

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до магістерської роботи: 66 с., 4 табл., 17 рис., 1 кресл., 8 дод., 17 джерел.

ОБРОБНИЙ ЦЕНТР, ДИНАМІЧНЕ НАВАНТАЖЕННЯ, СТАТИЧНЕ НАВАНТАЖЕННЯ, КУЛЬКО-ГВИНТОВА ПАРА, ГВИНТ-ГАЙКА КОВЗАННЯ, РОЛИКО-ГВИНТОВА ПАРА, ЛІНІЙНИЙ ЕЛЕКТРОДВИГУН, ЗУБЧАСТО-РЕЙКОВА ПЕРЕДАЧА, ФІКСУЮЧА ОПОРА, ПЛАВАЮЧА ОПОРА, КРОК РІЗЬБИ, ЧАСТОТА ОБЕРТАННЯ, ДІАМЕТР ЗАПАДИНИ ГВИНТА, ДОВГОВІЧНІСТЬ ПЕРЕДАЧІ, ЧПК, ТАНГЕНЦІАЛЬНА СИЛА, КРУТНИЙ МОМЕНТ, ПОПЕРЕДНІЙ НАТЯГ, ІНЕРЦІЙНИЙ МОМЕНТ, УПОРНО-РАДІАЛЬНИЙ ПІДШИПНИК, РЕЖИМ РІЗАННЯ.

Об'єкт розробки: пристрій лінійних переміщень багатоцільового верстата з ЧПК.

Мета роботи: визначення типу й геометричних параметрів приводу лінійних переміщень робочого органу верстата з ЧПК, розрахунок навантажень на нього та його довговічності; розробка методу встановлення приводу на верстаті.

Методи дослідження: моделювання; аналіз; порівняння; метод візуалізації даних.

Під час виконання дипломного проекту було виконано:

- визначення навантажень, що діють на тяговий пристрій;
- аналіз тягових пристроїв для лінійних переміщень виконавчих органів верстатів;
- розрахунок геометричних параметрів елементів тягового пристрою;
- розрахунок експлуатаційних параметрів тягового пристрою.
- розробка конструкції приводу за координатною віссю.

ABSTRACT

Master's thesis's explanatory note: 66 pages, 4 tables, 17 figures, 1 drawing, 8 additions, 17 sources.

MACHINING CENTER, DYNAMIC LOADING, STATIC LOADING, BALL SCREW, LEAD SCREW, ROLLER SCREW, LINEAR MOTOR, RACK AND PINION GEAR, FIXATING SUPPORT UNIT, FLOATING SUPPORT UNIT, THREAD PITCH, ROTATION FREQUENCY, SCREW INNER DIAMETER, DRIVE DURABILITY, CNC, TANGENTIAL FORCE, TORQUE, PRELOAD, MOMENT OF INERTIA, ANGULAR CONTACT THRUST BEARING, CUTTING MODE.

Designing object: linear motion drive for the working part of CNC machine.

Project goal: determination of the type and geometric parameters of CNC machine's linear motion drive, calculation of loads applied to it and calculation of its durability, development of the drive installation method on the CNC machine.

Research methods: modeling; analysis; comparison; data visualization method.

During the class project the following was carried out:

- analysis of traction devices used to ensure linear movements of CNC machines' working parts;
- calculation of geometric parameters of traction device parts;
- calculation of traction device's operating parameters;
- drive design development for a coordinate axis.

ЗМІСТ

Реферат	4
Вступ.....	8
1 Аналіз тягових пристроїв для лінійних переміщень виконавчих органів верстатів.....	9
1.1 Передача гвинт-гайка ковзання	9
1.2 Кулько-гвинтова передача.	12
1.3 Планетарна ролико-гвинтова передача	15
1.4 Зубчасто-рейкова передача	17
1.5 Лінійний електродвигун.....	19
2 Технічні характеристики верстата. Режими різання	21
2.1 Умови роботи пристрою переміщення рухомого вузла та вихідні дані	21
2.2 Розрахунок режимів різання для обробки деталей на верстаті.....	22
2.2.1 Визначення частот обертання шпинделя.....	23
2.2.2 Розрахунок швидкостей подач столу.....	23
2.2.3 Визначення потужності різання	24
2.2.4 Визначення окружної сили різання.....	24
3 Розрахунок навантажень, що діють на тяговий пристрій	27
3.1 Розрахунок геометричних параметрів елементів тягового пристрою ...	27
3.2 Розрахунок експлуатаційних параметрів тягового пристрою: силових, швидкісних, параметрів надійності тощо	31
3.2.1 Статичне навантаження, що здатна витримати обрана КГП.....	32
3.2.2 Максимально можлива частота обертання гвинта	34
3.2.3 Динамічне навантаження на кулькогвинтову пару	36
3.2.4 Розрахунок середнього осьового навантаження на КГП при роботі обробного центра	39
3.2.5 Розрахунок довговічності кулько-гвинтової передачі при роботі обробного центру	43

3.2.6 Розрахунок найбільшого крутного моменту на валу сервомотора	46
3.2.7 Визначення точності позиціонування передачі.....	48
4 Розробка конструкції приводу за координатною віссю за результатами аналізу і розрахунків	53
Перелік використаних джерел	57
Додаток А Схематичне зображення передачі гвинт-гайка ковзання	59
Додаток Б Схематичне зображення планетарної роликотвинтової передачі .	60
Додаток В Схематичне зображення зубчасто-рейкової передачі.....	61
Додаток Г Схематичне зображення плоского лінійного електродвигуна.....	62
Додаток Д Схематичне зображення кулькового гвинта	63
Додаток Е Схематичне зображення корпусу фіксуючої опори гвинта	64
Додаток Ж Схематичне зображення корпусу плаваючої опори гвинта	65
Додаток И Схематичне зображення кронштейна кулькової гайки	66

ВСТУП

При виборі механізму лінійного переміщення дуже легко заплутатися та прийняти невірне рішення, в результаті якого параметри передачі не задовільнятимуть потребам клієнта. Як це можливо? Виробник вичавлює всі соки з конструкцій, яким би, здавалось, вже давно пора на спокій, і в якійсь мірі робить їх конкурентоспроможними порівняно з новими рішеннями. Інформація з реклами також не додає впевненості, адже кожен каже, що його продукт швидший, точніший та довговічніший за інші.

У цій роботі я спробую з безлічі інформації вицідити сухі факти та обґрунтувати вибір типу механізму переміщення виконавчого органу верстата, дотримуючись принципів економічності, надійності, швидкості та точності.

Для забезпечення пересування виконавчого органу верстата необхідно визначити, які вимоги пред'являють до механізму його переміщення. Ці вимоги залежать від області використання верстата.

Кожен тип механізму лінійних переміщень має свої сильні та слабкі сторони, тому проектування починається з вибору такого пристрою, що може забезпечити необхідну швидкість та точність переміщення робочого органу при виконанні визначених операцій.

Далі необхідно розрахувати геометричні параметри пристрою, за яких можливе узгодження навантажень, що додаються, та швидкості переміщення виконавчого органу, а також частоти обертання елементів механізму, якщо він має такі елементи.

За допомогою математичної моделі можна симулювати роботу пристрою, визначивши при цьому навантаження, що діють на систему, та періодичність цих навантажень і розрахувати довговічність роботи механізму.

1 АНАЛІЗ ТЯГОВИХ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ЛІНІЙНИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ ВИКОНАВЧИХ ОРГАНІВ ВЕРСТАТІВ

Розглянемо наступні типи механізмів переміщення виконавчих органів (столів, супортів тощо):

- гвинтові передачі: гвинт-гайка ковзання; кулько-гвинтова пара; планетарна ролико-гвинтова передача;
- зубчасто-рейкова передача;
- плоский лінійний електродвигун.

1.1 Передача гвинт-гайка ковзання

Гвинтова передача ковзання (додаток А) складається з ходового гвинта з різьбленням трапецеїдального профілю та відповідної гайки (рис. 1.1).

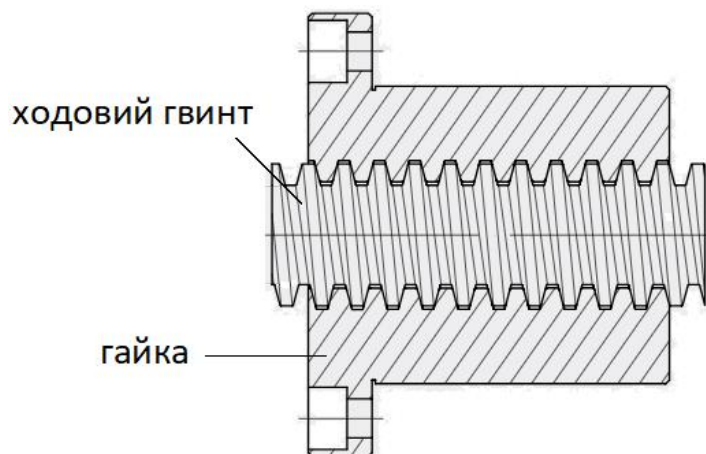


Рисунок 1.1 – Пара гвинт-гайка ковзання

Кінці гвинта встановлюються на підшипникових опорах, гайка з'єднується з рухомими каретками лінійних напрямних. Коли гвинт

обертається електричним або ручним приводом, гайка лінійно переміщається по ньому і виконавчий орган починає рухатися.

Гвинт ковзання виготовляється з твердої вуглецевої сталі, наприклад сталь 45. Гайку ковзання роблять з м'якого матеріалу (бронза, латунь, м'яка сталь, поліамід і т.д.), тому вона зношується швидше, і її можна замінити окремо від гвинта [1].

Стандартним є праве однозахідне трапецеїдальне різьблення, також існують ліве і многозахідне різьблення. Розміри стандартних трапецеїдальних гвинтів становлять від 10x2мм (діаметр гвинта та крок різьблення) до 120x16мм і 140x14мм. Осьова вантажопідйомність – 1200кН і вище, але різко падає з ростом довжини гвинта. Довжина цілого гвинта до 12м, гвинта, що стикається – до 20м.

Існує два типи трапецеїдальної різьби: стандарта АСМЕ і метрична. Перша має кут профілю 29° , у другій кут 30° .

Клас точності шліфованих гвинтів – С3-С5, нарізних – С7, катаних – С8.

Люфт передачі вибирається декількома способами:

- не вибирається, якщо рух при різанні іде постійно в одному напрямку;
- гайка має щільну посадку. Точність обробки падає зі зносом різьблення гайки;
- перекіс гайки відносно гвинта вибирає зазор але зменшує ресурс передачі через нерівномірний контакт різьблень;
- гайка розрізана вздовж. Напівгайки змикуються на гвинті не торкаючись одна одної. Використовується на універсальних токарних верстатах;
- гайка розрізана поперек корпусу. Напівгайки притягують або розпирають та фіксують після усунення люфта;
- гайка розрізається поперек, та півгайки відштовхуються пружиною одна від одної. При надмірних навантаженнях з'являється люфт, а якщо

поставити більш потужну пружину, підвищиться тертя, що приведе до скорішого зносу різьблення [2].

Переваги передачі гвинт-гайка ковзання:

- низька вартість придбання;
- самогальмуюча передача, тому добре підходить для переміщення навантаження у вертикальному напрямку;
- здатність демпфувати удари та вібрації;
- низький рівень шуму при роботі.

Недоліки передачі ковзання:

- підвищене нагрівання;
- низький ККД, близько 50% (рис. 1.2), тому потрібен більш потужний мотор;
- вартість володіння за рахунок потужного приводу, підвищеного зносу, низьких швидкостей і т.п. вище, ніж у кулько-гвинтової передачі;
- низька продуктивність – максимально досяжна швидкість невисока, йде підвищений знос і т.п.;
- точність передачі гвинт-гайка падає з часом через зношування тертьових поверхонь.

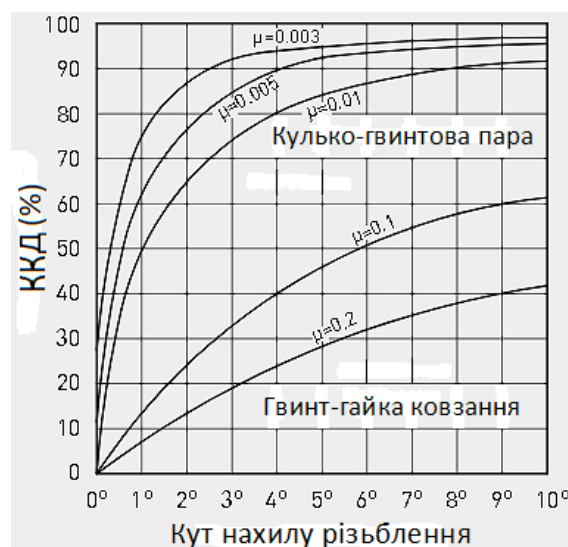


Рисунок 1.2 – Порівняння ККД гвинтових передач кочення та ковзання

Тип передачі гвинт-гайка ковзання практично не використовується в сучасних верстатах з ЧПК.

Для переміщень столу з заготовкою у горизонтальних площинах у зв'язці з сервоприводом на швидкості 40м/хв передачу гвинт-гайка ковзання використовувати проблематично. Робота за високої швидкості переміщень виконавчого органу з підвищеною силою тертя внаслідок особливості конструкції передачі швидко зношує поверхню різьблення гайки, тому використання такого типу приводу для високопродуктивної роботи недоцільне.

1.2 Кулько-гвинтова передача.

Кулько-гвинтова передача складається з гвинта, гайки та кульок. Гвинт та гайка не торкаються один одної, взаємодія між ними відбувається через кульки, що рухаються по канавках різьблення гвинта та гайки. Профіль різьблення має напівкруглу форму. Центри кульок виступають за зовнішній діаметр гвинта та внутрішній діаметр різьблення гайки (рис. 3.3).

Конструкція гайки передбачує канал повернення кульок, який поєднує крайні витки різьблення гайки (рис. 1.3). Таким чином, усі кульки задіяні однаково кількість часу та зношуються рівномірно.

Кулькогвинтові передачі можна використовувати без або з попереднім натягом. Попередній натяг необхідний для усунення мертвого ходу гвинта. Системи без натягу застосовуються у додатках, де точність не має вирішального значення. У верстатах з ЧПК для забезпечення точності обробки використовують системи з попереднім натягом.

Класи точності прецизійних КГП – від C0 (похибка 0,0035мм на 300мм ходу) до C5 (0,018мм на 300мм) [3].

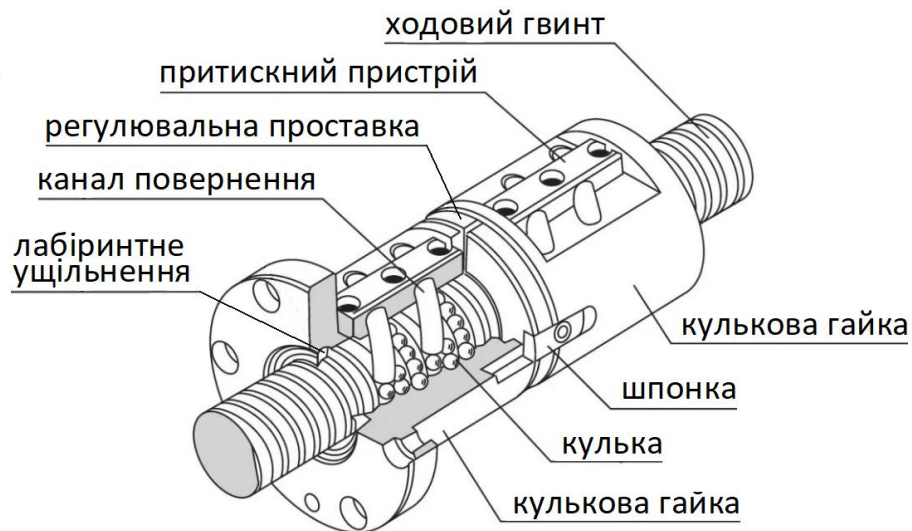


Рисунок 1.3 – Кулько-гвинтова передача

Існують одинарні (рис. 1.4) та подвійні (рис. 3.2) гайки. Попередній натяг системи з одинарною гайкою забезпечується підбором кульок оптимального розміру або конструкцією гайки з розрізом, ширина якого регулюється (рис. 1.4) [4], та становить 2-5% від максимально допустимого динамічного навантаження.

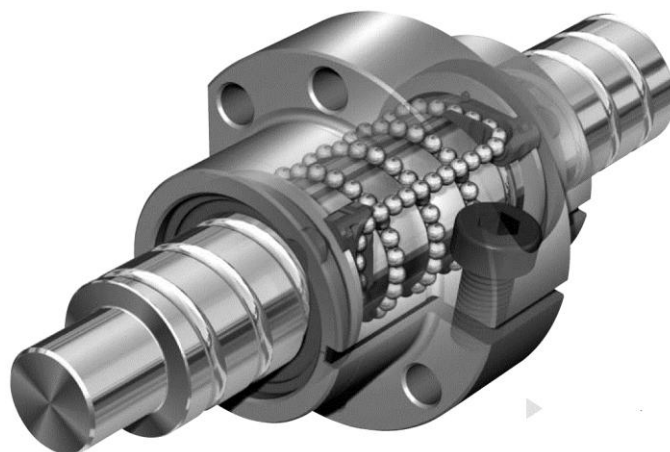


Рисунок 1.4 – Одинарна кулькова гайка

Попередній натяг у системі з подвійною гайкою здійснюється за допомогою віддалення або наближення напівгайок одна до одної за віссю переміщення [4] та становить 7-10% від допустимого динамічного

навантаження. Така система має вищу точність позиціювання, ніж система з одинарною гайкою.

КГП пов'язана з двигуном безпосередньо за допомогою муфти, ремня або зубчастої передачі.

Переваги КГП:

- великий ККД (80-95% в залежності від натягу та кроку різьблення);
- потрібен мотор меншої потужності;
- сумарна вартість володіння системою на КГП за рахунок більшої зносостійкості, надійності, високого ККД – в результаті виявляється менше, ніж на трапецеїдальних гвинтах;
- відсутній "ефект зторкування" (характерний "ривок", прослизання в момент початку руху, який властивий передачам і напрямним з тертям ковзання);
- є високопродуктивною передачею (високі швидкості та прискорення, велика кількість циклів).

Недоліки КГП:

- погано демпфує удари та вібрації;
- не є передачею, що самогальмується, тобто здатна передавати зусилля в зворотному напрямку – з гайки на вал двигуна. Як наслідок: є проблеми при користуванні КГП в вертикальних переміщеннях, потрібна противага та/або гальмо для запобігання падінню.

Використання приводів з КГП економічно виправдано і дозволяє забезпечити високу точність обробки та високу швидкість пересування виконавчого органу. Крім того, за умови переміщення стола з заготовкою за горизонтальною віссю відсутність самогальмування передачі – не критичний недолік, тому цей тип передачі задовольняє всім висунутим вимогам.

1.3 Планетарна ролико-гвинтова передача

В планетарній ролико-гвинтовій передачі (додаток Б) всередині гайки між її внутрішнім різьбленням і різьбленням гвинта по колу рівномірно розташовані різьбові ролики (рис. 1.5) [5, с. 51]. Вони утримуються на однаковій відстані один від одного кільцями, в отвори яких вставлені осі на кінцях роликів. Утримання їх всередині гайки і рівномірне кочення забезпечуються за рахунок контакту зубчастих коліс роликів і внутрішнього зачеплення гайки. При русі ролико-гвинтової передачі ролики котяться між гайкою і гвинтом, що переміщуються одне відносно одного.

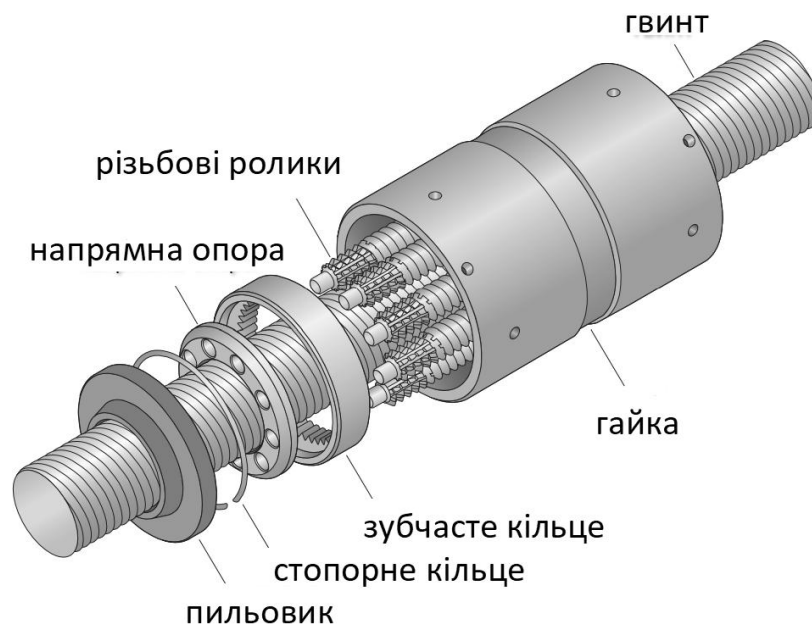


Рисунок 1.5 – Планетарна ролико-гвинтова передача

Гайка може бути циліндрична зі шпонковим пазом або фланцева.

Ролико-гвинтові передачі застосовуються в верстатах для обробки металів різанням і тиском, вимірювальних і випробувальних пристроях, промислових роботах і складальних лініях, вантажно-розвантажувальних і пакувальних машинах, медичному обладнанні і т.д.

Переваги ролико-гвинтової передачі:

- дуже висока вантажопідйомність (статичне навантаження до 1500 тонн, динамічне навантаження до 370 тонн);
- висока допустима швидкість обертання (для РВП діаметром 48 мм – 3300 хв^{-1});
- дуже високі допустимі прискорення (12000 рад/с^2);
- тривалий строк служби;
- хороша опірність агресивним середовищам (пил, пісок, лід);
- нечуттєва до ударних навантажень і вібрацій;
- висока повторюваність позиціонування (мін. крок 0,6мм).

Недоліки РГП:

- висока ціна;
- через більшу площу контакту рухомих частин гріється сильніше за КГП, що може вплинути на точність позиціонування.

Планетарна ролико-гвинтова передача має схожу з кулько-гвинтовою парою конструкцію, однак при однакових діаметрах має більшу вантажопідйомність.

ПРГП коштує в десять разів дорожче, ніж КГП. При висунутих вимогах ПРГП не може дати будь-яких явних переваг, які схилили б вибір на її користь перед КГП.

При відсутності обмежень до розмірів приводу і умов роботи установка ПРГП також не має сенсу.

Через силу тертя та тепло, які вони створюють, роликові гвинти вимагають більше змащування та обслуговування, ніж кулькові гвинти, особливо під час високошвидкісних операцій [6].

Придбання, обслуговування та ремонт кулькових гвинтових приводів значно дешевші. Компоненти легко доступні, а проста конструкція дозволяє легко їх відремонтувати. Роликові гвинти, з іншого боку, складніші та містять більше спеціалізованих частин, через що їх складніше отримати, а ремонт або заміна стають дорогими.

1.4 Зубчасто-рейкова передача

Рейкова передача (рис. 1.6) – це вид механічної передачі, що перетворює обертальний рух шестерні в поступальний рух рейки.

Схематичне зображення зубчасто-рейкової передачі представлено в додатку В.

Є два варіанти зубчасто-рейкової передачі:

- зубчасте колесо обертається на осі, переміщуючи зубчасту рейку;
- зубчаста рейка закріплюється нерухомо на площині, а вісь шестерні здійснює рухи паралельно площині рейки.

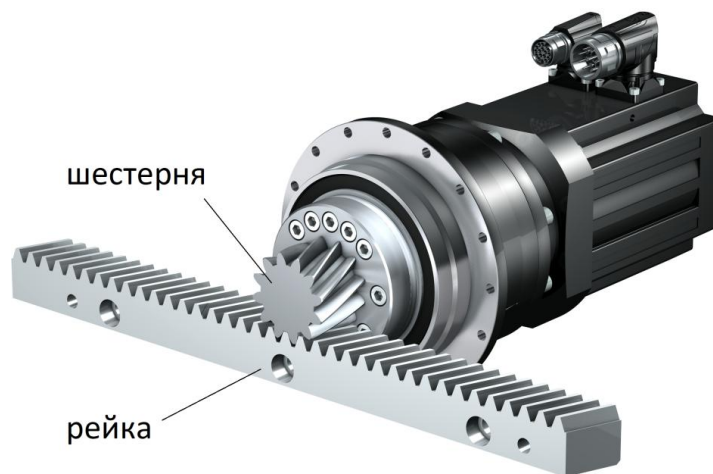


Рисунок 1.6 – Зубчасто-рейкова передача

ККД рейкової передачі, в залежності від типу зубів, становить 0,95...0,98.

Механізм рейка-шестерня може мати дуже велику довжину ходу, для цього рейки стикаються одна з одною для досягнення потрібної довжини. Максимальна швидкість рейкової передачі – 10м/с, прискорення до 4g (40м/с²), зусилля подачі – до 180кН [7].

Переваги зубчасто-рейкової передачі:

- необмежена довжина ходу;

- високий ККД;
- малі габарити;
- простота обслуговування.

Недоліки зубчато-рейкової передачі:

- наявність люфту через особливість конструкції;
- сильний шум;
- низька точність переміщень;
- велика похибка на стику рейок;
- підвищене тертя;
- нерівномірно зношується.

Даний тип передачі використовується в основному в операціях, які не вимагають високої точності (наприклад, обробка великих та важких деталей або обробка деревини) або в парі з вимірювальним пристроєм (оптичною лінійкою). Рейкова передача має кращі швидкісні показники, ніж КГП, але не може надати такої ж високої точності обробки, як кулькогвинтова пара з попереднім натягом.

При одному повному оберті вала сервомотора через передачу рейка-шестерня з діаметром ділильного кола 25,5мм (один з найменших можливих розмірів) рухомий орган проходить відстань, що дорівнює довжині окружності ділильного кола, тобто 80,11мм. Для порівняння: при одному оберті сервомотора з кульковим гвинтом, що має крок різьблення 20мм, кулькова гайка проходить відстань у 20мм, тобто для датчика кутових переміщень у сервоприводі точність КГП у 4 рази вища за точність рейки із шестернею. Максимально можлива сила подачі для шестерні такого розміру – 11000Н, в той час, як КГП з кроком різьблення 20мм можна вибрати будь-якого типорозміру з набагато більшим значенням динамічної вантажопідйомності.

Передачу рейка-шестерня доцільно використовувати, якщо відстань переміщення більша за 2 метри, коли гвинтові передачі не можуть розвинути велику швидкість через перевищення критичної частоти обертання.

1.5 Лінійний електродвигун

Лінійний електродвигун є варіантом приводу, який відрізняється від ротаційного двигуна: він не створює обертального руху у об'єкта, що приводиться, а переносить його прямолінійно або уздовж криволінійної траєкторії.

На сьогоднішній день найбільш поширеними в металообробних верстатах є плоскі лінійні двигуни (рис. 1.7). Схематичне зображення ЛЕД знаходиться в додатку Г.

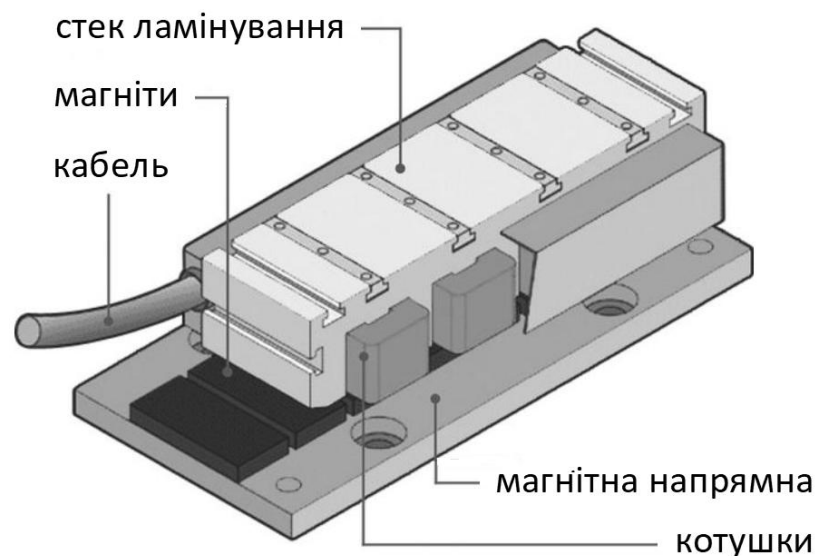


Рисунок 1.7 – Плоский лінійний двигун

Двигун складається з двох основних частин: повзуна, що представляє собою сердечник з обмотками, які створюють магнітне поле, і нерухомої частини з постійними магнітами, яка виконує роль напрямної.

Переваги лінійного електродвигуна:

- висока точність позиціонування;
- швидкість пересування до 4м/с;
- відсутність необхідності в змащенні;
- безшумність роботи;

– відсутність елементів, що зношуються.

Лінійні електродвигуни, незважаючи на вдосконалення, все ще досить неефективні – повзун одного з найпотужніших ЛЕД (модель серії LMFA). довжиною 697мм, шириною 342мм і масою 56,2кг здатний створювати пікову силу подачі 20827Н. Для порівняння, допустиме динамічне навантаження на КГП з гайкою довжиною 71мм та діаметром фланцю 95мм в парі з гвинтом діаметром 40мм – 50000Н. Крім того, пікове навантаження не може бути застосоване для тривалої подачі при різанні. Сила безперервної подачі цього двигуна – лише 7917Н [8].

Споживання енергії ЛЕД в п'ять разів перевищує споживання у рейкових приводів при використанні для аналогічних завдань. Вищі потреби в електроенергії означають більші початкові інвестиції в інфраструктуру для ліній високої потужності (до 750В) та трансформаторів. Також ЛЕД виділяють багато тепла і потребують встановлення системи охолодження, що збільшує вартість і складність і ще більше зменшує загальну ефективність. Вироблення тепла може бути надвисоким під час низькошвидкісних інтенсивних операцій, таких як свердління та фрезерування [9].

2 ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕРСТАТА. РЕЖИМИ РІЗАННЯ

2.1 Умови роботи пристрою переміщення рухомого вузла та вихідні дані

Необхідно забезпечити переміщення: за віссю X на відстань 1600мм; за віссю Y на відстань 1250мм; за віссю Z на відстань 850мм. Загальна маса столу з заготовкою становить 2700кг (2000кг – маса заготовки та 700кг – маса столу).

Обрана швидкість прискореного переміщення – 40м/хв. Прискорення за лінійними осями – 4м/с².

За такої маси заготовки вона, зазвичай, має переміщення за однією віссю (X). Інші лінійні переміщення (Z, Y) повинен виконувати інструмент.

Розміри столу та ріжучого інструменту та величини їх переміщень за осями зображені на рисунку 2.1.

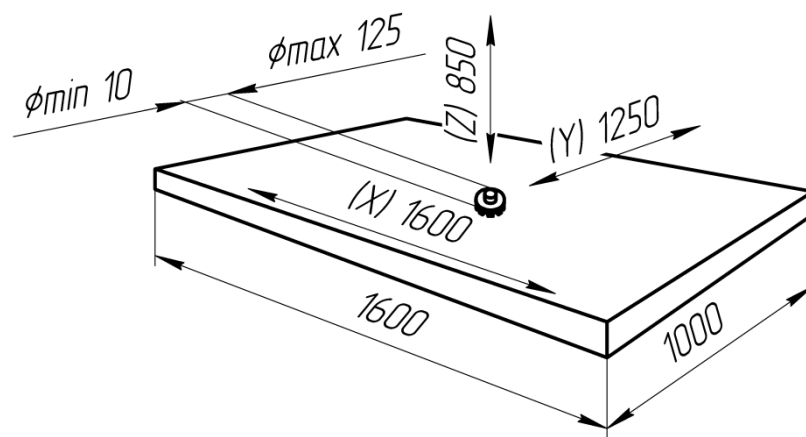


Рисунок 2.1 – Розміри столу та інструменту та величини їх переміщень

Найбільший діаметр обробного інструменту – 125мм. Найменший діаметр інструменту дорівнює 10мм. Інструмент переміщується за віссю Y на відстань 1250мм та за віссю Z на відстань 850мм.

Таке компонування характерне для фрезерних верстатів та універсальних обробних центрів.

2.2 Розрахунок режимів різання для обробки деталей на верстаті

Для розрахунку навантажень, що діють на привід лінійних переміщень, та створення математичної моделі його роботи необхідно визначити граничні режими різання, за яких працюватиме обробний центр.

Припустимо, що режим різання, що має найменший вплив на пристрій переміщень, відбувається за найменшої подачі ріжучого інструменту найменшого можливого діаметру з найменшою глибиною різання.

Для визначення режиму різання, який найбільшою мірою навантажує привід, роздивимось два варіанти із застосуванням різних матеріалів оброблюваних заготовок (режими 2, 3 у табл. 2.1).

Вихідні дані обраних режимів різання знаходяться у таблиці 1.1. Швидкості різання та подачі на зуб вибрані згідно з рекомендаціями виробника ріжучого інструменту Sandvik Coromant.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані режимів різання

Характеристика	Режими різання		
	Режим 1	Режим 2	Режим 3
Тип ріжучого інструменту	Кінцева фреза	Торцева фреза	Торцева фреза
Діаметр ріжучого інструменту/ ширина різання, мм	10/10	125/125	125/125
Кількість ріжучих елементів	5	8	8
Матеріал ріжучої частини	Твердий сплав		
Матеріал оброблюваної заготовки	Конструкційна вуглецева сталь	Легована сталь	Конструкційна вуглецева сталь
Значення подачі, мм/зуб	0,059	0,18	0,182
Глибина різання, мм	1	4	4
Швидкість різання, м/хв	323	230	292

2.2.1 Визначення частот обертання шпинделя

Частота обертання шпинделя знаходяться за формулою:

$$n = \frac{1000V}{\pi D}, \quad (2.1)$$

де n – частота обертання шпинделя, хв.⁻¹;

V – швидкість різання, м/хв.;

D – діаметр різального інструменту, мм [10, с. 19].

$$n_1 = \frac{1000 \cdot 323}{\pi \cdot 10} = 10286,62 \text{ хв.}^{-1},$$

$$n_2 = \frac{1000 \cdot 230}{\pi \cdot 125} = 585,99 \text{ хв.}^{-1},$$

$$n_3 = \frac{1000 \cdot 292}{\pi \cdot 125} = 743,95 \text{ хв.}^{-1}.$$

2.2.2 Розрахунок швидкостей подач столу

Швидкість подачі столу визначається за формулою:

$$v_f = s_z \cdot z \cdot n, \quad (2.2)$$

де v_f – швидкість подачі ріжучого інструменту, мм/хв.;

s_z – значення подачі на зуб, мм;

z – кількість ріжучих елементів фрези.

Визначення швидкостей подач:

$$v_{f1} = 0,059 \cdot 5 \cdot 10286,62 = 3034,55 \text{ мм/хв},$$

$$v_{f2} = 0,18 \cdot 8 \cdot 585,99 = 843,83 \text{ мм/хв},$$

$$v_{f3} = 0,182 \cdot 8 \cdot 585,99 = 1083,19 \text{ мм/хв}.$$

2.2.3 Визначення потужності різання

Потужність різання визначається за формулою:

$$P_e = \frac{a_e \cdot a_p \cdot v_f \cdot k_c}{60 \cdot 10^6}, \text{ кВт}, \quad (2.3)$$

де a_p - глибина різання, мм;

a_e – ширина фрезерування, мм;

v_f – швидкість подачі, мм/хв.;

k_c – питома сила різання, Н/мм².

$$P_{e1} = \frac{1 \cdot 10 \cdot 3034,55 \cdot 2000}{60 \cdot 10^6} = 1,01 \text{ кВт},$$

$$P_{e2} = \frac{4 \cdot 125 \cdot 843,83 \cdot 2300}{60 \cdot 10^6} = 16,17 \text{ кВт},$$

$$P_{e3} = \frac{4 \cdot 125 \cdot 1083,19 \cdot 2000}{60 \cdot 10^6} = 18,05 \text{ кВт}.$$

2.2.4 Визначення окружної сили різання

Головна сила різання при фрезеруванні – окружна (тангенціальна) – визначається за формулою:

$$P_z = \frac{P_e \cdot 1000 \cdot 60}{V}, \quad (2.4)$$

де P_z – сила різання.

$$P_{z1} = \frac{1,01 \cdot 1000 \cdot 60}{323} = 187,62\text{Н},$$

$$P_{z2} = \frac{16,17 \cdot 1000 \cdot 60}{230} = 4219,2\text{Н},$$

$$P_{z3} = \frac{18,05 \cdot 1000 \cdot 60}{292} = 3708,9\text{Н}.$$

Таким чином, найбільш навантаженим для пристрою лінійних переміщень режимом є обробка заготовки з легованої сталі торцевою фрезою найбільшого діаметру (режим 2).

Для подальших розрахунків навантажень на привід потрібно знайти сили різання, що діють на нього при роботі в найменш та найбільш навантажених режимах.

Горизонтальна складова сили різання визначає осьове зусилля, яке необхідно додати до столу верстата для здійснення робочої подачі:

$$P_h = 0,4P_z, \quad (2.5)$$

$$P_{h \min} = 0,4 \cdot 187,62 = 75,05\text{Н},$$

$$P_{h \max} = 0,4 \cdot 4219,2 = 1687,68\text{Н}.$$

Сила, що притискає заготовку (додається до маси стола із заготовкою):

$$P_x = 0,5P_z, \quad (2.6)$$

$$P_{x \min} = 0,5 \cdot 187,62 = 20,35\text{Н},$$

$$P_{x \max} = 0,5 \cdot 4219,2 = 2272,06\text{Н}.$$

Сила, що діє на напрямні в бічному напрямку:

$$P_v = 0,5P_z, \quad (2.7)$$

$$P_{v \min} = 0,95 \cdot 187,62 = 178,24\text{Н},$$

$$P_{v \max} = 0,95 \cdot 4219,2 = 4008,24\text{Н}.$$

3 РОЗРАХУНОК НАВАНТАЖЕНЬ, ЩО ДІЮТЬ НА ТЯГОВИЙ ПРИСТРІЙ

Обраний тип передачі для подальших конструювання та розрахунків – кулькогвинтова передача. За комбінацією характеристик цей тип передачі найкраще підходить для сучасного верстата з ЧПК, бо надає одну з найкращих точностей обробки за високих навантажень при конкурентоспроможній вартості придбання.

3.1 Розрахунок геометричних параметрів елементів тягового пристрою

Якщо стіл із заготовкою переміщується по горизонтальних напрямних, то кут нахилу гвинта і гайки складає 90° .

Установка кулькового гвинта в дві фіксуючі опори пов'язана з певними труднощами, наприклад: теплове розширення гвинта не буде компенсуватися, що збільшить навантаження на підшипники. Крім того, така установка вимагає особливої точності конструкції.

Тому одна сторона гвинта закріплена в фіксуючій опорі, а інша підтримується плаваючою опорою (рисунок 3.1).

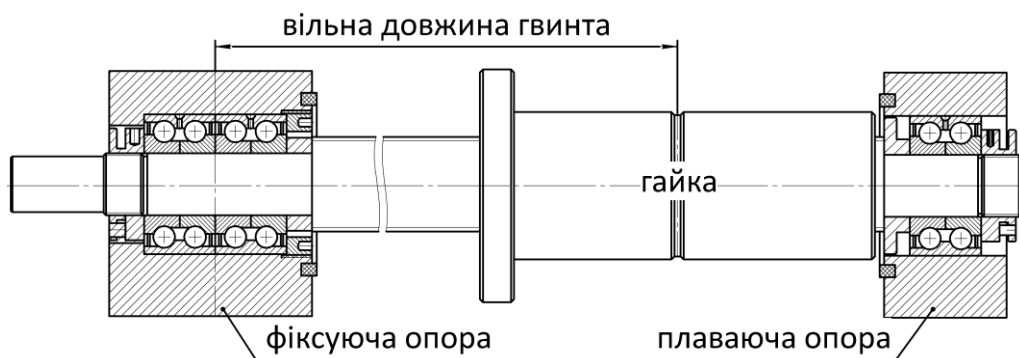


Рисунок 3.1 – Опори ходового гвинта

Такий тип установки також має недоліки, один з яких – менша можлива частота обертання ходового гвинта, ніж за установки в дві фіксуючі опори.

Щоб підвищити максимально можливу частоту обертання гвинта, необхідно вибрати більший діаметр гвинта, ніж той, що потрібен за умови встановлення у дві фіксуючі опори. На виході отримаємо передачу, яка здатна витримувати колосальні динамічне та статичне навантаження, але з відносно низькою швидкістю обертання гвинта. Тому при визначенні геометричних параметрів гвинта та гайки потрібно враховувати частоту обертання гвинта.

При виборі кроку різьби необхідно пам'ятати: якщо підібрати передачу з дуже великим кроком різьби, точність обробки заготовки впаде. Якщо взяти занадто маленький крок, потрібна дуже велика частота обертання гвинта, досягнення якої призведе до пошкодження елементів пристрою циркуляції кульок, а також появи резонансу вібрацій ходового гвинта.

Встановимо сервомотор Siemens 1FT6086-8AC7, який може забезпечити частоту обертання гвинта 2000 хв^{-1} .

Величина необхідного кроку різьби знаходиться за формулою:

$$p_t = \frac{1000}{n} \cdot V_{max}, \text{ мм}, \quad (3.1)$$

де p_t – крок різьби ходового гвинта;

1000 – конвертація 1 метру в міліметри;

n – частота обертання гвинта.

Знайдемо, який крок різьби необхідний для забезпечення швидкості переміщення 40 м/хв при частоті обертання ходового гвинта 2000 хв^{-1} :

$$p_t = \frac{1000}{2000} \cdot 40 = 20 \text{ мм}.$$

Виберемо пару гвинт-гайка за каталогом Bosch-Rexroth: подвійна гайка FDM-E-S діаметром 63мм і гвинт діаметром 61мм (рис. 3.2). Характеристики гайки наведені в таблиці 3.1.

Клас точності передачі – С3 (похибка 0,008мм на 300мм ходу).

Ширина плаваючої опори – 46мм: два радіально-упорні підшипники встановлені за схемою «О» для створення попереднього натягу, який здійснюється за допомогою шліцевої гайки.



Рисунок 3.2 – КГП Bosch-Rexroth з гайкою FDM-E-S

Ширина фіксуючої опори – 92мм: за кожним напрямком руху за віссю переміщень встановлені два радіально-упорні підшипники, що підвищує динамічну вантажопідйомність опори в 1,62 рази порівняно з одним підшипником.

Таблиця 3.1 – Характеристики гайки FDM-E-S і гвинта

№ виробу	R150257034	
Номінальний діаметр, мм	63	
Допустиме навантаження, Н	Динамічне	Статичне
	100700	190300
Швидкість, м/хв	48	
Ширина гайки, мм	255	
Ширина кроку різьби, мм	20	
Діаметр кульок, мм	6,5	
Кількість витків шляху кульок гайки	5	
Найбільший діаметр гвинта, мм	61	
Діаметр гвинта по западині різьби, мм	56,3	

Розміри гвинта вказані на рисунку 3.3 та у додатку Д.

Довжина різьби гвинта знаходиться за формулою:

$$l_t = l_{\text{переміщ.}} + l_{\text{гайки}} + l_{\text{рекоменд.}}, \text{ мм}, \quad (3.2)$$

де $l_{\text{переміщ.}}$ – необхідна величина переміщення виконавчого органу;

$l_{\text{гайки}}$ – довжина гайки;

$l_{\text{рекоменд.}}$ – рекомендований запас різьблення, необхідний на випадок заїжджання гайки за робочу зону (1,5-2 розміри кроку різьблення з обох сторін гвинта). Рекомендації надані виробником та дистриб'ютером прецизійних механічних промислових компонентів Misumi Group Inc [11, с. 986].

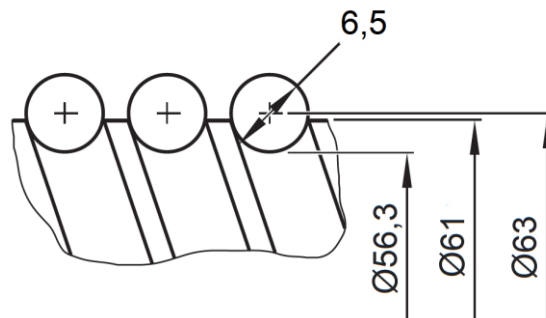


Рисунок 3.3 – Розміри гвинта для гайки 63мм

Довжина різьби гвинта становить:

$$l_t = 1600 + 255 + 2 \cdot 20 \cdot 1,5 = 1915 \text{ мм.}$$

Довжина робочого ходу знаходиться за формулою:

$$l_w = l_t - l_{\text{гайки}}, \text{ мм.} \quad (3.3)$$

Довжина робочого ходу дорівнює:

$$l_w = 1915 - 255 = 1660\text{мм.}$$

Загальна довжина гвинта знаходиться за формулою:

$$l = l_t + l_f + l_l, \quad (3.4)$$

де l_f – довжина гвинта зі сторони фіксуєуючої опори;

l_l – довжина гвинта зі сторони плаваючої опори.

$$l = 1915 + 194,5 + 88,5 = 2198\text{мм.}$$

3.2 Розрахунок експлуатаційних параметрів тягового пристрою: силових, швидкісних, параметрів надійності тощо

Знайдемо:

- статичне навантаження, яке здатна витримати кулькогвинтова пара;
- максимально можливу частоту обертання гвинта;
- динамічне навантаження, що діє на гвинт і гайку;
- довговічність КГП;
- крутний момент на валу двигуна, що необхідний для пересування рухомого органу;
- точність позиціонування передачі.

3.2.1 Статичне навантаження, що здатна витримати обрана КГП

Для проведення розрахунків необхідно обчислити довжину гвинта, що не підтримується опорами (вільна довжина гвинта на рисунку 3.1). Так як попередній натяг створюється шляхом регулювання гайки, саму гайку також можна вважати за опору. Непідтримувана довжина гвинта визначається як відстань від центру гайки (яка знаходиться на максимально близькій відстані до плаваючої опори) до центру фіксуючої опори:

$$l_k = l_t + l_{fl} - \frac{l_{\text{гайки}}}{2} + \frac{l_{\text{ф.оп.}}}{2}, \text{ мм}, \quad (3.5)$$

де l_{fl} – ширина проставкового кільця зі сторони фіксуючої опори;

$l_{\text{ф.оп.}}$ – довжина фіксуючої опори [12, с. 20].

$$l_k = 1915 + 16,5 - \frac{255}{2} + \frac{92}{2} = 1850 \text{ мм}.$$

Граничне статичне навантаження визначається такими факторами:

- поздовжньою стійкістю (вигином) кулькового ходового гвинта;
- деформаціями гвинта від напружень розтягу-стискання;
- місцевими деформаціями в точці контакту кульок.

Допустиме граничне осьове навантаження з погляду поздовжньої сталості (рис.3.4) визначається за формулою:

$$F_{cp} = \alpha \frac{N \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{l_k^2}, \text{ Н}, \quad (3.6)$$

де $\alpha = 0,5$ – коефіцієнт безпеки;

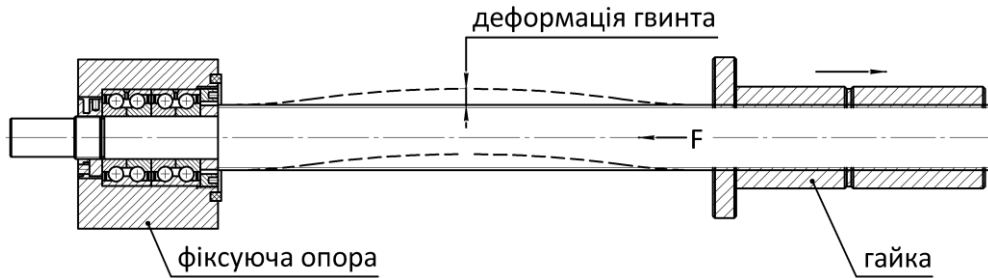


Рисунок 3.4 – Вигин гвинта від впливу поздовжньої сили

N – коефіцієнт, що залежить від способу встановлення та закріплення ходового гвинта ($N = 2$);

E – модуль пружності;

I – момент інерції перетину гвинта ($I = \pi \cdot d_2^4/64$);

d_2 – діаметр западини профілю ходового гвинта [12, с. 18].

$$F_{cp} = 0,5 \frac{2 \cdot 9,87 \cdot 206000 \cdot 492927,73}{1850^2} = 292836\text{Н.}$$

Перевіримо напруження розтягу-стискання від навантаження, що діє в осьовому напрямку (рис.3.5):

$$P = \sigma \cdot A, \text{ Н,} \quad (3.7)$$

$$P = 1,15 \cdot d_2^2 \cdot 10^2, \text{ Н,} \quad (3.8)$$

де σ – допустиме напруження ($\sigma = 147\text{МПа}$);

A – площа поперечного перетину ходового гвинта (по западині профілю) [12, с. 19].

$$P_1 = 147 \cdot 2488,2 = 365766\text{Н,}$$

$$P_2 = 1,15 \cdot 3169,69 \cdot 100 = 364514\text{Н.}$$

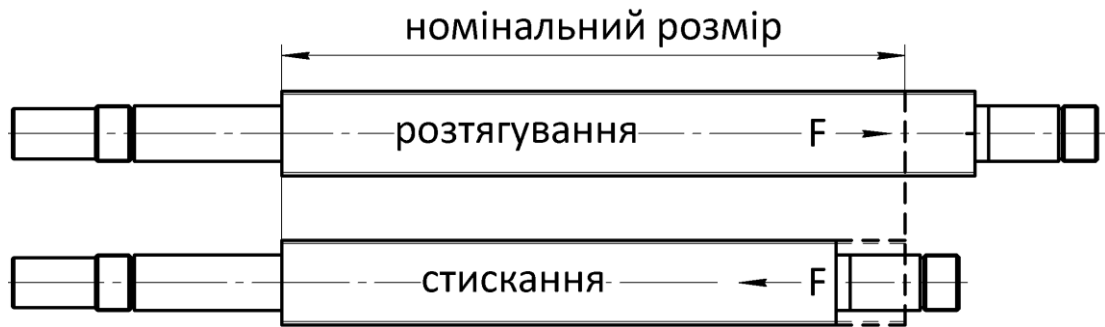


Рисунок 3.5 – Деформація гвинта від розтягу-стискання

Знайдемо граничні осьові навантаження, які здатні витримати кульки та поверхні кочення (прикладання надмірно великих осьових навантажень зумовлює деформації кульок та пошкодження поверхонь кочення):

$$P_0 = \frac{C_{0a}}{f_s}, \quad (3.9)$$

де C_{0a} – статична вантажопідйомність;

f_s – коефіцієнт статичного допустимого навантаження: $f_s = 1-2$ в умовах нормальної роботи; $f_s = 1,5-3$ в умовах роботи з ударами та вібраціями. Приймаємо f_s за 2.

$$P_0 = \frac{190300}{2} = 95150\text{Н.}$$

3.2.2 Максимально можлива частота обертання гвинта

Завдяки конструкції обраної гайки (кульки в гайці циркулюють в сепараторі) кулько-гвинтова пара може працювати на великій швидкості обертання.

Граничне значення dn (значення швидкості обертання), перевищення якого спричиняє пошкодження елементів пристрою циркуляції кульок, що встановлене виробником для обраної передачі: $dn \leq 150000$ (d – діаметр ходового гвинта, n – частота обертання гвинта).

Фактичне значення dn для передачі з номінальним діаметром 63мм та частотою обертання 2000 хв^{-1} :

$$dn = 63 \cdot 2000 = 126000. \quad (3.10)$$

Умова $dn_{\text{факт.}} \leq dn_{\text{max}}$ виконується, тому що $126000 < 150000$.

Визначимо критичну частоту з узгодження частоти обертання ходового гвинта та його власної частоти коливань:

$$n_{cr} = \frac{60\lambda^2}{2\pi l_k^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I \cdot g}{\rho \cdot A}}, \text{ хв.}^{-1}, \quad (3.11)$$

де g – прискорення вільного падіння ($\text{мм}/\text{с}^2$);

l_k – вільна довжина гвинта.

λ – коефіцієнт, що визначається з умов встановлення ходового гвинта,

$\lambda = 3,927$ [12, с. 20];

ρ – густина матеріалу гвинта, $\text{Н}/\text{мм}^3$.

$$n_{cr} = \frac{925,28}{20962194,12} \cdot \sqrt{\frac{206000 \cdot 492927,73 \cdot 9800}{0,000078 \cdot 2488,2}} = 3082,61 \text{ хв}^{-1}.$$

Допустима частота обертання складає 80% від критичної:

$$n_{crp} = \alpha \cdot n_{cr}, \text{ хв}^{-1}, \quad (3.12)$$

де α – фактор безпеки ($\alpha = 0,8$).

$$n_{crp} = 0,8 \cdot 3082,61 = 2466,09 \text{хв}^{-1}.$$

3.2.3 Динамічне навантаження на кулькогвинтову пару

Динамічне навантаження на кулькогвинтову пару – сила, що діє на механізм під час руху виконавчого органу: розгону, переміщення з постійною швидкістю (як правило, максимально можливою для обраної конфігурації), гальмування або під час різання.

На величину динамічного навантаження впливають: маса переміщуваного вузла, прискорення і сила тертя, а також сила подачі.

Необхідно знайти осьове навантаження, що діє на кулькогвинтову пару, якщо стіл із заготовкою переміщається по напрямних кочення.

Осьове навантаження на гвинт для найбільш навантаженого режиму (прискорення) визначається за формулою:

$$F_{acc} = \mu \cdot m \cdot g + m \cdot g \cdot \cos\delta + m \cdot \alpha + f, \text{Н}, \quad (3.13)$$

де m – маса переміщуваного об'єкту, кг;

μ - коефіцієнт тертя направляючими поверхнями;

δ – кут нахилу напрямної стосовно вертикалі;

$\alpha = V/t$ – прискорення, м/с²;

f – опір поверхні напрямної [12, с. 21].

Для роликової каретки від Bosch Rexroth розміром 45 за каталогом (ширина 120мм, довжина 179,5мм, висота 51мм) зі статичною вантажопідйомністю 276400Н та динамічною вантажопідйомністю 132300Н

опір поверхні напрямної на початку руху дорівнює 90Н. Коефіцієнт тертя – приблизно 0,01.

До маси заготовки (2000кг) додаємо масу столу (700кг).

Осьове навантаження на гвинт з кутом нахилу щодо вертикалі, що дорівнює 90° (гвинт розташований горизонтально) при прискоренні, що дорівнює 4м/с, зі встановленими напрямними кочення, становить:

$$F_{acc} = 0,01 \cdot 2700 \cdot 9,8 + 2700 \cdot 4 + 90 = 11154,6\text{Н.}$$

Осьове навантаження при переміщенні з постійною швидкістю визначається без урахування прискорення:

$$F_{const} = \mu \cdot m \cdot g + f, \text{Н.} \quad (3.14)$$

Опір поверхні напрямної при русі з постійною швидкістю дорівнює 60Н.

Визначення осьового навантаження при переміщенні з постійною швидкістю для напрямних кочення:

$$F_{const} = 0,01 \cdot 2700 \cdot 9,8 + 60 = 324,6\text{Н.}$$

Осьове навантаження під час гальмування визначається за формулою:

$$F_{br} = -\mu \cdot m \cdot g + m \cdot g \cdot \cos\delta + m \cdot \alpha - f, \text{Н.} \quad (3.15)$$

Визначаємо осьове навантаження під час гальмування:

$$F_{br} = -0,01 \cdot 2700 \cdot 9,8 + 2700 \cdot 4 - 60 = 10475,4\text{Н.}$$

Осьове навантаження, що діє на гвинт та гайку під час різання, складається з поєднання осьового навантаження на гвинт та гайку при постійній швидкості переміщення столу з заготовкою та сил, які виникають під час різання:

$$F_{\phi p} = F_{пуху} + P_h, \text{ Н}, \quad (3.16)$$

де $F_{пуху}$ – сила, що діє на гвинт через навантаження на каретку:

$$F_{пуху} = \mu \cdot (mg + F) + f, \text{ Н}, \quad (3.17)$$

де F – сила, що діє на каретку при різанні:

$$F = F_z + P_v, \text{ Н}, \quad (3.18)$$

де F_z – сила, що діє на напрямну за віссю переміщення, що складається з маси стола із заготовкою та сили подачі;

P_v – бічна сила, що діє на напрямні.

$$F_{min} = (2700 \cdot 9,8 + 75,05) + 178,24 = 26713,29 \text{ Н},$$

$$F_{max} = (2700 \cdot 9,8 + 1687,68) + 4008,24 = 32155,92.$$

Мінімальне та максимальне осьові навантаження на гвинт через каретку під час різання:

$$F_{пуху min} = 0,01 \cdot (2700 \cdot 9,8 + 26713,29) + 60 = 591,73 \text{ Н},$$

$$F_{пуху max} = 0,01 \cdot (2700 \cdot 9,8 + 32155,92) + 60 = 646,16 \text{ Н}.$$

Мінімальне та максимальне осьові навантаження на гвинт під час різання:

$$F_{\text{фр min}} = 591,73 + 75,05 = 666,78\text{Н},$$

$$F_{\text{фр max}} = 646,16 + 1687,68 = 2333,84\text{Н}.$$

3.2.4 Розрахунок середнього осьового навантаження на КГП при роботі обробного центра

Для розрахунку довговічності передачі її робота змодельована наступним чином: довжина оброблюваної поверхні – 1537,5мм. Це найбільша можлива довжина для фрези діаметром 125мм з урахуванням можливості її переміщення поза зоною обробки ($1600 - 125/2 = 1537,5$). Фреза проходить усю довжину оброблюваної поверхні на швидкості робочої подачі 843,83мм/хв та повертається до нульового положення зі швидкістю 40м/хв.

Схема обробки зображена на рисунку 3.6.

Час, що необхідний для розгону до потрібної швидкості при заданому прискоренні визначається за формулою:

$$t = \frac{v}{a}, \text{с}, \quad (3.17)$$

де t – час, необхідний для повного розгону;

v – швидкість переміщення;

a – прискорення.

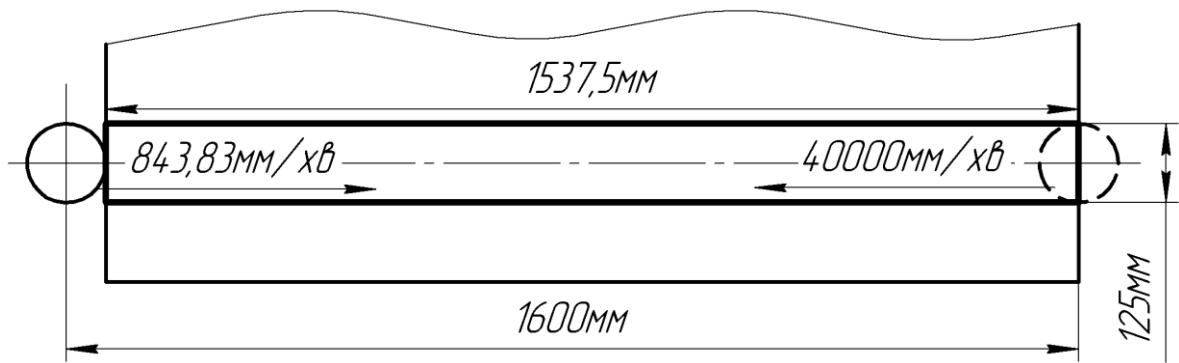


Рисунок 3.6 – Прохід всієї можливої довжини оброблюваної зони

Час, що необхідний для розгону до швидкості робочої подачі при прискоренні 4м/с ($843,83\text{мм/хв} = 0,014064\text{м/с}$):

$$t_{vf} = \frac{0,014064}{4} = 0,003516\text{с.}$$

Час, що необхідний для розгону до 40м/хв (конвертуємо 40м/хв та отримуємо 0,67м/с):

$$t_2 = t_4 = \frac{0,67}{4} = 0,167\text{с.}$$

Швидкість розгону дорівнює швидкості гальмування.

Пройдена відстань при рівноприскореному русі знаходиться за формулою:

$$S = V_0 t \frac{at^2}{2}, \text{ м,} \quad (3.18)$$

де V_0 – початкова швидкість.

Шлях, який проходить гайка при розгоні до 40м/хв або при гальмуванні до повної зупинки, дорівнює:

$$S = \frac{4 \cdot 0,166^2}{2} = 0,055556\text{м} = 55,6\text{мм.}$$

Шлях, який проходить гайка при розгоні до робочої подачі:

$$S_f = \frac{4 \cdot 0,003516^2}{2} = 0,0000247245\text{м} = 0,024724512\text{мм.}$$

Через незначні час та відстань прискорення до швидкості робочої подачі їх впливом на роботу КГП можна знехтувати, враховуватимесь лише розгін до 40м/хв.

Час переміщення при постійній швидкості 40м/хв при проходженні величини холостого ходу без урахування відстані для розгону і гальмування:

$$t_3 = \frac{S_b - S_1 \cdot 2}{v_{max}}, \text{с}, \quad (3.19)$$

$$t_3 = \frac{1,6 - 0,055556 \cdot 2}{0,666667} = 2,23333\text{с.}$$

Час, необхідний на обробку всієї довжини оброблюваної поверхні:

$$t_1 = \frac{S_a}{v_f}, \text{с}, \quad (3.20)$$

$$t_1 = \frac{1,6}{0,014064} = 113,766\text{с.}$$

Необхідно знайти середнє осьове навантаження на КГП і середню частоту обертання гвинта.

Частота обертання гвинта при постійній швидкості дорівнює 2000хв^{-1} .

Середня частота обертання гвинта при прискоренні і гальмуванні дорівнює:

$$N_1 = N_3 = \frac{n}{2}, \text{XB}^{-1}, \quad (3.21)$$

$$N_1 = N_3 = \frac{2000}{2} = 1000 \text{XB}^{-1}.$$

Частота обертання ходового гвинта при робочій подачі знаходиться за формулою:

$$N_1 = \frac{v_f}{s_t}, \text{XB}^{-1}, \quad (3.22)$$

де s_t – ширина кроку різьби ходового гвинта.

$$N_1 = \frac{843,83}{20} = 42,19 \text{XB}^{-1}.$$

Середнє осьове навантаження знаходиться за формулою:

$$F_{\text{сеп}} = \left(\frac{F_{\text{фп}}^3 \cdot N_1 \cdot t_1 + F_{\text{acc}}^3 \cdot N_2 \cdot t_2 + F_{\text{const}}^3 \cdot N_3 \cdot t_3}{N_1 \cdot t_1 + N_2 \cdot t_2 + N_3 \cdot t_3 + N_4 \cdot t_4} + \frac{F_{\text{br}}^3 \cdot N_4 \cdot t_4}{N_1 \cdot t_a + N_2 \cdot t_b + N_3 \cdot t_c + N_4 \cdot t_4} \right)^{1/3}, \text{Н.} \quad (3.23)$$

Визначаємо середнє осьове навантаження:

$$F_{\text{сеп}} = \left(\frac{2333,8^3 \cdot 42,19 \cdot 113,766 + 11154,6^3 \cdot 1000 \cdot 0,167}{4799,79 + 167 + 4466 + 167} + \frac{324,6^3 \cdot 2000 \cdot 2,233 + 10475,4^3 \cdot 1000 \cdot 0,167}{4799,79 + 167 + 4466 + 167} \right)^{1/3} = 5799,79 \text{Н.}$$

Умови роботи КГП зображені на рисунку 3.7.

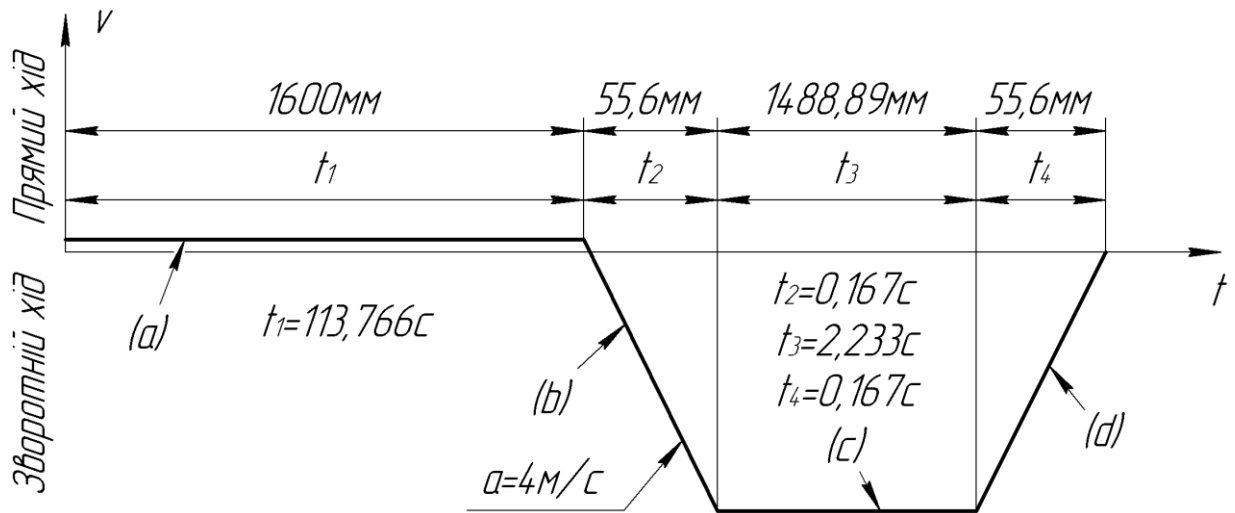


Рисунок 3.7 – Умови роботи КГП

Результати розрахунків занесені до таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Умови роботи КГП

Етап роботи	Осьове навантаження, Н.	Середня швидкість обертання, хв^{-1} .	Час роботи, с.
(a)	$F_{fp} = 2333,84\text{Н}$	$N_1 = 42,19\text{хв}^{-1}$	$t_1 = 113,766\text{с}$
(b)	$F_{acc} = 11154,6\text{Н}$	$N_2 = 1000\text{хв}^{-1}$	$t_2 = 0,167\text{с}$
(c)	$F_{const} = 324,6\text{Н}$	$N_3 = 2000\text{хв}^{-1}$	$t_3 = 2,233\text{с}$
(d)	$F_{br} = 10475,4\text{Н}$	$N_4 = 1000\text{хв}^{-1}$	$t_4 = 0,167\text{с}$

3.2.5 Розрахунок довговічності кульково-гвинтової передачі при роботі обробного центру

Визначимо, скільки часу у відсотках відводиться для кожного етапу роботи.

Один відсоток часу, необхідного для завершення одного циклу обробки:

$$t_c = \frac{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}{100}, \text{ с,} \quad (3.24)$$

$$t_c = \frac{113,766 + 2 \cdot 0,167 + 2,233}{100} = 1,16333 \text{ с.}$$

Частка часу, що припадає на кожен етап роботи:

$$T_n = \frac{t_n}{t_c}, \%, \quad (3.25)$$

$$T_1 = \frac{113,766}{1,16333} = 97,7934\%,$$

$$T_2 = T_4 = \frac{0,167}{1,16333} = 0,14355\%,$$

$$T_3 = \frac{2,233}{1,16333} = 1,9195\%.$$

Середня частота обертання ходового гвинта при одному циклі роботи обробного центру визначається за формулою:

$$N_m = \frac{T_1}{100} \cdot |N_1| + \frac{T_2}{100} \cdot |N_2| + \frac{T_3}{100} \cdot |N_3| + \frac{T_4}{100} \cdot |N_4|, \text{ хв}^{-1}. \quad (3.26)$$

Середня частота обертання ходового гвинта під час різання та роботи в холостому режимі:

$$N_m = \frac{97,7934}{100} \cdot |42,19| + \frac{2 \cdot 0,14355}{100} \cdot |1000| +$$

$$+ \frac{1,9195}{100} \cdot |2000| = 82,52 \text{ хв}^{-1}.$$

Довговічність кульково-гвинтової передачі обчислюється за формулою:

$$L = \left(\frac{C_a}{F_{\text{сер}}} \right)^3 \cdot 10^6 / N_m, \text{ хв.} \quad (3.27)$$

Довговічність кулько-гвинтової передачі складає:

$$L = \left(\frac{100700}{5799,79} \right)^3 \cdot 10^6 / 82,52 = 63429660,35 \text{ хв.}$$

Нажаль, отримані дані не співпадають з практичною довговічністю КГП, тому можна розрахувати довговічність враховуючи лише найбільш навантажені режими – розгін та гальмування. Час розгону дорівнює часу гальмування. Середня частота обертання гвинта при розгоні та гальмуванні також однакова.

Знаходимо середнє осьове навантаження:

$$F_{mm} = \frac{F_{acc} + F_{br}}{2}, \text{ Н,} \quad (3.28)$$

$$F_{mm} = \frac{11154.6 + 10475.4}{2} = 10815 \text{ Н.}$$

Знаходимо довговічність передачі:

$$L = \left(\frac{100700}{10815} \right)^3 \cdot 10^6 / 1000 = 807251,46 \text{ хв.}$$

При максимальному навантаженні на КГП її довговічність при вісьмигодинному робочому дні – шість років і вісім місяців.

3.2.6 Розрахунок найбільшого крутного моменту на валу сервомотора

Момент тертя від зовнішнього навантаження визначається за формулою:

$$M_{ta} = \frac{F_{acc} \cdot p_t}{2000 \cdot \pi \cdot E}, \text{ Нм}, \quad (3.29)$$

де E – ефективність передачі, $E \sim 85\%$ для системи з великим попереднім натягом [13].

$$M_{ta} = \frac{11154,6 \cdot 20}{2000 \cdot 3,14 \cdot 0,85} = 41,79 \text{ Нм} = 41,79 \cdot 10^3 \text{ Нмм}.$$

Інерційний момент гвинта визначається за формулою:

$$J_s = J_u \cdot l, \quad (3.30)$$

де J_u – крутний момент на одиницю довжини. Інерційний момент гвинта довжиною 2198мм:

$$J_s = 1,23 \cdot 10^{-3} \cdot 2198 = 2,70354 \text{ кг} \cdot \text{см}^2.$$

Переводимо $2,67894 \text{ кг} \cdot \text{см}^2$ у $2,67894 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Інерційний момент визначається за формулою:

$$J = m \cdot \left(\frac{p_t}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot A^2 \cdot 10^{-6} + J_s \cdot 10^{-4} \cdot A^2, \quad (3.31)$$

де A – передатне число редуктора (редуктор відсутній, $A = 1$).

$$J = 2700 \cdot \left(\frac{20}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot 1^2 \cdot 10^{-6} + 2,70354 \cdot 10^{-4} \cdot 1^2 = \\ = 27,655 \cdot 10^{-3} \text{кг} \cdot \text{м}^2$$

Визначаємо кутове прискорення:

$$A_a = \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot N_1}{60 \cdot t_2} \right), \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}, \quad (3.32)$$

$$A_a = \left(\frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1000}{60 \cdot 0,167} \right) = 626,75 \text{рад/с}^2.$$

Крутний момент, необхідний для розгону, визначається за формулою:

$$M_{tb} = (J + J_m) \cdot A_a, \quad (3.33)$$

де J_m – інерційний момент двигуна. Для сервомотора Siemens 1FT6086-8AC7, що оснащений гальмом, $J_m = 79,6 \cdot 10^{-4} \text{кгм}^2$.

$$M_{tb} = (27,655 \cdot 10^{-3} + 79,6 \cdot 10^{-4}) \cdot 626,75 = 22,32 \text{Нм} = \\ = 22,32 \cdot 10^3 \text{Нмм}.$$

Загальний крутний момент на валу двигуна, що необхідний для здійснення розгону рухомого органу:

$$M_t = M_{ta} + M_{tb}, \quad (3.34)$$

$$M_t = 41,79 \cdot 10^3 + 22,32 \cdot 10^3 = 59,75 \cdot 10^3 \text{Нмм} = 64,11 \text{Нм}.$$

3.2.7 Визначення точності позиціонування передачі

Через те, що КГП переміщує вантаж за горизонтальною віссю, похибка позиціонування при установлювальних переміщеннях мінімальна, тому що у стані спокою дія осьової сили на неї дорівнює нулю. Розрахуємо похибку позиціонування гайки під час різання за методикою виробника механічних компонентів ТНК [14].

Зміщення гайки через пружність механізму передачі визначається за формулою:

$$\delta = \frac{F_{\text{фр}}}{K}, \text{ мкм}, \quad (3.35)$$

де δ – пружне зміщення;

K – загальна осьова жорсткість механізму подачі, Н/мкм.

Осьова жорсткість механізму подачі визначається за формулою:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_S} + \frac{1}{K_N} + \frac{1}{K_B}, \quad (3.36)$$

де K_S – осьова жорсткість ходового гвинта, Н/мкм;

K_N – осьова жорсткість кулькової гайки, Н/мкм;

K_B – осьова жорсткість фіксуючої опори, Н/мкм.

Осьова жорсткість ходового гвинта знаходиться за формулою:

$$K_S = \frac{A \cdot E}{1000 \cdot l_{kn}}, \text{ Н/мкм}. \quad (3.37)$$

Осьова жорсткість ходового гвинта при крайньому положенні гайки біля плаваючої опори:

$$K_{Sl} = \frac{2488,2 \cdot 206000}{1000 \cdot 1850} = 277,06 \text{Н/}\mu\text{м.}$$

Непідтримувана довжина гвинта при крайньому положенні гайки біля фіксуєної опори визначається за формулою:

$$l_{k2} = S_{spF} + S_{spN}, \text{ мм}, \quad (3.38)$$

де S_{spF} а – відстань від центру фіксуєної опори до гайки, що максимально наближена до цієї опори;

S_{spN} – половина довжини кулькової гайки.

$$l_{k2} = 65,5 + 127,5 = 193 \text{ мм.}$$

Осьова жорсткість ходового гвинта при крайньому положенні гайки біля фіксуєної опори:

$$K_{Ss} = \frac{2488,2 \cdot 206000}{1000 \cdot 193} = 2655,8 \text{Н/}\mu\text{м.}$$

За рекомендацією виробника механічних компонентів ТНК осьова жорсткість гайки з попереднім натягом 10% визначається за формулою:

$$K_N = r_s \cdot K_{Ntab}, \quad (3.39)$$

де r_s – коефіцієнт безпеки згідно ТНК, $r_s = 0,8$;

K_{Ntab} – табличне значення осьової жорсткості гайки.

Для подвійної гайки FDM-ES від Bosch-Rexroth з високим попереднім натягом (10%, клас попереднього натягу за класифікацією Bosch-Rexroth – С4) $K_{Ntab} = 1590 \text{Н/}\mu\text{м.}$

$$K_N = 0,8 \cdot 1590 = 1272 \text{Н/}\mu\text{м.}$$

Оскільки виробник підшипників не надає інформації щодо кількості та діаметру кульок, осьова жорсткість підшипника не розрахована за формулою, а взята з технічних характеристик підшипника. Осьова жорсткість двох підшипників SKF BSA 308 CGB з попереднім натягом 10200Н, встановлених за схемою «О», становить 1710Н/μм [15]. Виходячи з аксіоми, що довжина пружини не впливає на зусилля, необхідне для її стискання, встановлені за схемою «О» чотири упорно-радіальні підшипники також мають осьову жорсткість $K_B = 1710 \text{Н/}\mu\text{м.}$

$$\frac{1}{K_l} = \frac{1}{277,06} + \frac{1}{1272} + \frac{1}{1710} = 0.0049802853433252,$$

$$\frac{1}{K_s} = \frac{1}{2655,8} + \frac{1}{1272} + \frac{1}{1710} = 0.0017474932212387.$$

Виходячи з цього, осьова жорсткість механізму знаходиться за формулою:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{K}}. \quad (3.40)$$

Осьова жорсткість передачі за умови, якщо гайка наближена до плаваючої опори:

$$K_l = \frac{1}{0.0049802853433252} = 200,79 \text{Н/}\mu\text{м.}$$

Осьова жорсткість передачі за умови, якщо гайка наближена до фіксуєуючої опори:

$$K_s = \frac{1}{0.0017474932212387} = 572,25 \text{H}/\mu\text{m}.$$

Знаходимо величини зміщення гайки через пружність механізму передачі:

$$\delta_l = \frac{2333,84}{200,79} = 11,62 \mu\text{m},$$

$$\delta_s = \frac{2333,84}{572,25} = 4,08 \mu\text{m}.$$

Визначаємо похибку позиціонування через жорсткість системи подачі:

$$\delta_{pa} = \delta_l - \delta_s, \mu\text{m}, \quad (3.41)$$

$$\delta_{pa} = 11,62 - 4,08 = 7,54 \mu\text{m},$$

Осьове розширення або скорочення ходового гвинта під дією зміни його температури розраховується за формулою:

$$\Delta l = \rho \cdot \Delta t \cdot l_e, \mu\text{m}, \quad (3.42)$$

де Δl – величина змінення довжини гвинта;

ρ – коефіцієнт теплового розширення, $12 \cdot 10^{-6}/^\circ\text{C}$;

Δt – величина зміни температури гвинта, $^\circ\text{C}$

l_e – ефективна довжина різі, мм.

Згідно з даними ТНК, за 180 хвилин роботи гвинт нагрівається на 5°C .

Знаходимо змінення довжини гвинта при зміні температури на 5°C :

$$\Delta l_l = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 5 \cdot 1850 = 111 \mu\text{m},$$

$$\Delta l_s = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 5 \cdot 193 = 12 \mu\text{m}.$$

Визначаємо різницю між затребуваним та фактичним положенням гайки під впливом навантаження на КГП та змінення температури гвинта:

$$\delta_{Ft} = |\delta \pm \Delta l|, \mu\text{м}. \quad (3.43)$$

Величини похибок додаються або віднімаються одна від одної в залежності від напрямку руху кулькової гайки.

Визначаємо похибку позиціонування при переміщенні кулькової гайки в напрямку фіксуєючої опори:

$$\delta_{ov lr} = 11,62 + 111 = 122,62 \mu\text{м},$$

$$\delta_{ov sr} = 4,08 + 12 = 16,08 \mu\text{м}.$$

Визначаємо похибку позиціонування при переміщенні кулькової гайки від фіксуєючої опори:

$$\delta_{ov lf} = |11,62 - 111| = 99,38 \mu\text{м},$$

$$\delta_{ov sf} = |4,08 - 12| = 7,92 \mu\text{м}.$$

Найменша похибка позиціонування за умови нагрівання ходового гвинта досягається під час руху гайки в напрямку плаваючої опори під час її знаходження якнайближче до фіксуєючої опори. Для підвищення точності позиціонування необхідно дотримуватись наступних рекомендацій:

- деталь або заготовку на столі розташовувати так, щоб при її обробці кулькова гайка пересувалась ходовим гвинтом якнайближче до фіксуєючої опори;
- передбачити механізм охолодження кулькової гайки та/або ходового гвинта для зменшення значення похибки позиціонування від температурних деформацій гвинта.

4 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДУ ЗА КООРДИНАТНОЮ ВІССЮ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ АНАЛІЗУ І РОЗРАХУНКІВ

Сервомотор Siemens 1FT6086-8AC7 [16, с. 204] (технічні характеристики наведені в таблиці 4.1 [16, с. 80]) приєднується до гвинта за допомогою беззazorної муфти з високою крутильною жорсткістю Rotex GS [17] типорозміру 28 (максимально можливий діаметр вала 38мм) типу 2.5 (без шпонки, рис. 4.1).

Таблиця 4.1 – Характеристики сервомотора Siemens 1FT6086-8AC7

Технічна характеристика	Значення
Номінальна частота обертання, хв^{-1}	2000
Номінальний крутний момент, Нм	22,5
Номінальний струм, А	10,9
Момент інерції, 10^{-4}кгм^2	79,6
Максимальна частота обертання, хв^{-1}	7900
Максимальний крутний момент, Нм	90
Максимальний струм, А	48
Вага, кг	29

Гвинт зі сторони двигуна установлений у фіксуючу опору. За такого способу установки як зовнішні, так і внутрішні кільця підшипників натягнуті та зафіксовані. Схематичне зображення корпусу фіксуючої опори знаходиться у додатку Е.

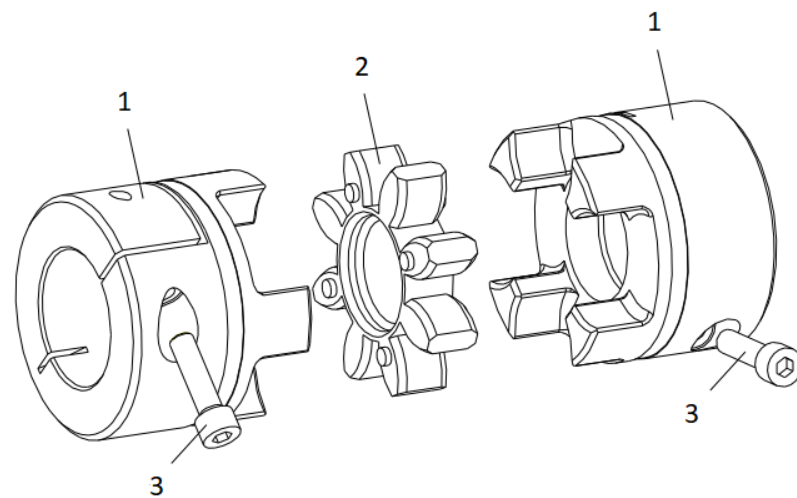
Певне положення фіксуючої опори забезпечується натягом конічних штифтів, які проходять через опору та станину.

Сервомотор за допомогою кронштейна кріпиться до корпусу фіксуючої опори, який для цього має різьбові отвори.

На посадковому місці діаметром 40мм та довжиною 90мм за схемою «О» розташовані чотири однорядних упорно-радіальних підшипника SKF

BSA 308 CGB з попереднім натягом 10200Н. Динамічна вантажопідйомність опори – 108540Н.

Внутрішні кільця підшипників фіксуються за допомогою шліцьової гайки NMA з внутрішнім різьбленням розміром M40x1,5. Гайка нагвинчується на гвинт, створюючи натяг підшипників, а потім фіксується відносно до гвинта. З іншої сторони внутрішні кільця через проставкове кільце впираються в торець найбільшого діаметра гвинта з нарізаною різьбою, яка забезпечує робочий хід виконавчого органу.



1 – затискна маточина; 2 – зубчастий вінець; 3 – гвинти з циліндричною ГОЛОВКОЮ

Рисунок 4.1 – Муфта Rotex GS 2.5

Фіксація гвинта за віссю створюється шляхом закручування кільцевої гайки GWR із зовнішнім різьбленням розміром M95x2 по нарізаній різьбі в корпусі опори. З іншої сторони зовнішнє кільце підшипника впирається в стінку опори.

Інша сторона гвинта встановлена в плаваючій опорі, що являє собою два однорядних упорно-радіальних підшипника, встановлених за схемою «О». Натяг підшипників менший ніж тих, що встановлені у фіксуючій опорі через те, що плаваюча опора не сприймає осьових навантажень, та становить

5100Н. Внутрішні кільця підшипника також фіксуються на гвинті за допомогою шліцьової гайки NMA: гайка зтискає внутрішні кільця підшипника, які впираються в проставкове фланцеве кільце, яке також встановлено на гвинт і впирається в торець найбільшого діаметра гвинта. Схематичне зображення корпусу плаваючої опори представлено в додатку Ж.

Зовнішні кільця підшипника не зафіксовані в опорі, що робить можливим їх переміщення відносно корпусу опори.

Переміщення виконавчого органу забезпечує подвійна гайка FDM-E-S з попереднім натягом 10%. У фланці гайки є шість отворів. Гайка монтується у т-подібний кронштейн та закріплюється шістьма болтами. Кронштейн кріпиться до столу, який має різьбові отвори. Положення кронштейну фіксується двома конічними штифтами. Конічна поверхня штифта робить можливим багаторазовий монтаж та демонтаж кронштейна без погіршення точності позиціонування. Схематичне зображення кронштейна знаходиться в додатку И.

Попередній натяг здійснюється шляхом підбору проставкового кільця, що знаходиться між напівгайками. Кільце складається з двох півкілець. В залежності від ширини кільця забезпечується необхідний натяг в системі гайка-гвинт. Принцип створення попереднього натягу в подвійній гайці показаний на рисунку 4.2. Проставочне кільце забезпечує зміщення напівгайок за віссю руху.

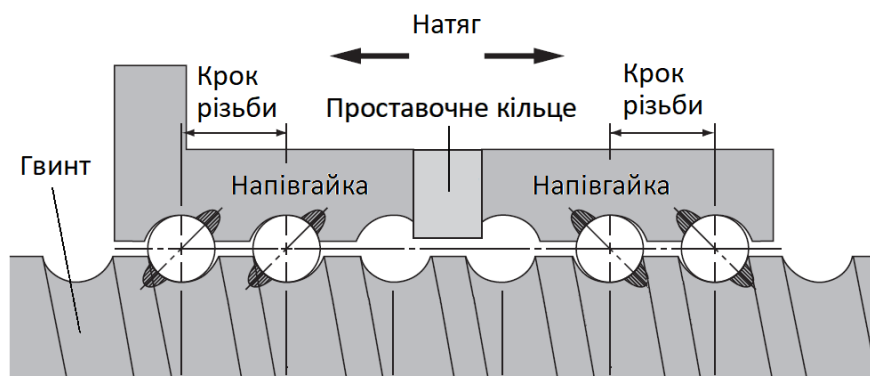


Рисунок 4.2 – Схематичне зображення натягу у подвійній гайці FDM-E-S

ВИСНОВКИ

Аналіз механізмів для здійснення лінійних переміщень робочих вузлів верстатів дозволив вибрати найбільш доцільний тип тягового пристрою для виконання поставленої задачі.

Вибрані конструктивні параметри кулькової гвинтової передачі багатоцільового верстата.

Виконані розрахунки кулькової гвинтової передачі підтвердили показники міцності, швидкохідності та довговічності передачі з вибраними параметрами. А схема установа гвинта в опорах забезпечує зазначені показники, в той же час є економічною.

Розрахунки пружних і температурних деформацій ходового гвинта дозволяють рекомендувати схеми обробки на верстаті з мінімальним впливом деформацій на точність обробки.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. [Електронний ресурс]. Передачи винт-гайка скольжения. Трапецеидальные винты. Режим доступа: <https://bergab.ru/lmtrapez.shtml>.
2. [Електронний ресурс]. Трапецеидальные винты: люфт в паре «винт-гайка». Режим доступа: <https://3d-diy.ru/wiki/cnc/trapetseidalnye-vinty/>.
3. [Електронний ресурс]. Accuracy of the Ball Screw. Режим доступа: https://tech.thk.com/en/products/pdf/en_a15_011.pdf.
4. [Електронний ресурс]. Ball screw preload: What you need to know. Режим доступа: <https://www.linearmotiontips.com/ball-screw-preload-what-you-need-to-know/>.
5. [Електронний ресурс]. Roller screws. Режим доступа: https://lmotion.ru/cataloguespdf/14489_EN.pdf.
6. [Електронний ресурс]. Ball screw actuators vs. roller screw actuators. Режим доступа: <https://www.hypercyl.com/blog/ball-screw-actuators-vs-roller-screw-actuators/>.
7. [Електронний ресурс]. Реечные передачи и механизмы: Характеристики речных передач. Режим доступа: https://bergab.ru/lmreechnye_peredachi.shtml.
8. [Електронний ресурс]. LMFA64L: Forces and electrical parameters. Режим доступа: <https://www.hiwin.de/en/Products/Linear-motors/Linear-motors-LMFA/LMFA64L-%281000mm%2C-Pt1000%29/p/80027025>.
9. [Електронний ресурс]. Comparing Performance and Efficiency of Linear Motors, Ball Screws, and Rack-and-Pinion Drives. Режим доступа: <https://www.machinedesign.com/archive/article/21829481/comparing-performance-and-efficiency-of-linear-motors-ball-screws-and-rackandpinion-drives>.

10. Металообробне обладнання: метод. вказівки з курсового проєктування для студентів спец. “Галузеве машинобудування” / Нац. ун-т Запорізька політехніка; уклад. В.В. Солоха. – Запоріжжя: НУЗП, 2021, 94с.

11. Misumi FA Mechanical Components: Economy Series / Petaling Jaya, 2022, 1014с.

12. Обладнання для новітніх технологій: метод. вказівки до лабораторних робіт для студентів спец. “Галузеве машинобудування” / Нац. ун-т Запорізька політехніка; уклад. В.В. Солоха. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2017, 42с.

13. [Електронний ресурс]. Расчёт КПД шарико-винтовой пары. Режим доступа: <https://darxton.ru/wiki-article/raschet-kpd-shariko-vintovoy-pary/>.

14. [Електронний ресурс]. THK Ball Screw General Catalog: Studying the Axial Clearance of the Feed Screw System. Режим доступа: https://tech.thk.com/en/products/pdf_download.php?file=E_15_BallScrew.pdf.

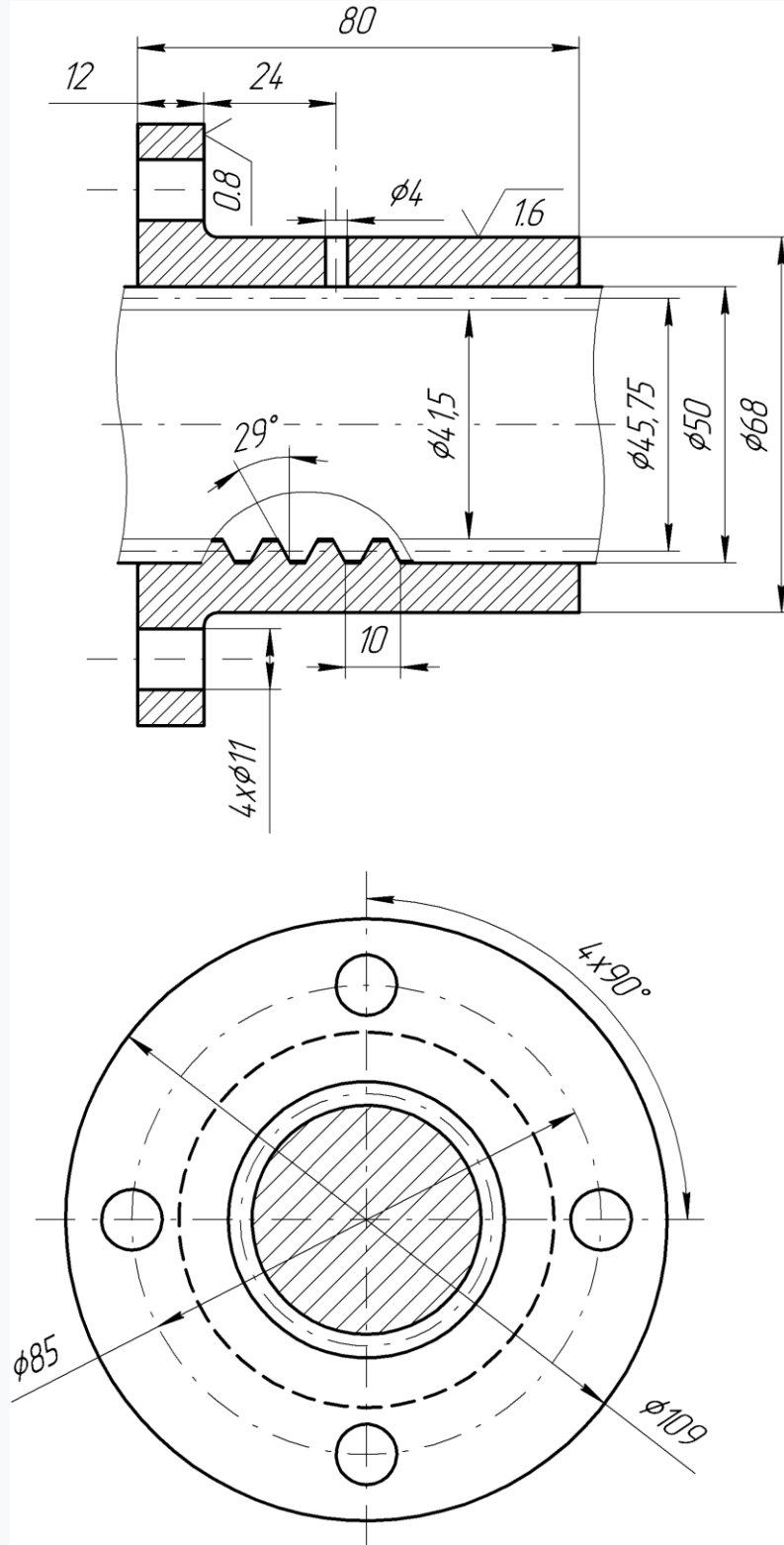
15. [Електронний ресурс]. BSA 308 CGB: Super-precision single direction angular contact thrust ball bearing. Режим доступа: <https://www.skf.com/group/products/super-precision-bearings/angular-contact-thrust-ball-bearings-for-screw-drives/productid-BSA%20308%20CGB>.

16. [Електронний ресурс]. 1FT6 synchronous motors: Configuration Manual. Режим доступа: https://cache.industry.siemens.com/dl/files/289/28708289/att_2592/v1/PFT6_1005_en.pdf.

17. [Електронний ресурс]. Rotex GS: backlash-free jaw couplings. Режим доступа: https://www.ktr.com/catalog/index.php?catalog=DriveTechnology#page_134.

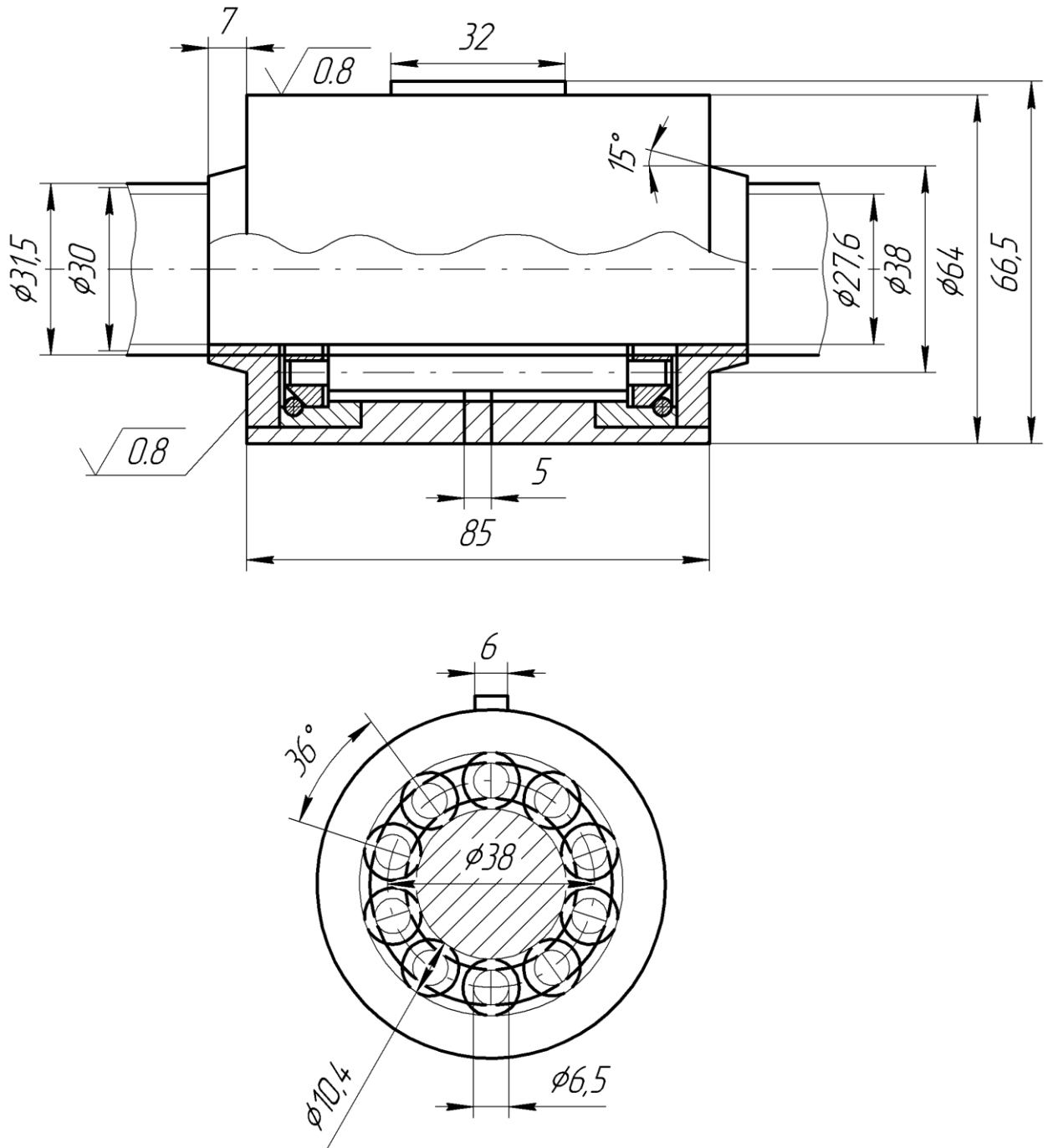
ДОДАТОК А

Схематичне зображення передачі гвинт-гайка ковзання



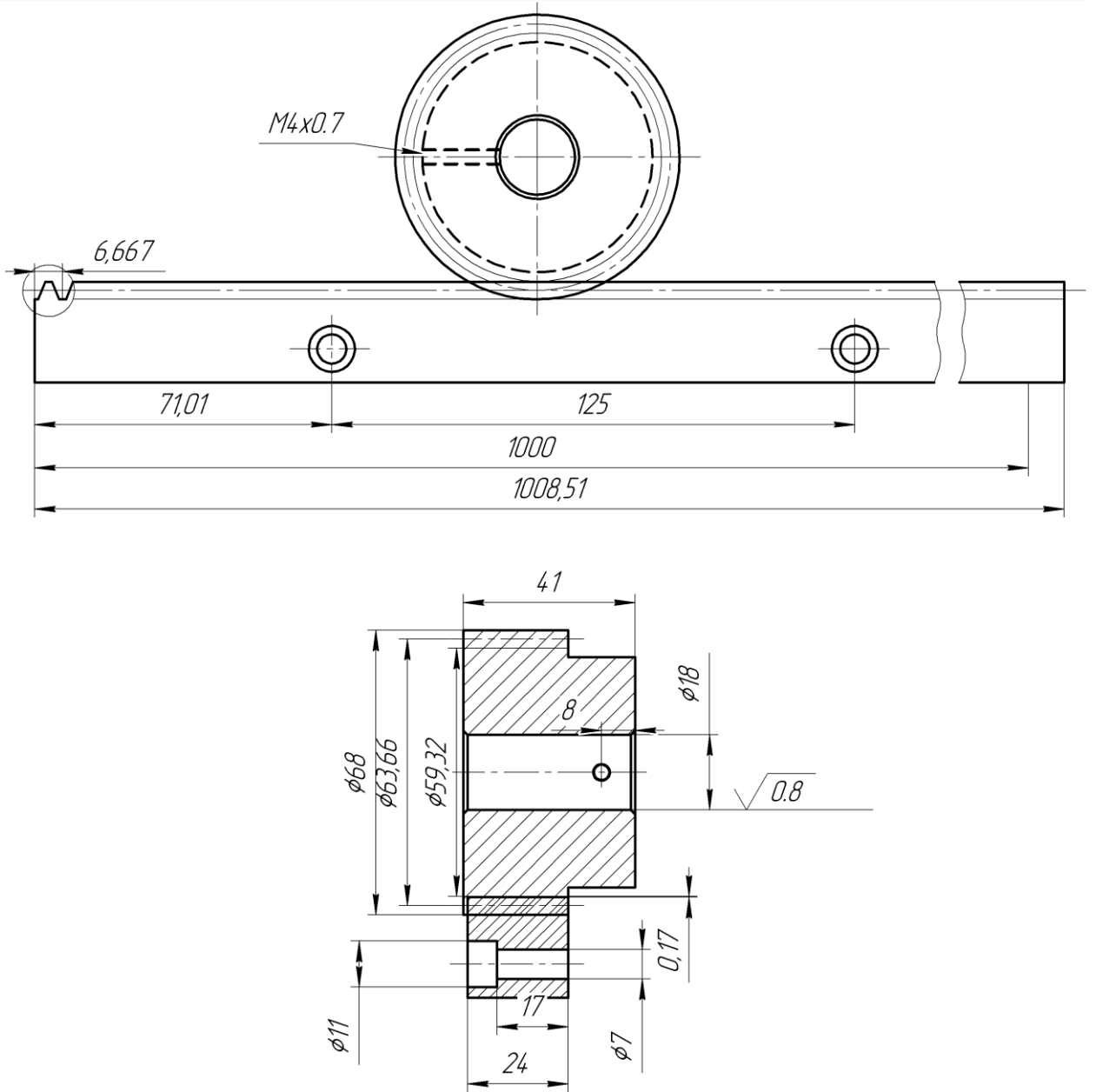
ДОДАТОК Б

Схематичне зображення планетарної роликотвинтової передачі



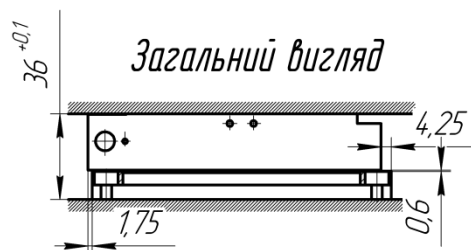
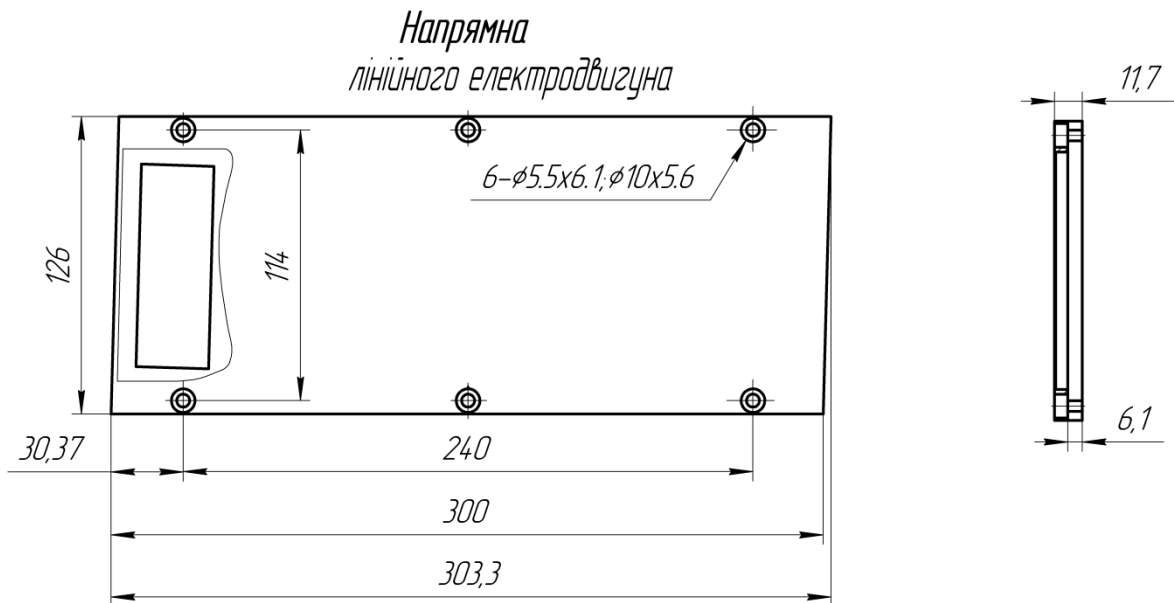
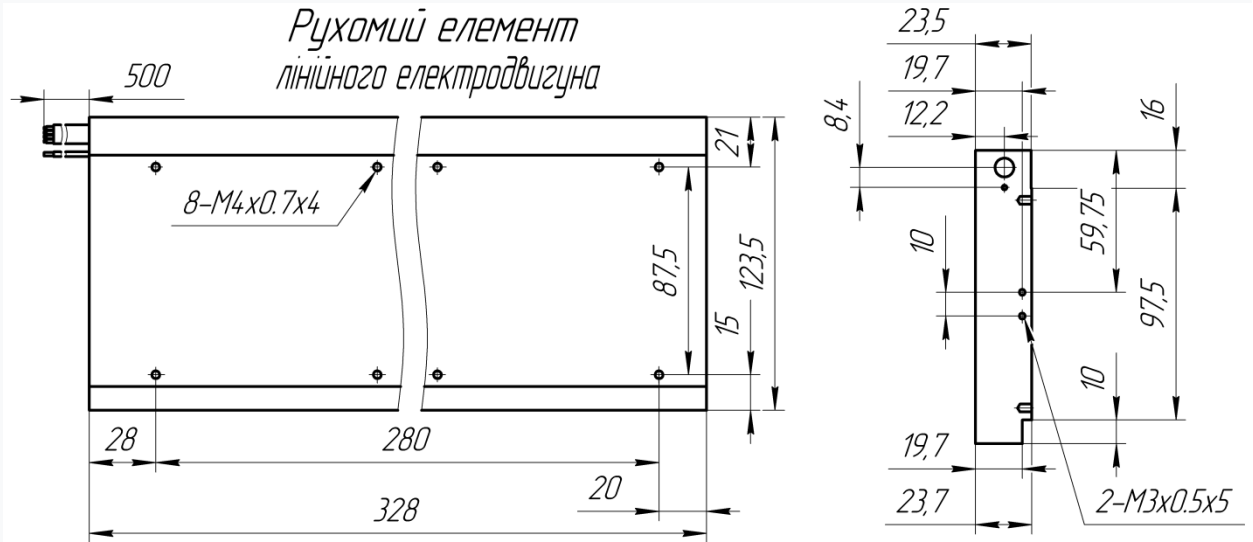
ДОДАТОК В

Схематичне зображення зубчато-рейкової передачі



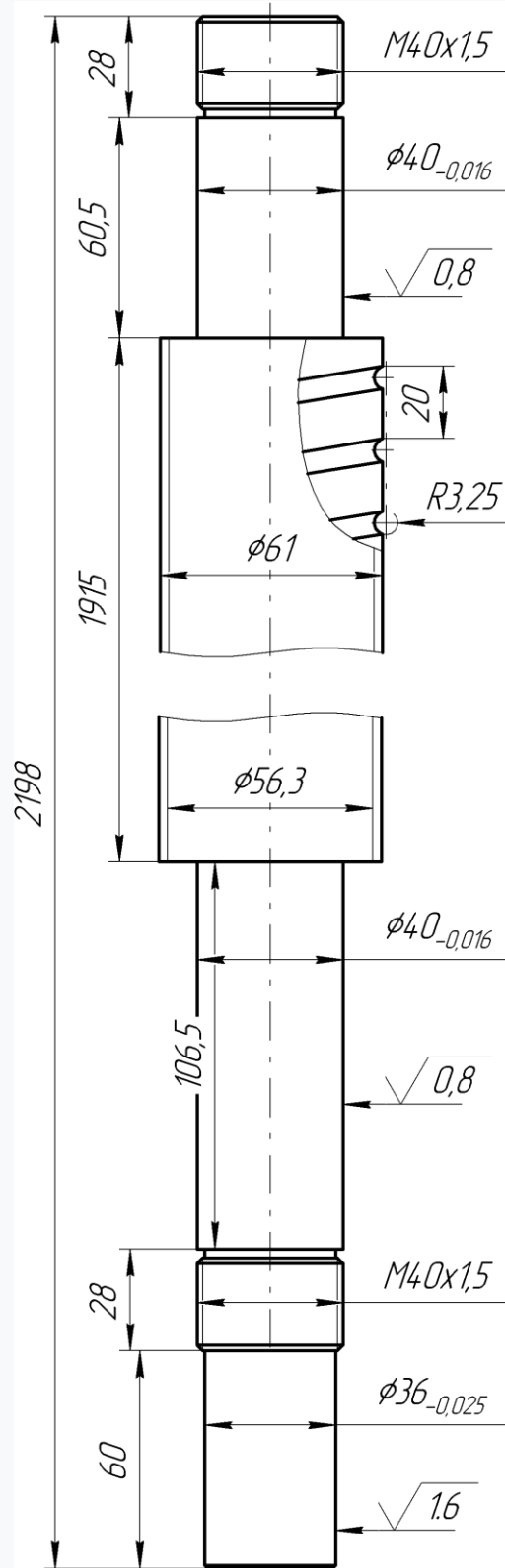
ДОДАТОК Г

Схематичне зображення плоского лінійного електродвигуна



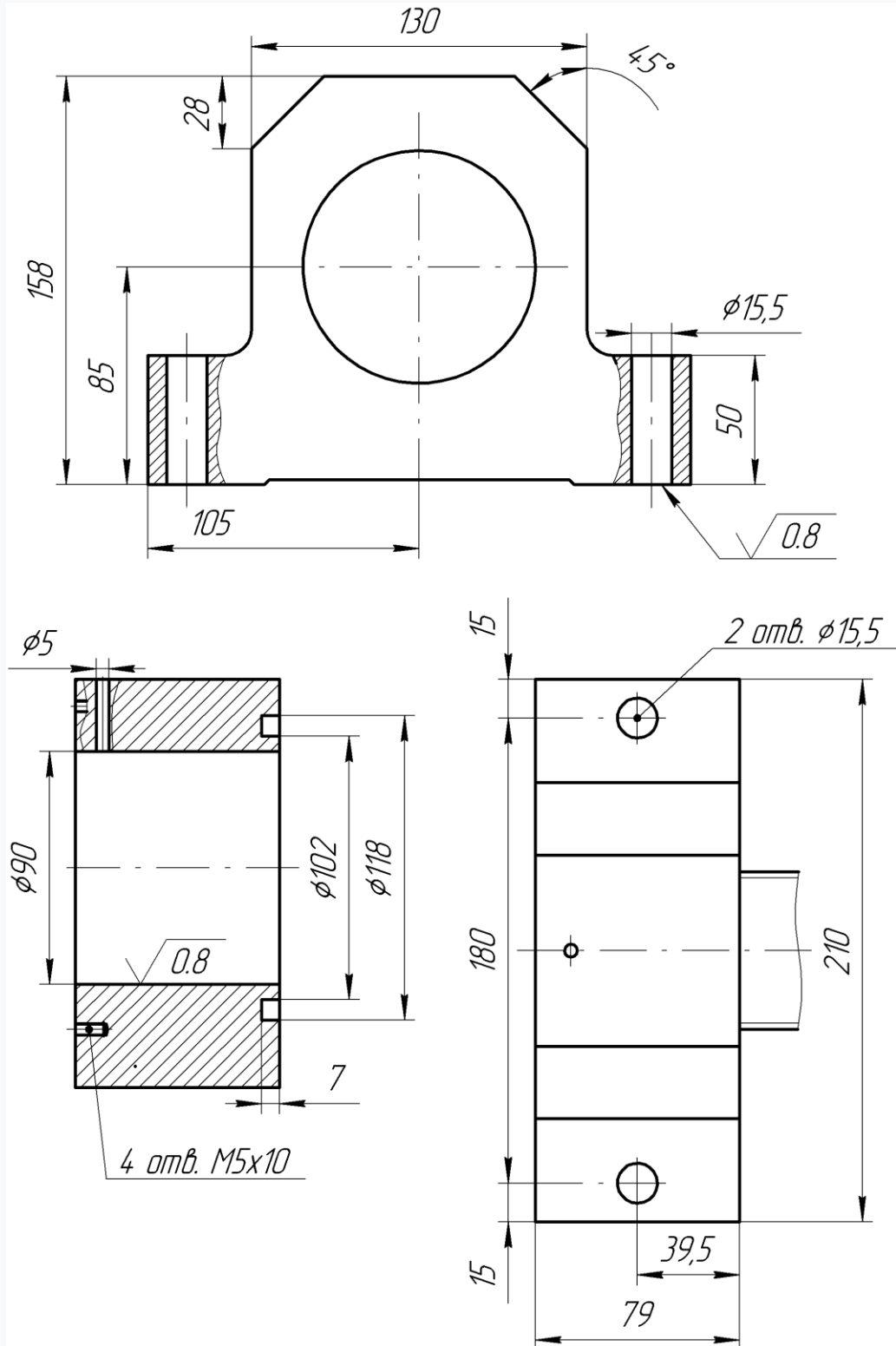
ДОДАТОК Д

Схематичне зображення кулькового гвинта



ДОДАТОК Ж

Схематичне зображення корпусу плаваючої опори гвинта



ДОДАТОК И

Схематичне зображення кронштейна кулькової гайки

