

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до магістерського проекту: 82 с., 16 рис., 15 джерел.

ВЕРСТАТ, ПОВОРОТНИЙ ПРИСТРІЙ, РОЗРАХУНОК, КОРПУСНІ ДЕТАЛІ, ШЕСТЕРНІ, ПЕРЕДАЧА, ПРОЕКТУВАННЯ.

Об'єкт дослідження – Поворотний пристрій забезпечення 4-х осьової обробки.

Мета роботи – для розширення технологічних можливостей верстата спроектувати поворотний пристрій верстата, який обертає фрезерну головку для забезпечення 4-х осьової обробки . Пристрій повинен забезпечувати оберт за віссю В.

В роботі було розглянуто:

- Службове призначення корпусних деталей та їх конструктивні види.
- Технічні вимоги до корпусних деталей та обробка зовнішніх площин корпусних деталей. Базування корпусних деталей перед обробкою.
- Обробка корпусних деталей на верстатах з ЧПК.
- Було проведено опис конструкції верстату для модернізації, його призначення та застосування.
- Обґрунтовано необхідність розробка поворотного пристрою для забезпечення 4-х осьової обробки.

ABSTRACT

Explanatory note to the master's project: 82 pages, 16 figures, 15 sources.

MACHINE, ROTARY DEVICE, CALCULATION, BODY PARTS, GEARS, TRANSMISSION, DESIGN

Object of study -Rotary device for 4-axis processing.

The purpose of the work is to design a rotary device of the machine to expand the technological capabilities of the machine, which rotates the milling head to provide 4-axis machining. The device must provide rotation along the B axis.

The work considered:

- Service purpose of body parts and their structural types.
- Technical requirements for body parts and processing of outer surfaces of body parts. Basing body parts before processing.
- Processing of body parts on CNC machines.
- A description of the design of the machine for modernization, its purpose and application was carried out.
- The need to develop a rotary device to ensure 4-axis processing is substantiated.

ЗМІСТ

Реферат.....	4
Вступ.....	7
1 Службове призначення корпусних деталей та їх конструктивні види.....	8
1.1 Технічні вимоги до корпусних деталей.....	11
1.2 Технологічний процес обробки різанням корпусних деталей.....	13
1.3 Обробка зовнішніх площин корпусних деталей.....	14
1.4 Обробка корпусних деталей на верстатах з ЧПК.....	19
1.5 Базування корпусних деталей перед обробкою.....	20
2 Опис конструкції верстату для модернізації.....	22
2.1 Призначення та сфера застосування верстата моделі МА 655.....	22
2.2 Компонування верстата, рух виконавчих механізмів та керування верстатом.....	22
2.3 Механізм заміни інструменту	26
2.4 Фрезерна головка з магазином.....	27
2.5 Станина та стійка.....	31
2.6 Стіл та полозки.....	33
2.7 Привід поздовжньої подачі.....	34
2.8 Привід поперечної подачі.....	34
2.9 Привід вертикальної подачі.....	34
3 Конструкторська частина.....	36
3.1 Розробка поворотного пристрою для забезпечення 4-х осьової обробки.....	36
3.1.1 Вимоги до вузла.....	37
3.1.2 Розробка кінематичної схеми поворотного пристрою.....	38
3.1.3 Конструювання та розрахунок поворотного пристрою.....	41
3.1.3.1 Кінематичний розрахунок.....	41
3.1.3.2 Розрахунок черв'ячної передачі.....	47
3.1.3.3 Розрахунок конічної передачі.....	57
3.1.3.4 Розрахунок валів.....	68
3.1.3.5 Вибір муфти для з'єднання вхідного валу з валом електродвигуна.....	79
Висновки.....	80
Список використаних джерел.....	81

ВСТУП

В сучасній обробці металів та виготовленні складних деталей вимагаються високоточні верстати. Деталі виконані на високоточному обладнанні теж високотехнологічні та точні. Кожен тип верстата має свої унікальні вимоги до цих деталей.

Для досягнення необхідної точності обробки цілої партії виробу необхідно впевнитися в чіткому виконанні всіх останніх операцій та безпомилковому їх багаторазовому повторенні. Успішно вирішувати це завдання здатні верстати з числовим програмним керуванням (ЧПК).

Найчастіше застосовується фрезерна обробка на верстатах з ЧПК, оскільки представляє собою ефективний та широко використовуваний метод обробки матеріалів за допомогою різання. Воно використовується для отримання різноманітних поверхонь деталей, будь то плоскі або профільні (фасонні), гладкі чи рифлені, а також для створення пазів та канавок. З метою обробки деталей складної конфігурації на сучасних фрезерних верстатах з числовим програмуванням (ЧПК) часто пропонуються різноманітні поворотні столи.

Поворотні столи широко застосовуються на верстатах різного призначення, як у випадку автоматизованих ліній для багатосерійного та масового виробництва деталей, так і на окремих установках. Головною перевагою цих столів є їх здатність обробляти деталі в різних площинах. Наприклад, у випадку фрезерних верстатів, які використовують для переміщення заготовки в трьох основних напрямках (подовжньому, поперечному і вертикальному), поворотний стіл може також обертати деталь у вертикальних і горизонтальних площинах. Цей стіл забезпечує рух заготовки в різних координатах під потрібним кутом нахилу, що дозволяє зберегти високоточну обробку. Використання поворотного столу значно скорочує час обробки і виробництва продуктів.

1 СЛУЖБОВЕ ПРИЗНАЧЕННЯ КОРПУСНИХ ДЕТАЛЕЙ ТА ЇХ КОНСТРУКТИВНІ ВИДИ

Корпусні деталі машин є базовими деталями, на них встановлюють різні деталі та складальні одиниці, точність відносного положення яких повинна забезпечуватися як у статиці, так і в процесі роботи машини під навантаженням. Відповідно до цього корпусні деталі повинні мати необхідну точність, мати необхідну жорсткість і вібростійкість, що забезпечує необхідне відносне положення деталей і вузлів, що з'єднуються, правильність роботи механізмів і відсутність вібрацій.

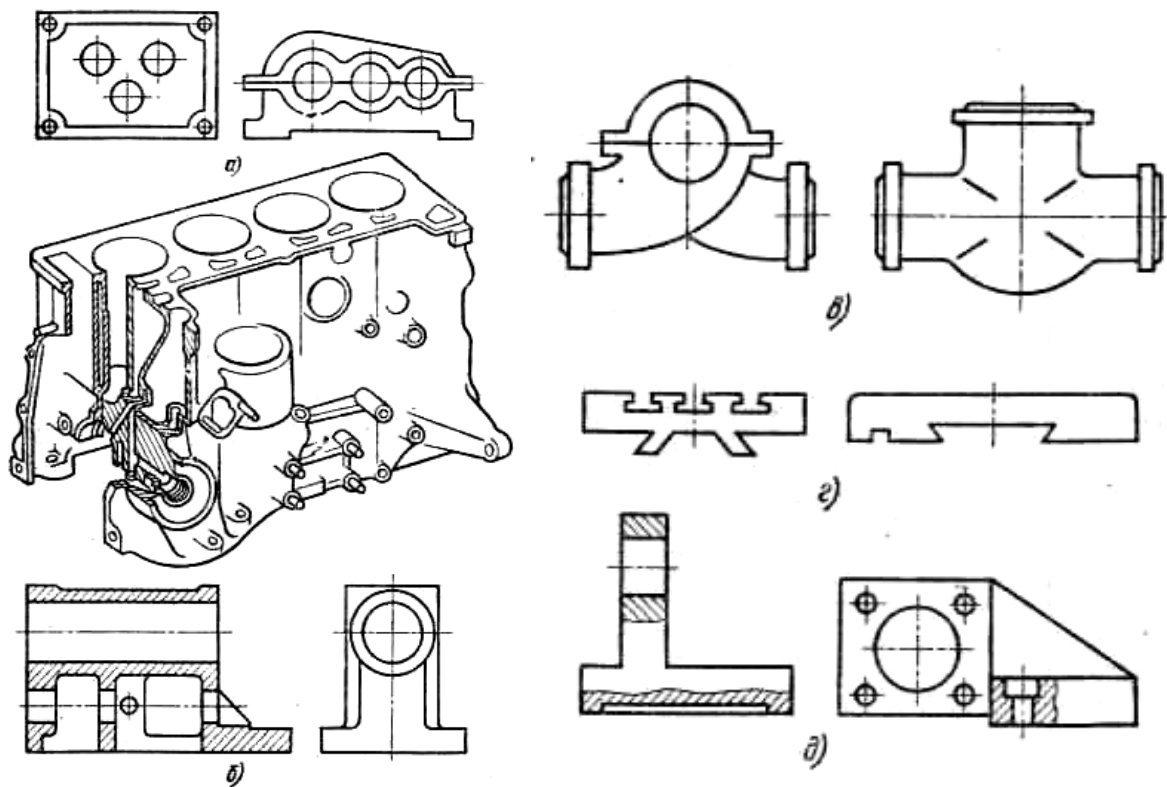
Конструктивне виконання корпусних деталей, матеріал та необхідні параметри точності визначають, виходячи із службового призначення деталей, вимог до роботи механізмів та умов їх експлуатації. При цьому враховують також технологічні фактори, пов'язані з можливістю отримання необхідної конфігурації заготовки, можливостями обробки різанням та зручності складання, яку починають з базової корпусної деталей.

Корпусні деталі машин можна розділити на групи. Деталі цих груп мають визначеному спільність службового призначення, що означає наявність сукупності однакових поверхонь та ідентичне за формою, конструктивне виконання. Це, у свою чергу, визначає особливості технологічних рішень, що забезпечують досягнення необхідних параметрів точності при виготовленні деталей кожної групи.

Перша група - корпусні деталі коробчастої форми у вигляді паралелепіпеда, габарити яких мають однаковий порядок.

До цієї групи відносять корпуси редукторів, корпуси коробок швидкостей, коробок подачі шпиндельних бабок. У більшості випадків основними базами таких корпусів є плоскі поверхні, а допоміжними - головні отвори та торці, призначені для базування валів та шпинделів.

Конструкція та розміри корпусів визначаються умовами розміщення в них необхідних деталей та механізмів. Вони мають стінки, ребра та перегородки, що забезпечують підвищення їх жорсткості. З цією ж метою бобишки і приливи, на яких розташовані головні отвори, мають висоту приблизно $2,5 \dots 3$ товщини стінки і діаметр в межах $1,4 \dots 1,6$ діаметра отвору. Корпуси коробчастої форми можуть бути цілісні та роз'ємні; площа роз'єму може проходити за осями головних отворів.



а- коробчастого типу - цілісні та роз'ємні; б - з гладкими внутрішніми циліндричними поверхнями; в — корпуси складного просторової геометричної форми; г - корпусні деталі з напрямними поверхнями; д - деталі типу кронштейнів, косинців

Рисунок 1.1 – Групи корпусних деталей

Друга група- корпусні деталі з гладкими внутрішніми циліндричними поверхнями, довжина яких перевищує їх діаметральні розміри. До цієї групи

відносять блоки циліндрів, двигунів і компресорів, корпуси різних циліндрів і золотників, пневмо-і гідроапаратуру, корпуси задніх бабок, що забезпечують базування висувної пінолі та заднього центру. Відповідно до службового призначення до внутрішніх циліндричних поверхонь пред'являють підвищені вимоги щодо точності діаметральних розмірів та точності геометричної форми.

Третя група- Корпусні деталі складної просторової геометричної форми. До них відносять корпуси парових та газових турбін, відцентрових насосів, колекторів, трійників, вентилів, кранів. Складна просторова форма та геометричні розміри таких корпусів призначені для формування необхідних потоків руху газів чи рідин. До цієї групи відносять також складні формою корпусні деталі ходової частини машин - картер заднього моста, корпус поворотного важеля та інші.

Четверта група- корпусні деталі з напрямними поверхнями - столи, супутники, каретки, салазки, супорти, повзуни, планшайби. У процесі роботи ці деталі здійснюють зворотно-поступальний або обертальний рух напрямними поверхнями, забезпечуючи точне відносне переміщення оброблюваних заготовок і ріжучого інструменту. Такі корпуси входять до складу несучої системи більшості верстатів. Жорсткість цих деталей досягається внутрішніми перегородками та ребрами. Відношення висоти плоских столів, супутників, полозків до ширини знаходиться в межах 0,1...0,18.

П'ята група- корпусні деталі типу кронштейнів, косинців, стійок плит та кришок. Ця група об'єднує найбільш прості конструкції корпусні деталі, які виконують функції додаткових опор для забезпечення необхідної точності відносного положення окремих механізмів, валів, зубчастих коліс. Різні базуючі поверхні корпусних деталей з точки зору їх функціонального призначення можна віднести до категорії основних або допоміжних баз. У деталей типу столів, кареток, супортів комплект основних базуючих поверхонь утворюється поєднанням певних поверхонь напрямних.

Допоміжними базами корпусних деталей є головні отвори, по них базуються шпинделі, вали, а також плоскі поверхні та їх поєднання, які визначають положення різних вузлів, що приєднуються, і деталей — кришок, фланців та інші.

1.1 Технічні вимоги до корпусних деталей

До корпусних деталей пред'являють комплекс технічних вимог, визначених у кожному даному випадку, насамперед, виходячи із службового призначення деталі. Дотримання технічних вимог означає формування необхідних фізико-механічних властивостей матеріалу деталі, отримання необхідної міцності та вібростійкості, забезпечення необхідної геометричної точності деталі та створення умов для зручності виконання механозбірних та експлуатаційних робіт. Технічні вимоги, що стосуються параметрів геометричної точності деталі, виконують в результаті обробки різанням на різних етапах технологічного процесу виготовлення корпусної деталі.

Залежно від конструктивного виконання та складності до корпусних деталей пред'являють такі технічні вимоги, що характеризують різні параметри їхньої геометричної точності.

1. Точність геометричної форми плоских базуючих поверхонь. Вона регламентується як прямолінійність поверхні у заданому напрямку на певній довжині та як площинність поверхні в межах її габаритів. Для поверхонь розміром до 500 мм відхилення від площинності та паралельності зазвичай знаходяться в межах 0,01...0,07 мм, а у відповідальних корпусів - 0,002 мм...0,005 мм.

2. Точність відносного повороту плоских базуючих поверхонь. Граничні відхилення від паралельності або перпендикулярності однієї

плоскої поверхні щодо іншої становлять $0,015/200 \dots 0,1/200$, а для деталей підвищеної точності - $0,003/200 \dots 0,01/200$.

3. Точність відстані між двома паралельними площинами. Для більшості деталей вона знаходиться в межах $0,02 \text{ мм} \dots 0,5 \text{ мм}$, а у корпусних деталей підвищеної точності - $0,005 \dots 0,01 \text{ мм}$

4. Точність діаметральних розмірів та геометричної форми отворів. Діаметральні розміри основних отворів, виконують переважно роль баз під підшипники, відповідають 6...11-му квалітетам. Відхилення геометричної форми отворів - некруглість у поперечному перерізі та конусоподібність або ввігнутість в поздовжньому обмежують у межах $1/5 \dots 1/2$ допуску на діаметр отвору.

5. Точність відносного кутового положення осей отворів. Відхилення від паралельності та перпендикулярності осей головних отворів щодо плоских поверхонь становлять $0,01/200 \dots 0,15/200$, граничні кутові відхилення осі одного отвору щодо осі іншого - $0,005/200 \dots 0,1/200$.

6. Точність відстані від осей головних отворів до площини, що базує, для більшості деталей становить $0,02 \dots 0,5 \text{ мм}$. Точність відстаней між осями головних отворів $0,01 \dots 0,15 \text{ мм}$. Співвісність отворів не більше $0,002 \dots 0,05 \text{ мм}$.

7. Параметр шорсткості плоских базуючих поверхонь $Ra - 2,5 \dots 0,63 \text{ мкм}$, параметр шорсткості поверхонь головних отворів $Ra = 1,25 \dots 0,16 \text{ мкм}$, а відповідальних деталей до $Ra = 0,08 \text{ мкм}$.

Наведені параметри точності є спільними для всієї різноманітності різних по конструкції корпусних деталей машин. У більшості випадків до певної корпусної деталі пред'являють технічні вимоги на окремі з названих параметрів при конкретних значеннях номіналів і межах відхилень, що допускаються.

1.2 Технологічний процес обробки різанням корпусних деталей

Структура і зміст технологічного процесу обробки різанням заготовки корпусної деталі залежить від її конструктивного виконання, геометричної форми, розмірів, маси, виду заготовки, складності технічних вимог, що пред'являються, і характеру виробництва.

Незважаючи на різноманіття конструктивного виконання корпусних деталей, відмінності їх геометричних форм, розмірів і технічних вимог, що пред'являються, у розробці та побудові технологічного процесу обробки різанням є загальні закономірності. Ці закономірності відносяться до завдань вибору технологічних баз, до визначення послідовності обробки поверхонь відповідно до намічених технологічних баз, до визначення необхідної кількості переходів по обробці певних поверхонь деталі, до вибору обладнання та формування операцій.

Для різних за конструкцією та розмірами корпусних деталей технологічний процес обробки різанням включає наступні основні етапи:

- чорнова та чистова обробка плоских поверхонь або площини та двох отворів, що використовуються надалі як технологічні бази;
- обробка інших зовнішніх поверхонь;
- чорнова та чистова обробка головних отворів;
- обробка дрібних та різьбових отворів;
- оздоблювальна обробка плоских поверхонь та головних отворів;
- контроль точності обробленої деталі.

Залежно від технічних вимог між етапами чорнової та чистої обробки заготовки може бути передбачене природне або штучне старіння для зняття внутрішніх напруг.

Наведені етапи є загальними, і побудова технологічних процесів обробки різанням заготовок різних корпусних деталей зазвичай не виходить за їх межі.

1.3 Обробка зовнішніх площин корпусних деталей

Зовнішні поверхні заготовок корпусних деталей обробляють наступними методами: фрезеруванням, струганням, точінням, шліфуванням та протягуванням.

Фрезерування є найпоширенішим способом обробки зовнішніх поверхонь. Висока продуктивність, що отримується внаслідок безперервності процесу різання, дозволяє ефективно використовувати цей метод для обробки заготовок корпусів в умовах одиничного, серійного та масового виробництва.

Залежно від характеру виробництва та габаритів оброблюваних заготовок використовують універсально-фрезерні верстати з вертикальним та горизонтальним розташуванням шпинделів, багатошпиндельні поздовжньо-фрезерні верстати, карусельно- та барабанно-фрезерні верстати агрегатного типу, а також верстати з ЧПУ та багатоцільові.

На універсально-фрезерних верстатах обробляють заготовки корпусних, деталей-малих габаритів, одиничному та дрібносерійному виробництві. З метою підвищення продуктивності шляхом суміщення часу виконання, робочих і допоміжних ходів обробку виконують за схемою «маятникового» (човникового) фрезерування (рис.1.2). На столі верстата є дві робочі позиції. У процесі фрезерування, заготовки, встановленої позиції I, проводяться знімання і встановлення чергової заготовки в позиції II.

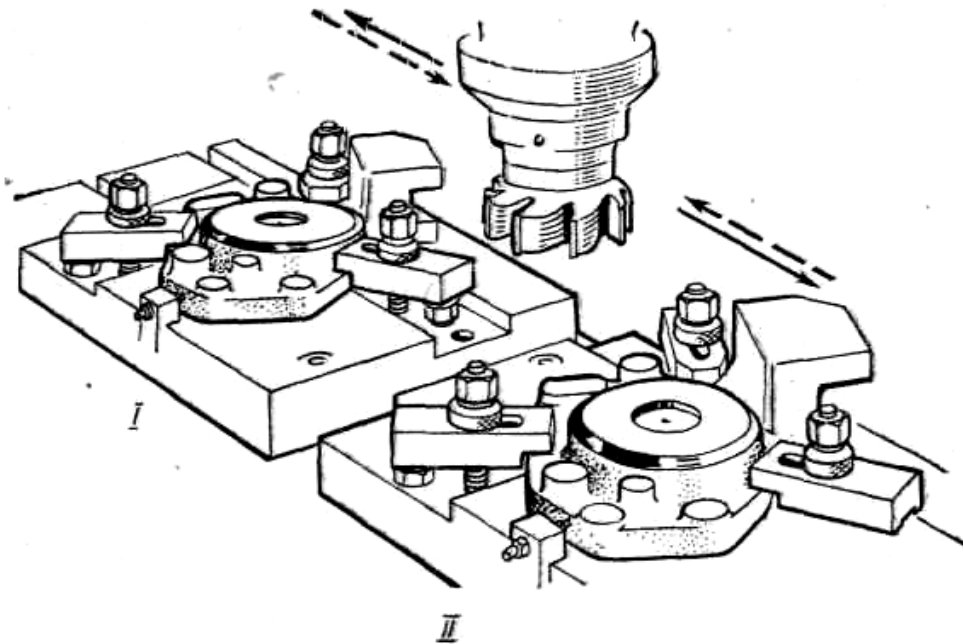


Рисунок 1.2 - Обработка заготовок корпусных деталей за схемой маятникового фрезерования

Багатошпиндельні поздовжньо-фрезерні верстати використовують для обробки великогабаритних корпусних деталей або групової обробки деталей середніх розмірів у серійному виробництві. Можливість суміщення ходів при одночасному обробленні декількох поверхонь великогабаритних заготовок або при паралельній обробці поверхонь декількох невеликих заготовок дозволяє отримати досить високу продуктивність. У разі використання змінних столів, на які встановлюють групу заготовок поза верстатом під час автоматичного фрезерування на верстаті інших заготовок, продуктивність операції ще більше зростає.

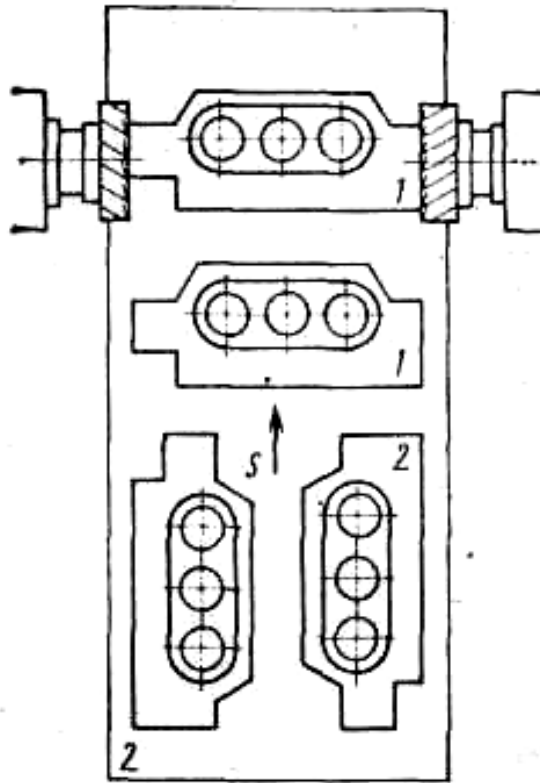


Рисунок 1.3 - Фрезерування заготовок корпусних деталей у перекладку

Ефективним методом підвищення продуктивності при обробці заготовок корпусних деталей на поздовжньо-фрезерних верстатах є фрезерування в перекладку (рис.1.3). На столі верстата встановлюють спеціальний багатомісний пристрій, на якому оброблювані заготовки виявляються певним чином орієнтованими щодо столу верстата та інструменту. За один робочий хід кожної позиції відповідними фрезами обробляють одну або кілька поверхонь заготовок. Після кожного робочого ходу столу заготовки перекладають із попередньої позиції на наступну. В результаті після закінчення робочого ходу з останньої позиції знімають готову деталь, а на першу позицію встановлюють нову заготовку.

Фрезерування в перекладку можна виконувати за схемою однопотокової або двопотокової обробки. При цьому одночасно можна обробляти однакові чи різні заготовки. В останньому випадку зазвичай обробляють заготовки сполучених деталей одного комплексу типу кришка, корпус або верхня та нижня половина роз'ємних корпусів. Таким чином,

одночасно отримують комплект сполучених деталей, які потім надходять на подальшу обробку різанням та складання.

Зменшення штучного часу при використанні викладеного методу відбувається внаслідок скорочення числа перекладок на верстаті, поєднання технологічних переходів, зменшення допоміжних ходів та відстаней на врізання та вихід інструменту. При обробці на чотири шпиндельних поздовжньо-фрезерних верстатах заготовок корпусних деталей з напрямними - кареток, столів, повзунів можливе застосування набору фрез, профіль яких відповідає контуру напрямних.

Набір фрез, що включає як універсальні, так і спеціальні фрези, базується на загальній оправці, яка встановлюється в шпинделі двох горизонтальних головок. Перевагою цього є можливість отримання за один хід практично повного профілю напрямних. Однак є складнощі, пов'язані із заточуванням комплекту фрез і необхідною розмірною виставкою їх у наборі. Тому зазначений метод використовують, головним чином, у серійному виробництві для обробки напрямних простої форми.

Карусельно-фрезерні та барабанно-фрезерні верстати застосовують для обробки корпусних деталей невеликих розмірів у багатосерійному та масовому виробництві.

Карусельно-фрезерні верстати з круглим столом, що обертається, мають одну або кілька фрезерних головок з вертикальним розташуванням шпинделів. За наявності трьох фрезерних головок на перших двох встановлюють фрези діаметром 250 - 300 мм для чорнової обробки, а на останній - фрезу діаметром 500 - 600 мм для чистового обробки горизонтальних поверхонь.

Заготовки, що обробляються, встановлюють у пристосування, розташовані по колу столу. Установка та знімання деталі виконуються поза зоною обробки та за часом поєднуються з процесом різання, який здійснюється при безперервному обертанні столу. Безперервна паралельно-

послідовна чорнова і чистова обробка групи заготовок дозволяє досягти високої продуктивності.

Короткі кінематичні та розмірні ланцюги карусельно-фрезерного верстата, підвищена жорсткість столу та нерухоме закріплення фрезерних головок сприяють отриманню високої точності розмірів та відносних поворотів оброблених поверхонь деталей.

На барабанно-фрезерному верстаті виробляють одночасну обробку розміром двох паралельних поверхонь. Барабан, що безперервно обертається відносно горизонтальної осі, має від чотирьох до восьми граней, на яких встановлені пристрої для закріплення заготовок, що обробляються. Загальна кількість фрезерних головок з горизонтальним розташуванням шпинделів може становити 2, 4, 6 або 8. При цьому за допомогою перших фрез виконують чорнову обробку, а дві останні фрези великого діаметру служать для чистової обробки поверхні. Діаметри фрез для чистової обробки визначають розміри оброблюваних поверхонь.

Установку та знімання деталей виконують при безперервному обертанні барабана зі швидкістю робочої подачі $S = 350 \dots 700$ мм/хв. Близьке розташування заготовок забезпечує можливість перекриття ділянок на вході та виході фрези. Безперервна, паралельно-послідовна чорнова і чистова обробка деталей при суміщенні в часі основний і допоміжних ходів дозволяє отримати високу продуктивність.

Торцеві фрези, що використовуються для чорнової та чистової обробки плоских поверхонь, мають різне конструктивне виконання. Вони бувають цілісні, збірні зі вставними ножами зі швидкорізальної сталі або з ножами, що мають твердосплавні напайні пластини, застосовують також фрези з механічним кріпленням твердосплавних пластин, що не переточуються. В якості матеріалів для виготовлення різальної частини фрез використовують інструментальні вуглецеві та швидкорізальні сталі, тверді сплави і порошкові матеріали, а також надтвердий матеріал ельбор, що має високу зносостійкість.

Торцеві фрези з твердосплавними пластинами мають стійкість у 3 рази вище, ніж фрези зі швидкорізальної сталі, та забезпечують підвищення продуктивності обробки до 5 разів. Торцеві фрези з різальною частиною з ельбору використовують для чистової обробки, коли потрібна висока точність геометричної форми та низька шорсткість обробленої поверхні деталі.

1.4 Обробка корпусних деталей на верстатах з ЧПК

Особливе місце у сучасній металообробці займає виробництво корпусних деталей. Це пояснюється тим, що від результатів обробки залежить якість, надійність, економічність та довговічність виробу. Одним із головних завдань машинобудування є забезпечення конкурентоспроможності продукції, від якої залежать її якість і ціна. Ці основні показники конкурентоспроможності машин значною мірою залежать від технології її виготовлення.

Широко використовуються у всіх видах виробництва, багатоопераційні верстати призначені для виконання великої кількості переходів за одну операцію без необхідності переустановлення оброблених деталей. Ці верстати оснащені системами числового програмного керування (ЧПК) та обладнанням для автоматичної зміни інструменту.

На багатоопераційних верстатах виконують ті самі операції, що і на розточувальних верстатах. Однак за допомогою ЧПК можна обробляти не тільки циліндричні отвори, а й фрезерувати отвори більш складної форми. Передаточні верстати в основному використовуються для обробки призматичних і корпусних деталей, що мають велику кількість гладких, ступінчастих та різьбових отворів, розподілених по різні боки деталі.

1.5 Базування корпусних деталей перед обробкою

Корпусні деталі базують на засадах постійності та суміщення баз. В основному технологічна база вибирається таким чином, щоб на першій операції, при встановленні, по чорновій базі можна було обробити чистову базу, а після цього обробляти заготовку надійно і точно.

При виконанні процесу обробки деталей корпусу використовують відповідну послідовність підготовки базової поверхні відповідно до типу деталі та її схеми.

Спосіб 1. У першу чергу установчу плоскість обробляють начисто, потім використовують її як установчу базу і обробляють точні отвори щодо неї.

Спосіб 2. Спершу можна обробити кінцевий отвір, а потім уже плоскість обробити щодо нього.

Насправді, обробка з плоскості є більш поширеною у виробництві (хоча б через те, що базування більш зручне та значно простіше), але обробка з отворів більш точна, особливо там, де є великі точні отвори і висока точність відстані від плоскої поверхні до основного отвору (наприклад, корпуси задніх бабок токарних і шліфувальних верстатів.)

При першому способі важче витримати два точні розміри – діаметр отвору і відстань від плоскості. Далі наведено найпопулярніші базові схеми. Нерідко застосовуються, при виготовленні призматичних корпусних деталей, базування на плоскій поверхні 1 і двох отворів 2, зазвичай оброблених до 7 квалітету (рис. 1.1).

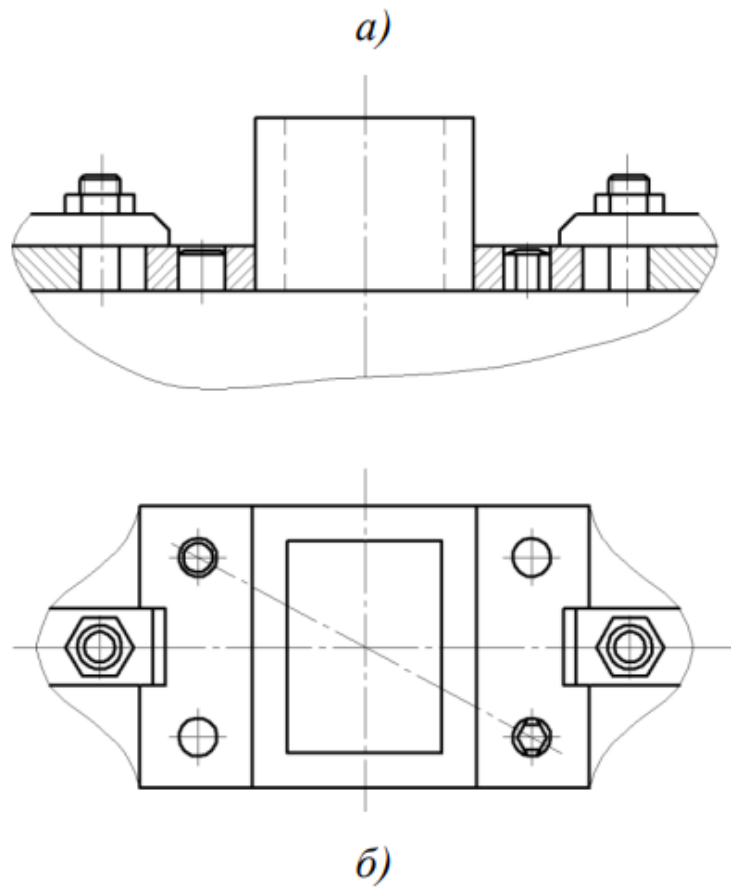


Рисунок 1.4 – Схема базування корпусної деталі коробчастого типу по площині і двох отворах (а) та теоретичнв схема базування (б)

2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ВЕРСТАТУ ДЛЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ

2.1 Призначення та сфера застосування верстата моделі МА 655

Верстат фрезерний вертикальний спеціалізований з ЧПУ і автоматичною зміною інструменту моделі МА 655 (рис. 2.1) призначений для обробки деталей складної криволінійної форми типу дисків, плит, важелів, корпусних деталей, перешкод та теплової радіації, а також обладнання ударної дії, що викликає вібрацію.

На верстаті можна проводити фрезерування площин і пазів, свердління, зенкерування, розгортання та попереднє розточування отворів.

Обробка здійснюється за трьома координатами за програмою. Верстат здійснює переміщення столу, полозків і фрезерної головки, перемикає числа обертів шпинделя, включення та вимкнення шпинделя, вибір та зміну інструментів.

Автоматичне керування верстатом за програмою здійснюється пристроєм числового програмного керування.

2.2 Компонування верстата, рух виконавчих механізмів та керування верстатом

Верстат фрезерний вертикальний спеціалізований з числовим програмним управлінням є безконсольним вертикальним фрезерним верстатом, оснащеним системою програмного управління і магазином для інструментів типу «Корона».

Пристосування з заготовкою, що обробляється, кріпиться на робочій поверхні столу. Базою для установки пристосування є середній паз столу і калібрований отвір, розташований в центрі столу.

Стіл у поздовжньому напрямі переміщається вздовж полозків по загартованих напрямних на елементах кочення типу «танкетки», полозки, у свою чергу, переміщуються в поперечному напрямку на «танкетках» направляючими станини.

Бічні напрямні столу, полозків – напрямні ковзання; зазор у бокових напрямних вибирається за допомогою клинів.

На задню частину станини встановлюється стійка, вертикальним напрямним якої переміщається фрезерна головка.

Таким чином, усі три рухи утворюють у просторі систему координат, де:

координата X - поздовжнє переміщення столу.

координата Y – поперечне переміщення полозків.

координата Z – вертикальний рух фрезерної головки.

Переміщення столу, полозків та фрезерної головки здійснюється від вентильних електродвигунів та кулькових гвинтових пар, встановлених відповідно на полозках, станині та стійки.

Усі три рухи під час обробки деталі автоматизовані.

Обертання шпинделя здійснюється від асинхронного електродвигуна з частотним перетворювачем.

Перемикання зубчастих передач коробки швидкостей фрезерної головки дозволяє отримати 6 діапазонів чисел обертів шпинделя.

Датчиками зворотного зв'язку положення механізмів координат X , Y і Z є оптико-електронні перетворювачі кутових переміщень ЛПР158, пов'язані з ходовими гвинтами.

Фрезерна головка оснащена конічним чашкоподібним магазином на 8 інструментів, що змонтований на повзуні. Вісь кожного гнізда для інструменту шляхом повороту магазину поєднується з віссю шпинделя.

Автоматична зміна інструменту в загальному циклі роботи верстата виділена в окремий цикл зміни інструменту, що періодично повторюється.

Для зміни інструменту фрезерна головка повинна бути відведена у верхнє положення для уникнення удару інструменту об деталь при повороті магазину. Подвійний блок зубчастих коліс фрезерної головки займає середнє (нейтральне) положення, тобто, відбувається розрив кінематичного ланцюга головного руху. Потім шпиндель орієнтується у кутовому положенні за допомогою механізму орієнтації шпинделя, змонтованого у головці фрезерної. Одночасно відбувається розтиск повзуна магазину та розтиск інструменту. Після закінчення розтискання інструменту повзун з магазином переміщається вниз, при цьому оправка з інструментом виходить із конуса шпинделя і утримується захватами в гнізді магазину. Поворот магазину здійснюється від гідродвигуна до виходу необхідного інструменту вихідну позицію з виходом магазину до упору. Потім повзун з магазином переміщається вгору, хвостик оправки входить у гніздо шпинделя і оправка звільняється від затворів у гнізді магазину. Після закінчення переміщення магазину відбувається затискання інструменту та повзуна та опускання штока циліндра орієнтації шпинделя. Подвійний блок зубчастих коліс фрезерної головки із середнього положення в переміщується в потрібне за програмою положення. Цикл зміни інструмента закінчено.

Вибір та зміна інструменту може здійснюватися як за програмою, так і в режимі налагодження.

На верстаті передбачений напівавтоматичний цикл роботи, коли заготовка деталі, що обробляється, встановлюється і вивіряється оператором, а всі інші рухи різання виконуються автоматично. Управління верстатом цього циклу здійснюється від керуючого пристрою ЧПУ.

Пристрій ЧПУ є системою з можливістю одночасного керування за трьома координатами при лінійній інтерполяції та одночасного керування за двома координатами при контурній обробці круговою інтерполяцією. Пристрій дозволяє виконувати корекцію довжини інструменту та швидкості

подач, програмувати вибір та зміну інструменту, перемикання чисел оборотів шпинделя, затискач та розтискання.

Електроустаткування верстата, перетворювачі приводів подач та головного приводу розміщені в електрошафі.

Перемикання діапазонів чисел оборотів шпинделя здійснюється блоками шестерень головки фрезерної за допомогою гідроциліндрів. Управління гідроциліндрами переміщення блоків шестерень, гідроциліндрами розтискання інструменту, орієнтації шпинделя, підйому магазину та розтискання гвинта вертикальної каретки здійснюється від насосної станції.

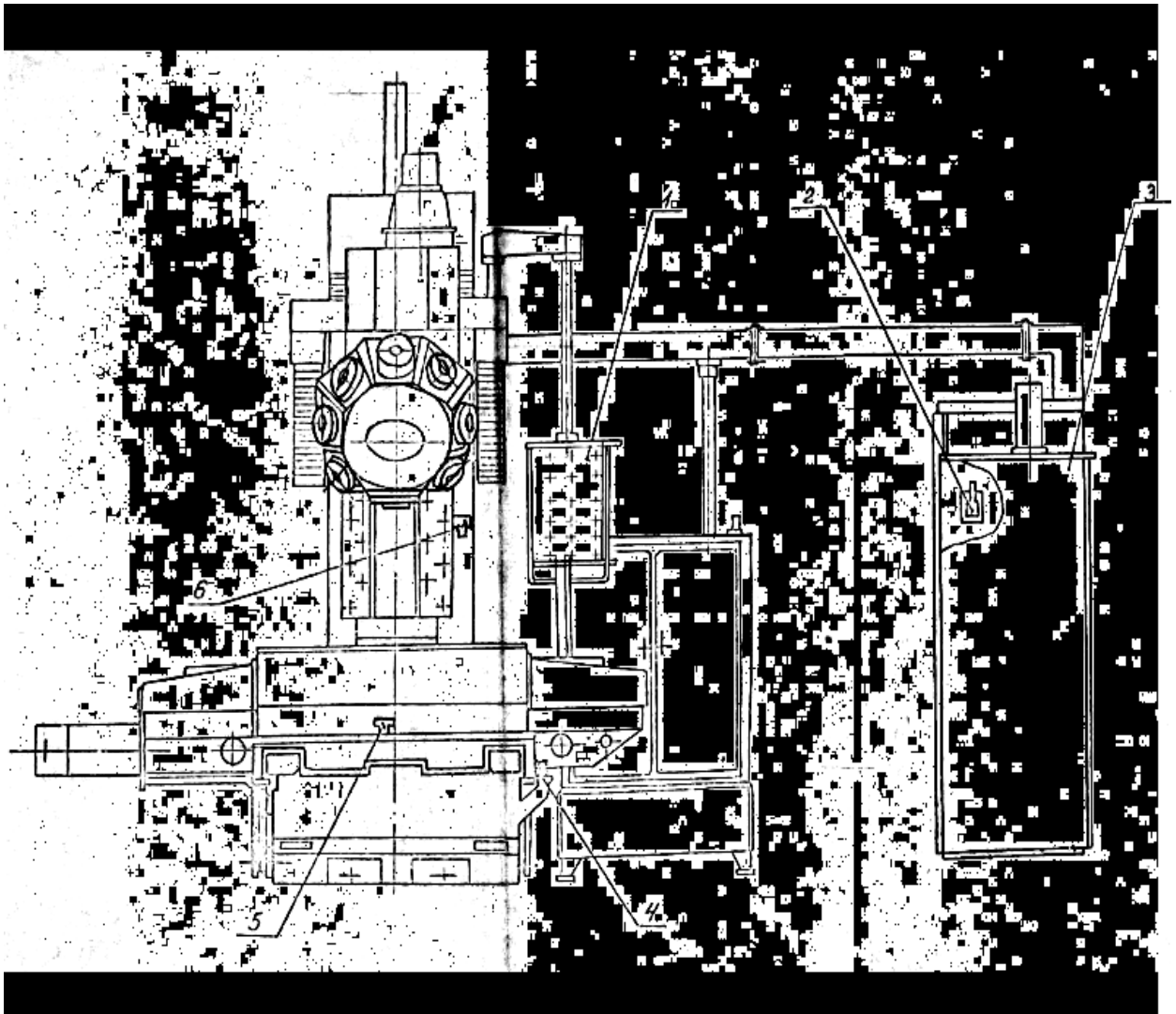


Рисунок 2.1 – Схематичне зображення верстата моделі МА 655

2.3 Механізм заміни інструменту

Обертання механізму здійснюється від гідродвигуна Г15-22. Через пару конічних зубчастих коліс 12,13, черв'ячну передачу 14,15 і пару зубчастих циліндричних коліс 16,17, обертання передається на корпус механізму.

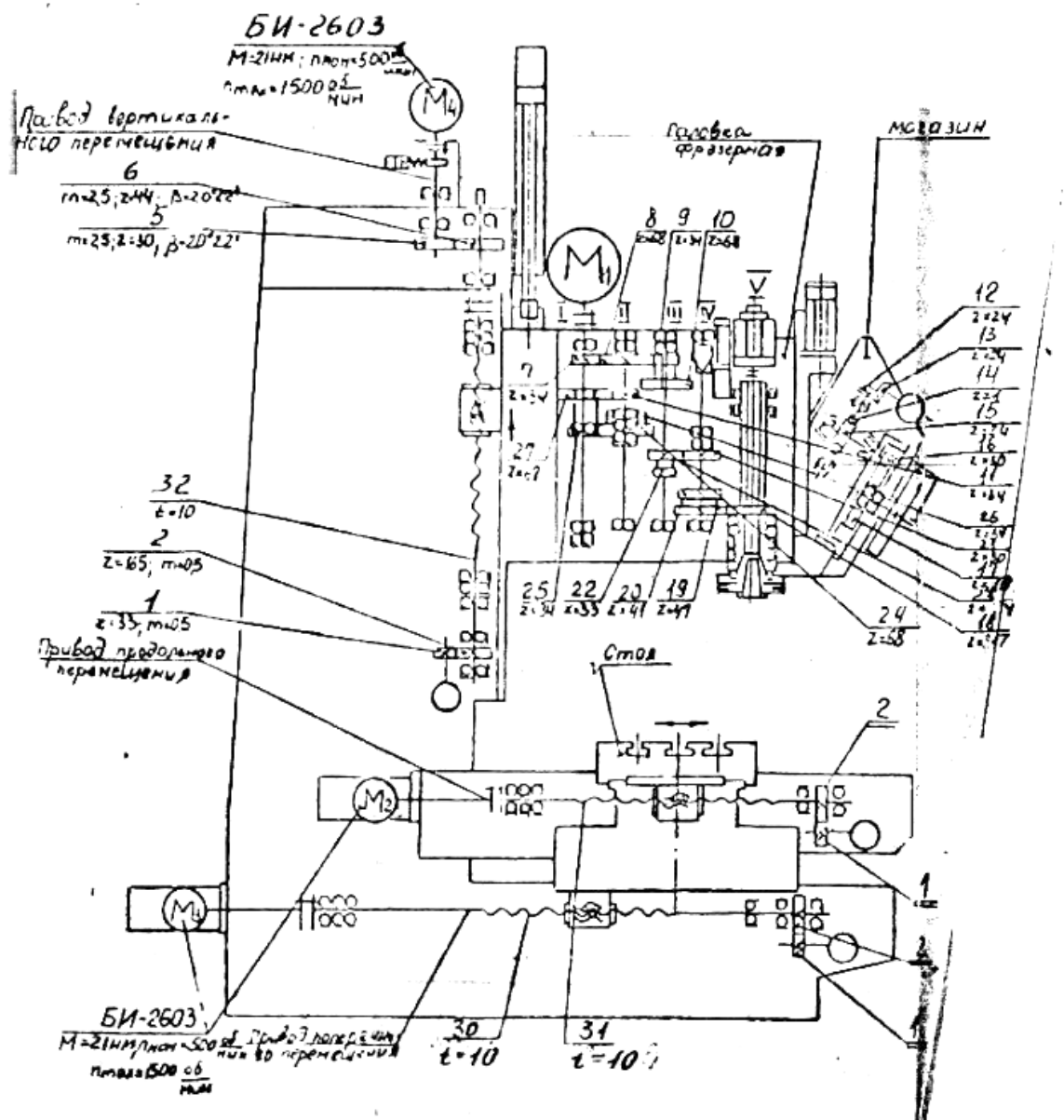


Рисунок 2.2 – Кінематична схема верстата моделі МА 655

На початку автоматичного циклу зміни інструменту шпиндель на повільній швидкості попередньо орієнтується у певному кутовому положенні, що виключає попадання зуба гідроциліндра орієнтації шпинделя на зуб копірної втулки. У цьому положенні відбувається відключення двигуна шпинделя приводу.

Сигнал на відключення головного приводу подається від КВД, встановленому на корпусі головки фрезерної і одночасно відбувається розрив кінематичного ланцюга перемиканням блоку шестерень 22 - 23 в нейтральне положення.

Поворот шпинделя здійснюється так: зуб фіксатора механізму орієнтується при осьовому переміщенні вгору від гідроциліндра повертає копіювальну втулку і разом з нею вал 1У фрезерної головки, і далі через зубчасту передачу 19,18 ($i = 47/47$) повертає шпиндель.

2.4 Фрезерна головка з магазином

Фрезерна головка з магазином являє собою пристрій, що забезпечує обертання шпинделя і автоматичну зміну інструменту при обробці деталі. Фрезерна головка кріпиться на каретці стійки верстата і разом з кареткою переміщається вертикальними напрямними стійки. Вертикальне переміщення здійснюється ходовим гвинтом від приводу вертикальних подач.

Фрезерна головка з магазином складається з таких основних механізмів:

- шпиндельний вузол;
- коробка швидкостей;
- механізм для затиску та розтискання ріжучого механізму;
- магазин.

У шпіндельному вузлі верстата змонтований шпіндель, виконаний із сталі 40ХНМА із гартуванням внутрішнього конуса та посадкових місць під підшипники до твердості HRC_э 46,5 – 51,5.

Передня опора шпинделя визначає собою комбінацію 2-х кулькових радіально-упорних підшипників і роликового 2-х рядного радіального підшипника з конічним розточуванням внутрішньої обойми. Підшипники змонтовані в стакані, в якому виконані канавки та отвори для підведення мащення.

Задана опора шпинделя складається з одного 2-х рядного роликового підшипника з конічним розточуванням внутрішньої обойми, на шпинделі закріплена ведена шестерня, яка отримує обертання від коробки швидкостей.

У внутрішній розточці шпинделя змонтований пристрій захоплення інструменту, виконаний у вигляді важелів, які переміщуються тягою.

Тяга під дією набору тарілчастих пружин завжди знаходиться у верхньому (від робочого торця шпинделя) крайньому положенні, що відповідає затиску інструменту. Переміщення тяги вниз для розтискання інструменту здійснюється штоком гідроциліндра.

Для отримання широкого діапазону швидкостей шпинделя всередині корпусу головки фрезерної змонтована коробка швидкостей. Крутий момент від електродвигуна на еластичну муфту та систему зубчастих коліс передається на шпіндель. Перемиканням 2-х зубчастих блоків, розташованих на валу, отримуємо на шпинделі швидкостей при постійному числі обертів електродвигуна. При зміні числа обертів електродвигуна та перемиканні блоків шестерень шпіндель отримує від 20 до 2500 об/хв.

Перемикання блоків шестерень здійснюється гідроциліндрами перемикання. Положення гідроциліндрів і блоків шестерень контролюється кінцевими вимикачами, розташованими зверху фрезерної головки. Вибір діапазону швидкостей шпинделя (перемикання блоків шестерень) здійснюється з пульта управління або УЧПУ. Мاستило фрезерної головки проточне.

У верхній частині фрезерної головки розташований механізм орієнтації шпинделя, що складається з гідроциліндра та копірної втулки. Втулка жорстко закріплена на валу.

Перед кожною зміною інструменту шпиндель повинен зайняти певне кутове положення. Товкач гідроциліндра при переміщенні штока гідроциліндра вгору, своїм зубом знаходить на спіраль, копірної втулки і повертає її. Втулка через вал шестерні передає обертання на шпиндель. Поворот шпинделя походить від заходу зуба штовхача в один із двох пазів копірної втулки.

Перед орієнтацією шпинделя блок шестерень 23 -24, розташований на валу, виходить із зачеплення з шестернею, що передає обертання шпиндель, чим розривається кінематичний ланцюг - електродвигун - шпиндель. Переміщення блоку шестерень у середнє положення здійснюється від трипозиційного гідроциліндра. При цьому тиск підводиться у верхню та нижню порожнини гідроциліндра.

Магазин закріплений на повзуні, який переміщається вертикальними напрямними фрезерної головки. Переміщення магазину здійснюється гідроциліндром, шток якого з'єднаний з корпусом повзуна магазину. Повзун у нижній частині має похилий виступ, який кріпиться на вісь. Вісь нахилена під кутом 60° до вертикалі. На вісь монтується магазин і підтискається до площини похилого виступу повзуна гайкою.

Магазин є конічним чашкоподібним корпусом, на зовнішній поверхні якого розташовані 8 гнізд для інструментів. Обертання магазину здійснюється від гідродвигуна типу Г15-22, закріпленого на рухомому диску. Через пару конічних зубчастих коліс, черв'ячну передачу і пару циліндричних зубчастих коліс обертання передається на частину магазину, що обертається. Оправка з інструментом у гнізді інструменту утримується по зовнішній циліндричній поверхні двома пружними важелями. На важелях розташовані два конічні фіксатори, які фіксують певне положення оправки в гнізді магазину.

У робочому положенні, коли проводиться обробка деталі, магазин знаходиться у верхньому положенні. При цьому важелі розведені в сторони клиноподібною планкою, укріпленою на торці фрезерної головки; оправка з інструментом зтягнута в конус шпинделя та звільнена від контакту з важелями.

При розтиску інструменту цанга в шпинделі верстата, переміщаючись вниз під дією гідроциліндра розтискання, своїм торцевим знаходить на верхній торець оправки, виштовхує її з конуса шпинделя. Оправка зовнішнім торцевим поясом сідає на торці важелів. Магазин переміщається напрямними вниз під дією гідроциліндра, при цьому важелі, звільняючись від дії клиноподібною планки, захоплюють і фіксують оправку в гнізді магазину.

На диску, закріпленому нерухомо на осі магазину, розташовано 8 мікроперемикачів. На корпусі магазину змонтовано упор, який при обертанні магазину впливає на перемикачі. Кожному гнізду магазину відповідає мікроперемикач під тим самим номером.

Мікроперемикачі здійснюють пошук та вибір інструменту, передбаченого програмою обробки.

При виборі інструменту корпус магазину обертається за годинниковою стрілкою. Як тільки один із восьми мікроперемикачів буде віджатий упором, подається команда на реверс корпусу магазину.

На корпусі магазину закріплено храпове колесо, яке при реверсі впирається своїми зубами в собачку, нерухомо закріплену на диску.

Отже, необхідний інструмент знаходиться на вихідній позиції і готовий до прийому в шпиндель. На диску, крім 8 мікроперемикачів змонтований дев'ятий, який при обертанні корпусу магазину за годинниковою стрілкою віджатий. Наприкінці реверсу магазину зуб храпового колеса знаходить на ролик і далі через систему важелів натискається мікроперемикач. Подається команда на рух магазину нагору.

2.5 Станина та стійка

Станина та стійка утворюють основний несучий вузол, призначений для переміщення столу із полозками та фрезерною головкою.

Вузол складається з наступних складових частин:

- станина;
- стійка;
- кулькова гвинтова пара;
- каретка.

Станина є чавунним виливком коробчастої форми, посиленням внутрішніми поперечними і поздовжніми ребрами. На верхній площині з боків станини кріпляться напрямні для полозків. Напрямні виконані сталевими загартованими.

Станина верстата має відсіки для збору емульсії, з'єднані з резервуаром для охолоджуючої рідини, що знаходиться ззаду верстата. Для транспортування станини та нижньої частини передбачені чотири різьбові отвори М68х2 для вантажних болтів. З правого боку станини закріплений кронштейн для лінійки відліку переміщень по координаті Y.

У верхній задній частині станини кріпиться своєю основою стійка. Стійка виконана литою коробчастого перерізу і має вертикальні напрямні для каретки. З бічних і задньої сторін стійки передбачені вікна, закриті кришками, для доступу до приводу поперечного переміщення. У середині стійки закріплені сталеві трубки для підведення мастила від насосних станцій управління та мастила до поперечного приводу подач та фрезерної головки. У ніші передньої частини стійки на платиках закріплена кулькова гвинтова пара переміщення каретки. Кулькова гвинтова пара кріпиться до стійки двома опорами. Корпус гайки закріплений на каретці. Гайка ходового гвинта змонтована в корпусі і складається з двох частин, які під час збирання розвертаються одна щодо одної для створення натягу в парі гвинт-гайка.

Каретка переміщається вертикальними напрямними стійки і призначена для кріплення фрезерної головки.

На корпусі редуктора вертикальної подачі встановлений затискач каретки, який запобігає переміщенню вертикальної каретки по напрямних стійках при відключенні насосної станції та приводу вертикальної каретки. Затискач проводиться тарілчастими пружинами за вал двигуна клемою. Для розтискання клеми тиск подається в циліндр, який стискає тарілчасті пружини. Положення клеми під час розтискання та затискання контролюється кінцевими вимикачами.

Для відліку переміщень координатою Z на стійці з правого боку встановлена лінійка, оптичний ноніус встановлений на каретці.

У нижній передній частині стійки на платику кріплення корпусу опори гвинтової кулькової пари закріплюються в корпус редуктора зворотного зв'язку.

Обертання від гвинта вертикальної подачі передається перетворювачу кутових переміщень ЛПР158.

Вертикальні напрямні стійки тверді сталеві. До напрямних каретки для зменшення сили тертя та зношування кріпляться накладка з бронзи. Напрямні при роботі верстата очищаються від пилу та бруду скребками. Верхня частина напрямних закрита пристроєм захисту напрямних, виконаних у вигляді гармошки.

Мастило направляючих стійки та кулькової гайки автоматичне від імпульсної насосної станції. Через каретку та стійки за допомогою телескопічної труби виробляється злив масла з корпусу фрезерної головки в циркуляційну станцію мастила.

2.6 Стіл та полозки

Стіл і полозки складаються з наступних складових частин: полозків, столу, ходових гвинтів поздовжнього та поперечного переміщення та елементів кочення типу «танкетка».

Полозки представляють чавунний виливок коробчастої форми з хрестоподібними напрямними.

Верхні напрямки поздовжнього переміщення столу мають кочення напрямні, виконані із загартованої сталі. По напрямним у верхній частині полозків переміщається стіл на елементах кочення, типу «танкетки».

Для створення натягу в напрямних, поряд з притискними планками в нижній частині столу встановлені пружні притискні ролики.

Переміщення столу в поздовжньому напрямку здійснюється ходовим гвинтом, який своїми опорами кріпиться на платинах у верхній частині полозків, корпус гайки гвинта кріпиться до столу.

З лівого боку, полозків на підкладках кріпиться привід поздовжньої подачі.

У поперечному напрямі полозки переміщаються на «танкетках» по напрямних станини. Для створення натягу в напрямних служать пружні притискні ролики. Полозки переміщаються ходовим гвинтом, корпус гайки якого закріплений до нижньої частини полозків. Опори ходового гвинта кріпляться до станини.

Стіл і полозки мають бічні напрямні ковзання, забезпечені регульованими клиновими планками для вибірки зазору. Для захисту напрямних та ходових гвинтів від стружки та емульсії передбачені телескопічні щитки.

Ходові гвинти поздовжнього та поперечного переміщення виконані кульковими, що дозволяє знизити зусилля, необхідні для переміщення столу

та полозків, а також зменшити зазори у парі ходової гвинт-гайка та збільшити довговічність передач.

2.7 Привід поздовжньої подачі

Привід поздовжньої подачі призначений для переміщення столу по координаті X і складається з вентильного електродвигуна, кронштейна для його встановлення та жорсткої сполучної муфти, виконаної у вигляді труби зі шпоночним пазом з одного боку, для з'єднання з електродвигуном і без шпонковим з'єднанням з іншого боку для з'єднання з кульковим гвинтом.

2.8 Привід поперечної подачі

Привід призначений для переміщення полозків зі змонтованим на них механізмом координати « Y » і встановлює в задній частині станини. Конструкція приводу аналогічна приводу поздовжньої подачі.

2.9 Привід вертикальної подачі

Електродвигун вертикальної подачі жорстко з'єднаний з вхідним валом редуктора, який являє собою пару косозубих зубчастих коліс, одна з яких, виконана розрізною для вибору зазору в зачепленні: вихідний вал редуктора з'єднується з кульковим гвинтом без шпоночним з'єднанням.

У привод вертикальної подачі входить затискач каретки, який являє собою клему, закріплену на корпусі редуктора і охоплює вхідний вал в місці з'єднання його з двигуном.

Затискач клеми проводиться за допомогою тарілчастих пружин миттєво при падінні тиску в силовій насосній станції, що забезпечує надійне

утримання головки від падіння в аварійних ситуаціях і при вимкненні верстата.

Розтискання клеми здійснюється гідроциліндром автоматично при включенні насосної станції.

3 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1 Розробка поворотного пристрою для забезпечення 4-х осьової обробки

З метою розширення технологічних можливостей верстата, що модернізується, в роботі проектується поворотний пристрій, який обертає фрезерну головку (рис. 3.1) для забезпечення 4-х осьової обробки. Пристрій забезпечує оберт за віссю В.

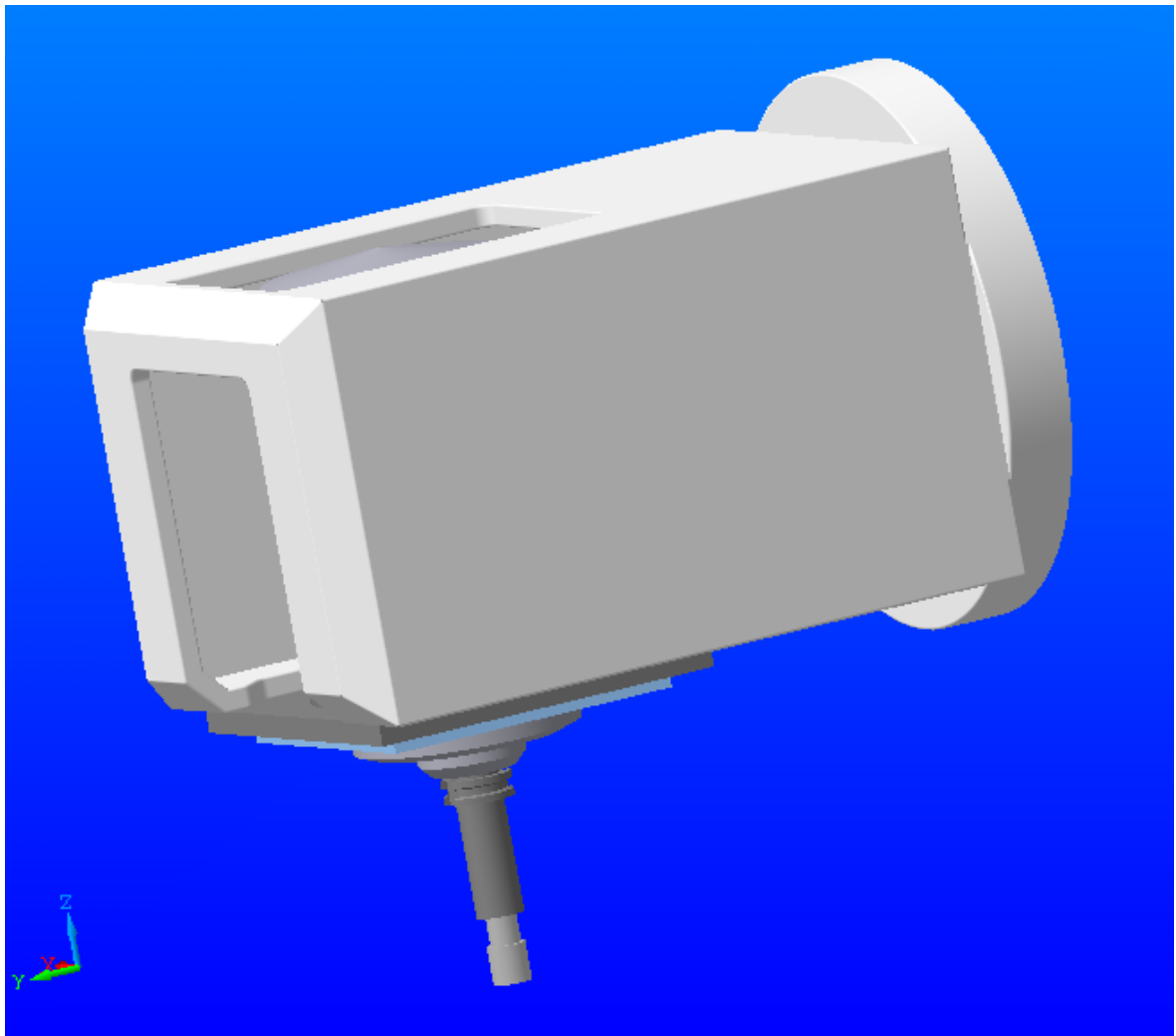


Рисунок 3.1 – Фрезерна головка

3.1.1 Вимоги до вузла

Оскільки вузол, що розробляється, є приводом подачі і повинен бути вмонтований в існуючий верстат, то до нього пред'являються такі вимоги:

- габарити вузла повинні забезпечити можливість вмонтування його в консоль верстата, що переміщається координатою Y (перетин консолі зображено на рисунку 3.2);
- поворот вузла зі швидкістю обертання в діапазоні від 0,01 до 9 об/хв.
- забезпечення точного позиціонування поворотного пристрою;
- надійність фіксування вузла у будь-яких положеннях;
- забезпечення запобігання провертанню фрезерної головки внаслідок дії сил різання і маси механізмів, що обертаються;
- висока плавність роботи;
- має бути передбачений отвір діаметром 80-100 мм для виведення силових кабелів та шлангів для подачі СОЖ.

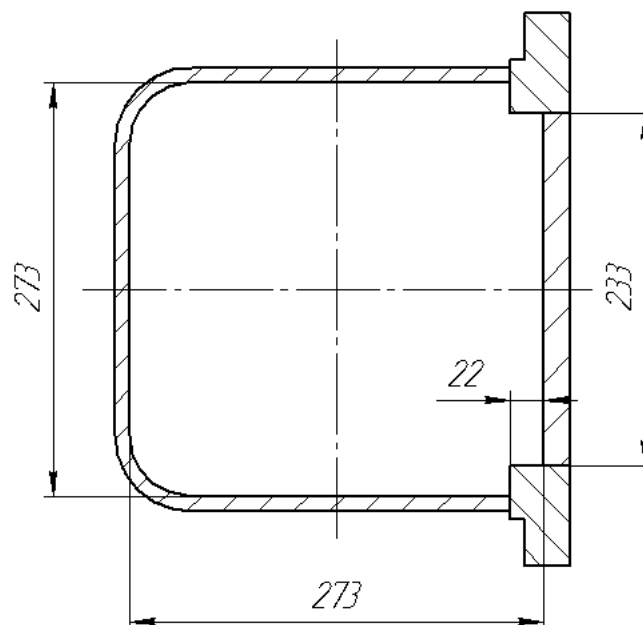


Рисунок 3.2 – Перетин консолі осі Y

3.1.2 Розробка кінематичної схеми поворотного пристрою

Для забезпечення обертання фрезерної головки можливе використання таких видів передачі обертання від валу електродвигуна:

- черв'ячна;
- циліндрична зубчаста;
- пасова.

Розглянемо докладніше кожен із видів передачі для вибору найбільш придатного для вузла, що розробляється.

1. Черв'ячна передача

Переваги:

- високу плавність та безшумність роботи навіть при високих швидкостях;
- широкий діапазон значень передавального числа U ($U_{\min}$ менше 8, $U_{\max}$ до 80);
- сталість передавального числа;
- висока надійність;
- запобігання обертанню назад (від колеса до черв'яка);
- компактність;

Недоліки:

- невисокий ККД;
- необхідність використання дорогих антифрикційних матеріалів для колеса;

2. Циліндрична зубчаста передача.

Переваги:

- високий ККД;
- висока надійність та довговічність;
- сталість передавального числа;

- високий діапазон навантаження;
- незначні навантаження на вали та опори;
- компактність конструкції.

Недоліки:

- високі вимоги щодо точності виготовлення;
- шум при високих швидкостях.

3. Пасова передача.

Переваги:

- передача обертання між валами, що знаходяться на великих відстанях;
- плавність та безшумність роботи;
- запобігання різкому перевантаженню елементів механізму внаслідок еластичності ремня та можливості його прослизання на шківах;
- простота конструкції та експлуатації.

Недоліки:

- великі габарити;
- мінливість передавального числа через можливе прослизання ремня на шківах;
- підвищене навантаження валів та опор через поперечний натяг ремня;
- для однакових умов експлуатації та навантажень діаметри шківів у кілька разів (до 5-ти та більше) перевищують діаметри зубчастих коліс.

На основі вищевикладених характеристик передач, а також вимог, що висуваються до вузла, перерахованих у п. 3.1.1, виберемо передачу, яка найбільш повно задовольняє ці вимоги.

Оскільки розробляється вузол подачі з обмеженим і малим значенням швидкості обертання вихідного валу (0,01-9 об/хв), широкий діапазон і великі значення передавального числа черв'ячної передачі найкраще задовольняють цій умові. Також ця характеристика розширює діапазон частот обертання валу електродвигуна, що може суттєво полегшити його

підбір під час проектування. Можливість черв'ячної передачі запобігати зворотному обертанню забезпечує одну з головних вимог.

Циліндричні зубчасті передачі забезпечують необхідні високу точність та плавність обертання. Але вони мають недостатній діапазон передавальних чисел, що ускладнить конструкцію необхідністю застосування кількох передач, а також зубчасті передачі мають бічний зазор, наявність якого негативно впливає на точність передачі при реверсивному обертанні.

Пасова передача забезпечує необхідну для вузла подачі плавність ходу, але неприпустимим є можливість ковзання пасу на шківках. Також пасові передачі не забезпечують необхідного діапазону передавальних чисел та мають великі габарити порівняно з іншими розглянутими передачами.

Для подальшого проектування доцільно вибрати черв'ячну передачу, оскільки вона найкраще забезпечує відповідність характеристик вузла вимогам до нього.

Вузол, що проектується, повинен монтуватися всередині консолі верстата, що переміщується по координаті Y , що істотно обмежує його габарити в площині, перпендикулярній напрямку осі Y , але не обмежує їх уздовж цієї осі. Щоб забезпечити цю умову, доцільно розмістити електродвигун уздовж консолі. У такому разі необхідно використовувати додатково до черв'ячної передачі конічну зубчасту передачу. Для забезпечення необхідної плавності обертання вихідного валу краще використовувати конічну передачу із круговим зубом.

Для дотримання всіх перерахованих умов кінематична схема, що розробляється, повинна мати вигляд конічно-черв'ячного редуктора. На рисунку 3.3 показано кінематична схема поворотного пристрою з урахуванням розміщення його всередині консолі верстата, а також напрямком осей Y і B .

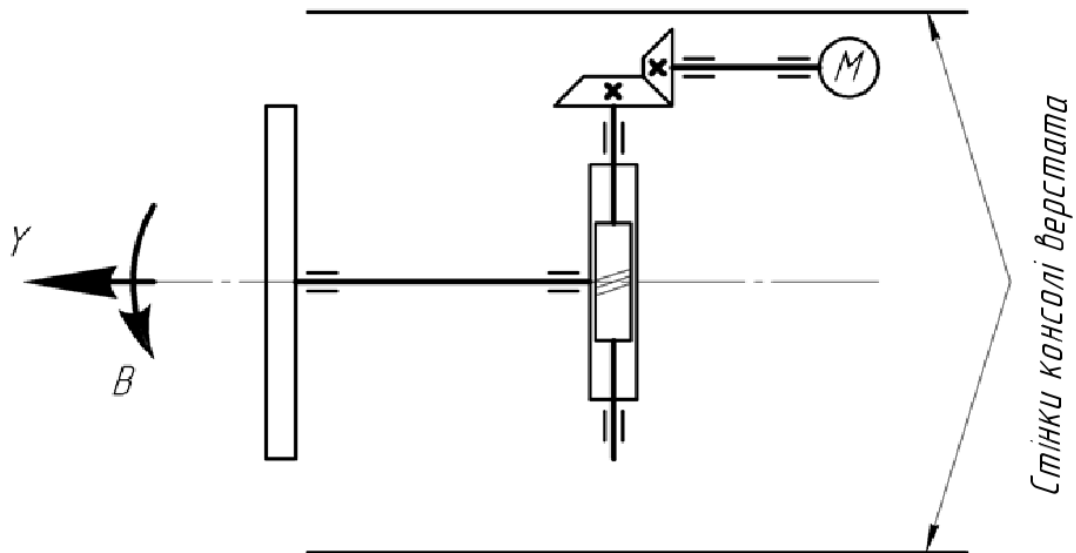


Рисунок 3.3 – Кінематична схема поворотного пристрою

Подальше конструювання і розрахунки вузлів поворотного пристрою, що розробляється, будуть ґрунтуватися на даній кінематичній схемі, а так само на вимогах, яким воно повинно відповідати.

3.1.3 Конструювання та розрахунок поворотного пристрою

3.1.3.1 Кінематичний розрахунок

Підбір електродвигуна.

Для вибору електродвигуна необхідно визначити необхідну потужність, яка залежить від сили тяжіння фрезерної головки та інструменту з оправка, а також сили різання.

Для визначення сил тяжіння та положення центру мас фрезерної головки, оправки та інструменту було зроблено спрощену модель цих деталей і за допомогою програмного продукту було визначено масу та

положення центру мас цих деталей у зборі. Маса збирання дорівнює 146,424 кг, а положення центру мас зображено рисунку 3.4.

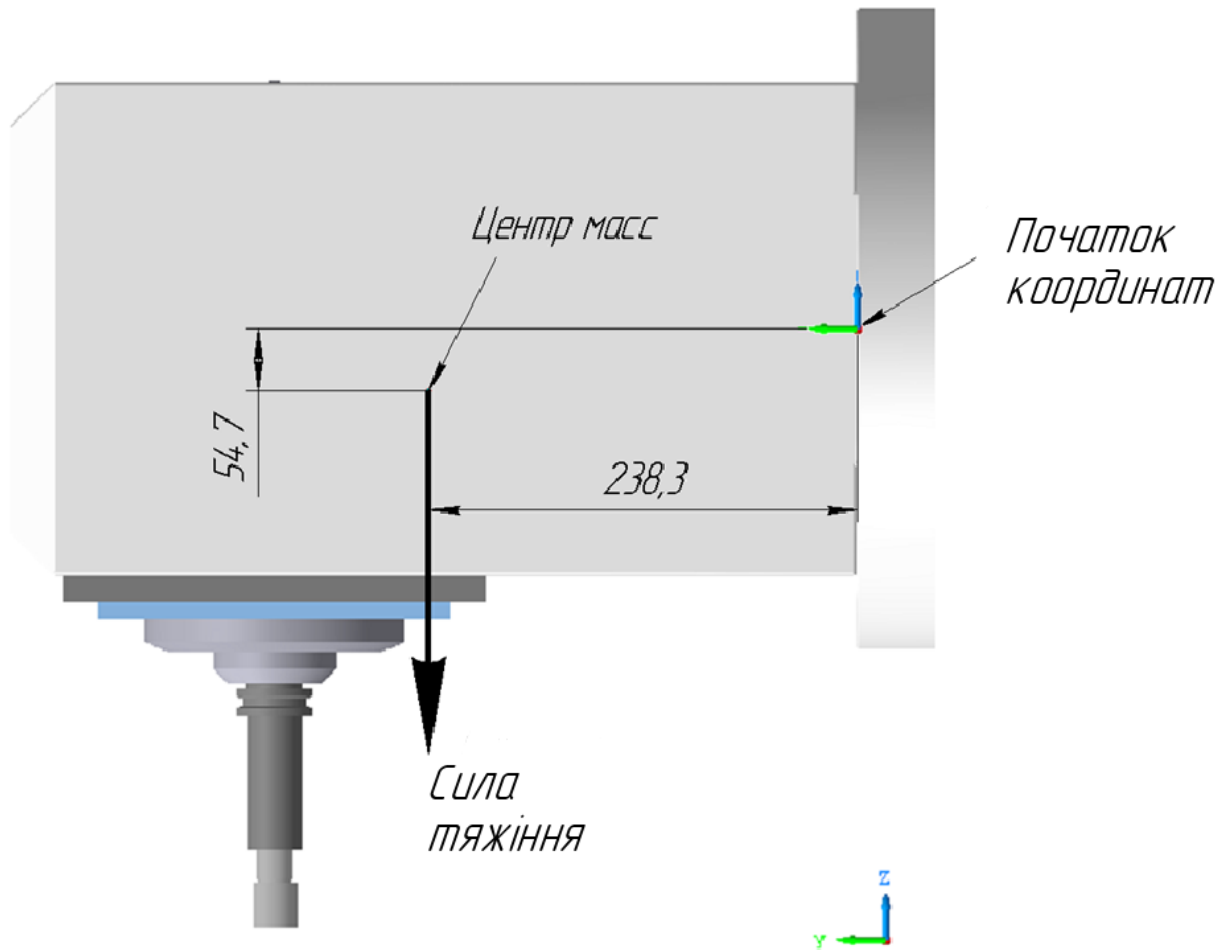


Рисунок 3.4 – Положення центру мас фрезерної головки

На інструмент (в даному випадку фреза) діє сила різання, що складається з трьох складових: P_x , P_y , P_z . Складова P_x спрямована вздовж осі обертання фрези, P_y – у площині, перпендикулярній осі обертання фрези, перпендикулярно до напрямку подачі, а P_z – у тій самій площині у напрямі подачі. Величина сили P_z складає $P_z = 264$ Н. Сили P_x і P_y рівні відповідно $0,4P_z$ і $0,6P_z$.

Вісь обертання фрезерної головки та вісь фрези перетинаються, отже, сила P_x не впливає на обертання фрезерної головки і впливає потужність приводу. Сили P_y і P_z діють у площині перпендикулярної осі фрези. Отже, на вузол діятиме рівнодіюча цих сил P_R (Рис. 3.5.). Найбільший вплив на вузол можливий тоді, коли сила тяжіння та рівнодіюча P_R спрямовано в одну сторону, тобто проти напрямку осі Z (вниз), оскільки сила тяжіння завжди спрямована вниз.

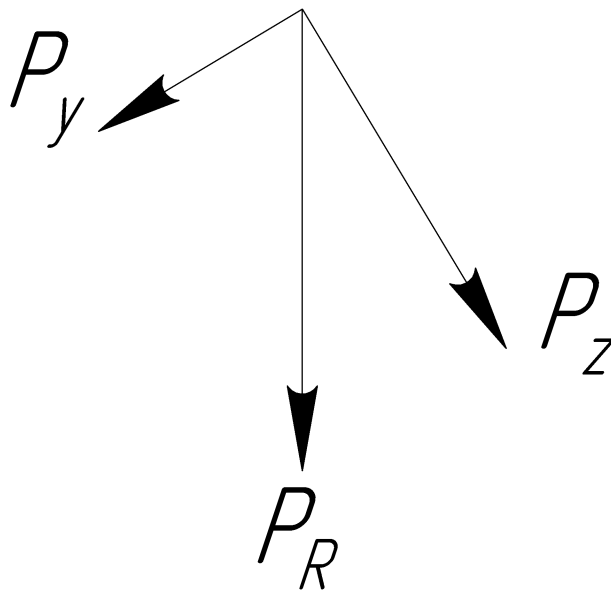


Рисунок 3.5 – Рівнодіюча сила сил P_y та P_z

Ця ситуація можлива лише за умови положення фрезерної головки, зображеному рисунку 3.6. Там же позначено положення сили P_R щодо початку координат.

Визначимо всі невідомі сили та сумарний момент цих сил для розрахунку необхідної потужності електродвигуна та розрахунку передач та деталей вузла.

Сила P_y дорівнює:

$$P_Y = 0,6P_Z.$$

(3.1)

$$P_Y = 0,6 \cdot 264 = 158,4 \text{ Н.}$$

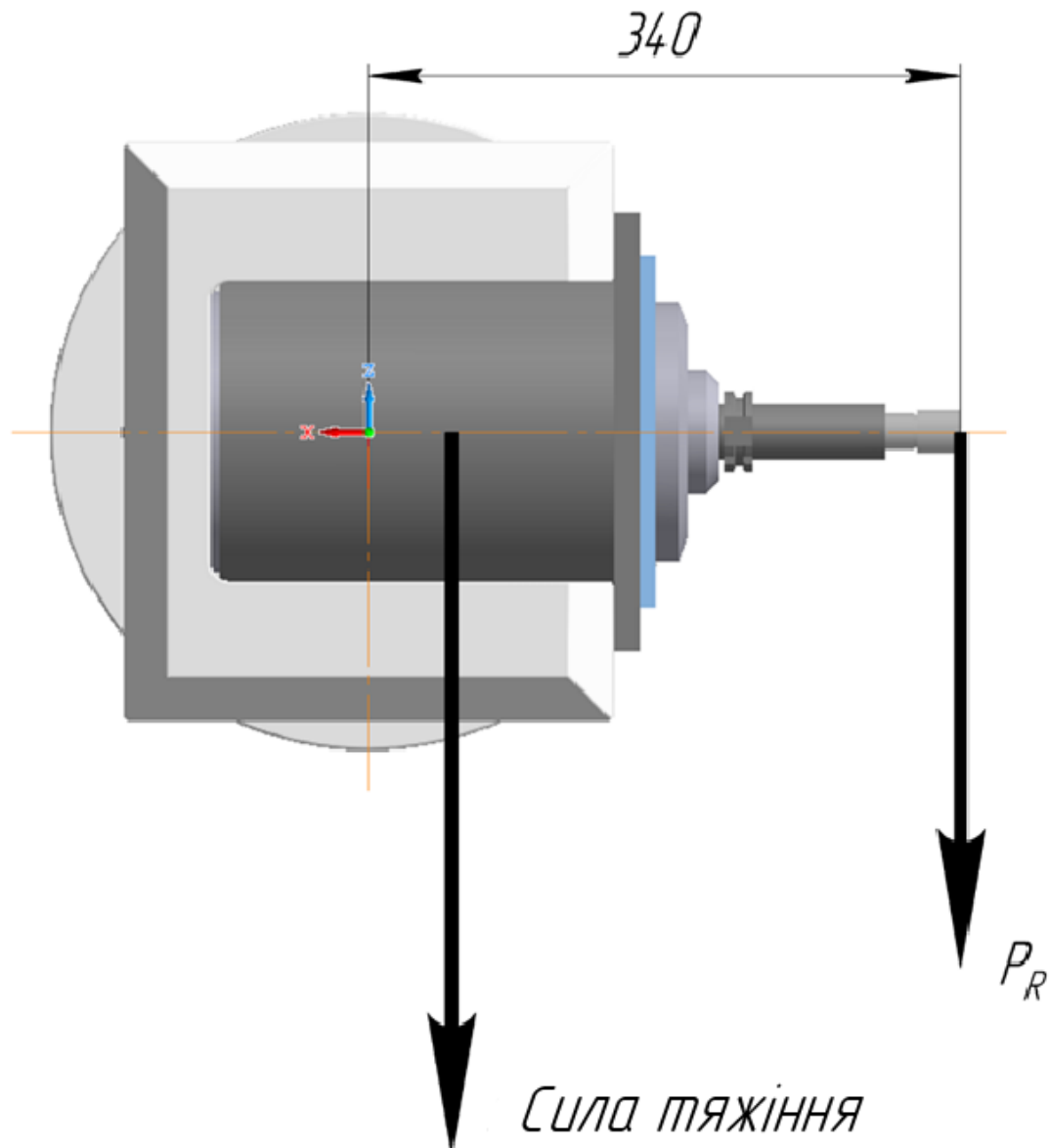


Рисунок 3.6 – Положення фрезерної головки при найбільшому навантаженні

Рівнодіюча сила P_R дорівнює:

$$P_R = \sqrt{P_Z^2 + P_Y^2}.$$

(3.2)

$$P_R = \sqrt{264^2 + 158,4^2} = 307,9 \text{ Н}$$

Сумарний момент усіх сил визначаємо за такою формулою:

$$T = P_T \cdot l_1 + P_R \cdot l_2, \quad (3.3)$$

де P_T - Сила тяжіння фрезерної головки з інструментом;

l_1 - Відстань від осі фрезерної головки до центру мас, $l_1 = 54,7$ мм;

l_2 - відстань від осі фрезерної головки до точки застосування сил різання, $l_2 = 340$ мм.

Сила тяжіння фрезерної головки з інструментом:

$$P_T = M \cdot g, \quad (3.4)$$

де M - Маса фрезерної головки з інструментом, $M = 146,424$ кг;

g - прискорення вільного падіння, $g = 9,8$ м/с².

$$P_T = 146,424 \cdot 9,8 = 1437,1 \text{ Н};$$

$$T = 1437,1 \cdot 0,0547 + 307,9 \cdot 0,304 = 183,26 \text{ Нм}$$

Розрахункова вихідна потужність, кВт, розраховується:

$$P_{\epsilon} = \frac{T \cdot n}{9550}, \quad (3.5)$$

де n - Частота обертання фрезерної головки.

$$P_{\epsilon} = \frac{183,26 \cdot 10}{9550} = 0,19 \text{ кВт.}$$

Необхідна потужність електродвигуна, кВт визначається за формулою:

$$P_{\text{эд}} = \frac{P_{\epsilon}}{\eta}, \quad (3.6)$$

де η – сумарний ККД усіх передач та опор кочення між електродвигуном та вихідним елементом.

$$\eta = \eta_{on}^i \eta_{\text{чп}} \eta_{\text{кп}}, \quad (3.7)$$

де η_{on} - ККД опор кочення, $\eta_{on} = 0,99$;

i - Кількість пар опор кочення, $i = 4$;

$\eta_{\text{чп}}$ - ККД черв'ячної передачі, $\eta_{\text{чп}} = 0,75$;

$\eta_{\text{кп}}$ - ККД конічної передачі, $\eta_{\text{кп}} = 0,95$.

$$\eta = 0,99^4 \cdot 0,75 \cdot 0,95 = 0,68 .$$

$$P_{\text{эд}} = \frac{0,19}{0,68} = 0,28 \text{ кВт.}$$

До вимог щодо потужності та частоти обертання валу електродвигуна необхідно додати вимогу за габаритними розмірами. Виходячи з кінематичної схеми вузла, діаметр корпусу електродвигуна має бути меншим 70 мм.

Для забезпечення необхідного діапазону частот обертання фрезерної головки необхідно використовувати електродвигун, що регулюється.

Розглянемо доступні за параметрами моделі електродвигунів вітчизняного та зарубіжного виробництва.

З вітчизняних електродвигунів відповідає нашим вимогам щодо потужності та максимальної частоти обертання двигун моделі ДПУ135-300-1,5 (потужність 0,78 кВт та частота обертання $n = 4000$ про/хв). Але ця модель має зовнішній діаметр корпусу $D = 170$ мм, що відповідає вимогам.

Електродвигун форми Siemens моделі 1FT6 024 має потужність 0,4 кВт, максимальну частоту обертання $n = 6000$ об/хв та габаритні розміри $55 \times 55 \times 215$ мм. Ця модель відповідає всім вимогам. Таким чином вибираємо електродвигун Siemens 1FT6024.

3.1.3.2 Розрахунок черв'ячної передачі

Вихідні дані для розрахунку передачі:

- передатне відношення в межах $1: (50-70)$;
- відстань від осі колеса до вершин зубів черв'яка не більше 135 мм;
- ділильний діаметр колеса не менше 140 мм;
- крутний момент на вихідному валу $T = 183,26$ Нм;
- максимальна швидкість обертання вихідного валу $n = 9$ об/хв.

1. Вибір матеріалу черв'яка та колеса.

Як матеріал для черв'яка доцільно застосувати сталь 40Х. Термообробка – покращення та загартування до 45-50 HRC для підвищення ККД, оскільки необхідно забезпечити тривалу роботу передачі при високих швидкостях. Витки черв'яка необхідно полірувати. Твердість серцевини 269-302 HB.

Вибір матеріалу для колеса пов'язаний зі швидкістю ковзання. Очікувана швидкість ковзання розраховується за такою формулою:

$$V_s \approx 0,45 \cdot 10^{-3} n_1 \sqrt[3]{T_2}, \quad (3.8)$$

де n_1 - Частота обертання черв'яка, об/хв;

T_2 – крутний момент на колесі (на вихідному валу передачі), Нмм

За формулою (3.8) визначаємо очікувану швидкість ковзання:

$$V_s = 0,45 \cdot 10^{-3} 546 \sqrt[3]{183260} = 13,9 \text{ м/с}$$

Оскільки розрахована швидкість ковзання перевищує 5 м/с, як матеріал черв'ячного колеса вибираємо олов'яну бронзу БрО10Н1Ф1 з $\sigma_T = 165 \text{ Н/мм}^2$ та $\sigma_B = 285 \text{ Н/мм}^2$.

2. Визначення напруг, що допускаються.

Допустимі контактні напруги визначають за формулою:

$$[\sigma]_H = K_{HL} C_V [\sigma]_{H0}, \quad (3.9)$$

де K_{HL} - Коефіцієнт довговічності;

C_V - Коефіцієнт, що враховує інтенсивність зношування зубів;

$[\sigma]_{H0}$ - Допустима напруга при числі циклів зміни напруг, що дорівнює 107, Н/мм²:

$$[\sigma]_{H0} = 0,9 \sigma_B, \quad (3.10)$$

де σ_B - Межа міцності матеріалу при розтягуванні;

K_{HL} визначають за формулою:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / N}, \quad (3.11)$$

де N – загальна кількість циклів зміни напруги:

$$N = 60n_2L_h, \quad (3.12)$$

де n_2 – частота обертання колеса, об/хв;

L_h - Час роботи передачі, год.

Коефіцієнт C_V розраховують за формулою:

$$C_V = 1,66V_s^{-0,352}. \quad (3.13)$$

Зробимо розрахунки за наведеними формулами:

$$C_V = 1,6613,9^{-0,352} = 0,66,$$

$$N = 60 \cdot 9 \cdot 50000 = 2,7 \cdot 10^7,$$

При $N \geq 25 \cdot 10^7$ приймають $N = 25 \cdot 10^7$;

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / 25 \cdot 10^7} = 0,67;$$

$$[\sigma]_{H0} = 0,9 \cdot 285 = 256,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Допустима контактна напруга дорівнює:

$$[\sigma]_H = 0,67 \cdot 0,66 \cdot 256,5 = 113,4 \text{ Н/мм}^2.$$

Допустимі напруги вигину визначають:

$$[\sigma]_F = K_{FL} [\sigma]_{F0}, \quad (3.14)$$

де K_{FL} - Коефіцієнт довговічності;

$[\sigma]_{F0}$ - Вихідна напруга вигину, що допускається, Н/мм²:

$$[\sigma]_{F0} = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B \quad (3.15)$$

Коефіцієнт довговічності

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N}. \quad (3.16)$$

Розрахуємо дані величини:

$$[\sigma]_{F0} = 0,25 \cdot 165 + 0,08 \cdot 285 = 64,05 \text{ Н/мм}^2;$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / 25 \cdot 10^7} = 0,54;$$

$$[\sigma]_F = 0,54 \cdot 64,05 = 34,7 \text{ Н/мм}^2.$$

3. Міжосьова відстань.

Міжосьова відстань передачі:

$$a_w = 61 \sqrt[3]{T_2 / [\sigma]_H}. \quad (3.17)$$

Розрахуємо міжосьову відстань:

$$a_w = 61 \sqrt[3]{183260 / 113,4} = 147,8 \text{ мм}$$

Щоб забезпечити вимоги до передачі, приймаємо $a_w = 100 \text{ мм}$.

4. Вибір основних параметрів передачі.

Приймаємо передатне відношення передачі $u = 60$ мм. Залежно від передатного відношення вибираємо кількість витків черв'яка $z_1 = 1$.

Число зубів колеса:

$$z_2 = z_1 u. \quad (3.18)$$

$$z_2 = 1 \cdot 60 = 60.$$

Попереднє значення модуля передачі визначають за такою формулою:

$$m = 1,5 a_w / z_2. \quad (3.19)$$

Відносний діаметр черв'яка:

$$q = \frac{2a_w}{m} - z_2. \quad (3.20)$$

Визначимо числові значення модуля та відносного діаметра черв'яка:

$$m = 1,5 \cdot 100 / 60 = 2,5 \text{ мм};$$

$$q = \frac{2 \cdot 100}{2,5} - 60 = 20.$$

Коефіцієнт зміщення:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(z_2 + q). \quad (3.21)$$

Розрахуємо коефіцієнт усунення:

$$x = \frac{100}{2,5} - 0,5(60 + 20) = 0.$$

5. Геометричні розміри черв'яка та колеса.

Дільний діаметр черв'яка:

$$d_1 = qm. \quad (3.22)$$

Діаметр вершин витків:

$$d_{a1} = d_1 + 2m. \quad (3.23)$$

Діаметр западин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m. \quad (3.24)$$

Довжина нарізаної частини хробака:

$$b_1 = (10 + 5,5|x| + z_1)m. \quad (3.25)$$

Визначимо геометричні розміри черв'яка:

$$d_1 = 20 \cdot 2,5 = 50 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = 50 + 2 \cdot 2,5 = 55 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = 50 - 2,4 \cdot 2,5 = 44 \text{ мм};$$

$$b_1 = (10 + 5,5 \cdot 0 + 1)2,5 = 27,5 \text{ мм}.$$

Приймаємо довжину нарізаної частини черв'яка зі стандартного ряду із заокругленням у велику сторону: $b_1 = 30 \text{ мм}$.

Діаметр ділового кола колеса:

$$d_2 = z_2 m. \quad (3.26)$$

Діаметр кола вершин зубів:

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x)m. \quad (3.27)$$

Найбільший діаметр колеса:

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2). \quad (3.28)$$

Діаметр западин колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x). \quad (3.29)$$

Ширина вінця колеса:

$$d_2 = 0,355 a_w. \quad (3.30)$$

Визначимо геометричні розміри колеса:

$$d_2 = 60 \cdot 2,5 = 150 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 150 + 2(1 + 0)2,5 = 155 \text{ мм};$$

$$d_{aM2} = 155 + 62,5/(1 + 2) = 160 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = 150 - 2 \cdot 2,5(1,2 - 0) = 144 \text{ мм};$$

$$d_2 = 0,355 \cdot 100 = 35,5 \text{ мм}.$$

Приймаємо ширину вінця колеса зі стандартного ряду із заокругленням у велику сторону: $b_1 = 36 \text{ мм}$.

6. Перевірочний розрахунок передачі на міцність.

Окружна швидкість на черв'яку дорівнює, м/с:

$$V_1 = \pi d_1 n_1 / 60000. \quad (3.31)$$

$$V_1 = 3,14 \cdot 50 \cdot 540 / 60000 = 1,43 \text{ м/с}.$$

Швидкість ковзання в зачепленні:

$$V_s = V_1 / \cos \gamma, \quad (3.32)$$

де γ – ділильний кут підйому витків дорівнює

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q + 2x}. \quad (3.33)$$

$$\gamma = \arctg \frac{1}{20 + 2 \cdot 0} = 2^\circ 51' 45'';$$

$$V_s = 1,43 / \cos 2^\circ 51' 45'' = 1,432 \text{ м/с}.$$

Уточнимо допустиму напругу за формулою (3.9) залежно від V_s :

$$C_V = 1,66 \cdot 1,432^{-0,352} = 1,46$$

$$[\sigma]_H = 0,67 \cdot 1,46 \cdot 256,5 = 250,9 \text{ Н/мм}^2.$$

Окружна швидкість на колесі:

$$V_2 = \pi d_2 n_2 / 60000. \quad (3.34)$$

$$V_2 = 3,14 \cdot 150 \cdot 9 / 60000 = 0,07 \text{ м/с}.$$

Для $V_2 \leq 3 \text{ м/с}$ приймають коефіцієнт навантаження $K = 1$.

Розрахункова контактна напруга:

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{KT_2}{d_1}}. \quad (3.35)$$

Визначимо розрахункову контактну напругу:

$$\sigma_H = \frac{480}{150} \sqrt{\frac{1 \cdot 183260}{50}} = 181,6 \text{ Н/мм}^2$$

7. Коефіцієнт корисної дії передачі:

ККД черв'ячної передачі визначають за формулою:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (3.36)$$

де ρ' - Наведений кут тертя, $\rho' = 2^\circ 20'$ для олов'яної бронзи

ККД передачі дорівнює:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 2^\circ 51' 45''}{\operatorname{tg}(2^\circ 51' 45'' + 2^\circ 20')} = 0,55$$

8. Сили у зачепленні.

Окружна сила на колесі дорівнює осьовій силі на черв'яку і дорівнює:

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2. \quad (3.37)$$

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 \cdot 183260 / 150 = 2443,5 \text{ Н}$$

Окружна сила на черв'яку дорівнює осьовій силі на колесі і дорівнює:

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/(ud_1\eta). \quad (3.38)$$

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 \cdot 183260 / (60 \cdot 50 \cdot 0,55) = 222,1 \text{ Н}$$

Радіальна сила:

$$F_r = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.39)$$

де α - Кут нахилу профілю витків, $\alpha = 20^\circ$.

$$F_r = 2443,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 889,4 \text{ Н}$$

9. Перевіряє зуби колеса за напругою вигину.

Розрахункова напруга вигину:

$$\sigma_F = \frac{0,7Y_FKF_{t2}}{mb_2} \leq 1,1[\sigma]_F, \quad (3.40)$$

де Y_F - Коефіцієнт форми зуба:

$$Y_F = 1,72 - 0,0053 z_{V2}, \quad (3.41)$$

де z_{V2} – наведене число зубів колеса, що дорівнює:

$$z_{V2} = z_2 / \cos^3 \gamma. \quad (3.42)$$

$$z_{V2} = 60 / \cos^3 2^\circ 51' 45'' = 60,2 ;$$

$$Y_F = 1,72 - 0,0053 \cdot 60,2 = 1,4;$$

$$\sigma_F = \frac{0,7 \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot 2443,5}{2,5 \cdot 36} = 26,6 \text{ Н/мм}^2.$$

Умова (3.40) виконана.

10. Тепловий розрахунок.

Потужність на черв'яку, Вт:

$$P_1 = \pi n_2 T_2 / 30 \eta, \quad (3.43)$$

де T_2 – крутний момент на колесі, Нм.

$$P_1 = 3,14 \cdot 9 \cdot 183,26 / 30 \cdot 0,55 = 314 \text{ Вт.}$$

Розрахункова поверхня охолодження, мм²:

$$A = 12 a_w^{1,71}. \quad (3.44)$$

$$A = 12 \cdot 100^{1,71} = 31563 \text{ мм}^2$$

Температура нагрівання масла, °С:

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - \eta) P_1}{K_T A} + 20^\circ \leq [t]_{\text{раб}}, \quad (3.45)$$

де K_T - Коефіцієнт теплопередачі. $K_T = 12 - 18 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{С}^\circ)$;

$[t]_{\text{раб}} = 95^\circ \text{С}$ – максимально допустима температура нагрівання масла.

Розрахуємо температуру нагрівання масла:

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - 0,55) 314}{12 \cdot 0,32} + 20^\circ = 56,8^\circ \text{С}$$

Умови (3.45) дотримуються.

Розрахунок крутного моменту на вхідному валу з урахуванням ККД черв'ячної передачі.

Обертальний момент визначається за формулою:

$$T = \frac{T_2}{i \eta_n \eta_{on}}, \quad (3.46)$$

де η_n - Розрахунковий ККД черв'ячної передачі;

η_{on} - ККД пари опор обертання.

$$T = \frac{183,26}{60 \cdot 0,55 \cdot 0,99} = 5,56 \text{ Нм.}$$

3.1.3.3 Розрахунок конічної передачі

Вихідні дані для розрахунку передачі:

- передатне відношення 0,4;
- виходячи з розмірів конструкції консолі, зовнішній діаметр колеса повинен бути не більше 56 мм;
- крутний момент на вихідному валу $T = 5,56 \text{ Нм}$;
- максимальна швидкість обертання вихідного валу $n = 540 \text{ об/хв}$;
- висока плавність роботи.

1. Вибір матеріалу шестерні та колеса.

Оскільки є обмеження за величиною зовнішнього діаметра колеса, необхідно зробити розрахунок напруг, що допускаються в залежності від цієї величини і на підставі даного розрахунку обґрунтувати вибір матеріалу зубчастих коліс.

Допустиму контактну напругу розраховують:

$$[\sigma]_H = 2119,5 \sqrt{\frac{K_{H\beta} u T_2}{9_H d'_{e2}{}^3}}, \quad (3.47)$$

де $K_{H\beta}$ - Коефіцієнт концентрації навантаження;

u - Передатне відношення передачі;

T_2 - Крутний момент на колесі;

d'_{e2} - Ділильний діаметр колеса, прийmemo для попередніх розрахунків $d'_{e2} = 54$ мм.

Коефіцієнт $K_{H\beta}$ розраховують за формулою:

$$K_{H\beta} = 1 + 2\psi_d / S, \quad (3.48)$$

де S - Індекс схеми, $S = 2$;

ψ_d - Коефіцієнт ширини зуба, дорівнює:

$$\psi_d = 0,166 \sqrt{u^2 + 1} \quad (3.49)$$

$$\psi_d = 0,166 \sqrt{2,5^2 + 1} = 0,447 ;$$

$$K_{H\beta} = 1 + 2 \cdot 0,447 / 2 = 0,947 ;$$

$$[\sigma]_H = 2119,5 \sqrt{\frac{0,947 \cdot 2,5 \cdot 5560}{1,3 \cdot 54^3}} = 537,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Величина розрахункової контактної напруги порівняно низька, тому приймається для колеса сталь 45, для шестерні - сталь 45, твердість 235-262 НВ, термообробка - покращення, загартування. Перевірочний розрахунок.

Допустима контактна напруга:

$$[\sigma]_H = K_{HL} [\sigma]_{H0}, \quad (3.50)$$

де K_{HL} - Коефіцієнт довговічності при розрахунку по контактним напругам;

$[\sigma]_{H0}$ - Розрахункова контактна напруга. Для сталі 45 при термообробці покращення значення $[\sigma]_{H0}$ визначають за формулою:

$$[\sigma]_{H0} = 1,8HB_{cp} + 67. \quad (3.51)$$

$$HB_{cp} = 0,5(235 + 262) = 248,5;$$

$$[\sigma]_{H0} = 1,8 \cdot 248,5 + 67 = 514,3 \text{ Н/мм}^2.$$

Коефіцієнт K_{HL} розраховують:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N}}, \quad (3.52)$$

де N_{H0} - Базова кількість циклів напруг;

N – дійсне число циклів напруги, що дорівнює для колеса:

$$N_2 = 60n_2L_h, \quad (3.53)$$

і для шестерні:

$$N_1 = N_2u. \quad (3.54)$$

Розрахуємо числа циклів для колеса та шестерні:

$$N_2 = 60 \cdot 540 \cdot 50000 = 1,62 \cdot 10^9;$$

$$N_1 = 1,62 \cdot 10^9 \cdot 2,5 = 4,05 \cdot 10^9.$$

Визначимо базове число циклів напруг за формулою:

$$N_{H0} = HB_{cp}^3. \quad (3.55)$$

$$N_{H0} = 248,5^3 = 1,5 \cdot 10^7.$$

Так як N_1 і N_2 перевищують N_{H0} , приймаємо $K_{HL} = 1$.

Допустима контактна напруга дорівнює для колеса та шестерні відповідно:

$$[\sigma]_{H1} = 1 \cdot 514,3 = 514,3 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma]_{H2} = 1 \cdot 514,3 = 514,3 \text{ Н/мм}^2.$$

Допустима напруга вигину:

$$[\sigma]_F = K_{FL} [\sigma]_{F0}, \quad (3.56)$$

де K_{FL} - Коефіцієнт довговічності при розрахунку на вигин;

$[\sigma]_{F0}$ - Розрахункова напруга вигину. Для сталі 45 при термообробці покращення значення $[\sigma]_{F0}$ визначають за формулою:

$$[\sigma]_{F0} = 1,03 HB_{cp}. \quad (3.57)$$

$$[\sigma]_{F0} = 1,03 \cdot 248,5 = 256 \text{ Н/мм}^2.$$

Коефіцієнт K_{FL} розраховують:

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N}}. \quad (3.58)$$

Так як N_1 і N_2 перевищують $4 \cdot 10^6$, приймаємо $K_{FL} = 1$.

Допустима контактна напруга дорівнює для колеса та шестерні відповідно:

$$[\sigma]_{F1} = 1 \cdot 256 = 256 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma]_{F1} = 1 \cdot 256 = 256 \text{ Н/мм}^2;$$

2. Діаметр зовнішнього ділового кола колеса.

Діаметр зовнішнього ділового кола колеса:

$$d'_{e2} = 165 \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} u T_2}{\vartheta_H [\sigma]^2_H}}. \quad (3.59)$$

Коефіцієнт $K_{H\beta}$ розраховується за формулою (3.47), коефіцієнт $\vartheta_H = 1,85$.

Розрахуємо діаметр зовнішнього ділового кола колеса:

$$d'_{e2} = 165 \sqrt[3]{\frac{0,947 \cdot 2,5 \cdot 5560}{1,85 \cdot 514,3^2}} = 49,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо для подальших розрахунків $d'_{e2} = 54 \text{ мм}$.

3. Кути ділильних конусів, конусна відстань та ширина коліс.

Кути ділильних конусів колеса та шестерні:

$$\delta_2 = \arctg u; \quad (3.60)$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2. \quad (3.61)$$

$$\delta_2 = \arctg 2,5 = 68^\circ 11' 55'';$$

$$\delta_1 = 90^\circ - 68^\circ 11' 55'' = 21^\circ 48' 05''.$$

Конусна відстань розраховують, мм:

$$R_e = d'_{e2} / (2 \sin \delta_2). \quad (3.62)$$

$$R_e = 54 / (2 \sin 68^\circ 11' 55'') = 29,0799 \text{ мм.}$$

Ширина коліс дорівнює:

$$b = 0,285 R_e. \quad (3.63)$$

$$b = 0,285 \cdot 29,0799 = 8,2878 \text{ мм.}$$

4. Модуль передачі.

Зовнішній окружний модуль передачі:

$$m_{te} = \frac{14 K_{F\beta} T_2}{g_F d'_{e2} b [\sigma]_F}, \quad (3.64)$$

де $K_{F\beta}$ - Коефіцієнт концентрації навантаження;

g_F - Коефіцієнт, рівний для коліс з круговим зубом $g_F = 1$.

Коефіцієнт концентрації навантаження розраховують за такою формулою:

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 \psi_d / S. \quad (3.65)$$

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 \cdot 0,447 / 2 = 1,3.$$

Розрахуємо модуль передачі:

$$m_{te} = \frac{14 \cdot 1,3 \cdot 5560}{1 \cdot 54 \cdot 8,2878 \cdot 256} = 1,085 \text{ мм.}$$

5. Числа зубів коліс:

Число зубів колеса:

$$z_2 = d'_{e2} / m_{te}. \quad (3.66)$$

$$z_2 = 54 / 1,085 = 49,77.$$

Приймаємо $z_2 = 50$.

Число зубів шестерні:

$$z_1 = z_2 / u. \quad (3.67)$$

$$z_1 = 50 / 2,5 = 20.$$

6. Фактичне передатне ставлення.

Визначимо фактичне передатне відношення:

$$u_\phi = z_2 / z_1. \quad (3.68)$$

$$u_\phi = 50 / 20 = 2,5.$$

7. Остаточні розміри коліс.

Кути ділительних конусів колеса та шестерні:

$$\delta_2 = \arctg u; \quad (3.69)$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2. \quad (3.70)$$

$$\delta_2 = \arctg 2,5 = 68^\circ 11' 55'';$$

$$\delta_1 = 90^\circ - 68^\circ 11' 55'' = 21^\circ 48' 05''.$$

Ділильні діаметри коліс:

$$d_{e1} = m_{te} z_1; \quad (3.71)$$

$$d_{e2} = m_{te} z_2. \quad (3.72)$$

$$d_{e1} = 1,085 \cdot 20 = 21,7 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = 1,085 \cdot 50 = 54,25 \text{ мм}.$$

Коефіцієнти усунення:

$$x_{n1} = 1,75 u^{0,4} z_1^{-0,67}; \quad (3.73)$$

$$x_{n2} = -x_{n1}. \quad (3.74)$$

$$x_{n1} = 1,75 \cdot 2,5^{0,4} \cdot 20^{-0,67} = 0,34 \text{ мм};$$

$$x_{n2} = -0,34 \text{ мм}.$$

Зовнішні діаметри коліс:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 1,64(1 + x_{n1})m_{te} \cos \delta_1; \quad (3.75)$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 1,64(1 + x_{n2})m_{te} \cos \delta_2. \quad (3.76)$$

$$d_{ae1} = 21,7 + 1,64(1 + 0,34)1,085 \cdot \cos 21^\circ 48' 05'' = 23,9139 \text{ мм};$$

$$d_{ae1} = 54,25 + 1,64(1 - 0,34)1,085 \cdot \cos 68^\circ 11' 55'' = 54,6861 \text{ мм};$$

8. Сили у зачепленні.

Окружна сила на середньому діаметрі колеса, Н:

$$F_t = 2T_2 / d_{m2}, \quad (3.77)$$

де d_{m2} - Середній діаметр колеса, дорівнює, мм:

$$d_{m2} = 0,857 d_{e2}. \quad (3.78)$$

$$d_{m2} = 0,857 \cdot 54,25 = 46,49 \text{ мм};$$

$$F_t = 2 \cdot 5560 / 46,49 = 239,2 \text{ Н}.$$

Осьова сила на шестірні:

$$F_{a1} = \gamma_a F_t, \quad (3.79)$$

де γ_a - Коефіцієнт, який дорівнює:

$$\gamma_a = 0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1. \quad (3.80)$$

$$\gamma_a = 0,44 \sin 21^\circ 48' 05'' + 0,7 \cos 21^\circ 48' 05'' = 0,813 ;$$

$$F_{a1} = 0,813 \cdot 239,2 = 194,5 \text{ Н}$$

Радіальна сила на шестірні:

$$F_{r1} = \gamma_r F_t, \quad (3.81)$$

де γ_r - Коефіцієнт, який дорівнює:

$$\gamma_r = 0,44 \cos \delta_1 + 0,7 \sin \delta_1. \quad (3.82)$$

$$\gamma_a = 0,44 \cos 21^\circ 48' 05'' + 0,7 \sin 21^\circ 48' 05'' = 0,149 ;$$

$$F_{r1} = 0,149 \cdot 239,2 = 35,6 \text{ Н}$$

Осьова сила на колесі:

$$F_{a2} = F_{r1}. \quad (3.83)$$

Радіальна сила на шестірні:

$$F_{r2} = F_{a1}. \quad (3.84)$$

$$F_{a2} = 35,6 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = 194,5 \text{ Н}.$$

9. Перевірка зубів коліс за напругою вигину.

Напруги вигину в зубах колеса:

$$\sigma_{F2} = \frac{K_{F\beta} K_{FV} Y_{F2} F_t}{b m_{te} \sigma_F}, \quad (3.85)$$

де K_{FV} - Коефіцієнт, для коліс з круговим зубом при твердості зубів ≤ 350

НВ $K_{FV} = 1,2$;

Y_{F2} - Коефіцієнт, що залежить від еквівалентного числа зубів Z_{V2} .

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta_m \cos \delta_2}, \quad (3.86)$$

де β_m - Кут, рівний для коліс з круговим зубом $\beta_m = 35^\circ$.

$$Z_{V2} = \frac{50}{\cos^3 35^\circ \cos 68^\circ 11'55''} = 244,9;$$

$$Y_{F2} = 3,78;$$

$$\sigma_{F2} = \frac{0,835 \cdot 1,2 \cdot 3,78 \cdot 239,2}{8,2878 \cdot 1,085 \cdot 1,0} = 100,8 \text{ Н/мм}^2.$$

Напруги вигину в зубах шестеоні:

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} Y_{F1}}{Y_{F2}}, \quad (3.87)$$

де Y_{F1} - Коефіцієнт, що залежить від еквівалентного числа зубів Z_{V1} .

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta_m \cos \delta_1}. \quad (3.88)$$

$$Z_{V1} = \frac{20}{\cos^3 35^\circ \cos 21^\circ 48'05''} = 39,2;$$

$$Y_{F1} = 3,68;$$

$$\sigma_{F2} = \frac{100,8 \cdot 3,68}{3,68} = 98,1 \text{ Н/мм}^2.$$

Розрахункові напруги вигину повинні бути $\sigma_F \leq 1,1[\sigma]_F$.

$$\sigma_{F2} = 98,1 \text{ Н/мм}^2 < 1,1[\sigma]_{F2} = 281,6 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{F1} = 100,8 \text{ Н/мм}^2 < 1,1[\sigma]_{F1} = 281,6 \text{ Н/мм}^2.$$

10. Перевірка зубів коліс за контактною напругою.

Розрахункова контактна напруга:

$$\sigma_H = 2,12 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{K_{H\beta} u T_2}{g_H d_{e2}^3}}. \quad (3.89)$$

$$\sigma_H = 2,12 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{0,947 \cdot 2,5 \cdot 5560}{1,3 \cdot 54,25^3}} = 533,9 \text{ Н/мм}^2.$$

Розрахункова контактна напруга має бути в інтервалі $\sigma_H = (0,9 - 1,1)[\sigma]_H$.

$$0,9[\sigma]_H = 0,9 \cdot 514,3 = 462,9 \text{ Н/мм}^2;$$

$$1,1[\sigma]_H = 1,1 \cdot 514,3 = 565,7 \text{ Н/мм}^2.$$

Розрахункова контактна напруга σ_H задовольняє цю умову.

Розрахунок крутного моменту на вхідному валу конічної зубчастої передачі.

Обертальний момент визначається за формулою:

$$T = \frac{T_2}{u \eta_n \eta_{on}}, \quad (3.90)$$

де η_n - ККД конічної зубчастої передачі;

η_{on} - ККД пари опор обертання.

$$T = \frac{5,56}{2,5 \cdot 0,95 \cdot 0,99} = 2,36 \text{ Нм.}$$

3.1.3.4 Розрахунок валів

Для подальшої розробки конструкції поворотного пристрою потрібно визначити діаметри валів. Вони залежить від крутних моментів на валах і характеристик матеріалу валів і визначаються за формулою:

$$d = C\sqrt[3]{T}, \quad (3.91)$$

де T – крутний момент на валу;

C - Коефіцієнт, що враховує механічні характеристики матеріалу валів; $C = (6 - 8)$.

Найменші значення C для матеріалів валів з високим значенням напруги, великі – для матеріалів з низьким.

Для забезпечення більшого запасу міцності валів приймемо $C = 8$ для розрахунку всіх валів.

Діаметр швидкохідного валу:

$$d_{\sigma} = 8\sqrt[3]{2,36} = 10,7 \text{ мм.}$$

Діаметр проміжного валу:

$$d_n = 8\sqrt[3]{5,56} = 14,2 \text{ мм.}$$

Діаметр тихохідного валу:

$$d_m = 8\sqrt[3]{183,26} = 45,4 \text{ мм.}$$

При конструюванні валів необхідно дотримуватися наступної умови: на ділянках валів, що перевертають момент, не допускається зменшення розрахункового діаметра, так як це призводить до зниження його міцності.

Зниження діаметра валу нижче розрахункового допускається на ділянках, що не передають крутний момент.

Розрахунок реакцій в опорах валів

Тихохідний вал

Тихохідний вал встановлений на роликових радіально-упорних підшипниках, схема установки – в розтяжку. Така схема установки підшипників обрана підвищення точності вузла і зниження реакцій в опорах валу. Визначимо відстань між точками докладання радіальних реакцій за такої схеми установки (рис. 3.7).

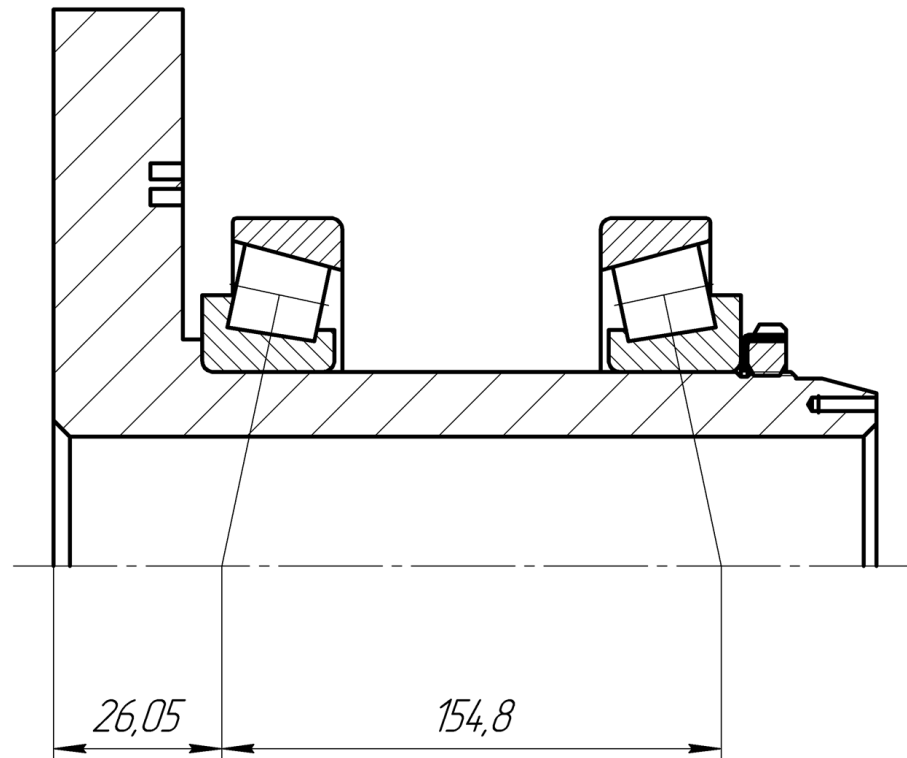


Рисунок 3.7 – Схема встановлення підшипників на тихохідному валу

На тихохідний вал діють: сила різання, сила тяжіння фрезерної головки, сили в черв'ячному зачепленні та реакції опор. Схема навантаження тихохідного валу зображено рисунку 3.8.

Лінійні розміри рівні:

$$a = 96,9 \text{ мм},$$

$$b = 290,4 \text{ мм},$$

$$c = 154,8 \text{ мм},$$

$$d = 56,1 \text{ мм},$$

$$e = 340 \text{ мм},$$

$$f = 54,7 \text{ мм},$$

$$g = 75 \text{ мм}.$$

Величини прикладених до валу сил становлять:

$$P_X = 105,6 \text{ Н},$$

$$P_R = 307,9 \text{ Н},$$

$$P_M = 1437,1 \text{ Н},$$

$$F_R = 889,4 \text{ Н},$$

$$F_a = 222,1 \text{ Н},$$

$$F_{t2} = 2443,5 \text{ Н}.$$

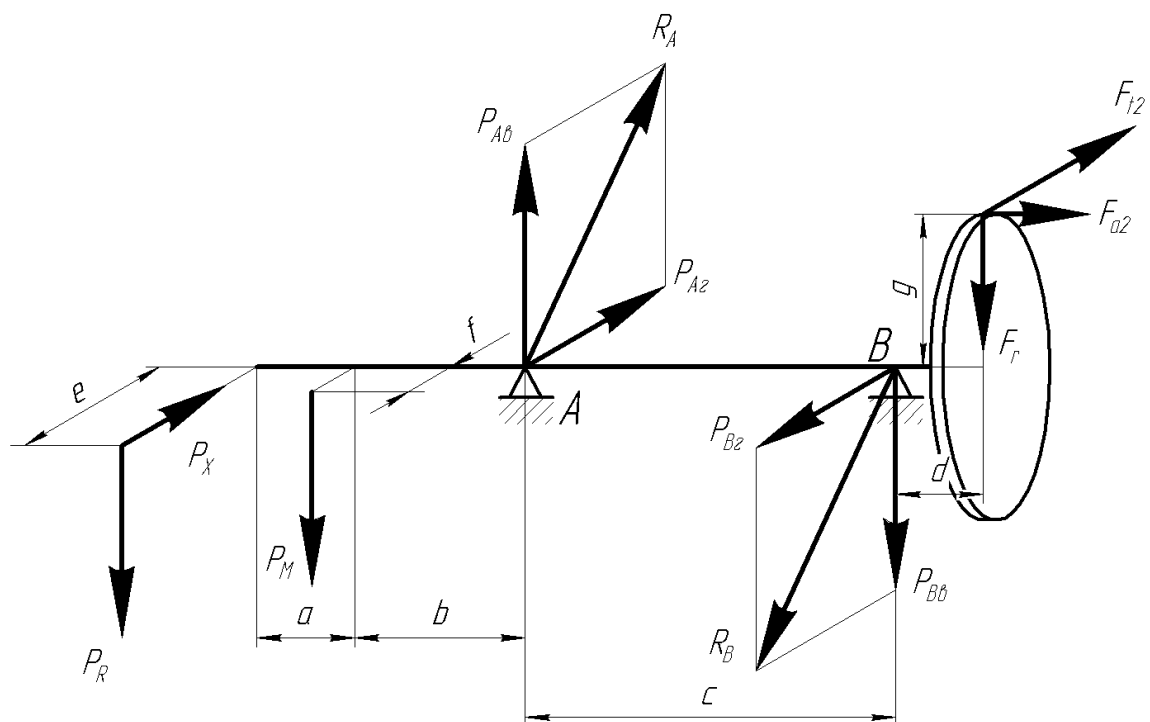


Рисунок 3.8 – Схема навантаження тихохідного валу

Для визначення реакцій в опорах валу складемо рівняння моментів щодо опор у горизонтальній (X0Y) та вертикальній (Y0Z) площинах.

Реакції у площині X0Y.

Рівняння моментів щодо опори А.

$$\sum M_A = 0; \quad (3.91)$$

$$-P_X(a+b) - R_{Bz}c + F_{t2}(c+d) = 0;$$

$$R_{Bz} = \frac{F_{t2}(c+d) - P_X(a+b)}{c}.$$

$$R_{Bz} = \frac{2443,5(154,8 + 56,1) - 105,6(96,6 + 290,4)}{154,8} = 3065 \text{ Н.}$$

Рівняння моментів щодо опори В.

$$\sum M_B = 0; \quad (3.92)$$

$$-P_X(a+b+c) - R_{Az}c + F_{t2}d = 0;$$

$$R_{Az} = \frac{F_{t2}d - P_X(a+b+c)}{c}.$$

$$R_{Az} = \frac{2443,5 \cdot 56,1 - 105,6(96,6 + 290,4 + 154,8)}{154,8} = 515,9 \text{ Н.}$$

Перевірка:

$$\sum X = P_X + R_{Az} - R_{Bz} + F_{t2} = 0;$$

$$\sum X = 105,6 + 515,9 - 3065 + 2443,5 = 0,$$

умова виконана, реакції знайдені правильно.

Реакції у площині Y0Z.

Рівняння моментів щодо опори А.

$$\sum M_A = 0;$$

$$P_R(a+b) + P_M b - R_{B\theta} c - F_r(c+d) - F_{a2} g = 0;$$

$$R_{B\theta} = \frac{P_R(a+b) + P_M b - F_r(c+d) - F_{a2} g}{c}.$$

$$R_{B\theta} = \frac{307,9(96,6 + 290,4) + 1437,1 \cdot 290,4 - 889,4(154,8 + 56,1) - 222,1 \cdot 75}{154,8} = 2146,4 \text{ Н}$$

Рівняння моментів щодо опори В.

$$\sum M_B = 0;$$

$$P_R(a+b+c) + P_M(b+c) - R_{A\theta} c - F_r d - F_{a2} g = 0;$$

$$R_{A\theta} = \frac{P_R(a+b+c) + P_M(b+c) - F_r d - F_{a2} g}{c}.$$

$$R_{A\theta} = \frac{307,9(96,6 + 290,4 + 154,8) + 1437,1(290,4 + 154,8) - 889,4 \cdot 56,1 - 222,1 \cdot 75}{154,8} = 4780,8 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$\sum Z = P_R + P_M - R_{A\theta} + R_{B\theta} + F_r = 0;$$

$$\sum Z = 307,9 + 1437,1 - 4780,8 + 2146,4 + 899,4 = 0,$$

умова виконана, реакції знайдені правильно.

Визначимо сумарні реакції опор А та В.

$$R_A = \sqrt{R_{A\theta}^2 + R_{A2}^2}. \quad (3.93)$$

$$R_A = \sqrt{4780,8^2 + 515,9^2} = 4808,6 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{R_{B\theta}^2 + R_{Bz}^2}. \quad (3.93)$$

$$R_B = \sqrt{2146,4^2 + 3065^2} = 3741,8 \text{ Н}.$$

Проміжний вал

Проміжний вал встановлений на одному кінці на пару кулькових радіально-упорних підшипників, на іншому – на «плаваючу» опору з радіальним кульковим підшипником. Опора з двох кулькових радіально-упорних підшипників у розрахунках приймається за одну, оскільки вони розташовані поруч. Схема навантаження проміжного валу зображено рисунку 3.9.

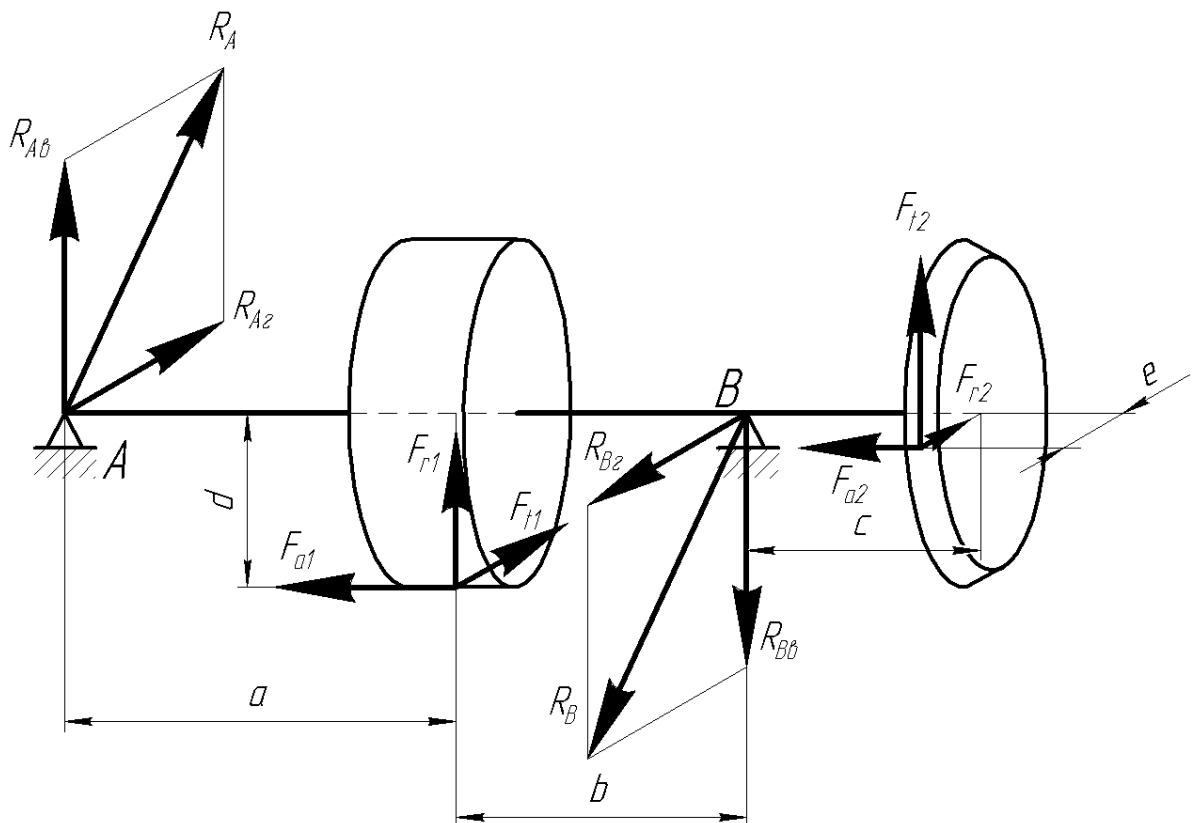


Рисунок 3.9 – Схема навантаження проміжного валу

Лінійні розміри рівні:

$$a = 57,5 \text{ мм},$$

$$b = 42 \text{ мм},$$

$$c = 26,5 \text{ мм},$$

$$d = 25 \text{ мм},$$

$$e = 23,5 \text{ мм}.$$

Величини прикладених до валу сил становлять:

$$F_{t1} = 222,1 \text{ Н},$$

$$F_{a1} = 2443,5 \text{ Н},$$

$$F_{r1} = 889,4 \text{ Н},$$

$$F_{t2} = 239,2 \text{ Н},$$

$$F_{a2} = 35,6 \text{ Н},$$

$$F_{r2} = 194,5 \text{ Н}.$$

Для визначення реакцій в опорах валу складемо рівняння моментів щодо опор у горизонтальній (X0Y) та вертикальній (X0Z) площинах.

Реакції у площині X0Y.

Рівняння моментів щодо опори А:

$$\sum M_A = 0;$$

$$F_{t1}a - R_{Bz}(a + b) + F_{r2}(a + b + c) - F_{a2}e = 0;$$

$$R_{Bz} = \frac{F_{t1}a + F_{r2}(a + b + c) - F_{a2}e}{a + b}.$$

$$R_{Bz} = \frac{222,1 \cdot 57,5 + 239,2(57,5 + 42 + 26,5) - 35,6 \cdot 23,5}{57,5 + 42} = 422,8 \text{ Н}.$$

Рівняння моментів щодо опори В:

$$\sum M_B = 0;$$

$$-R_{A_z}(a+b) - F_{t1}b + F_{r2}c - F_{a2}e = 0;$$

$$R_{A_z} = \frac{F_{r2}c - F_{t1}b - F_{a2}e}{a+b}.$$

$$R_{A_z} = \frac{889,4 \cdot 26,5 - 222,1 \cdot 42 - 35,6 \cdot 23,5}{57,5 + 42} = 134,7 \text{ Н.}$$

Реакції у площині X0Z.

Рівняння моментів щодо опори А:

$$\sum M_A = 0;$$

$$F_{r1}a - F_{a1}d - R_{B\theta}(a+b) + F_{t2}(a+b+c) = 0;$$

$$R_{B\theta} = \frac{F_{r1}a - F_{a1}d + F_{t2}(a+b+c)}{a+b}.$$

$$R_{B\theta} = \frac{889,4 \cdot 57,5 - 2443,5 \cdot 25 + 239,2(57,5 + 42 + 26,5)}{57,5 + 42} = 202,9 \text{ Н.}$$

Рівняння моментів щодо опори В:

$$\sum M_B = 0;$$

$$-R_{A\theta}(a+b) - F_{r1}b - F_{a1}d + F_{t2}c = 0;$$

$$R_{A\theta} = \frac{F_{t2}c - F_{r1}b - F_{a1}d}{a+b}.$$

$$R_{A\theta} = \frac{239,2 \cdot 26,5 - 889,4 \cdot 42 - 2443,5 \cdot 25}{57,5 + 42} = -925,7 \text{ Н.}$$

Визначимо сумарні реакції опор А та В.

$$R_A = \sqrt{R_{A\theta}^2 + R_{A\varphi}^2}.$$

$$R_A = \sqrt{(-925,7)^2 + 134,7^2} = 935,4 \text{ Н.}$$

$$R_B = \sqrt{R_{B\theta}^2 + R_{B\varphi}^2}.$$

$$R_B = \sqrt{202,9^2 + 422,8^2} = 469 \text{ Н.}$$

Швидкохідний вал

Швидкохідний вал встановлений консольно на кулькових радіально-упорних підшипниках. Схема навантаження проміжного валу зображено рисунку 3.10.

Лінійні розміри рівні:

$$a = 14,5 \text{ мм,}$$

$$b = 28 \text{ мм,}$$

$$c = 9,4 \text{ мм.}$$

Величини прикладених до валу сил становлять:

$$F_{t1} = 239,2 \text{ Н,}$$

$$F_{a1} = 35,6 \text{ Н,}$$

$$F_{r1} = 194,5 \text{ Н.}$$

Для визначення реакцій в опорах валу складемо рівняння моментів щодо опор у горизонтальній (X0Y) та вертикальній (Y0Z) площинах.

Реакції у площині X0Y.

Рівняння моментів щодо опори А:

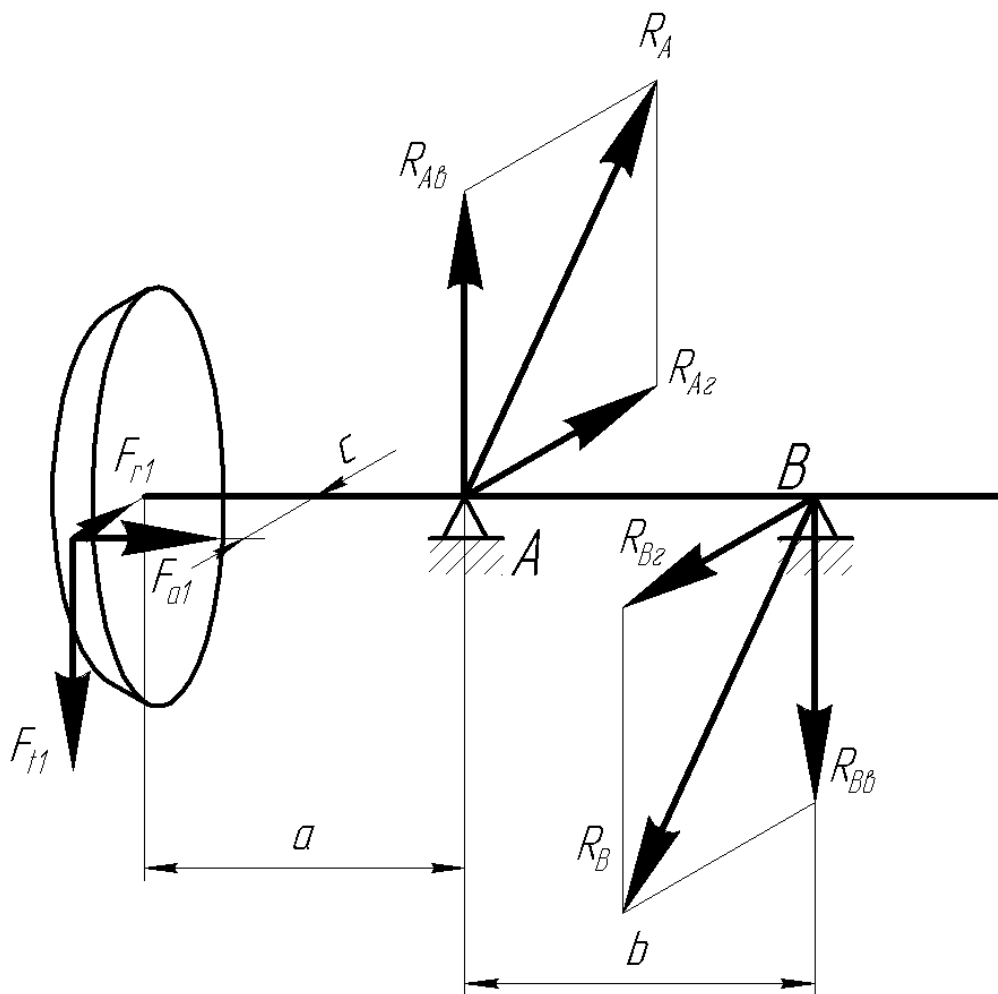


Рисунок 3.10 – Схема навантаження швидкохідного валу

$$\sum M_A = 0;$$

$$-F_{r1}a + F_{a1}c - R_{B2} = 0;$$

$$R_{B2} = \frac{F_{a1}c - F_{r1}a}{b}.$$

$$R_{B2} = \frac{35,6 \cdot 9,4 - 194,5 \cdot 14,5}{28} = -88,8 \text{ Н.}$$

Рівняння моментів щодо опори В:

$$\sum M_B = 0;$$

$$-F_{r1}(a+b) + F_{a1}c - R_{A2}b = 0;$$

$$R_{A2} = \frac{F_{a1}c - F_{r1}(a+b)}{b}.$$

$$R_{A2} = \frac{35,6 \cdot 9,4 - 194,5 \cdot (14,5 + 28)}{28} = -283,3 \text{ Н.}$$

Реакції у площині X0Z.

Рівняння моментів щодо опори А:

$$\sum M_A = 0;$$

$$F_{t1}a - R_{B6}b = 0;$$

$$R_{B6} = \frac{F_{t1}a}{b}.$$

$$R_{B6} = \frac{239,2 \cdot 14,5}{28} = 123,9 \text{ Н.}$$

Рівняння моментів щодо опори В:

$$\sum M_B = 0;$$

$$F_{t1}(a+b) - R_{A6}b = 0;$$

$$R_{A6} = \frac{F_{t1}(a+b)}{b}.$$

$$R_{A6} = \frac{239,2 \cdot (14,5 + 28)}{28} = 363,1 \text{ Н.}$$

Визначимо сумарні реакції опор А та В.

$$R_A = \sqrt{R_{A\delta}^2 + R_{A\varepsilon}^2}.$$

$$R_A = \sqrt{363,1^2 + (-283,3)^2} = 460,5 \text{ Н.}$$

$$R_B = \sqrt{R_{B\delta}^2 + R_{B\varepsilon}^2}.$$

$$R_B = \sqrt{123,9^2 + (-88,8)^2} = 152,4 \text{ Н.}$$

3.1.3.5 Вибір муфти для з'єднання вхідного валу з валом електродвигуна

Для компенсації похибок виготовлення валів і складання вузла необхідно застосувати муфту для передачі моменту з валу електродвигуна на вал поворотного пристрою. Оскільки до вузла висуваються високі вимоги щодо точності, похибка виготовлення валів і складання вузла невелика. Отже, немає необхідності застосовувати муфту з великою здатністю, що компенсує, яка також здатна знизити точність обертальних переміщень вузла.

Застосуємо пружну муфту із зірочкою, яка має просту конструкцію, малі габарити та забезпечує компенсацію не співвісності валів.

Муфти такого типу вибирають за розрахунковим моментом, що передається з валу на вал, а також граничною частотою обертання. Переданий момент дорівнює $T = 2,36 \text{ Нм}$, а максимальна частота обертання валів дорівнює $n = 1350 \text{ об/хв}$. Вибираємо муфту з номінальним крутним моментом $M_{кр} = 2,5 \text{ Нм}$. Обмеження за частотою обертання складає $n_{np} = 5500 \text{ об/хв}$.

ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз службового призначення корпусних деталей та їх конструктивні види. Проаналізовані технічні вимоги до корпусних деталей та методи обробки зовнішніх площин корпусних деталей. Також розглянута обробка корпусних деталей на верстатах з ЧПК.
2. Було обрано прототип верстату для модернізації та проведено опис його конструкції, його призначення та застосування.
3. Обґрунтовано необхідність розробки поворотного пристрою для забезпечення 4-х осьової обробки.
4. Для розширення технологічних можливостей верстата спроектовано поворотний пристрій верстата, який обертає фрезерну головку для забезпечення 4-х осьової обробки . Пристрій забезпечує оберт за віссю В.
5. Також були проведені розрахунки

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ