого колеса на всю довжину зуба в масло, що заливається всередину корпусу редуктора. По величині контактних напружень та середній швидкості вибрано для змащення редуктора масло індустріальне И-20А.

3. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

3.1. Розробка розрахункової схеми динамічної системи приводу обертання планшайби і визначення її параметрів

3.1.1. Побудова розрахункової схеми приводу

Для розробки математичної моделі та моделювання динамічних характеристик приводу обертання планшайби верстату для обробки плиткового скла необхідно провести побудову розрахункової схеми його механічної частини для кожного валу.

Перший вал – вал ротора двигуна на якому встановлений шків клинопасової передачі (рис. 3.1,а). Побудову схеми починається з ротора двигуна з моментом інерції $J_{\text{дв}}$, який через шпонкове з'єднання з податливістю $e_{\text{шп1}}$ передає обертання шківу з моментом інерції $J_{\text{ш1}}$. Передача обертання на шків вхідного валу редуктора здійснюється клинопасовою передачею з податливістю $e_{\text{шп}}$.

Розрахункова схема вала ротора двигуна приведена на рис.3.1,б.

Другий вал – ведучий вал редуктора на правому кінці якого встановлений шків клиновасової передачі, а на лівому – конічна шестерня (рис. 3.2,а).

Першим елементом розрахункової схеми є шків з моментом інерції $J_{\text{ш2}}$, обертання на який передається клинопасовою передачею з податливістю $e_{\text{шп}}$. Він через шпонкове з'єднання з податливістю $e_{\text{шп2}}$ з'єднаний з ділянкою валу з моментом інерції $J_{\text{в11}}$. Перетин на валу проводимо посередині між насадженими шківом і конічною шестернею, податливість цієї ділянки валу – $e_{\text{в1}}$. Від ділянки вала $J_{\text{в12}}$ через шпонкове з'єднання з податливістю $e_{\text{шп3}}$ рух передається конічній шестірні з моментом інерції $J_{\text{кш1}}$, від якої рух переходить на ведений вал конічного редуктора через конічну зубчасту передачу з податливістю $e_{\text{зп}}$.

Розрахункова схема ведучого валу редуктора приведена на рис. 3.2, б.

Третій вал – ведений вал редуктора на нижньому кінці якого встановлене конічне колесо, а на верхньому – планшайба із встановленими скляним плитками (рис. 3.2,а).

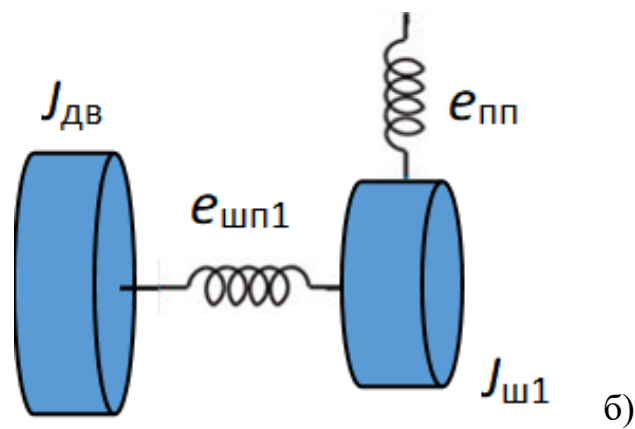
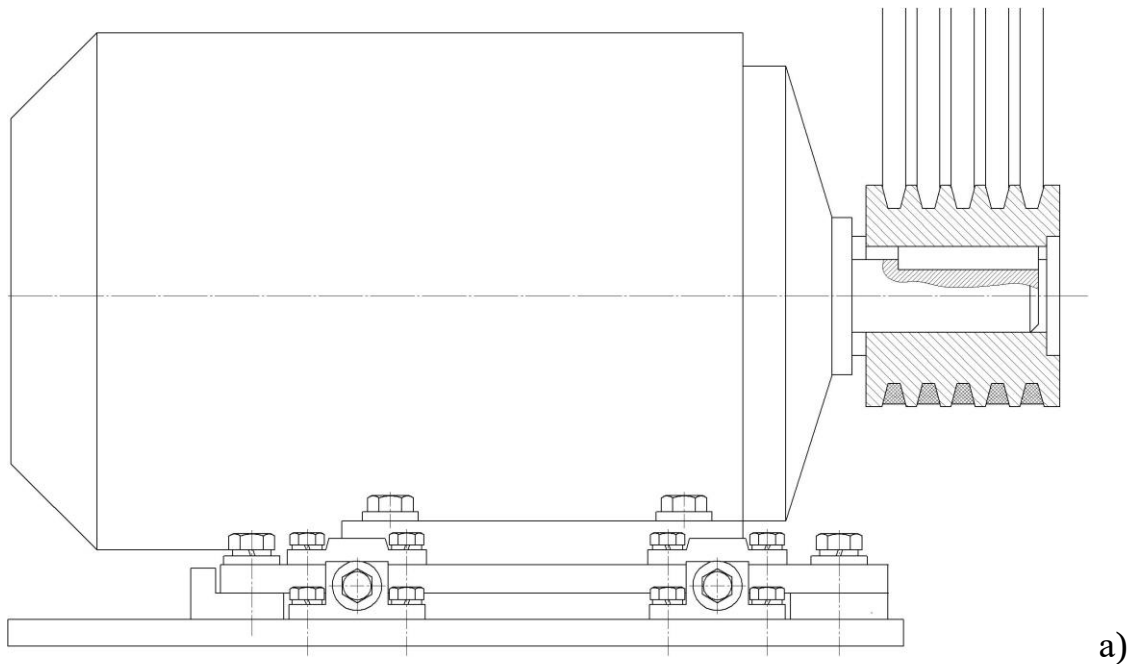


Рис. 3.1 - Конструктивна схема валу ротора двигуна з шківом клинопасової передачі (а) та його розрахункова схема (б)

Першим елементом розрахункової схеми є конічне зубчасте колесо з моментом інерції $J_{кш2}$ конічної зубчатої передачі з податливістю $e_{зп}$. Воно через шпонкове з'єднання з податливістю $e_{шп4}$ з'єднане з ділянкою валу з моментом інерції $J_{в21}$. Перетин на валу проводимо посередині між насадженим конічним зубчастим колесом і планшайбою, податливість цієї ділянки валу – $e_{в2}$. Від

ділянки валу J_{B22} через шпонкове з'єднання з податливістю $e_{шп5}$ рух передається планшайбі з моментом інерції $J_{пл}$.

Розрахункова схема веденого валу редуктора приведена на рис. 3.3, б.

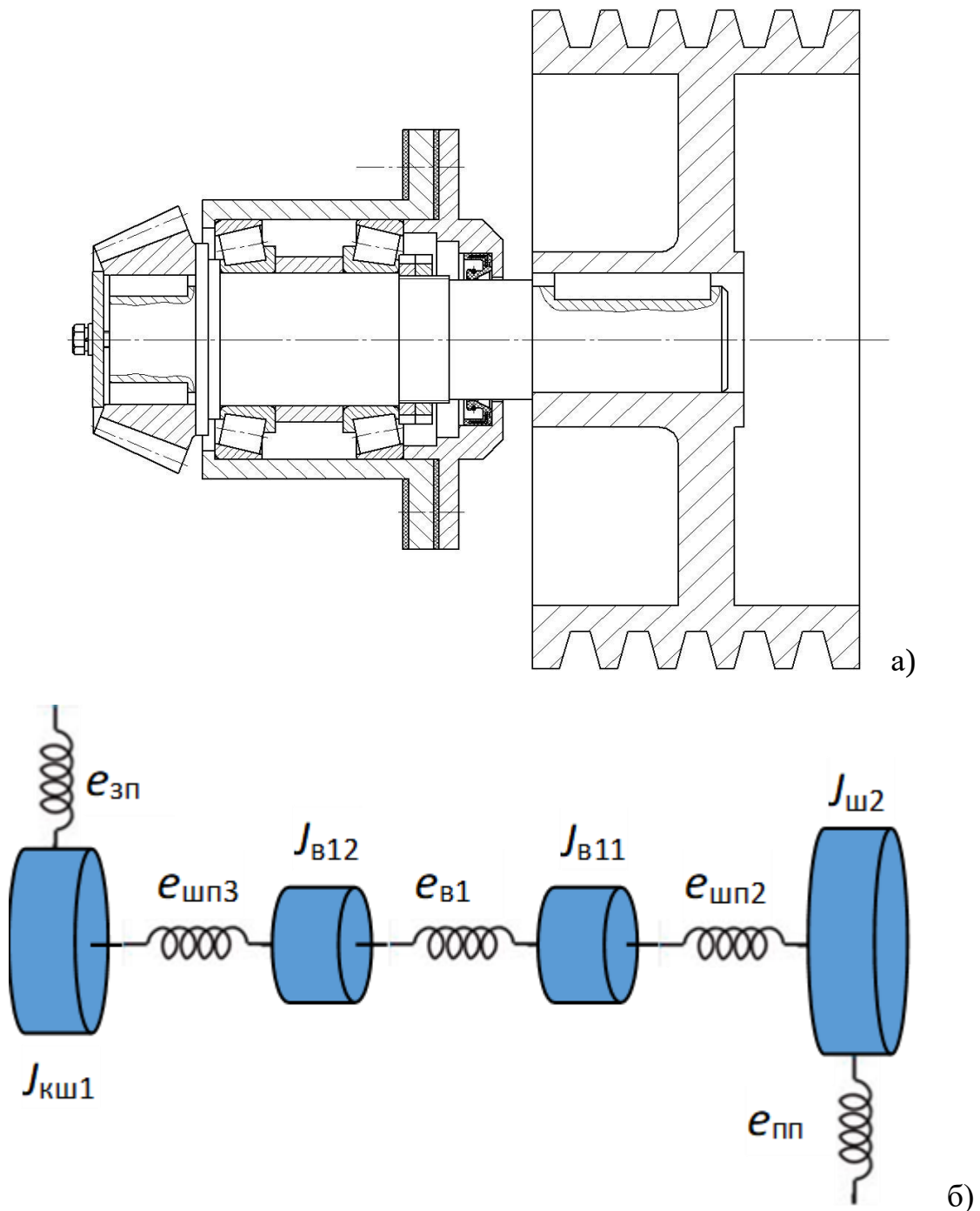
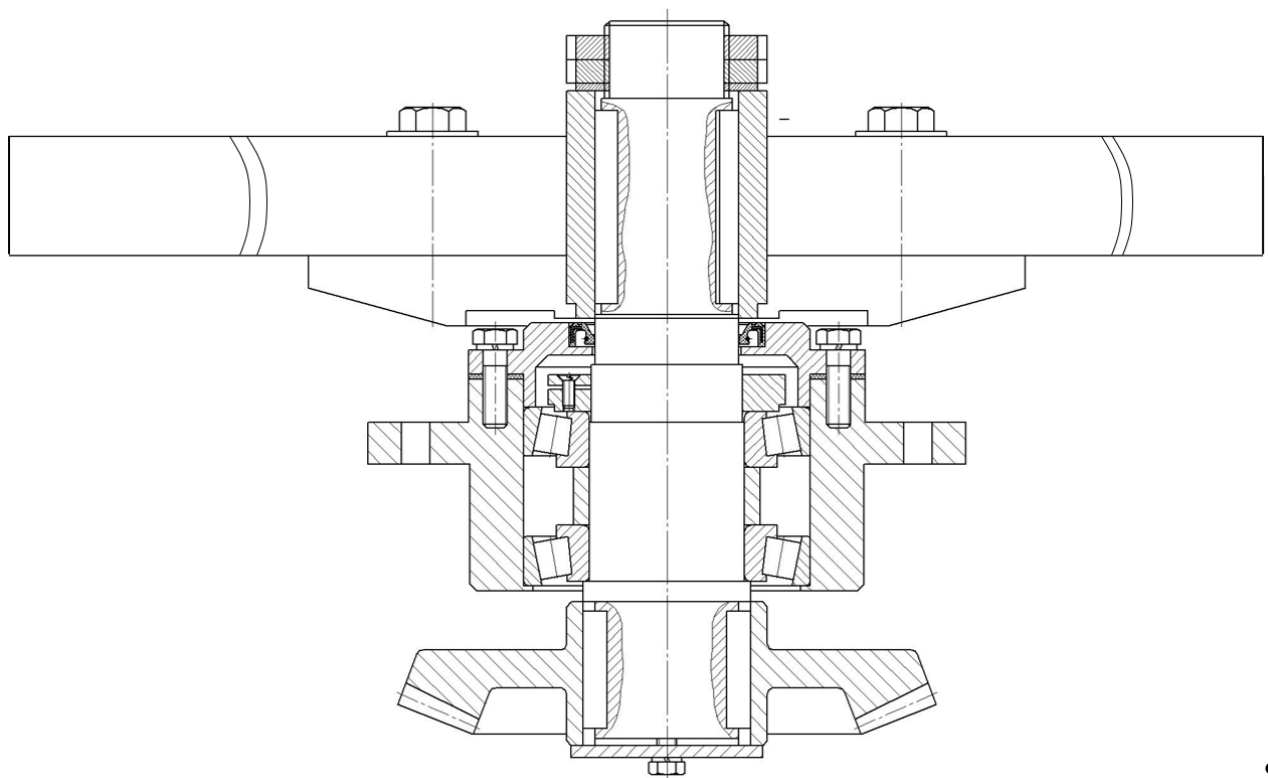
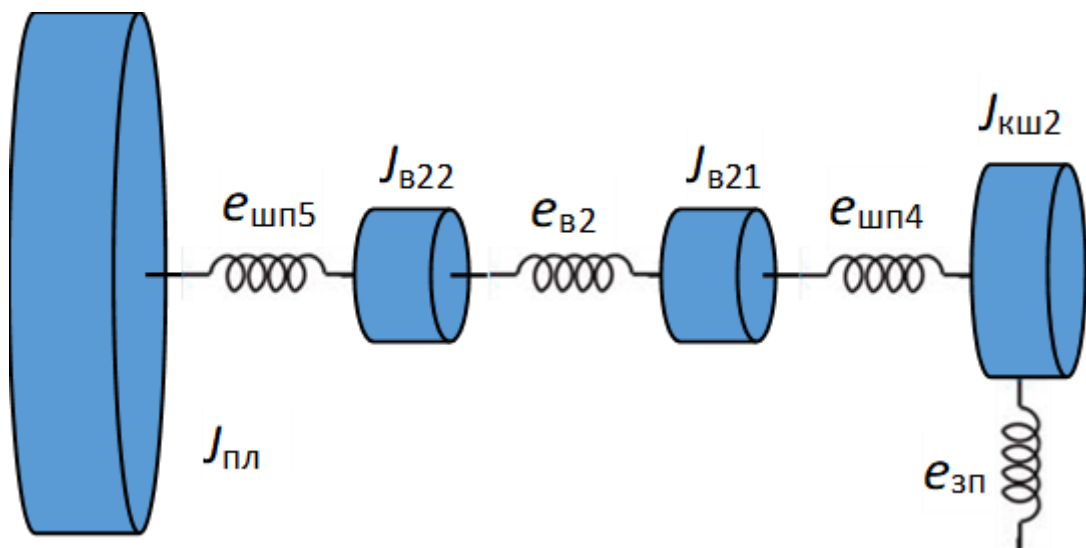


Рис. 3.2 - Конструктивна схема ведучого валу редуктора (а) та його розрахункова схема (б)

Поєднавши разом розрахункові схеми всіх валів приводу, отримаємо розрахункову схему динамічної системи приводу обертання планшайби верстату для обробки плиткового скла.



а)



б)

Рис. 3.3 - Конструктивна схема веденого валу редуктора з планшайбою (а) та його розрахункова схема (б)

3.1.2. Визначення моментів інерції деталей приводу

Деталі приводу, що обертаються (вали, шківні зубчасті колеса) розглядають як елементи з зосередженими масами. Зазвичай деталі приводу мають циліндричну форму з великою кількістю уступів (ступінчасті вали, шестерні),

тому для визначення моментів інерції ці елементи розбивають на частини з постійними діаметрами і визначають момент інерції кожної ділянки за формулою [21]:

$$J_i = \frac{\rho \pi l_i D_i^4}{32}, \quad (3.1)$$

де ρ – питома вага матеріалу деталі, для сталі $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$;

l_i – довжина ділянки, м;

D_i – діаметр ділянки, м.

Для деталей приводу, які мають форму порожнистого циліндра, момент інерції визначається за формулою [21]:

$$J_i = \frac{\rho \pi l_i (D_i^4 - d_i^4)}{32}, \quad (3.2)$$

l_i – довжина ділянки, м;

D_i – зовнішній діаметр ділянки, м;

d_i – внутрішній діаметр ділянки, м.

Після визначення моментів інерції окремих елементів в подальшому їх додають [21]:

$$J_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n J_i, \quad (3.3)$$

де n – кількість елементів, на які розбивається деталь приводу.

Якщо деталь має порожнини циліндричної форми, то спочатку розраховують момент інерції деталі як суцільного тіла обертання, а потім віднімають момент інерції порожнини [21].

Зубчасте колесо розглядається як суцільне тіло (без урахування профілю зубів), діаметр якого дорівнює ділильному діаметру ($d = mz$; m – модуль колеса; z – число зубів) [21].

Виходячи із технічних характеристик асинхронного двигуна АИР 132М6 У3 [19] момент інерції ротора двигуна - $J_{\text{дв}} = 0,0597 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Момент інерції ведучого шківa у відповідності до рис. 3.4,а визначиться за залежністю:

$$J_{шк1} = J_{шк11} - J_{шк12} - J_{шк13} \quad (3.4)$$

Використовуючи залежність (3.1) отримаємо

$$J_{шк1} = \frac{3,14 \cdot 7850 \cdot 0,118 \cdot (0,12)^4}{32} - \frac{3,14 \cdot 7850 \cdot 0,118 \cdot (0,038)^4}{32} - \frac{3,14 \cdot 7850 \cdot 0,008 \cdot (0,072)^4}{32} = 0,019 - 0,0002 - 0,00017 = 0,01863 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

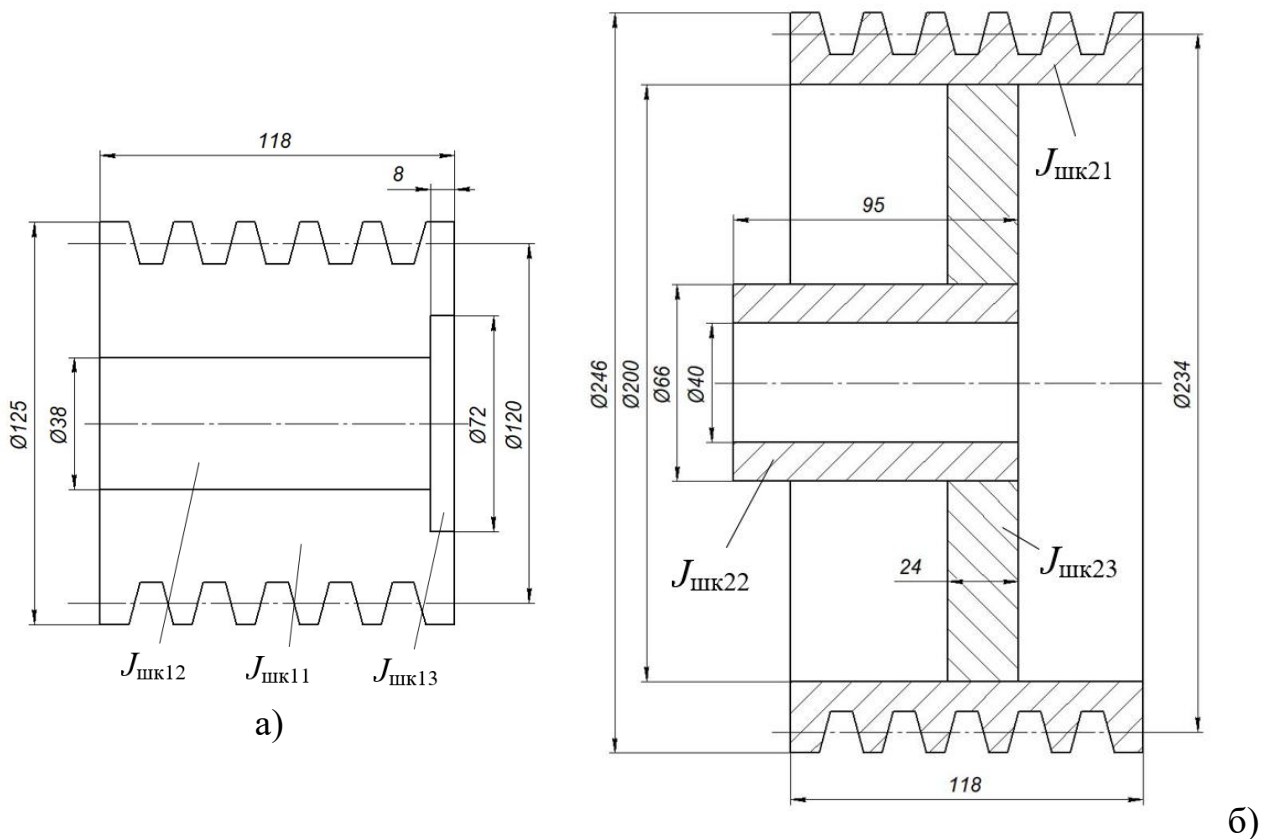


Рис. 3.4 - Конструктивні схеми ведучого (а) та веденого шківів (б) для визначення моментів інерції

Момент інерції веденого шківа у відповідності до рис. 3.4,б та (3.3) визначиться за залежністю:

$$J_{шк2} = J_{шк21} + J_{шк22} + J_{шк23} \quad (3.5)$$

Використовуючи залежність (3.2) та (3.3) отримаємо

$$J_{шк2} = \frac{3,14 \cdot 0,118 \cdot ((0,234)^4 - (0,2)^4)}{32} + \frac{3,14 \cdot 0,095 \cdot ((0,066)^4 - (0,04)^4)}{32} + \frac{3,14 \cdot 0,024 \cdot ((0,2)^4 - (0,066)^4)}{32} = 0,127 + 0,0012 + 0,029 = 0,1572 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент інерції ведучого валу у відповідності до рис. 3.5 визначиться за залежністю:

$$J_{B1} = J_{1B1} + J_{1B2} + J_{1B3} + J_{1B4} + J_{1B5} \quad (3.6)$$

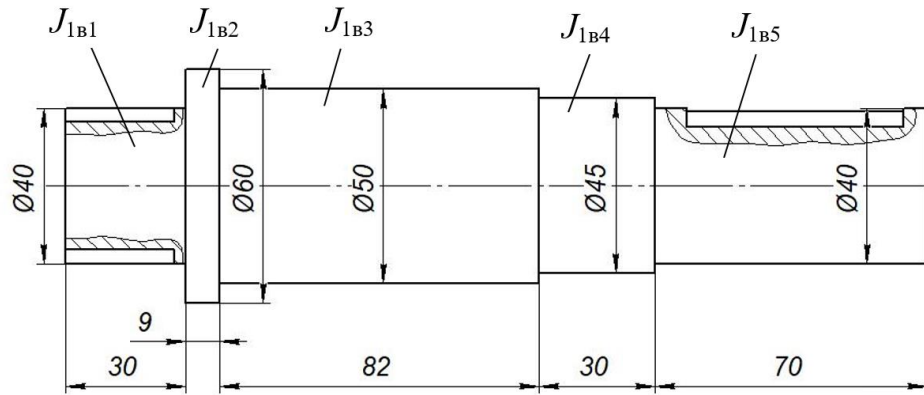


Рис. 3.5 - Конструктивна схема ведучого валу редуктора для визначення його моменту інерції

Використовуючи залежність (3.1) визначимо моменти інерції ділянок ведучого валу, які заносимо в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 - Моменти інерції ділянок ведучого валу

	ділянка 1	ділянка 2	ділянка 3	ділянка 4	ділянка 5
d_i , м	0,04	0,06	0,05	0,045	0,04
L_i , м	0,03	0,009	0,082	0,03	0,07
J_i , кг·м ²	0,00006	0,00009	0,0004	0,0001	0,00014

Тоді за залежністю (3.6) момент інерції ведучого валу

$$J_{B1} = 0,00006 + 0,00009 + 0,0004 + 0,0001 + 0,00014 = 0,00079 \text{ кг·м}^2.$$

У відповідності до [21] визначаємо моменти інерції J_{B11} та J_{B12} :

$$J_{B11} = J_{B12} = J_{B1} / 6 = 0,00079 / 6 = 0,00013 \text{ кг·м}^2.$$

Момент інерції веденого валу у відповідності до рис. 3.6 визначиться за залежністю:

$$J_{B2} = J_{1B1} + J_{1B2} + J_{1B3} + J_{1B4} + J_{1B5} + J_{1B6} \quad (3.7)$$

Використовуючи залежність (3.1) визначимо моменти інерції ділянок веденого валу, які заносимо в табл. 3.2.

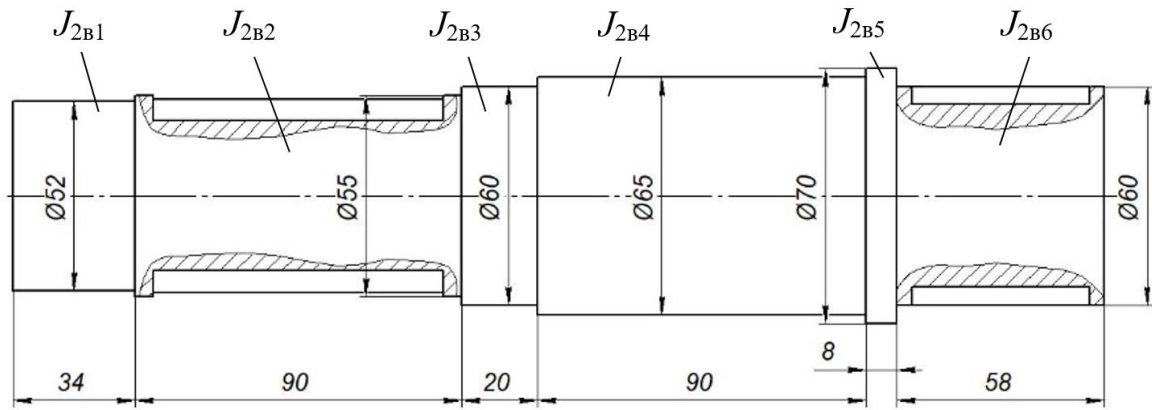


Рис. 3.6 - Конструктивна схема веденого валу редуктора для визначення його моменту інерції

Таблиця 3.2 - Моменти інерції ділянок веденого валу

	ділянка 1	ділянка 2	ділянка 3	ділянка 4	ділянка 5	ділянка 6
d_i , м	0,052	0,055	0,06	0,065	0,07	0,06
L_i , м	0,034	0,09	0,02	0,09	0,008	0,058
J_i , кг·м ²	0,00019	0,00063	0,0002	0,0012	0,00015	0,00058

Тоді за залежністю (3.7) момент інерції веденого валу

$$J_{B2} = 0,00019 + 0,00063 + 0,0002 + 0,0012 + 0,00015 + 0,00058 = 0,00295 \text{ кг·м}^2.$$

У відповідності до [21] визначаємо моменти інерції J_{B21} та J_{B22} :

$$J_{B21} = J_{B22} = J_{B2} / 6 = 0,00295/6 = 0,0005 \text{ кг·м}^2.$$

Момент інерції конічної шестерні у відповідності до рис. 3.7,а та (3.2):

$$J_{кш1} = \frac{3,14 \cdot 0,036 \cdot ((0,82)^4 - (0,4)^4)}{32} = 0,0013 \text{ кг·м}^2.$$

Момент інерції конічного колеса у відповідності до рис. 3.7,б та (3.3) визначиться за залежністю:

$$J_{кш2} = J_{кш21} + J_{кш22} + J_{кш23} \quad (3.8)$$

Використовуючи залежність (3.2) та (3.3) отримаємо

$$J_{кш2} = \frac{3,14 \cdot 0,06 \cdot ((0,84)^4 - (0,6)^4)}{32} + \frac{3,14 \cdot 0,026 \cdot ((0,206)^4 - (0,144)^4)}{32} + \frac{3,14 \cdot 0,016 \cdot ((0,144)^4 - (0,084)^4)}{32} = 0,0017 + 0,027 + 0,0047 = 0,0334 \text{ кг·м}^2.$$

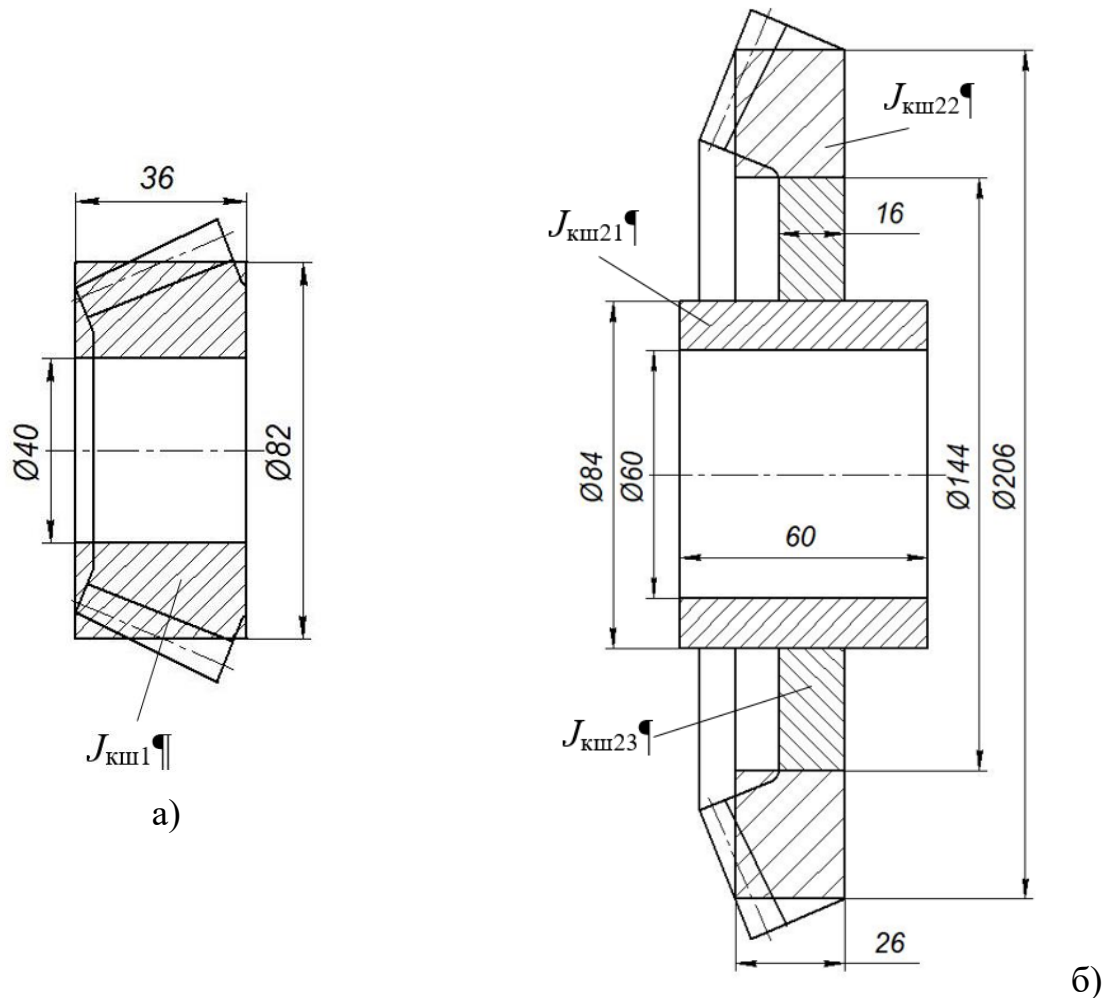


Рис. 3.7 - Конструктивні схеми конічної шестерні (а) та конічного колеса (б) для визначення моментів інерції

Момент інерції планшайби у відповідності до рис. 3.8 та (3.2):

$$J_{пл} = \frac{3,14 \cdot 0,05 \cdot ((1)^4 - (0,085)^4)}{32} = 38,512 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

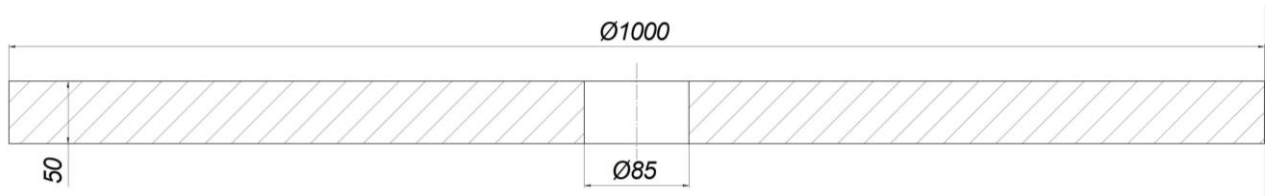


Рис. 3.8 - Конструктивна схема планшайби для визначення її моменту інерції

3.1.3. Розрахунок податливостей деталей приводу

Крутильна податливість клинопасової передачі визначається за залежністю [21]:

$$e_{nn} = \frac{l_{ef}}{\alpha R^2 EF}, \text{ рад/}(\text{Н}\cdot\text{м}) \quad (3.9)$$

де R - радіус шківів, до якого приводиться крутильна податливість всієї передачі;

l_{ef} - розрахункова довжина вітки між шківів, м;

F - площа перерізу пасу, м²;

E - модуль пружності пасу, МПа;

α - коефіцієнт, що враховує умови роботи передачі: $\alpha = 1$ при $P > 2P_0$.

Розрахункова довжина вітки пасу між шківів [21]:

$$l_{ef} \approx l + \frac{v}{100}(R_1\alpha_1 + R_2\alpha_2) \approx l + \frac{v}{100}\left[\pi(R_1 + R_2) + \frac{2(R_1 - R_2)}{L}\right], \quad (3.10)$$

де v - швидкість пасу, м/с;

R_1 і R_2 - радіуси шківів, м;

L - міжосьова відстань, м;

α_1 і α_2 - кути охоплення, рад;

l - відстань між точками дотику пасу із шківів, м.

Швидкість пасу

$$v = \pi \cdot D_1 \cdot n_0 / 60 \cdot 10^3 = 3,14 \cdot 125 \cdot 1000 / 60 \cdot 10^3 = 6,54 \text{ м/с}. \quad (3.11)$$

Підставивши значення у (3.10) отримаємо:

$$l_{ef} \approx 0,4 + \frac{6,54}{100}\left[3,14 \cdot (0,0625 + 0,123) + \frac{2 \cdot (0,0625 - 0,123)}{0,4}\right] = 0,4185 \text{ м}.$$

Приймаємо модуль пружності для кордотканинного пасу $E = 300 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ [21]. Згідно довідникових даних площа перерізу клинового пасу типу Б 0,000138 м². Тоді площа перерізу п'яти клинових пасів $F = 0,00069 \text{ м}^2$.

Підставивши значення у (3.9) отримаємо крутильну податливість клинопасової передачі

$$e_{nn} = \frac{0,4185}{1 \cdot (0,0625)^2 \cdot 300 \cdot 10^6 \cdot 0,00069} = 0,000517, \text{ рад/}(\text{Н}\cdot\text{м}).$$

Податливість шпонкового з'єднання за [21]:

$$e_{un} = \frac{k_u}{d^2 l h z}, \text{ рад/(Н·м)} \quad (3.12)$$

де d - діаметр з'єднання, м; l - довжина з'єднання, м;

h - робоча висота шпонки, м;

z - число шпонок;

k_u - коефіцієнт питомої контактної податливості, $k_u = 6,5 \cdot 10^{-11} \text{ м}^3/\text{Н}$ для з'єднання з призматичною шпонкою [21].

Визнаємо податливості шпонкових з'єднань

$$e_{un1} = \frac{6,5 \cdot 10^{-11}}{(0,038)^2 \cdot 0,08 \cdot 0,008 \cdot 1} = 0,00007, \text{ рад/(Н·м)}$$

$$e_{un2} = \frac{6,5 \cdot 10^{-11}}{(0,04)^2 \cdot 0,05 \cdot 0,008 \cdot 1} = 0,0001, \text{ рад/(Н·м)}$$

$$e_{un3} = \frac{6,5 \cdot 10^{-11}}{(0,04)^2 \cdot 0,028 \cdot 0,008 \cdot 2} = 0,00009, \text{ рад/(Н·м)}$$

$$e_{un4} = \frac{6,5 \cdot 10^{-11}}{(0,06)^2 \cdot 0,05 \cdot 0,011 \cdot 2} = 0,000016, \text{ рад/(Н·м)}$$

$$e_{un5} = \frac{6,5 \cdot 10^{-11}}{(0,055)^2 \cdot 0,08 \cdot 0,011 \cdot 2} = 0,000012, \text{ рад/(Н·м)}$$

Крутильна податливість ділянки суцільного круглого валу за [21]:

$$e_\epsilon = \frac{32 \cdot l}{\pi G d^4}, \text{ рад/(Н·м)} \quad (3.13)$$

де l - довжина ділянки валу, м;

d - зовнішній діаметр валу, м;

G - модуль пружності матеріалу вала (сталь) при зсуві, $G = 0,803 \cdot 10^{11} \text{ Н/мм}^2$.

Крутильна податливість ділянки ведучого валу:

$$e_{B1} = \frac{32 \cdot 0,171}{3,14 \cdot 8,03 \cdot 10^{10} \cdot (0,045)^4} = 1,072 \cdot 10^{-8}, \text{ рад/(Н·м)}.$$

Крутильна податливість ділянки веденого валу:

$$e_{B2} = \frac{32 \cdot 0,192}{3,14 \cdot 8,03 \cdot 10^{10} \cdot (0,06)^4} = 0,8 \cdot 10^{-8}, \text{ рад/(Н·м)}.$$

Приведена до конічної шестерні крутильна податливість конічної зубчатої передачі за [21]:

$$e_{zn} = \frac{k_3}{bR^2 \cos^2 \alpha}, \text{ рад/(Н·м)} \quad (3.14)$$

де b - робоча ширина колеса, м;

α - кут зачеплення, рад;

R - середнє значення радіуса початкового кола конічної шестерні ведучого валу, м;

k_3 - пружна деформація пари зубів при дії одиничного нормального тиску, прикладеного на одиницю ширини зуба, для сталевих прямозубих коліс $k_3 = 6 \cdot 10^{-11} \text{ м}^2/\text{Н}$ [21]:

Підставивши значення у формулу (3.14) отримаємо:

$$e_{zn} = \frac{6 \cdot 10^{-11}}{0,05 \cdot (0,064)^2 \cdot \cos^2 0,349} = 3,33 \cdot 10^{-7}, \text{ рад/(Н·м)}$$

3.1.4. Приведення моментів інерції та податливостей до валу двигуна

Приведення моментів інерції до валу двигуна здійснюється за залежністю [21]:

$$J_i^k = \frac{J_i}{i_{m,k}^2}, \quad (3.15)$$

де $i_{m,k}$ - передавальне відношення між валом m , на якому знаходиться даний елемент, і валом k , до якого здійснюється приведення (верхній індекс k вказує вал, до якого здійснюється приведення)

Передавальне відношення між валом двигуна і ведучим валом редуктора рівне передавальному відношенню клинопасової передачі: $i_{21} = 0,5$.

Передавальне відношення між валом двигуна і веденим валом редуктора рівне добутку передавальних відношень клинопасової передачі та конічної передачі редуктора: $i_{31} = 0,2$.

За (3.15) приводимо моменти інерції ведучого валу конічного редуктора:

$$J_{ук2}^1 = \frac{0,1572}{(0,5)^2} = 0,6288 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{B11}^1 = J_{B12}^1 = \frac{0,00013}{(0,5)^2} = 0,00052 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{ку1}^1 = \frac{0,0013}{(0,5)^2} = 0,0052 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

За (3.15) приводимо моменти інерції веденого валу конічного редуктора:

$$J_{ку2}^1 = \frac{0,0334}{(0,2)^2} = 0,835 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{B21}^1 = J_{B22}^1 = \frac{0,0005}{(0,2)^2} = 0,0125 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{нл}^1 = \frac{38,512}{(0,2)^2} = 962,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

Приведення податливостей до валу двигуна здійснюється за залежністю [21]:

$$e_i^k = e_i i_{m,k}^2 \quad (3.16)$$

За (3.16) приводимо податливості ведучого валу конічного редуктора:

$$e_{ун2}^1 = 0,0001 \cdot (0,5)^2 = 2,5 \cdot 10^{-5}, \text{ рад}/(\text{Н} \cdot \text{м});$$

$$e_{ун3}^1 = 0,00009 \cdot (0,5)^2 = 2,25 \cdot 10^{-5}, \text{ рад}/(\text{Н} \cdot \text{м});$$

$$e_{B1}^1 = 1,072 \cdot 10^{-8} \cdot (0,5)^2 = 0,268 \cdot 10^{-8}, \text{ рад}/(\text{Н} \cdot \text{м});$$

$$e_{3n}^1 = 3,33 \cdot 10^{-7} \cdot (0,5)^2 = 0,8325 \cdot 10^{-7}, \text{ рад}/(\text{Н} \cdot \text{м}).$$

За (3.16) приводимо податливості веденого валу конічного редуктора:

$$e_{ун4}^1 = 0,000016 \cdot (0,2)^2 = 6,4 \cdot 10^{-7}, \text{ рад}/(\text{Н} \cdot \text{м});$$

$$e_{ун5}^1 = 0,000012 \cdot (0,2)^2 = 4,8 \cdot 10^{-7}, \text{ рад}/(\text{Н} \cdot \text{м});$$

$$e_{B2}^1 = 0,8 \cdot 10^{-8} \cdot (0,2)^2 = 0,032 \cdot 10^{-8}, \text{ рад/}(\text{Н} \cdot \text{м}).$$

В результаті приведення моментів інерції та податливостей до валу двигуна отримаємо ланцюгову приведену динамічну систему приводу обертання планшайби, яка представлена на рис. 3.9. Інерційні параметри, та параметри податливості приведеної динамічної системи наведені у табл. 3.3.

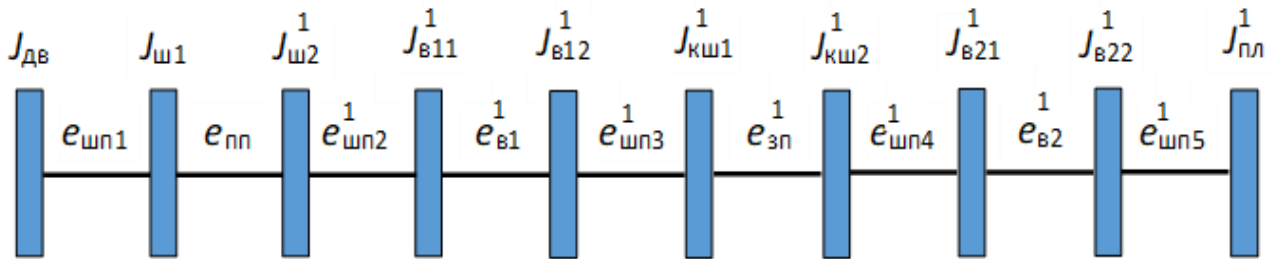


Рис. 3.9 - Приведена динамічна система приводу обертання планшайби

Таблиця 3.3 - Інерційні параметри, та параметри податливості приведеної динамічної системи

Моменти інерції динамічної системи, кг·м ²				
$J_{дв}$	$J_{шк1}$	$J_{шк2}^1$	J_{B11}^1	J_{B12}^1
0,0597	0,01863	0,6288	0,00052	0,00052
$J_{кш1}^1$	$J_{кш2}^1$	J_{B21}^1	J_{B22}^1	$J_{пл}^1$
0,0052	0,835	0,0125	0,0125	962,8
Податливості пружних ланок динамічної системи, рад/(Н·м)				
$e_{шп1}$	$e_{пп}$	$e_{шп2}^1$	e_{B1}^1	$e_{шп3}^1$
$700 \cdot 10^{-7}$	$5170 \cdot 10^{-7}$	$250 \cdot 10^{-7}$	$0,0268 \cdot 10^{-7}$	$225 \cdot 10^{-7}$
$e_{зп}^1$	$e_{шп4}^1$	e_{B2}^1	$e_{шп5}^1$	
$0,8325 \cdot 10^{-7}$	$6,4 \cdot 10^{-7}$	$0,0032 \cdot 10^{-7}$	$4,8 \cdot 10^{-7}$	

3.1.5. Зведення багатомасової крутильної коливної системи до еквівалентної системи двомасової

Зображена на рис. 3.9 крутильна коливна система має десять ступенів вільності. Зведемо цю систему до еквівалентної системи з двома ступенями вільності використавши наближений метод зменшення числа ступенів вільності проф. А.П. Черевкова [21], який заснований на приблизному заміщенні групи мас, моменти інерції яких на порядок менше інших мас, однією масою.

Момент інерції $J_{nl}^1 = 962,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ на чотири і більше порядки більший за решту моментів інерції приведеної динамічної системи приводу.

У відповідності з наближеним методом зменшення числа ступенів вільності проф. А.П. Черевкова [21] замінімо групу мас $J_{дв}, J_{шк1}, J_{шк2}^1, J_{B11}^1, J_{B12}^1, J_{ку1}^1, J_{ку2}^1, J_{B21}^1, J_{B22}^1$ однією умовною масою з моментом інерції:

$$J_1 = J_{дв} + J_{шк1} + J_{шк2}^1 + J_{B11}^1 + J_{B12}^1 + J_{ку1}^1 + J_{ку2}^1 + J_{B21}^1 + J_{B22}^1. \quad (3.17)$$

Підставивши значення у (3.17) отримаємо:

$$J_1 = 0,0597 + 0,01863 + 0,6288 + 0,00052 + 0,00052 + 0,0052 + 0,835 + 0,0125 + 0,0125 = \\ = 1,5734 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

При цьому величина умовної крутильної податливості визначається за формулою:

$$e_{12} = \frac{1}{J_1} (e_{ун5}^1 J_{B22}^1 + (e_{ун5}^1 + e_{B2}^1) J_{B21}^1 + (e_{ун5}^1 + e_{B2}^1 + e_{ун4}^1) J_{ку2}^1 + \\ + (e_{ун5}^1 + e_{B2}^1 + e_{ун4}^1 + e_{3н}^1) J_{ку1}^1 + (e_{ун5}^1 + e_{B2}^1 + e_{ун4}^1 + e_{3н}^1 + e_{ун3}^1) J_{B12}^1 + \\ + (e_{ун5}^1 + e_{B2}^1 + e_{ун4}^1 + e_{3н}^1 + e_{ун3}^1 + e_{B1}^1) J_{B11}^1 + (e_{ун5}^1 + e_{B2}^1 + e_{ун4}^1 + e_{3н}^1 + e_{ун3}^1 + e_{B1}^1 + e_{ун2}^1) J_{и2}^1 + \\ + (e_{ун5}^1 + e_{B2}^1 + e_{ун4}^1 + e_{3н}^1 + e_{ун3}^1 + e_{B1}^1 + e_{ун2}^1 + e_{nn}^1) J_{и1}^1 + (e_{ун5}^1 + e_{B2}^1 + e_{ун4}^1 + e_{3н}^1 + e_{ун3}^1 + e_{B1}^1 + \\ + e_{ун2}^1 + e_{nn}^1 + e_{ун1}^1) J_{дв}) \quad (3.18)$$

Обчислимо складові формули (3.18)

$$e_{ун5}^1 J_{B22}^1 + (e_{ун5}^1 + e_{B2}^1) J_{B21}^1 + (e_{ун5}^1 + e_{B2}^1 + e_{ун4}^1) J_{ку2}^1 = 4,8 \cdot 10^{-7} \cdot 0,0125 + \\ + (4,8 \cdot 10^{-7} + 0,0032 \cdot 10^{-7}) 0,0125 + (4,8 \cdot 10^{-7} + 0,0032 \cdot 10^{-7} + 6,4 \cdot 10^{-7}) 0,835 = 9,47 \cdot 10^{-7};$$

$$\begin{aligned}
& (e_{un5}^1 + e_{B2}^1 + e_{un4}^1 + e_{3n}^1) J_{ku1}^1 + (e_{un5}^1 + e_{B2}^1 + e_{un4}^1 + e_{3n}^1 + e_{un3}^1) J_{B12}^1 = \\
& + (4,8 \cdot 10^{-7} + 0,0032 \cdot 10^{-7} + 6,4 \cdot 10^{-7} + 0,8325 \cdot 10^{-7}) 0,0052 + (4,8 \cdot 10^{-7} + 0,0032 \cdot 10^{-7} + \\
& 6,4 \cdot 10^{-7} + 0,8325 \cdot 10^{-7} + 225 \cdot 10^{-7}) 0,00052 = 0,186 \cdot 10^{-7}; \\
& (e_{un5}^1 + e_{B2}^1 + e_{un4}^1 + e_{3n}^1 + e_{un3}^1 + e_{B1}^1) J_{B11}^1 + (e_{un5}^1 + e_{B2}^1 + e_{un4}^1 + e_{3n}^1 + e_{un3}^1 + e_{B1}^1 + e_{un2}^1) J_{u2}^1 = \\
& = (4,8 \cdot 10^{-7} + 0,0032 \cdot 10^{-7} + 6,4 \cdot 10^{-7} + 0,8325 \cdot 10^{-7} + 225 \cdot 10^{-7} + 0,0268 \cdot 10^{-7}) 0,00052 + \\
& + (4,8 \cdot 10^{-7} + 0,0032 \cdot 10^{-7} + 6,4 \cdot 10^{-7} + 0,8325 \cdot 10^{-7} + 225 \cdot 10^{-7} + 0,0268 \cdot 10^{-7} + 250 \cdot 10^{-7}) \times \\
& \times 0,6288 = 306,38 \cdot 10^{-7} \\
& (e_{un5}^1 + e_{B2}^1 + e_{un4}^1 + e_{3n}^1 + e_{un3}^1 + e_{B1}^1 + e_{un2}^1 + e_{nn}^1) J_{u1}^1 = \\
& = (4,8 \cdot 10^{-7} + 0,0032 \cdot 10^{-7} + 6,4 \cdot 10^{-7} + 0,8325 \cdot 10^{-7} + 225 \cdot 10^{-5} + 0,0268 \cdot 10^{-7} + 250 \cdot 10^{-7} \\
& + 5170 \cdot 10^{-7}) 0,01863 = 105,39 \cdot 10^{-7} \\
& (e_{un5}^1 + e_{B2}^1 + e_{un4}^1 + e_{3n}^1 + e_{un3}^1 + e_{B1}^1 + e_{un2}^1 + e_{nn}^1 + e_{un1}^1) J_{\partial 8}^1 = \\
& = (4,8 \cdot 10^{-7} + 0,0032 \cdot 10^{-7} + 6,4 \cdot 10^{-7} + 0,8325 \cdot 10^{-7} + 225 \cdot 10^{-7} + 0,0268 \cdot 10^{-7} + 250 \cdot 10^{-7} \\
& + 5170 \cdot 10^{-7} + 700 \cdot 10^{-7}) 0,0597 = 379,51 \cdot 10^{-7}
\end{aligned}$$

Підставивши тримані значення у (3.18), отримаємо

$$\begin{aligned}
e_{12} &= \frac{1}{1,5734} \cdot (9,47 \cdot 10^{-7} + 0,186 \cdot 10^{-7} + 306,38 \cdot 10^{-7} + 105,39 \cdot 10^{-7} + 379,51 \cdot 10^{-7}) \\
&= 5,08 \cdot 10^{-5} \text{ рад/(Н·м)}
\end{aligned}$$

Приведена крутильна жорсткість поліклінопасової передачі

$$c_{12} = \frac{1}{e_p} = \frac{1}{0,0000508} = 19685 \text{ Н·м/рад.} \quad (3.19)$$

В результаті отримано еквівалентну динамічну систему з двома ступенями вільності, яка приведена на рис. 3.10.

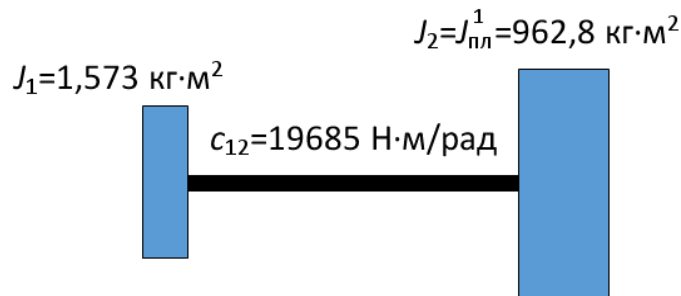


Рис. 3.10 - Еквівалентна динамічна система з двома ступенями вільності приводу обертання планшайби

3.2. Визначення власних частот та форм коливань крутильної двомасової системи приводу

У векторній формі для крутильної двомасової системи приводу обертання планшайби рівняння вільних коливань буде мати вигляд [22, 23]:

$$I\ddot{\varphi} + C\varphi = 0 \quad (3.20)$$

де I – діагональна матриця моментів інерції

$$I = \text{diag}(I_1, I_{21}, \dots, I_{\Pi}) ,$$

C – матриця жорсткості

$$C = \begin{pmatrix} c_{12} & -c_{12} & 0 & \dots & 0 \\ -c_{12} & c_{12} + c_{23} & -c_{23} & \dots & 0 \\ 0 & -c_{23} & c_{23} + c_{24} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & c_{\Pi-1, \Pi} \end{pmatrix} ;$$

Часткове рішення рівняння (3.20) шукаємо у вигляді [22]:

$$\varphi = A \cos(pt + \alpha) \quad (3.21)$$

де A – амплітуда коливань;

p – власна частота коливань.

Для визначення амплітуд крутильних коливань A векторне рівняння має вигляд вигляді [22]:

$$(C - Ip^2)A = 0 \quad (3.22)$$

Для знаходження власних частот запишемо [22]:

$$\begin{vmatrix} c_{12} - I_1 p^2 & -c_{12} \\ -c_{12} & c_{12} - I_2 p^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (3.23)$$

Знайдемо визначник

$$(c_{12} - I_1 p^2)(c_{12} - I_2 p^2) - c_{12}^2 = 0 \quad (3.24)$$

Частотне рівняння отримаємо в результаті математичних перетворень

$$I_1 I_2 p^4 - (I_1 c_{12} + I_2 c_{12}) p^2 = 0, \quad (3.25)$$

або

$$p^2(I_1 I_2 p^2 - (I_1 c_{12} + I_2 c_{12})) = 0, \quad (3.26)$$

Рівняння (3.26) завжди має корінь $p_1 = 0$ (перша власна частота), що відповідає обертанню системи як жорсткого механізму.

Другу власну частоту визначимо із рівняння:

$$p_2 = \sqrt{\frac{c_{12}(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}}. \quad (3.27)$$

Підставивши значення у (3.27) отримаємо

$$p_2 = \sqrt{\frac{19685 \cdot (1,573 + 962,8)}{1,573 \cdot 962,8}} = 112 \text{ рад/с.} = 17,8 \text{ Гц.}$$

Відношення амплітуд коливань для двомасової крутильної системи

$$\frac{A_2}{A_1} = -\frac{I_1}{I_2} = -\frac{1,573}{962,8} = -0,0016. \quad (3.28)$$

Прийнявши амплітуду першої маси $A_1 = 1$, отримаємо $A_2 = -0,0016$.

Із отриманих значень відносних амплітуд видно, що друга маса, яка визначається моментом інерції планшайби, має амплітуду коливань близьку до нуля, що викликано її набагато більшою інерційністю за інерційність всіх інших елементів приводу обертання планшайби.

Крутильна коливна двомасова система приводу обертання планшайби верстату для обробки плиткового скла має тільки одну коливну ступінь вільності. Другий ступінь вільності відповідає обертання системи як жорсткого тіла.

3.3. Висновки по розділу 3

Результати, які досягнуті у розділі 3, дозволяють зробити наступні висновки:

1. Розроблено розрахункові динамічні системи валу двигуна, ведучого та веденого валів редуктора у вигляді дво- та чотиримасових систем із пружними зв'язками. Шляхом поєднання розрахункових динамічних систем всіх валів

приводу, отримано розрахункову схему динамічної системи приводу обертання планшайби верстату для обробки плиткового скла.

2. Виходячи із конструкції деталей приводу обертання планшайби визначено моменти інерції деталей приводу та крутильні податливості клинопасової та конічної зубчастої передачі, а також шпонкових з'єднань.

3. На основі рівності кінетичних та потенціальних енергій динамічних систем валів приводу та еквівалентної динамічної системи приведено моменти інерції та податливості до валу двигуна. В результаті цього отримано десятимасову ланцюгову приведену динамічну систему приводу обертання планшайби.

4. Використавши наближений метод зменшення числа ступенів вільності проф. А.П. Черевкова, який заснований на приблизному заміщенні групи мас, моменти інерції яких на порядок менше інших мас, однією масою, здійснено приведення багатомасової крутильної коливної системи до еквівалентної системи з двома ступенями вільності.

5. Розроблено математичну модель вільних крутильних коливань двомасової динамічної системи приводу обертання планшайби у векторній формі.

6. На основі розробленої математичної моделі вільних крутильних коливань двомасової динамічної системи приводу обертання планшайби визначено дві власні частоти коливань. Перша власна частота коливань $p_1=0$ відповідає обертанню системи в цілому як жорсткого механізму. Отримана друга власна частота рівна $p_2=17,8$ Гц. Прийнявши амплітуду коливань першої маси $A_1=1$, отримано амплітуду коливань другої маси $A_2=-0,0016$. Аналіз отриманих амплітуд крутильних коливань показує близькість до нуля амплітуди коливань планшайби, що викликано набагато більшою інерційністю планшайби за інерційність всіх інших елементів приводу.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Організація служби охорони праці на підприємстві для виготовлення скляних виробів

Ефективна і безпечна праця можлива тільки в тому випадку, якщо виробничі умови на робочому місці відповідають усім вимогам міжнародних стандартів у галузі охорони праці. Право на безпечну працю закріплено у Конституції України.

У галузі охорони праці на підприємствах та в установах основними законодавчими актами є Трудовий кодекс, Цивільний кодекс та Закон України «Про охорону праці» від 14 жовтня 1992 року № 2694-XII зі змінами [24].

Державна політика в галузі охорони праці передбачає спільні дії органів законодавчої та виконавчої влади України, об'єднань роботодавців, професійних спілок в особі їх відповідних органів та інших уповноважених працівниками представницьких органів щодо покращення умов та охорони праці, попередження виробничого травматизму та професійних захворювань.

На підприємстві з кількістю працюючих 50 і більше осіб роботодавець створює службу охорони праці відповідно до типового положення, що затверджується центральним органом виконавчої влади, що забезпечує формування державної політики у сфері охорони праці .

На підприємстві з метою забезпечення пропорційної участі працівників у вирішенні будь-яких питань безпеки, гігієни праці та виробничого середовища за рішенням трудового колективу може створюватися комісія з питань охорони праці.

Державний нагляд за додержанням законів та інших нормативно-правових актів про охорону праці на підприємстві здійснюють [24]:

- центральний орган виконавчої влади, що реалізує державну політику у сфері охорони праці;

- центральний орган виконавчої влади, що реалізує державну політику у сфері цивільного захисту.

На підприємстві створюється служба охорони праці, чисельність якої встановлюється штатними розписами підприємства. Служба охорони праці проводить аналіз стану та причин виробничого травматизму та професійних захворювань; спільно з відповідними службами на підприємстві розробляють заходи щодо запобігання нещасним випадкам та професійним захворюванням, та організує їх впровадження. Вона організує роботу на підприємстві з проведення перевірок, технічного стану: будівель, споруд, обладнання; проводить атестацію робочих місць; проводять вступний інструктаж і надає допомогу у навчанні з питань праці.

Служба охорони праці повсякденно вирішує коло питань, починаючи від розробки перспективного та поточного планів щодо поліпшення та оздоровлення умов праці, закріплюючи їх у колективних договорах та забезпечуючи їх виконання, і закінчуючи веденням документації та складанням звітності.

Основними завданнями служби охорони праці є: контроль за дотриманням законодавчих та інших нормативно-правових актів з охорони праці працівниками підприємства; вдосконалення профілактичної роботи з попередження виробничого травматизму, професійних та виробничо-обумовлених захворювань та поліпшення умов праці.

Організацією та координацією та робіт з охорони праці на підприємстві займається служба охорони праці.

У посадові обов'язки фахівців служби охорони праці входить: аналіз стану та причин виробничого травматизму та професійних захворювань спільно з відповідними службами на підприємстві; розробка заходів щодо запобігання нещасним випадкам та професійним захворюванням, та організація їх впровадження; організація роботи на підприємстві щодо проведення перевірок, технічного стану будівель, споруд, обладнання; проведення атестації робочих місць, вступного інструктажу.

Громадський контроль за дотриманням законодавства про охорону праці здійснюють професійні спілки, їх об'єднання в особі своїх виборних органів і представників [24].

До працівників можуть застосовуватися будь-які заохочення за активну участь та ініціативу у здійсненні заходів щодо підвищення рівня безпеки та поліпшення умов праці. Види заохочень визначаються колективним договором, угодою [24].

4.2. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів на дільниці з обробки плиткового скла

Небезпечними факторами називаються фактори, здатні за певних умов викликати гостре порушення здоров'я та загибель організму [25, 26].

Шкідливими факторами називаються фактори, які негативно впливають на працездатність або викликають професійні захворювання та інші несприятливі наслідки [25, 26].

Експлуатація обладнання ділянок абразивної обробки скляних виробів (шліфувальних верстатів, полірувальних верстатів) пов'язана з низкою специфічних шкідливих та небезпечних факторів, серед яких найбільшого поширення набули механічні травми.

Шліфувальні верстати для обробки скла мають шпинделі, що обертаються з високою частотою, або планшайби із закріпленими на них заготовками або шліфувальними кругами. Окремі різновиди верстатів також мають рухомі столи чи супорти, швидкість переміщення яких може становити 5...10 м/хв. Кулачки, що виступають, або інші деталі пристосування при необережному наближенні до них, можуть завдати серйозної травми. Особливо важкі травми виникають при захопленні планшайбою, що обертається, довгого волосся або частин одягу, що випадково потрапили в робочу зону верстата. Наявність такої потенційної небезпеки вимагає дотримання комплексу

технічних, санітарно-гігієнічних і правових заходів, спрямованих на створення безпечних і здорових умов праці.

Конструкції верстатів, що випускаються промисловістю, повинні відповідати вимогам, викладеним у ДСТУ [25, 26]. Вимоги безпечної роботи викладені у відповідних інструкціях, які є на підприємстві для виготовлення скляних виробів.

При розмірному налагодженні верстата часто потрібно проводити вимірювання заготовки після пробних проходів, спостерігати за контрольними приладами під час обертання заготовки та інструментів. Необхідно при цьому проявляти особливу увагу і обережність, так як іноді доводиться близько нахилитися до столу, що завертається, чи заготовки або інструменту. Велика обережність потрібна при спостереженні за роботою різального інструменту, під час очищення робочого місця, коригування налагоджувальних пристроїв.

Велику небезпеку є стружкою. При абразивній обробці скла, утворюється, переважно, дрібна пилоподібна стружка. Наявність у повітрі виробничого приміщення пилоподібної стружки і абразивного пилу за відсутності спеціальних засобів захисту призводить до професійних захворювань органів дихання (силікоз), подразнення слизових оболонок, тому пил і пилоподібну стружку можна віднести до шкідливих виробничих факторів.

Характерними небезпечними і шкідливими факторами на ділянці абразивної обробки плиткового скла також є шум, вібрація та інші види коливальних впливів, викликані зворотно-поступально рухомими столами, повзунами, планшайбами, що обертаються, шпинделями, особливо при їх недостатньому динамічному балансуванні.

Особливу небезпеку при експлуатації обладнання для абразивної обробки скла становить електричний струм, що передається через тіло, що працює від несправної проводки або незаземлених частин обладнання, що випадково опинилися під напругою.

Менш характерними несприятливими факторами ділянки для обробки плиткового скла є електромагнітні випромінювання силових енергоустановок,

недостатня освітленість, підвищений рівень статичної електрики; речовини і сполуки, що входять до складу змащувально-охолоджувальних рідин, і мають токсичну, дратівливу та канцерогенну дію [25, 26].

Важливе місце займають психофізіологічні чинники - фізичні навантаження та нервово-психічні - розумова перенапруга, перенапруження аналізаторів, монотонність праці, емоційні навантаження [25, 26].

4.3. Забезпечення безпечної експлуатації модернізованого верстату для обробки плиткового скла та техніки безпеки.

Модернізований верстат для шліфування плиткового скла розміщуватиметься на ділянці абразивної обробки скла і є об'єктом підвищеної небезпеки. Розглянемо конструктивні особливості верстата, покликані захистити працюючого від травм та основні прийоми безпечної роботи на устаткуванні.

При модернізації верстата вимоги безпеки враховувалися при виборі висоти бортів верхнього столу та місця розміщення редуктора та електродвигуна. Для розточування зношеної планшайби додатково спроектовано травмобезпечне пристосування. Електродвигун приводу повинен бути заземлений відповідно до вимог ГОСТ 12.2.007.0-75 та ГОСТ 21130-75, електропневматичне обладнання повинно мати ступінь захисту не нижче IP44 за ГОСТ 14254-80 [25, 26].

Для безпечної та комфортної роботи на ділянці абразивної обробки скла необхідно також дотримання норм виробничої санітарії та гігієни, що регламентуються санітарно-гігієнічними нормами та правилами.

Сприятливі метеорологічні умови на виробництві є важливим фактором у забезпеченні високої продуктивності праці та у профілактиці захворювань. На ділянці, де передбачається розмістити модернізований верстат середня температура повітря в холодну пору року 18° ... 20°, в теплу пору року 22° ...

24°; відносна вологість повітря всім періодів року перебуває у межах 40-60%; швидкості руху повітря 0,2...0,3 м/с [25, 26].

При роботі на абразивному обладнанні для обробки скла в повітря робочої зони виділяються небезпечні та шкідливі речовини, джерелом яких є змащувально-охолоджувальна рідина (ЗОР), що містить отруйні хімічні компоненти (інгібітори корозії, речовини для знежирення). Для запобігання отруєнь парами ЗОР, а також для очищення повітря від пилу, використовується місцева припливно-витяжна вентиляція. Зміст шкідливих речовин у повітрі, що надходить у виробниче приміщення, не повинен перевищувати 0,3 гранично-допустимої норми, встановлених для робочої зони виробничих приміщень [25, 26].

Особливе значення має організація та оснащення робочого місця шліфувальника. Чим зручніше робоче місце, краще воно організоване і забезпечене всім необхідним для безперебійної і ритмічної роботи, тим менш стомлюючий і продуктивніший працю [25, 26].

Рухи верстатника при виконанні технологічних операцій шліфування плиткового скла повинні бути короткими та невтомними, по можливості, що здійснюються обома руками. Робітник під час виконання робіт не повинен довго перебувати у незручному та напруженому положенні; потрібно до мінімуму знизити нахили та повороти корпусу. При модернізації верстата було враховано те що, що при виконанні робіт стоячи, найзручнішою є висота робочої зони, рівна приблизно 60% зросту робітника. Найбільш зручна зона визначається напівдугою радіусом приблизно 300 мм для кожної руки. Максимальна зона досяжності – близько 430 мм без нахилу корпусу та 650 мм з нахилом корпусу не більше ніж на 30° для робітника середнього зросту. Якщо органи управління технологічного обладнання знаходяться далі зазначених меж, з'являється необхідність виконання додаткових рухів.

При розміщенні на робочому місці інструменту і пристроїв слід враховувати кути зору та огляду. Поворот голови розширює зону огляду на кут,

що відповідає її повороту. Допустимі кути становлять 45° у горизонтальній площині і 30° у вертикальній [25, 26].

4.4. Захист працюючих від надзвичайних ситуацій

Надзвичайна ситуація (НС) - це сукупність надзвичайних подій та умов, що склалися на даній території. Причини виникнення НС можуть бути різного характеру: природного, техногенного, біологічного, екологічного та соціального [27].

Для виробничих цехів підприємств для виготовлення скляних виробів найбільш характерна пожежна небезпека, а також небезпека вибуху – раптова розгерметизація апаратів з надлишковим внутрішнім тиском. Це пов'язано зі значною кількістю горючих рідин, зріджених газів і твердих матеріалів, велика кількість ємностей і апаратів під тиском для зберігання пожежонебезпечних продуктів, велика оснащеність електричними пристроями [27].

Причини пожеж, що виникають на дільниці для абразивної обробки скла такі [27]:

- порушення технологічного режиму;
- несправність електроустаткування;
- самозаймання промасленої ганчірки;
- знос та корозія трубопроводів та посудин під тиском;
- іскри при електро- та газозварювальних роботах;
- конструктивні недоліки обладнання;
- ремонт обладнання на ходу;
- реконструкція установок з відхиленням від технологічних схем.

У практиці гасіння пожеж найбільшого поширення набули способи припинення горіння [27]:

- ізоляція вогнища горіння від повітря або зниження шляхом розведення повітря негорючими газами концентрації кисню до значення при якому не може відбуватися горіння;

- охолодження вогнища горіння нижче за певні температури;
- інтенсивне гальмування (інгібірування) швидкості хімічної реакції в полум'ї;
- механічний зрив полум'я внаслідок дії на нього струменя газу чи води;
- створення умов вогнеперегородження, тобто таких умов, за яких полум'я поширюється через вузькі канали.

До первинних засобів пожежогасіння відносяться найпростіші прилади, що використовуються робітниками та членами добровільної пожежної дружини при виникненні пожежі (внутрішні водопровідні пожежні крани, ручні вогнегасники, гідропульт, відро, інструмент для розтягування палаючого матеріалу та інші засоби) [27]. На механічній ділянці, обладнаній верстатами для обробки скла, організований пункт, оснащений пожежним обладнанням. Підступи до цього пункту залишають завжди вільними.

На ділянці розміщено два вогнегасники ОУ-2 на відстані 50...60 м один від одного.

Для відбору води на пожежні потреби на водопровідних лініях встановлюють пожежні гідранти надземного виконання. Пожежні гідранти розміщують на відстані не більше 50 м один від одного, не далі 2,5 м від краю дороги та не менше 5 м від стін будівель [27].

При виникненні пожежі має вирішуватися питання про шляхи евакуації та евакуаційні виходи, люди повинні залишити будинок протягом мінімального часу, який визначається найкоротшою відстанню від місця їх перебування до виходу назовні. Відстань від будь-якого робочого місця до виходу має бути не менше 60 м. У цьому випадку будівля одноповерхова. Виходячи з цього, при проектуванні будівлі слід спроектувати два евакуаційні виходи. Це будуть ворота із двох сторін будівлі.

Найбільш ефективними методами захисту працівників підприємства є попередження аварій та катастроф. Це досягається як організаційними, так і інженерно-технічними заходами, які полягають у виявленні та усуненні причин можливих аварій, та попередженні наслідків катастроф [28].

До організаційних заходів відносять [28]:

- навчання співробітників використанню засобів індивідуального захисту;
- проведення регулярних навчань з цивільного захисту;
- організація взаємодії сил цивільного захисту підприємства із силами цивільного захисту міста, області.

Інженерно-технічні заходи включають аналіз інженерних об'єктів та технологічних процесів та внесення до проектів планувальних та технологічних рішень, які мають виключити або знизити ймовірність виникнення аварійної ситуації, або мінімізувати її наслідки [27].

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В даній кваліфікаційній роботі магістра вирішено важливу науково-прикладну задачу модернізації приводу обертання планшайби верстата для обробки плиткового скла вільним абразивом та визначення динамічних властивостей його пружної системи.

2. Аналіз способів абразивної обробки плоских поверхонь деталей зі скла та оптичних деталей показав, що найширше використовуються такі технологічні операції, як шліфування інструментом із закріпленими абразивними зернами, притирання водяними суспензіями, обробка абразивним порошком.

3. Проведений аналіз конструкції базового варіанта верстату для обробки плиткового скла, на якому реалізована схема обробки вільним абразивним зерном. Виявлено, що привід обертання планшайби має малий термін служби через те, що крутний момент на вал із планшайбою передається від двигуна через клинопасову передачу з великим передавальним відношенням і малим кутом охоплення ведучого шківа, а також через велике пускове навантаження.

4. На основі проведеного аналізу багатьох робіт в області досліджень динаміки приводів обертання встановлено, що для аналізу параметрів руху розробляється ланцюгова крутильна коливна динамічна система з декількома ступенями вільності з навантаженнями активними і реактивними крутними моментами.

5. Проведено модернізацію приводу обертання планшайби верстата для обробки плиткового скла вільним абразивом. Модернізований привід включає асинхронний електродвигун, клинопасову передачу, конічний редуктор, до веденого валу якого приєднана планшайба. Привід обертання планшайби забезпечує максимальний крутний момент на планшайбі 182 Нм та частоту обертання планшайби 200 об/хв.

6. Здійснено кінематичний розрахунок приводу в результаті якого визначено передавальні числа механічних передач, числа зубів конічних

зубчастих коліс, розроблено кінематичну схему. Розраховано основні силові характеристики приводу – крутні моменти на валах і потужності, що передаються.

7. Проведено розрахунок та вибір параметрів клинопасової передачі, розроблено конструкцію конічного редуктора. Проведено проєктний і перевірочний розрахунок конічної передачі ведучого та веденого валів редуктора, вибрано конічні роликові підшипники для ведучого та веденого валів та перевірено їх на довговічність. Перевірено на міцність шпонкові з'єднання деталей приводу (шківів, конічних шестерні та зубчатого колеса).

8. Розроблено розрахункові динамічні системи валу двигуна, ведучого та веденого валів редуктора у вигляді дво- та чотиримасових систем із пружними зв'язками. Виходячи із конструкції деталей приводу обертання планшайби визначено моменти інерції деталей приводу та крутильні податливості клинопасової і конічної зубчастої передачі, а також шпонкових з'єднань.

9. На основі рівності кінетичних та потенціальних енергій динамічних систем валів приводу та еквівалентної динамічної системи приведено моменти інерції та податливості до валу двигуна та отримано десятимасову ланцюгову приведену динамічну систему приводу обертання планшайби.

10. Використавши наближений метод зменшення числа ступенів вільності проф. А.П. Черевкова, який заснований на приблизному заміщенні групи мас, моменти інерції яких на порядок менше інших мас, однією масою, здійснено приведення багатомасової крутильної коливної системи до еквівалентної системи з двома ступенями вільності.

11. Розроблено математичну модель вільних крутильних коливань двомасової динамічної системи приводу обертання планшайби у векторній формі.

12. На основі розробленої математичної моделі вільних крутильних коливань двомасової динамічної системи приводу обертання планшайби визначено дві власні частоти коливань. Перша власна частота коливань $p_1=0$ відповідає обертанню системи в цілому як жорсткого механізму, а друга власна

частота рівна $p_2=17,8$ Гц. Аналіз отриманих амплітуд крутильних коливань показує близькість до нуля амплітуди коливань планшайби, що викликано набагато більшою інерційністю планшайби за інерційність всіх інших елементів приводу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Shelby J.E. Introduction to Glass Science and Technology – Cambridge: The Royal Society of Chemistry, 2005. – 291p.
2. Тимчик Г.С. Технологія оптичного приладобудування. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. – 185 с.
3. Тимчик Г.С., Філіппова М.В., Маркін М.О. Технологія оптичного виробництва. Навчальний посібник для студентів ВНЗ. – К.: НТУУ «КПІ», 2016.- 168 с.
4. Козаков О.М. Основи технології оптичного приладобудування. Ч.2. Основи технологічних процесів виготовлення оптичних деталей: Навчальний посібник – Чернівці: Рута, 2008. – 118 с.
5. Верстат шліфувально-полірувально-доводочний ШПД-350М [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <https://www.szos.by/stanok-shlifovalno-polirovalno-dovodochnyy-shpd-350m> (дата звернення: 10.12.2024).
6. Верстат полірувально-доводочний ПД-2000 [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <https://www.szos.by/stanok-polirovalno-dovodochnyy-pd-2000> (дата звернення: 10.12.2024).
7. Lapping Machine - Kemet 36 [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <https://www.kemet.co.uk/products/flatlapping/kemet-36-diamond-lapping-machine> (дата звернення: 10.12.2024).
8. Large Lapping Table - Kemet 56 [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <https://www.kemet.co.uk/products/flatlapping/large-lapping-table-kemet-56> (дата звернення: 10.12.2024).
9. Пижов В.М., Красношاپка Н.Д., Островерхов М.Я. Электропривод: Механика электроприводу. Электромеханическое преобразование энергии та электромеханические свойства двигателей постоянного тока. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського – Електронні текстові дані (1 файл: 2,48 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 198 с.

10. Dresig H., Fidler A. Schwingungen mechanischer Antriebssysteme. Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese. – Berlin: Springer-Verlag, 2014. – 651 s.
11. Weck M. Teipel K. Dynamisches Verhalten spanender Werkzeugmaschinen. – Berlin: Springer, 1977.
12. Кузнєцов Ю.М. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: монографія// Ю.М. Кузнєцов, І.В. Луців, О.В. Шевченко, В.Н. Волошин – К.: - Тернопіль: Терно-граф, 2011. – 692 с.
13. Han L. Study on torsional stiffness of transmission employed in a rotary table/ L. Han, L. Xu, F. Wang// Journal Mechanical Engineering Science. – 14, 2015. – p. 1-15.
14. Sato R. Mathematical model of a CNC rotary table driven by a worm gear// International Journal of Intelligent Mechatronics and Robotics. – 2(4), 2012. – p. 27-40.
15. Xie D. Research on Dynamics Characteristics of the Rotation Axis in CNC Machine Tool/ D. Xie, Z. Jianqu1, W. Feng// 3rd International Conference on Material, Mechanical and Manufacturing Engineering (IC3ME 2015). – 2015. – p. 1472-1475.
16. Погребняк Р.П. Динамічні властивості пружної системи приводу важкого карусельного верстата для обробки залізничних коліс// Проблеми обчислювальної техніки і міцності конструкцій. - Випуск 27, 2017. – с. 129-136.
17. Погребняк Р.П. Нестационарні режими роботи головного привода карусельного верстата для обробки суцільнокатаних залізничних коліс// Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту. - №3(75), 2018. – с. 128-137.
18. Луців І.В. Синтез технологічного оснащення для абразивної обробки деталей різних конфігурацій/ І.В. Луців, Р.Я. Лещук, В.Р. Кобельник, Г.С. Нагорняк// Матеріали міжнародної наукової конференції «Іван Пулюй: життя в

ім'я науки та України» (до 175-ліття від дня народження). – Тернопіль: ТНТУ, 2020. – С. 87-88.

19.Електродвигун АИР132М6 [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <https://slemz.com.ua/elektrodiviguni/zagalnopromyslovi/elektrodivygun-air-132m6-7-5kvt-1000obhv> (дата звернення: 12.12.2024).

20.Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. – Кривий Ріг: Видавець ФОП Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.

21.Волошин В.Н. Динамічна модель крутильних коливань механічної частини електроприводу головного руху металорізального верстата. Методичні вказівки та завдання до виконання практичної роботи №1 з дисципліни «Приводи верстатів і верстатних комплексів» для студентів освітнього ступеня магістра спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» – Тернопіль, ТНТУ, 2019. – 32 с.

22.Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів: Підручник. – К.: Вища школа, 2004. – 665с.

23.Буховець В.М. Динамічні характеристики модернізованого приводу планшайби верстата для обробки скляних плиток/ В.М. Буховець, В.М. Гарнік// Матеріали XIII Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (11-12 грудня 2024 р.). – Тернопіль: ТНТУ, 2024. – С. 211-212.

24.Закон України «Про охорону праці» від 14 жовтня 1992 року № 2694-ХІІ зі змінами [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12/print> (дата звернення: 15.12.2024).

25.Голубенко О.Л., Касьянов М.А., Гунченко О.М. Охорона праці в машинобудівному виробництві. Підручник. – Луганськ. Східноукраїнський університет ім. В. Даля, 2010 – 456.с.

26.Пістун І.П., Стець Р.Є., Трунова І.О. Охорона праці в галузі машинобудування. Навчальний посібник (стереотипне видання) – Суми: Університетська книга, 2023 – 556 с.

27.Левчук К.О., Романюк Р.Я., Толок А.О. Цивільний захист: навчальний посібник. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2016. – 325 с.

28.Кобельник В.Р. Підвищення ефективності процесу свердління наскрізних отворів регулюванням подачі: Дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01 / Кобельник Володимир Романович; Тернопіль, 2013 – 168 с.

29.Кобельник В.Р, Кривий П.Д. Жорсткість вертикально-свердлильних верстатів. Вісник ЖДТУ. Технічні науки. : Житомир : ЖДТУ, 2007. Вип. № 1 (40). С. 34–40.