

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
ім. ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ ТА МАШИН
УДК 62-97

До захисту допущено

В.о завідувача кафедри

(підпис) О.В. Шевченко
(ініціали, прізвище)

“ ” _____ 2019 р.

Дипломний проект

на здобуття ступеня бакалавра

з напрямку підготовки _____ **6.050503 «Машинобудування»**
(код і назва)

на тему **Конструювання настільного фрезерного верстату на
базі покупних модулів**

Виконав студент групи

IV курсу, групи МВ-

Зінчук А.С

(прізвище ім'я по батькові)

(підпис)

Керівник проекту

Даниленко О.В

(вчена ступінь та звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

КОНСУЛЬТАНТИ:

РЕЦЕНЗЕНТ:

Бецко Ю.М

(посада, наукова ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проекті
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ - 2019 року

Національний технічний університет України

“Київський політехнічний інститут

Ім. Ігоря Сікорського”

Механіко-машинобудівний інститут

Кафедра конструювання верстатів та машин

Рівень вищої освіти перший («бакалавр»)

Напрямок підготовки 6.050503 «Машинобудування»

Напрямок програми

професійного спрямування «Металорізальні верстати та системи»

ЗАТВЕРДЖУЮ

В. о. завідувача кафедри

О.В.Шевченко

(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ” 2019 р.

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ СТУДЕНТУ

ЗІНЧУКУ Андрію Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту Конструювання настільного фрезерного верстату на базі покупних модулів.
керівник проекту Даниленко Олександр Васильович,
канд.техн. наук, доцент.

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

затверджені наказом по університету від “22” травня 2019 року № 1326-с

2. Строк подання студентом проекту “05” червня 2019 р.

3. Вихідні дані до проекту Мета проектування – створення настільного фрезерного верстату на базі покупних модулів шляхом обґрунтованого вибору конкурентоздатних конструкцій. Базовий верстат-прототип та технічні характеристики визначити за результатами інформаційного дослідження.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Вступ (з обґрунтуванням області використання проектного верстату та переліком питань, які необхідно вирішити для досягнення мети). Інформаційне дослідження верстатів-аналогів та визначення області значень окремих параметрів і вибір компоновки верстату. Визначення (орієнтовне) технічних характеристик майбутнього верстату з використанням розрахунків режимів різання. Інформаційне дослідження основних вузлів верстату та вибір конструктивних рішень. Розробка принципової кінематичної схеми верстату.

Вибір та розрахунок основних параметрів вузлів верстату: приводу головного руху, напрямних шпиндельної бабки та хрестового столу, приводу подач. Проектування окремих елементів несучої системи. Дослідження пружних деформацій перехідної плити.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Плакати: Привод головного руху, розрахунок шарикових напрямних, розрахунок пружних деформацій столу з поздовжнім приводом.

Креслення: Загальний вигляд, Складальне креслення столу з поздовжнім рухом, стіл, фланець.

6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1	Пошук інформації по різальним інструментам	8.02.2019-16.02.2019	
2	Пошук настільних фрезерних верстатів та визначення їх основних технічних характеристик	2.02.2019-3.04.2019	
3	Пошук інформації по головному приводу та приводу подач	12.02.2019-5.03.2019	
4	Пошук інформації по напрямним та несучим системам	1.03.2019 – 18.03.2019	
5	Пошук варіантів компоновки та кінематики верстата	18.02.2019 – 1.03.2019	
6	Визначення переміщень верстата виходячи з розмірів покупних модулів	3.03.2019 – 18.03.2019	
7	Розрахунок і остаточний вибір покупних модулів	15.03.2019 – 21.04.2019	

8	Проектування елементів несучої системи	24.04.2019 – 26.05.2019	
9	Розрахунок пружних деформацій у елементах несучої системи	28.05.2019 – 8.06.2019	
10	Порівняння спроектованого прототипу верстата з HAAS Minimill 2	16.05.2019 – 9.06.2019	

Студент _____ Зінчук А.С.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту _____ Даниленко О.В.

АНОТАЦІЯ

До дипломного проекту на тему: «Конструювання настільного фрезерного верстату на базі покупних модулів».

В даному дипломному проекті було виконано інформаційне дослідження настільних фрезерних верстатів з конкурентноздатними конструкціями з метою визначити оптимальні технічні характеристики. Виконавши інформаційне дослідження, було сформоване технічне завдання для проектування базового верстату – прототипу.

В процесі проектування було обрано компоновку, кінематику, розраховано режими різання, виходячи з знайденої області значень параметрів настільного верстата. Також було розраховано та обрано привод головного руху, напрямні шпиндельної бабки та хрестового столу і приводу подач. Після цього, виходячи з геометричних параметрів обраних компонентів, було спроектовано деякі елементи несучої системи з виконанням креслень та виконанням розрахунків на величину пружних деформацій методом кінцевих елементів.

Пояснювальна записка до дипломного проекту

на тему: Конструювання настільного фрезерного верстату на базі покупних модулів ____

Київ – 2019 року

ЗМІСТ

Вступ	4
1. Обґрунтування мети розробки	5
2. Інформаційне дослідження основних вузлів верстата	10
2.1. Ріжучий інструмент	10
2.2. Головний привод верстата	11
2.3. Напрямні та шариково гвинтова пара	12
2.4. Привод подач	14
2.5. Несуча система верстата	16
3. Визначення технічних характеристик верстата	18
3.1. Компоновка верстата	18
3.2. Кінематична схема	19
3.3. Попереднє визначення поздовжнього, поперечного та вертикального переміщення столу та інструменту	20
3.4. Визначення основних технічних характеристик	21
3.4.1. Матеріал заготовки	21
3.4.2. Різальний інструмент	22
3.4.3. Розрахунок сил різання	26
4. Вибір та розрахунок приводу головного руху верстата	28
5. Розрахунок і вибір параметрів напрямних та шариково гвинтової пари	32
5.1. Розрахунок компонентів поздовжнього переміщення	33
5.2. Розрахунок компонентів поперечного переміщення столу	44
5.3. Розрахунок компонентів вертикального переміщення інструменту	50
6. Вибір приводу подач	59

					<i>МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ</i>						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Зінчук А.С			Пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Акрюшів	
Перевір.		Даниленко О.В								2	80
Реценз.								<i>КПІ ім.І.Сікорського, ММІ</i>			
Н. Контр.											
Затверд.											

7.	Несуча система верстата	61
7.1.	Проектування перехідної плити	61
7.2.	Розрахунок пружних деформацій	63
7.3.	Характеристика температурних деформацій	68
8.	Порівняльна характеристика з верстатом HAAS Minimill 2	69
	Висновки	72
	Додатки	73
	Перелік посилань	80

ВСТУП

Метою роботи є проектування настільного фрезерного верстату класу точності Н з числовим програмним керуванням (ЧПК) для обробки алюмінію, сталі, текстоліту, пластмас та дерева. Розміри можливої заготовки становлять 220x220x200мм, що задовольняє потреби більшості виробництв, на які буде орієнтований даний верстат, а саме: деталі для автомобільних тюнінг-ательє, виробництво малих прес-форм для лиття пластмас, деталі для технологічних оснасток на замовлення виробництва, деталі для випробувальних стендів та дослідних конструкцій.

Важливою частиною роботи є вибір і порівняння комплектуючих майбутнього верстата (шпиндельні вузли, напрямні, приводи та ін.), які доступні на ринку, та обґрунтований вибір з врахуванням техніко-економічних показників кожного елемента.

Кінцевим результатом даної роботи є вибір і розрахунок всіх важливих елементів верстата (напрямні, ШВП, приводи головного руху та подачі та ін.), визначення технічних характеристик майбутнього верстата та розроблена технічна документація для подальшого можливого виготовлення певних деталей.

Таким чином для досягнення поставленої мети необхідно виконати наступне:

- 1) Обґрунтувати мету, визначити загальні переваги і недоліки настільних верстатів, які переважно використовуються у майстернях в одиничному та дрібносерійному виробництві деталей на замовлення, тощо.
- 2) Визначення технічних характеристик настільного фрезерного верстата для індивідуального використання.
- 3) Обґрунтований вибір на основі розрахованих параметрів модульних вузлів – комплектуючих.

					МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

1. ОБГРУНТУВАННЯ МЕТИ РОЗРОБКИ

В наш час, виготовлення деталей, а саме механічна обробка, може бути виконана не лише спеціалізованими виробництвами, але й в малих майстернях. Для цього, в залежності від матеріалу, який оброблюється, та вимог до майбутньої деталі (точність, якість поверхні та ін.), можуть використовуватися різні інструменти: дріль або свердлильний верстат, шліфувальна машинка, циркулярна пила, болгарка, плазмовий різак, торцювальна пила, стрічкопилний, фрезерний та токарний верстат. Останні дві позиції є особливо корисні в будь-якій сфері використання, оскільки значно зменшують кількість часу та інструментів, потрібних для обробки. Наведемо деякі приклади використання:

1. На малих підприємствах (в основному для дрібносерійної або одиничної продукції, виготовлення технологічної оснастки для інших видів обробки);
2. в конструкторських бюро (прототипування та тестування конструкції перед запуском у масове виробництво);
3. в школах та професійних технічних училищах (трудове навчання та спец предмети з металообробки), університетах (виготовлення деталей для досліджень та вивчення принципу роботи верстатів та їх особливостей);
4. в ремонтних цехах та сервісах технічного обслуговування (виготовлення унікальних деталей та деталей, які зняті з виробництва, модифікація конструкцій існуючих пристроїв та виготовлення деталей для нового ремонтного обладнання);
5. використання для хобі (авіа- та судномодельовання, деревообробка, виготовлення елементів для історичної реконструкції та ін.);
6. ювелірне виробництво.

На ринку представлена велика кількість настільних верстатів (зображені на рис 1) різних фірм: JET, FDB Maschinen, Proxxon, Taig CNC, PureLogic, WMD. Верстати цих фірм можуть мати як ручне, так і програмне керування верстатом (ЧПК). Компанії, згадані вище, в основному спеціалізуються на верстатах токарної та фрезерної групи, з можливістю оброблення дерева, пластиків, кольорових металів та іноді, сталі.

					МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5



а)



б)

Рис. 1. Фрезерні верстати Taig CNC Minimill, Китай (а)
та BZT PF600 , Німеччина (б)

Основними перевагами продукції цих компаній є:

- малі габарити та вага;
- точність, достатня для більшості задач та сфер діяльності, перерахованих вище;
- простота монтажу та експлуатації верстата;
- наявність значної кількості інформації як з боку виробника, так з боку великої кількості користувачів;
- простота конструкції;

До недоліків можна віднести:

- високу ціну;
- за відгуками користувачів – невідповідність реальних технічних характеристик до заявлених у паспорті верстата;
- малий ресурс через погану якість застосованих матеріалів та комплектуючих;
- висока ціна доставки (наприклад, з Китаю або Сполучених Штатів Америки).

Звісно, певні недоліки не стосуються верстатів, які випускають відомі спеціалізовані верстатобудівні фірми, наприклад HAAS, Knuth, DMG, Hermle та ін.

Верстати даних фірм мають різні моделі з різними технічними характеристиками. В основному, дані верстати мають змогу оброблювати великогабаритні деталі ($> 500 \times 500 \times 500$ мм) та матеріали, в результаті оброблення яких виникають великі сили різання (нержавіюча сталь, чавун, титан та ін.). Наприклад, DMU 60e (зображено на рис 2) має робочу зону $500 \times 500 \times 500$ мм та має мотор-шпиндель потужністю 10 кВт з діапазоном частот обертання до 12000 об/хв, що дає змогу оброблювати всі вищеперераховані матеріали, забезпечуючи при цьому високу точність.

Проте, незважаючи на це, серед промислових моделей також існують аналоги настільних верстатів, що мають переваги промислових та настільних верстатів одночасно. На рис 2б зображено фрезерний верстат Knuth Pico Mill CNC, що має робочу зону $250 \times 100 \times 80$ та головний привод потужністю 3 кВт з діапазоном частот обертання 120- 6000 об/хв. Дані верстати є оптимальними за точнісними характеристиками, можливими габаритами та матеріалами оброблюємої заготовки.



а)



б)

Рис 2. а) DMU 60E; б) Knuth Pico Mill CNC

Окремо варто виділити присутність на українському ринку дуже великої кількості верстатів власного виробництва. Їх суттєвою особливістю є проста

конструкція, яка ,в основному, складається з великої кількості покупних елементів (рис 2.). З цього випливає простота в експлуатації і ремонті, можливість уніфікувати верстат під конкретні потреби виробництва (габаритні розміри деталей або самого верстата, маса та ін.). З іншого боку, непрофесійні виробники мають велику кількість технологічних та економічних обмежень, відсутність теоретичної бази та навичок проектування, що негативно впливає на ключові характеристики верстата, такі як жорсткість та точність.

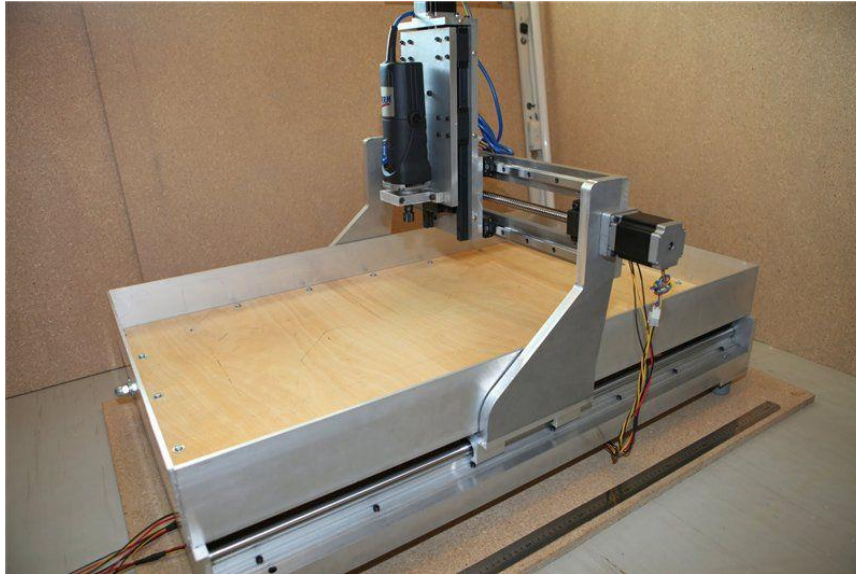


Рис. 2. Типова конструкція та виконання непрофесійного фрезерного верстату з ЧПК

Отже, виходячи з інформації зазначеної вище, можна сформулювати проблему, яка буде розглянута у роботі.

На ринку присутній попит на якісні настільні верстати, але відсутня широка пропозиція, оскільки продукція, яка доступна на ринку не задовольняє наступні вимоги:

- Точність;
- жорсткість (обробка сталі);
- можливість обробки на великих швидкостях (обробка алюмінію);
- можливість високопродуктивної обробки (знімання шару матеріалу >4 мм за прохід);
- простота та надійність конструкції;
- раціональне співвідношення ціна/якість;
- можливість використання стандартизованої оснастки.

					МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

Тому, прийнявши всі переваги та недоліки конкурентів, буде розроблено настільний фрезерний верстат, що задовольнятиме більшість потреб користувачів. Основними критеріями є ціна, габарити, жорсткість та маса верстата.

Отже, у даному розділі було проаналізовано основні переваги та недоліки настільних верстатів різних виробників та їх можливості. Було сформовано проблему та вимоги, які будуть враховуватись при розрахунку та проектуванні.

Підтверджена актуальність теми. Зрозуміло, що в кінцевому варіанті розробки необхідно виконати багатокритеріальну оптимізацію або скористатися методами прийняття рішень, щоб обрати вдалу альтернативу. Звісно, не можна орієнтуватися лише на вартість верстата, адже необхідно задовольнити вимоги до якості (а це ніколи не було задарма) і до строку експлуатації, що знову ж таки вимагає певних конструктивних рішень і матеріалів, які застосовуються.

					<i>МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

2. ІНФОРМАЦІЙНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ОСНОВНИХ ВУЗЛІВ ВЕРСТАТА

У даній роботі буде проведено дослідження основних компонентів, що впливають на технічні та геометричні параметри верстата, а саме: ріжучий інструмент, головний привод та привод подач, напрямні та механізм точного переміщення і елементи несучої системи. Розглянемо кожний елемент та вимоги до нього більш детально.

2.1 Ріжучий інструмент

В загальному випадку, у фрезерний верстат можливо встановити наступні типи фрез (зображено на рис 3.): кінцева (е), торцева (д), дискова (ж), циліндрична (а...в), фасонна (з...й), шпонкова хвостова, різьбонарізна та ін.

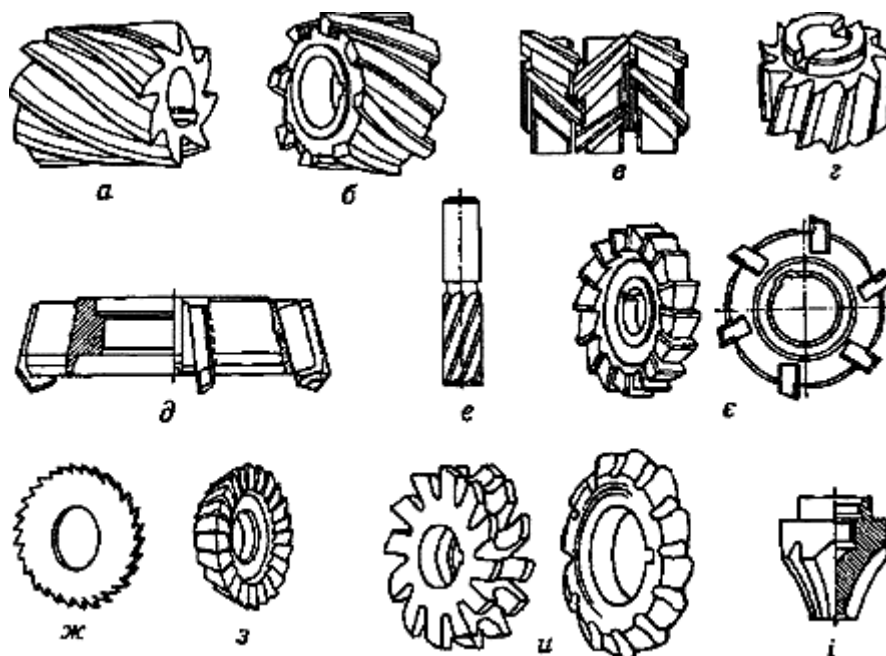


Рис. 3. Види фрез

Для розрахунку та подальшого використання в даному верстаті було обрано кінцеву фрезу, оскільки вона має певний ряд переваг, а саме:

- Універсальність. Дана фреза, в залежності від ГПРЧІ та матеріалу інструменту, здатна виконувати як чистові, так і чорнові режими обробки;
- високошвидкісні режими обробки дозволяють зменшувати час обробки, підвищуючи продуктивність та якість оброблення для деяких матеріалів (Алюміній, Бронза, Латунь, тощо);

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ

Лист

10

- форма твердосплавної кінцевої фрези забезпечує високу жорсткість та твердість, що дозволяє отримувати меншу ступінь шорсткості.

Основними параметрами режимів різання, які визначають продуктивність фрези є глибина, ширина та подача.

Подачею (s) називають обертальний рух інструменту, під час якого відбувається поступальний рух заготовки або також інструменту, в результаті чого зрізається певний шар матеріалу з заготовки. Можливими величинами подачі є подача на зуб, хвилинна подача, або подача на оберт. Для цих трьох величин можливе наступне співвідношення:

$$S_m = s * n = S_z * Z * n,$$

де s – подача, n – частота обертів фрези, z – кількість зубів.

Глибина (t) і ширина фрезерування (B) – поняття, що пов'язані з шириною шару, що зрізається під час проходження інструменту, де t визначає тривалість контакту фрези з поверхнею, а B – довжину леза зуба фрези, що приймає участь в різанні [4].

2.2 Головний привод верстата

На даний момент, в сучасних верстатах з ЧПК використовуються велика кількість різних типів приводів, які, в залежності від призначення та особливостей, можуть використовуватись для здійснення робочих, допоміжних та встановлювальних переміщень інструментів та заготовок. До кожного виду привода висуваються певні вимоги по передаванню потужності від привода до кінцевої ланки (робочого органу), забезпеченню постійної швидкості або її зміні та регулюванню, точності переміщення, швидкодії, надійності, вартості та габаритам [1].

Головний рух забезпечує зняття стружки із заготовки в процесі обробки. Приводи головного руху металорізальних верстатів призначені для здійснення робочих обертальних або поступальних рухів інструменту та заготовок.

При виборі та розрахунку головного привода варто враховувати, що сучасні системи електроприводів дозволяють вирішити багато задач, які пов'язані з

					МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

регулюванням та зміною швидкості та напрямку руху, що спрощує керування приводом, розширює можливості уніфікації приводів та виконання їх у вигляді окремих агрегатів. Головними критеріями при виборі приводу виступають:

1. Діапазон частоти обертання;
2. потужність та крутний момент;
3. вмикання, вимикання, гальмування та реверсування обертання приводу;
4. висока точність та плавність обертання шпинделя;
5. високий ККД приводу та мінімальні втрати на тертя;
6. надійність приводу;
7. зручність керування;
8. простота та мінімальна вартість виготовлення та експлуатації.

2.3 Напрямні та шариково гвинтова пара

Напрямні верстатів поділяються на напрямні кочення та напрямні ковзання. Розглядається можливість і доцільність використання напрямних змішаного тертя і напрямних кочення, оскільки напрямні рідинного тертя та аеростатичні тут не є доцільними. В Таблиці 1 приведено порівняльну характеристику:

Таблиця 1

Порівняльна характеристика напрямних верстатів

Напрямні ковзання	Напрямні кочення
Переваги	Переваги
Простота конструкції	Рівномірність та плавність руху при будь-яких швидкостях
Вищі демпфуючі властивості	Менша кількість тепловиділень
Висока контактна жорсткість	Простота в обслуговуванні та ремонті
Фіксація рухомого вузла після переміщення в задану позицію	Більш висока точність

Основними критеріями при виборі напрямних для даного верстата з ЧПК є ціна (при першій ітерації розробки не враховуємо), взаємозамінність та простота в ремонті та експлуатації. Звісно, треба мати доступну і детальну інформацію від виробника, бажано не на рівні рекламних проспектів, а каталоги з розрахунковими умовами для вибору. Тому обираємо напрямні кочення фірми ТНК (Японія).

ШВП – це вузол точного переміщення, що складається з шарикового гвинта і шарикової гайки (зображено на рис 4), який забезпечує перетворення обертального руху в поступальний і навпаки. Тілами кочення привода є кульки. Основний тяговий пристрій верстатів з ЧПК, з яким останнім часом почав конкурувати лінійний двигун, але для верстату, подібного розроблюваному, це дороге рішення.



Рис. 4. Механізм ШВП в розрізі

Перевагами шариково-гвинтової пари є невеликі втрати на тертя, високий ККД передачі при невеликих габаритах, точність поступального руху, компактні розміри, великий строк служби, безшумність, плавність ходу.

До недоліків можна віднести складність в виготовленні, обмеження за довжиною та швидкістю обертання, високу вартість

Серед можливих альтернатив є передача гвинт-гайка змішаного тертя, проте через більше тертя, яке є причиною більш швидкого зносу та низького ККД, ми відкидаємо даний варіант: у придбанні дешевше, а у експлуатації – дорожче.

					МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

2.4 Привод подач

Рух подачі призначений для розповсюдження процесу різання на всю поверхню обробки і відбувається зі швидкістю, значно меншою за швидкість головного руху. Вид та величина подачі визначається відповідними технологічними процесами обробки, умовами точності деталей та стійкості інструменту.

Для проектного нами фрезерного верстату, приводи подач повинні відповідати наступним вимогам:

1. Забезпечення необхідних швидкостей переміщення робочого органу (Загальний діапазон регулювання приводу в сучасних верстатах з ЧПК $R_{s.заг} = \frac{S_{xx}}{S_{\pi}} = 10\ 000 \dots 30\ 000$);
2. забезпечення необхідної тягової сили в приводі для переміщення робочого органу;
3. висока жорсткість приводу та динамічна характеристика, визначає точність переміщення і установки робочого органу;
4. виключення зазорів в механічних елементах приводу особливо в тягових пристроях;
5. мінімальні і постійні сили і моменти тертя в приводі;
6. висока надійність приводу;
7. простота виготовлення, складання та обслуговування;

Як правило, у приводах подач використовують один з двох найрозповсюдженіших варіантів електродвигунів: кроковий або серводвигун.

Кроковий двигун – безколекторний двигун постійного струму (зображено на рис 4), що перетворює керуючий сигнал в переміщення ротора з фіксацією в заданому положенні.

					МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

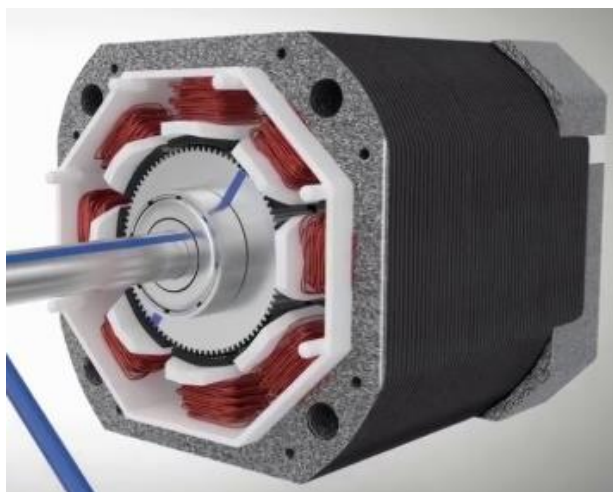


Рис. 4. Кроковий двигун Nema 17

До основних переваг крокових двигунів можна віднести невисоку ціну, простоту керування та підключення, надійність та простоту в обслуговуванні. Недоліками є точність повороту валу (приблизно 0,01 мм), втрата моменту при збільшенні швидкості, відсутність зворотного зв'язку та нижча можлива частота обертання, порівняно з серводвигуном. Найбільшим недоліком є саме відсутність зворотного зв'язку, оскільки це негативно впливає на точність позиціонування та, як наслідок, нестабільність навантажень на ріжучий інструмент, відхилення від необхідних розмірів при обробці та ін.

Серводвигун – електродвигун, призначений для роботи в широкому діапазоні швидкостей (зображено на рис 5), що забезпечує покращену плавність ходу, понижену вібрацію та менший рівень шуму. Серводвигун має датчик положення валу (енкодер), що дозволяє виконувати точний поворот валу, відстежуючи різницю між поданою через драйвер величиною та реальним кутом повороту, та прибираючи цю різницю. Фірми – виробники випускають серводвигуни на базі як асинхронних, так і синхронних електродвигунів.

Перевагами серводвигуна є зворотній зв'язок, можливість керування швидкістю, положенням та моментом, висока точність позиціонування (до 2 мкм). До недоліків можна віднести високу ціну, складність у налагодженні та ремонті.



Рис. 5. Серводвигун Yaskawa

2.5 Несуча система верстата

Несучою системою верстата називають сукупність базових вузлів (зображено на рис 6) між інструментом і заготовкою. В першу чергу – це корпусні деталі (станини, основи, стійки, колони, корпуси шпиндельних бабок та ін.), а також каретки, супорти, планшайби, траверси та ін. За своєю формою базові деталі можна розділити на три групи:

Бруси- деталі, у яких один габаритний розмір більший за інші 2 розміри. Пластини – деталі, у яких один розмір значно менший з інші 2 розміри. Коробки – деталі, у яких габаритні розміри є одного порядку [1].

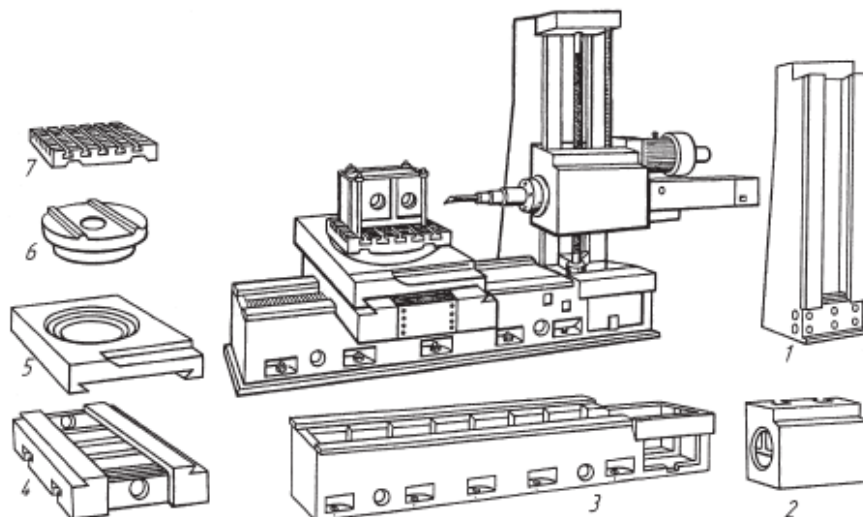


Рис. 6. Базові деталі фрезерно-розточувального верстата. 1 – стійка; 2 – шпиндельна бабка; 3 – станина; 4 – нижні салазки; 5 – верхні салазки; 6 – поворотний стіл; 7 – монтажна плита.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ

Лист

16

Серед вимог, які висуваються до базових вузлів верстата є наступні [1]:

- Висока точність виготовлення всіх відповідальних поверхонь для забезпечення геометричної точності верстата;
- висока жорсткість, що визначається контактними деформаціями рухомих і нерухомих стиків і деформаціями самих базових деталей;
- високі демпфуючі властивості, для гасіння коливань між інструментом і заготовкою від дії різних джерел вібрації
- довговічність, що виражається в стабільності форми базових деталей і здатності зберігати початкову точність впродовж всього терміну експлуатації.

Висновок до розділу:

Отже, у даному розділі було розглянуто основні теоретичні відомості стосовно кожного вузла, що буде розраховуватись та обиратись для подальшого встановлення або проектування. Розділ є дуже важливим, оскільки дає можливість проаналізувати можливі рішення та альтернативи, які можна впровадити в конструкції з метою зменшення вартості верстата, збільшення точності або зменшення маси вузлів, що безпосередньо впливає на технічні характеристики верстата.

					<i>МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

3. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕРСТАТА

3.1 Компонівка верстата

Для нашого фрезерного верстата обираємо компоновку безконсольного трикоординатного вертикально-фрезерного верстата. Дана компоновка обумовлена необхідністю забезпечити мінімально можливі габарити верстата, збільшеною величиною необхідного робочого ходу по осі Z, можливістю модернізації верстата в майбутньому з метою розширення технологічних можливостей, а саме додавання четвертої координати обробки та автоматичної системи зміни інструменту (зображено на Рис 7.) та зменшення кількості елементів станини та спрощенням їх виготовлення (також збільшує жорсткість несучої системи за рахунок зменшення кількості контактних поверхонь).

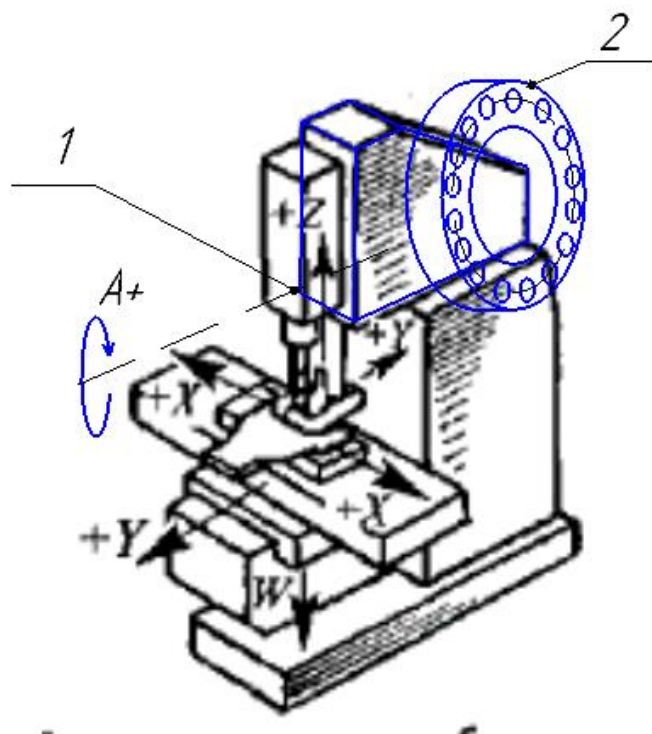


Рис. 7. Безконсольний вертикально-фрезерний верстат та його можлива модернізація. Позначено: 1 – четверта координата обробки; 2 – автоматична система зміни інструменту.

3.2 Кінематична схема

Особливості кінематичних схем верстатів з ЧПК

Враховуючи те, що у верстатах такого типу керування всіма приводами відбувається через керуючу програму, виникає ряд вимог та особливостей, які потрібно враховувати при проектуванні [1]:

1. Спрощення кінематичних схем та їх широка уніфікація (як елементів, так і приводів в цілому) в межах одного верстата або цілої групи;
2. максимальне виключення зубчатих передач з кінематичних схем, оскільки це впливає на точність. Для усунення похибок в кінематичних ланцюгах застосовують наступні рішення:
 - а) Менш точні передачі розміщати подалі від кінцевої ланки;
 - б) уникати паразитних коліс;
 - в) збільшувати діаметр коліс в кінематичному ланцюгу;
 - г) назначати рівні або кратні передатні числа в елементах кінематичного ланцюга.
3. максимальне зменшення передаточного відношення реалізовувати на кінцевих ланках та тягових механізмах. Це допомагає зменшити вплив на точність проміжними передачами;
4. виключення зазорів в кінематичних ланцюгах, особливо там, де відсутній зворотній зв'язок;
5. підвищення жорсткості складових елементів в 2-3 рази порівняно з верстатами ручного керування;
6. зменшення моменту інерції в кінематичному ланцюгу за рахунок розподілу передатних чисел та конструкції елементів приводу;
7. встановлення датчиків зворотного зв'язку для зменшення похибок (встановлення датчиків на ненавантажених ділянках ланцюга, максимально близьке розташування датчиків лінійних переміщень до зони обробки).

Отже, формуємо кінематичну схему верстата:

					<i>МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

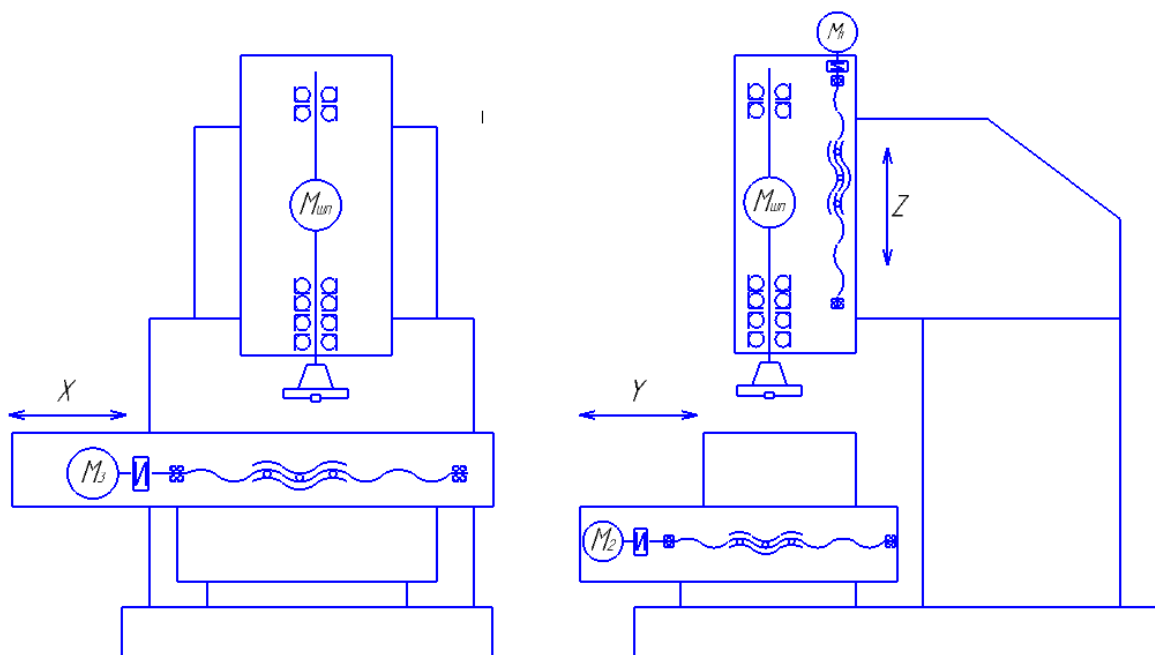


Рис. 8. Кінематична схема верстата

3.3 Попереднє визначення поздовжнього, поперечного та вертикального переміщення столу та інструменту

Для визначення основних величин за трьома осями, повинні бути відомі наступні вхідні дані:

- 1) Компоновка верстата;
- 2) розміри заготовки (довжина, ширина, висота);

Для визначення максимального переміщення столу x_{max} , використовуємо рекомендоване співвідношення ходу столу до його розмірів [1].

$$x_{max} \approx 0,8 * L_{ст. max} = 0,8 * ((l_{заг. max} + 2 * (l_{усп. max} + \Delta)))$$

$$= 0,8 * (220 + 2(100 + 10)) = 352 \approx 350 \text{ мм};$$

Де $L_{ст. max}$ – довжина столу; $\Delta = 10 \text{ мм}$ - запас для закріплення деталі на УСП; $l_{заг. max} = 220 \text{ мм}$ – максимальна довжина встановленої заготовки; $l_{усп. max} = 100 \text{ мм}$ - максимальна довжина прижиму універсально-складального пристрою;

Визначаємо поперечний хід столу y_{max} :

$$y_{max} \approx B_{ст. max} = B_{заг. max} + D_{фр. max} + 2\Delta = 220 + 12 + 80 = 312 \approx 310 \text{ мм}$$

Де $B_{ст.мах}$ – ширина столу; $B_{заг.мах} = 220$ мм – максимальна ширина заготовки $D_{фр.мах}$ – максимальний діаметр кінцевої фрези; Δ – запас для позиціонування деталі на столі;

Визначимо вертикальний хід шпиндельної бабки майбутнього верстата $h_{мах}$:

$$h_{мах} \approx H_p + \Delta h + l_{фр.мах} = 200 + 5 + 96 = 304 \approx 300 \text{ мм}$$

Де H_p – максимальна висота заготовки; Δh – запас ходу інструменту, що забезпечує безпроблемний вихід заготовки з зони різання; $l_{фр.мах} = 8 * D_{фр.мах}$ – максимальна довжина кінцевої фрези при максимальному її діаметрі;

3.4 Визначення основних технічних характеристик

При розрахунку технічних характеристик верстата, в основному орієнтуємося на технологічні операції, які будуть виконуватись на верстаті та їхні параметри. В загальному алгоритмі розрахунків необхідно спроектувати технологічний процес обробки типової деталі на спроектованому верстаті та побудувати маршрут її оброблення. Але оскільки вхідними даними обумовлено фрезерування деталей, які значно відрізняються технологічно (наприклад, прес-форма для лиття пластмас та поворотний кулак автомобіля), то будемо відштовхуватись від матеріалу та режимів різання з підвищеними вимогами.

При дослідженні та розрахунку операцій враховуються наступні умови:

3.4.1 Матеріал заготовки

Для об'єктивного визначення технічних характеристик майбутнього верстата, обираємо найбільш «вибагливі» матеріали серед заданих у технічному завданні, а саме сталь та алюміній. Це зумовлене тим, що при обробці низьколегованих або загартованих сталей виникають великі сили різання.

Обробка кольорових металів потребує високих швидкостей обробки (головний рух та рух подач);

					МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

3.4.2. Різальний інструмент.

Оскільки матеріали, геометричні параметри інструментів та режими різання для сталі та алюмінію значно відрізняються, обираємо кінцеву фрезу MC326 Supreme (Walter, Німеччина) для фрезерування високолегованої сталі (також можлива обробка чавуну, жароміцних сплавів, нержавіючої сталі (див. Рис. 9. п.2), та кінцеву фрезу H6023114 Supreme (Walter, Німеччина) для обробки алюмінію [7].

На Рис. 9 та Рис. 10 показані рекомендовані фірмою технологічні операції, які можливо виконувати даними фрезами: фрезерування пазів, карманів, врізання та кругова інтерполяція. Також вказані кількість зубців, твердість та величина кута гвинтової канавки, що відповідають інструменту фірми (П.3).

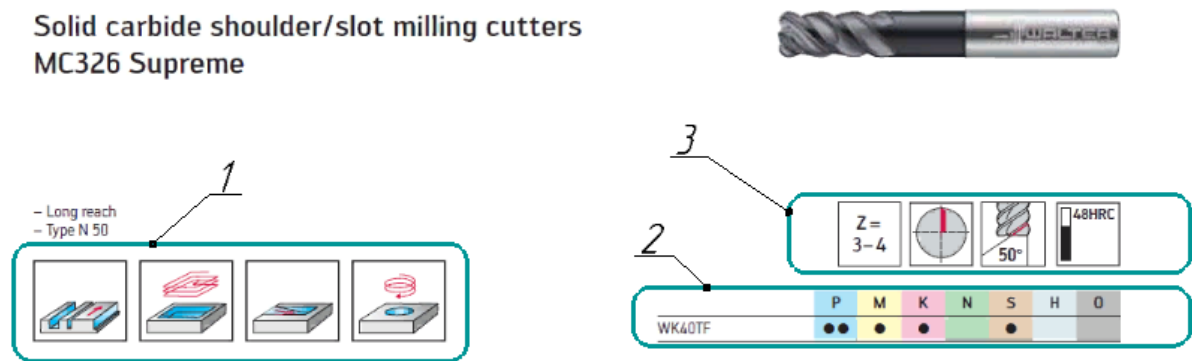


Рис. 9. Функціонал та можливості фрези Walter MC326 Supreme Позначено: 1 – Рекомендовані технологічні операції, 2 – характеристики фрези (кількість зубів, твердість, величина кута нахилу гвинтової канавки та ін.), 3 – можливі матеріали, що оброблюються.

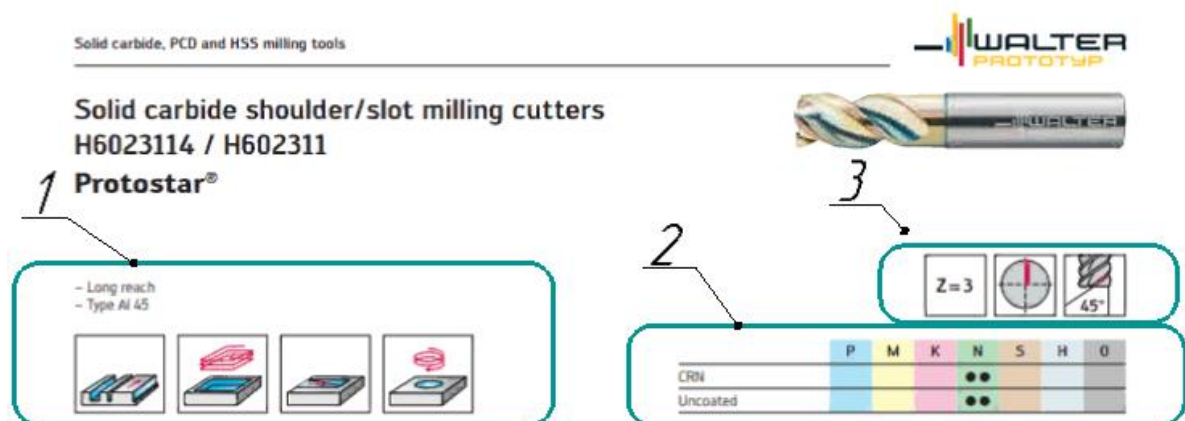


Рис. 10. Функціонал та можливості фрези Walter H6023114

Shank DIN 6535 HA

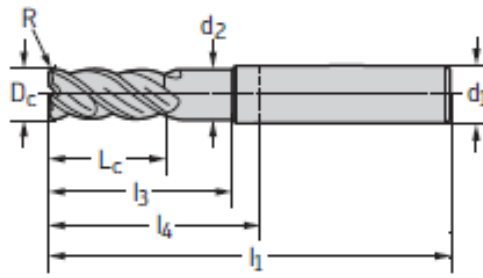


Рис. 11 Основні геометричні параметри фрез

Таблиця 2

Геометричні параметри кінцевих фрез

Найменування	D_c мм	R мм	L_c мм	I_3 мм	d_2 мм	I_1 мм	I_4 мм	d_1 мм	z
Walter MC319	12	0,5	26	36	11,4	83	38	12	4
Walter H6023114	20	0,5	32	52	19	104	54	20	3

Базуючись на рекомендованих швидкостях різання для обох фрез (швидкість різання обирається виходячи з рекомендацій в каталозі виробника інструменту, глибини різання, співвідношення діаметру інструменту до ширини різання), розрахуємо відповідні режими різання для чорнової та чистової обробки сталі та алюмінію, використовуючи програмне забезпечення Walter Machining Calculator.

Використання даного програмного забезпечення зумовлене використанням фрези від даного виробника та відсутністю деяких вхідних даних у відкритому доступі для правильного розрахунку (наприклад коефіцієнт K_{vT} – період стійкості ріжучої частини або K_{vH} – інструментальний матеріал, зображено на рис 12.) [13].

$$v = v_T K_{vH} K_{vC} K_{vO} K_{vJ} K_{vM} K_{vF} K_{vT} K_{vЖ} .$$

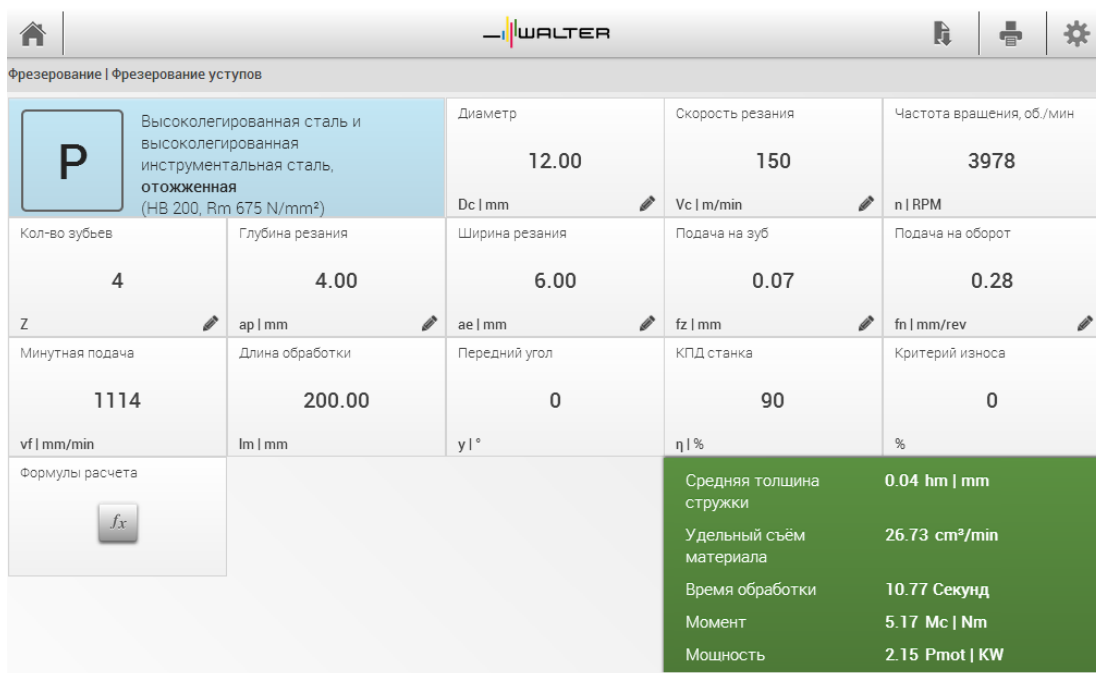
Рис. 12. Формула для розрахунку швидкості різання при фрезеруванні.

Формули розрахунку режимів різання при фрезеруванні, які використовуються у розрахунках програмою, наведено у Додатку 1.

Введемо параметри для розрахунку чорнової обробки сталі фрезою Walter MC326 Supreme (зображено на рис 12):

- Швидкість $v_c = 150 \frac{м}{хв}$ за рекомендаціями з каталогу виробника;
- співвідношення ширини різання до діаметру фрези $\frac{a_e}{D_c} = 0,5$;
- подача на зуб $f_z = 0,07$ мм (Рекомендовані співвідношення відображено у Дод 2.)
- діаметр фрези $D_1 = 12$ мм за технічним завданням;
- кількість зубців $z_1 = 4$ за каталогом виробника;
- глибина різання $h_1 = 4$ мм за технічним завданням;
- довжина обробки $l = 200$ мм за технічним завданням.

Отримуємо наступні вихідні дані: Максимальну потужність та максимальний момент головного приводу, частоту обертання та час обробки:



Высоколегированная сталь и высоколегированная инструментальная сталь, отожженная (HB 200, Rm 675 N/mm²)		Диаметр	Скорость резания	Частота вращения, об./мин
P		12.00	150	3978
Кол-во зубьев	Глубина резания	Ширина резания	Подача на зуб	Подача на оборот
4	4.00	6.00	0.07	0.28
Z	ap mm	ae mm	fz mm	fn mm/rev
Минутная подача	Длина обработки	Передний угол	КПД станка	Критерий износа
1114	200.00	0	90	0
vf mm/min	lm mm	γ °	η %	%
Формулы расчета			Средняя толщина стружки: 0.04 mm mm Удельный съём материала: 26.73 cm³/min Время обработки: 10.77 Секунд Момент: 5.17 Mc Nm Мощность: 2.15 Pmot KW	

Рис. 12. Режими різання при чорновій обробці сталі

Введемо параметри для розрахунку чорнової обробки алюмінію фрезою Walter H6023114 (зображено на рис 13):

- швидкість $v_c = 380 \frac{м}{хв}$ за рекомендаціями з каталогу виробника;

- співвідношення ширини різання до діаметру фрези $\frac{a_e}{D_c} = 0,5$;
- подача на зуб $f_z = 0,1$ мм (див. додаток 2);
- діаметр фрези $D_1 = 20$ мм за технічним завданням;
- кількість зубців $z_1 = 3$ за каталогом виробника;
- глибина різання $h_1 = 5$ мм за технічним завданням
- довжина обробки $l = 200$ мм за технічним завданням.

Алюминиевые литейные сплавы > 12 % Si, не упрочняемые термической обработкой (HB 130, Rm 447 N/mm²)		Диаметр	Скорость резания	Частота вращения, об./мин
N		20.00	380	6046
Кол-во зубьев	Глубина резания	Ширина резания	Подача на зуб	Подача на оборот
3	5.00	10.00	0.10	0.30
Z	ap mm	ae mm	fz mm	fn mm/rev
Минутная подача	Длина обработки	Передний угол	КПД станка	Критерий износа
1814	200.00	0	90	0
vf mm/min	lm mm	y °	η %	%
Формулы расчета		Средняя толщина стружки 0.06 hm mm Удельный съём материала 90.69 cm³/min Время обработки 6.62 Секунд Момент 3.70 Mc Nm Мощность 2.34 Pmot KW		

Рис. 13. Режими різання при чорновій обробці алюмінію

Також задаємо параметри для чистової обробки алюмінію (зображено на рис 14) , також Walter H6023114:

- швидкість $v_c = 439 \frac{м}{хв}$ за рекомендаціями з каталогу виробника;
- співвідношення ширини різання до діаметру фрези $\frac{a_e}{D_c} = 0,5$;
- подача на зуб $f_z = 0,3$ мм за таб
- діаметр фрези $D_1 = 20$ мм за технічним завданням;
- кількість зубів $z_1 = 3$ за каталогом виробника;
- глибина різання $h_1 = 0,5$ мм за технічним завданням
- довжина обробки $l = 200$ мм за технічним завданням.

Отримаємо верхню границю необхідного діапазону частот головного приводу:

Фрезерование | Фрезерование уступов

N Аллюминиевые литейные сплавы > 12 % Si, не упрочняемые термической обработкой (HB 130, Rm 447 N/mm²)

Диаметр: 20.00 Dc | mm

Скорость резания: 439 Vc | m/min

Частота вращения, об./мин: 6985 n | RPM

Кол-во зубьев: 3 Z

Глубина резания: 0.20 ap | mm

Ширина резания: 10.00 ae | mm

Подача на зуб: 0.30 fz | mm

Подача на оборот: 0.90 fn | mm/rev

Минутная подача: 6286 vf | mm/min

Длина обработки: 200.00 lm | mm

Передний угол: 0 γ | °

КПД станка: 90 η | %

Критерий износа: 0 %

Формулы расчета

Средняя толщина стружки: 0.19 hm | mm

Удельный съём материала: 12.57 cm³/min

Время обработки: 1.91 Секунд

Момент: 0.34 Mc | Nm

Мощность: 0.25 Pmot | KW

Рис. 14. Режимы різання для чистової обробки алюмінію

Варто зазначити, що при проектуванні задаємо максимальні величини. В умовах реальної роботи верстата реальні параметри будуть зменшені на 25-30% відносно розглянутих. Отримані значення дають нам змогу також розрахувати отримати діапазон обертання головного приводу R_n та визначити максимально допустиму силу різання. Отже, в таблиці 3 вносимо розраховані для кінцевої фрези режими різання:

Таблиця 3

Режими різання кінцевою фрезою

Матеріал Заготовки	Вид обробки	Матеріал ріжучої частини	Швидкість різання, м/хв	Подача, мм/зуб	Діаметр фрези, мм	Частота обертання шпинделя, об/хв	Ефективна Потужність Різання, кВт	Тангенціальна Складова Сили різання Н
Сталь	Чорн.	Тверд.сплав	150	0.07	12	3978	2,15	860
Алюміній	Чорн	Тверд.сплав	380	0,1	20	6046	2,34	369
	Чист	Тверд.сплав	439	0,3	20	6985	0,25	34

3.4.3 Розрахунок сил різання

Виходячи з максимального моменту при обробці, визначимо сили різання для сталі, які розкладемо на тангенціальну (F_z), радіальну (F_r) та осьову (F_a). Тангенціальну складову визначимо через корисну потужність [1]:

$$F_z = \frac{P}{v} = \frac{2150 * 60}{150} = 860 \text{ Н}$$

					МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

Величини інших складових сил різання визначаються з співвідношення з тангенціальною складовою, та залежать від типу фрезерування (зустрічне, попутне) та виду фрези (циліндрична, кінцева, дискова, торцева та ін.) [4]. Обираємо відповідні співвідношення для кінцевої фрези при несиметричному зустрічному фрезеруванні (схема зображена на рис. 15).

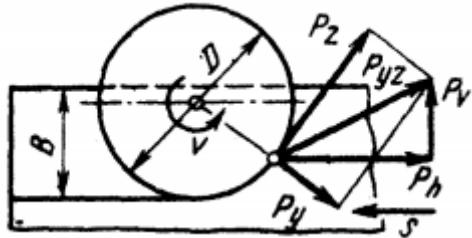


Рис. 15. Схема сил при несиметричному зустрічному фрезеруванні

$\frac{F_y}{F_z} = 0,35$ (радіальна складова), $\frac{F_x}{F_z} = 0,52$ (осьова складова), $\frac{F_h}{F_z} = 0,7$ (горизонтальна, сила подачі).

$$F_y = 0,35 F_z = 301 \text{ Н}$$

$$F_x = 0,52 F_z = 447,2 \text{ Н}$$

$$F_h = 0,7 F_z = 602 \text{ Н}$$

Визначимо результуючу силу різання

$$F_{yz} = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} = 911 \text{ Н}$$

Висновки до розділу:

У даному розділі було попередньо обрано основні технічні та технологічні характеристики верстата: компоновка, кінематика, хід по осям, різальний інструмент та режими обробки, сили різання, необхідний момент та потужність. Варто зазначити, що при подальшому проектуванні деякі з розглянутих значень можуть бути змінені через конструктивні, технологічні або економічні обмеження конструкції.

4. ВИБІР ТА РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ ВЕРСТАТА

Визначимо діапазон робочих швидкостей:

$$R_n = \frac{n_{дв}^{max}}{n_{дв}^{min}} = \frac{7500}{3500} = 2,14.$$

Зменшимо $n_{дв}^{min}$ до 3500 об/хв. з метою збільшення діапазону.

Визначимо необхідну потужність електродвигуна:

$$P_{дв} = \frac{P_{еф}}{\eta} = \frac{2,34}{0,833} = 2,8 \text{ кВт}$$

$$\eta = \eta_m * \eta_k = 0,98 * 0,85 = 0,833,$$

де η_m – ККД пружної муфти; η_k – ККД клинопасової передачі;

Попередньо обираємо електродвигун за потужністю, діапазоном частот та моментом. Серед найрозповсюдженіших варіантів, які зазвичай встановлюють на головний привід верстатів з ЧПК, є трифазний асинхронний з частотним регулюванням, серводвигун або мотор-шпиндель.

Виконаємо розрахунки необхідної потужності двигуна при постійному навантаженні та обираємо трифазний асинхронний двигун [14].

Попередньо, за каталогом, обираємо двигун АИР 90L2 з наступними технічними характеристиками (приведено в табл. 4, механічна характеристика зображена на рис 16):

Таблиця 4

Характеристики трифазного асинхронного двигуна

Мод	Потужність, кВт	n, об/хв	ККД, %	cosφ	I _н , А U=380В	I _п /I _н	M _{max} /M _н	M _п /M _н	m, кг
АИР 90L2	3	2845	83,4	0,86	6,5	7,2	2,3	2,2	25,4

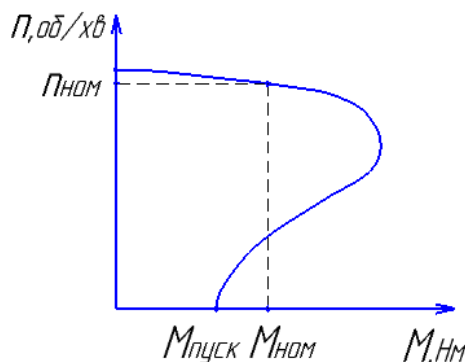


Рис. 16. Моментно-частотна характеристика трифазного асинхронного двигуна
АИР 90L2

Обирається двигун, який має потужність рівну або більшу за номінальну потужність з режимів різання:

Визначимо пусковий момент:

$$M_{\Pi} = \frac{P_H * 60}{2\pi * n_H} * \mu_{\Pi} = \frac{2800 * 60}{6,28 * 3978} * 2,2 = 14,79 \text{ Нм}$$

Визначимо номінальний момент:

$$M_{\Pi} = \frac{P_H * 9550}{n_H} = \frac{3 * 9550}{2845} = 10,07 \text{ Нм}$$

Асинхронний двигун має наступні переваги:

- простота в підключенні, керуванні, експлуатації та обслуговуванні;
- низька вартість;
- можливість зміщення діапазону обертання за рахунок механічної передачі;
- висока надійність.

До недоліків можна віднести велику масу та габарити, відсутність плавності ходу та можливі перегріву;

Як альтернативу розглянемо серводвигун 1FK7 083- 5AH71 фірми Siemens зі схожими технічними характеристиками (приведено в табл. 5, механічна характеристика зображена на рис 17):

Таблиця 5

Характеристики синхронного серводвигуна 1FK7 083- 5AH71

Rated Rotational Speed	Shaft Height	Rated Output	Rated Torque ¹⁾	Rated Current	Standstill Torque	1FK7 Synchronous Motors Compact Natural cooling	Pole Pair Number	Rotor Moment of Inertia (w/o Brake)	Weight (without Brake)
n_{rated}		P_{rated} at $\Delta T=100K$	M_{rated} at $\Delta T=100K$	I_{rated} at $\Delta T=100K$	M_0 at $\Delta T=100K$	Order № Core Type		J	
Rpm	SH	kW (HP)	Nm (lb _f -in)	A	Nm (lb _f -in)			10 ⁻⁴ kgm ² (lb _f -in-s ²)	kg (lb)
4500 rpm	80 mm	3.04 ⁶⁾ (4.08) ⁶⁾	8.3 ⁶⁾ (73.5) ⁶⁾	9 ⁶⁾	16 (141.6)	1FK7 083- 5AH71	4	27.3 (0.0242)	14 (30.9)

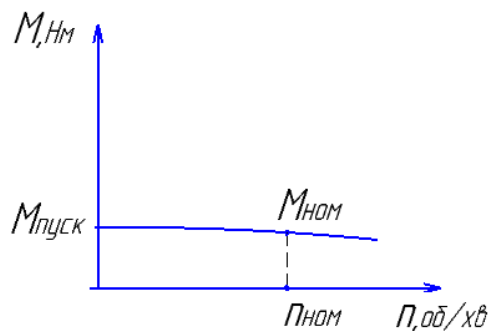


Рис. 17. Моментно-частотна характеристика серводвигуна 1FK7 083- 5АН71

Порівняно зі звичайним асинхронним двигуном, асинхронний серводвигун має наступні переваги:

- більша потужність при меншій масі та габаритах;
- висока точність позиціонування;
- плавність роботи;
- відсутній резонанс та вібрації на всьому діапазоні частот;
- менший шум;
- система зворотного зв'язку за допомогою енкодера.

Основними недоліками є висока ціна, складність керування та підключення сервоприводу до системи керування, складність у обслуговуванні та заміні.

Також обираємо мотор-шпиндель фірми Teknomotor (Італія), що є трифазним асинхронним та має наступні технічні характеристики (приведено у таблиці 6):

Таблиця 6

Характеристика мотор-шпинделя Teknomotor

Модель	Потужність, кВт	Частота, Гц	n, об/хв	cosφ	I _н , А U=380В	m, кг
C60/67-D-DB-P-ER32	3,3	100	6000	0,86	12,8/7,4	20,8

В даному випадку, мотор-шпиндель має всі переваги та недоліки, які відносяться до трифазного асинхронного двигуна. Окремо варто виділити компактність привода, що дає можливість уникнути зайві механічні передачі, що впливає на точність та жорсткість при обробці.

До недоліків можна віднести високу вартість вузла та неможливість зміщення діапазону частот за рахунок механічної передачі.

Кожен з електродвигунів має свої переваги та недоліки, які варто враховувати, виходячи з вимог та обмежень верстата. Ознайомитись з геометричними розмірами кожного обраного електродвигуна можна у Дод 3.

В нашому випадку, обираємо мотор-шпиндель Teknomotor C60/67–D–DB–P–ER32 оскільки при приблизно однакових технічних характеристиках, він є компактнішим за перший та другий варіант, та дає можливість скоротити кінематичний ланцюг, що є головним пріоритетом для настільного фрезерного верстата. Варто зазначити, що маса серводвигуна є меншою, проте загальна маса (серводвигун + шпиндельний вузол) все одно буде більшою.

Отже, у даному розділі була проведена порівняльна характеристика можливих приводів головного руху, було обрано найбільш оптимальний варіант, враховуючи вартість габарити і масу, вартість та функціонал.

					<i>МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ</i>	Лист
						31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

5. РОЗРАХУНОК І ВИБІР ПАРАМЕТРІВ НАПРЯМНИХ ТА ШАРИКОВО ГВИНТОВОЇ ПАРИ

Для правильного вибору приводів подач, необхідно визначити необхідне тягове зусилля, яке повинні забезпечувати електродвигуни, а також осьове навантаження, на яке в основному, впливають: осьова складова сили різання, маса заготовки, маса фрезерного столу, напрямних та установочної плити. Тому, попередньо, виконаємо вибір та розрахунок напрямних за трьома осями.

Виконаємо розрахунок напрямних за каталогом фірми ТНК [8] за наступним алгоритмом:

1. визначимо масу та геометричні розміри стола, шпиндельного вузла з перехідною плитою, заготовки та перехідної плити для осі Y;
2. складемо схему прикладених сил та побудуємо діаграму навантажень;
3. розрахуємо динамічне еквівалентне навантаження, середнє навантаження та статичний запас міцності;
4. визначимо номінальний ресурс напрямних;
5. визначимо попередній натяг;
6. визначимо клас точності напрямних;
7. виконаємо розрахунок шариково гвинтової пари, визначивши динамічне еквівалентне навантаження, ресурс, необхідний момент та потужність на приводі.

Даний алгоритм розрахунку буде використано для всіх приводів подач. Варто зазначити, що обрано варіант компоновки з хрестовим столом, а отже це необхідно врахувати при розрахунках поперечного приводу, який буде приймати навантаження від поздовжнього приводу.

Перед початком розрахунків, попередньо обираємо напрямні для всіх переміщень, з метою перевірки розрахунків ходу робочих органів верстата. Скомпонуємо верстат за складеною у розділі 3.2 кінематичною схемою, з урахуванням розмірів заготовки, столу, установочних плит, мотор-шпинделя, напрямних та майбутньої станини. Використаємо програмне забезпечення SolidWorks для створення попередніх моделей напрямних, перехідних плит,

					МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

фрезерного столу, шпиндельного вузла з метою визначення габаритних розмірів всіх вузлів. Обираємо напрямні THK SSR 15XTB для поздовжнього переміщення столу, та THK SSR 20XTB для поперечного переміщення столу та вертикального переміщення інструменту. Розміри перехідних плит надалі буде збільшено, тому врахуємо це, розмістивши шпиндельну бабку вище на 60 мм від розрахованих величин в розділі 3.3

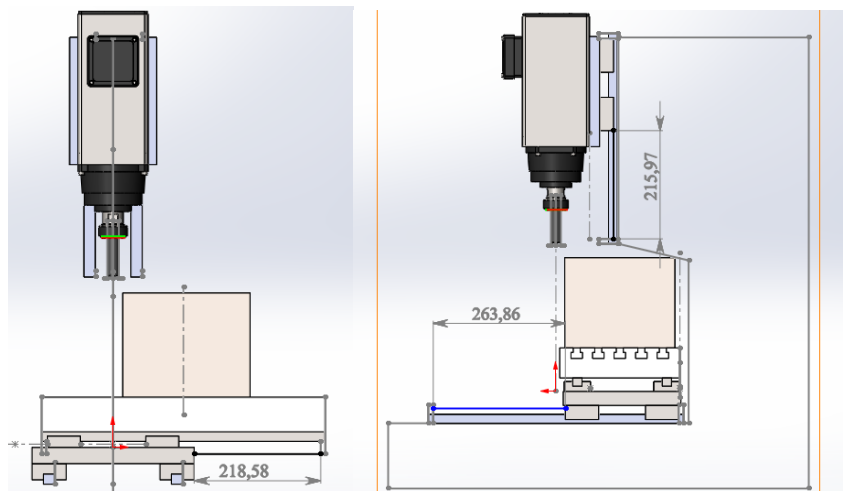


Рис. 18. Фактичні переміщення робочих органів верстату

В результаті попередньої компоновки було визначено фактичні переміщення робочих органів верстату (зображено на рис. 18) та інші розміри фрезерного столу, які задаються співвідношенням між оптимальною величиною ходу, місцем під встановлення робочої оснастки та вильотом шпиндельної вузла відносно колони. Отримуємо - 490x240x60мм

5.1 Розрахунок компонентів поздовжнього переміщення.

1. Визначимо масу заготовки та столу. Введемо необхідні вхідні дані, використавши довідкову літературу [4] та попередні розрахунки:

- Максимально допустимі розміри заготовки - 220x220x180 мм;
- Густина заготовки – 7826 кг/м³ (сталь 45 при 20°) ;
- Розміри столу – 490x240x60;
- Густина матеріалу столу – 7100 кг/м³ (СЧ20 при 20°);

Визначимо масу заготовки;

$$m_3 = \rho * a_3 * b_3 * h_3 = 7826 * 0,220 * 0,220 * 0,2 = 68 \text{ кг};$$

Визначимо масу фрезерного столу, використавши CAD-систему SolidWorks:

					МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

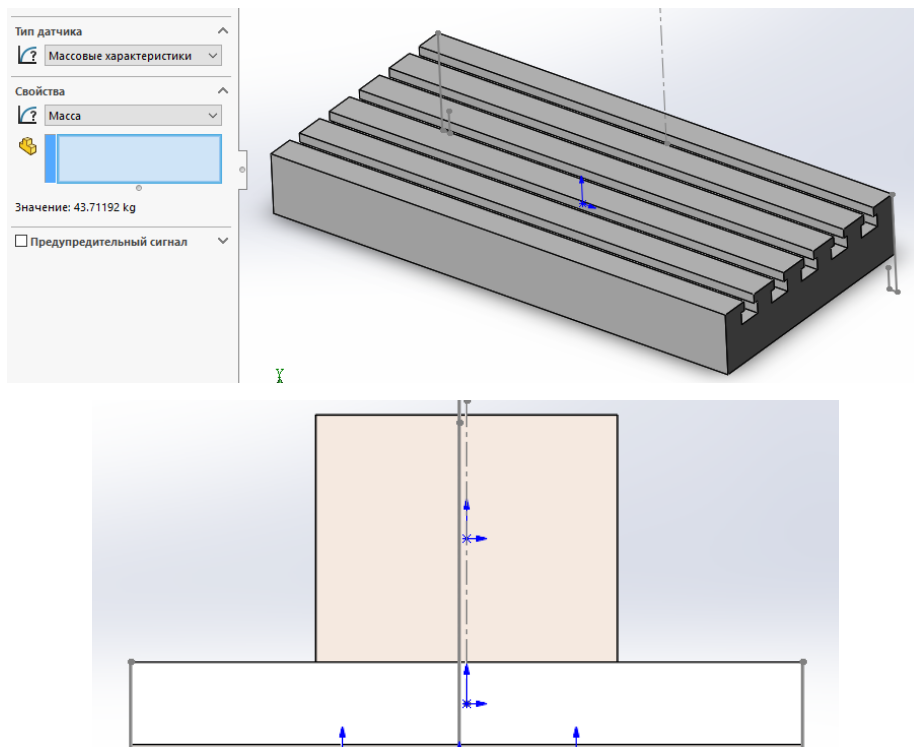


Рис.19 Маса та центр мас столу та заготовки

2. Обираємо напрямні ТНК SSR 15ХТВ, з наступними технічними характеристиками (Приведено у Таблиці №7):

Таблица №7

Габаритні розміри			Динамічна вантажопідйомність		Допустимий статичний момент кН×м (2 каретки)		Маса	
							Каретка LM кг	Рельса LM кг/м
Висота, М	Ширина, W	Довжина, L	C, кН	C ₀ ,кН	M _A	M _B		
24	52	56,9	14,7	16,5	0,44	0,274	0,19	1,2

Основні характеристики напрямних ТНК SSR 15ХТВ

Всі геометричні параметри каретки та рейок LM приведені у Дод. 4.

Виходячи з попередніх розрахунків та каталогу виробника [8], введемо задані умови. Також, розмістимо заготовку в місці з максимальними моментами M_A та M_B і змістимо стіл в крайнє положення (зображено на рис. 20), з метою отримання максимальних навантажень:

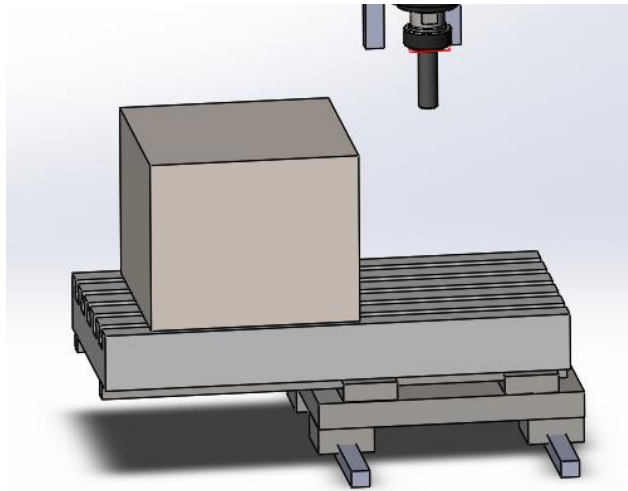


Рис. 20. Крайнє положення заготовки

Виходячи з всіх вищеперерахованих умов, отримуємо наступні вхідні дані:

Сили різання перераховуємо в сили по осям руху заготовки та інструменту за формулами приведеними нижче [4]:

$$\frac{F_v}{F_z} = 0,65, \frac{F_h}{F_z} = 0,7$$

$$F_v = 0,65 F_z = 559 \text{ Н}$$

$$F_h = 0,7 F_z = 447,2 \text{ Н}$$

Занесемо всі вхідні умови до Таблиці №8

Таблиця №8

Вхідні дані для розрахунку напрямних для поздовжнього переміщення

Параметр	Величина	Параметр	Величина
Маса столу	44 кг	Міжос. відстань кареток l_0	170 мм
Маса заготовки (mg)	66 кг		
Осьова складова сили різання	447,2 Н	Центр мас заготовки деталі i	163 мм

Використаємо рекомендовану схему навантажень та розрахунків виробником (зображено на рис. 21) [8]:

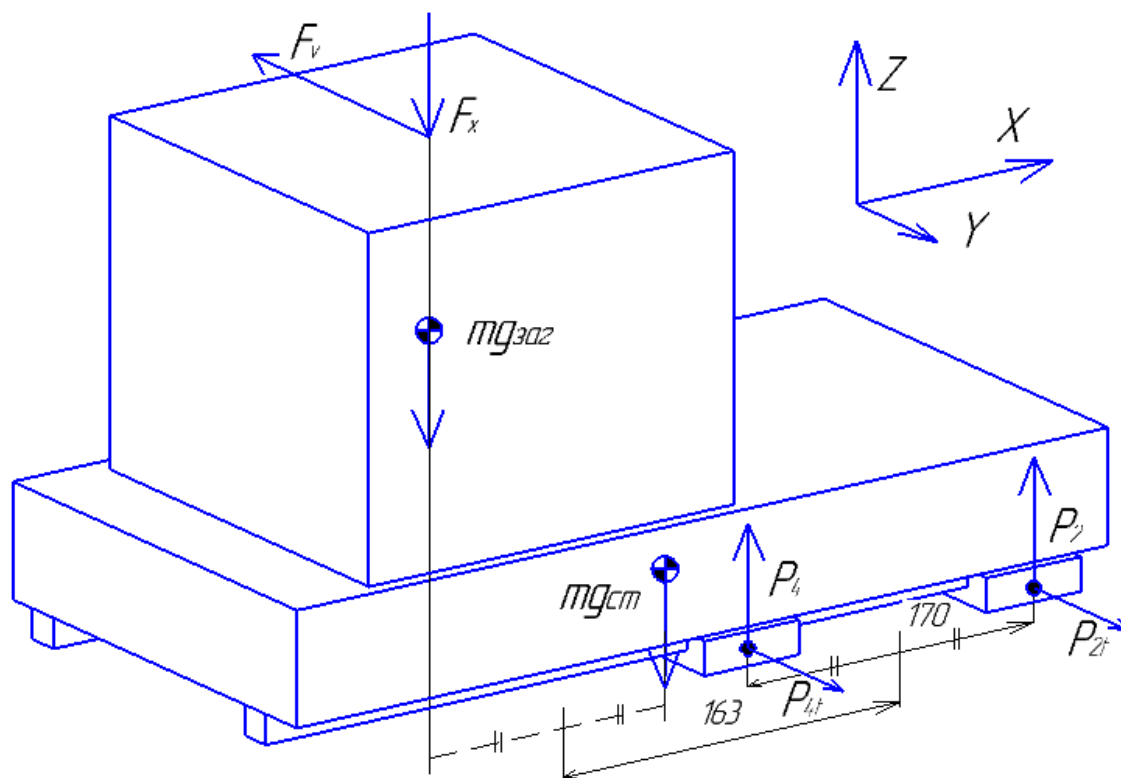


Рис. 21. Схема установки столу з рухомими рельсами

Приймаємо $l_1 = 163\text{мм}$ як максимальну відстань між центром міжосьової відстані напрямних та центром мас заготовки та столу, заготовка знаходиться по центру столу, а сила різання прикладена до кромки заготовки. Також приймаємо $l_0 = 170\text{мм}$ з урахуванням попередньо визначеного можливого ходу по осі X та розмірам столу.

- Розрахуємо динамічне еквівалентне навантаження та статичний запас міцності.

Виконаємо розрахунок осьового навантаження кареток:

$$mg = mg_{\text{заг}} + mg_{\text{ст}} + Fx = 660 + 440 + 447,2 = 1547,2\text{Н}$$

$$P_{1\text{max}} \dots P_{4\text{max}} = \frac{mg}{4} + \frac{mg * l_1}{2 * l_0} = \frac{1547,2}{4} + \frac{1547,2 * 163}{2 * 170} = 1128,54\text{ Н}$$

Отже, максимальні осьові навантаження $P_{X\text{max}} = 1128,54\text{ Н}$

Визначимо радіальну складову за формулами в каталозі виробника [ТНК]:

$$P_{1\text{max}} \dots P_{4\text{max}} = -\frac{F_v}{4} - \frac{F_v * l_1}{2 * l_0} = -\frac{559}{4} - \frac{559 * 163}{2 * 170} = 407,7\text{ Н}$$

Отже, максимальні радіальні навантаження $P_{T\text{max}} = 407,7\text{ Н}$

					МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

Визначимо еквівалентне навантаження:

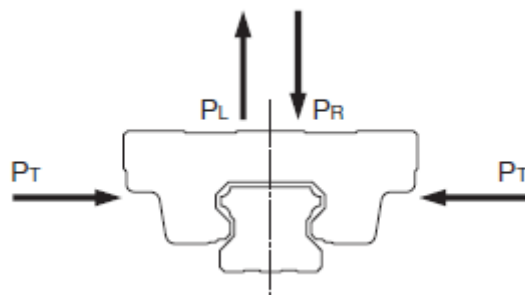


Рис. 22. Схема сил за каталогом виробника

В подальшому, прийматимемо дану схему для інших розрахунку інших кареток також.

Використаємо формулу, наведену у каталозі

$$P_E = X * P_R + Y * P_T = 1,0 * 1128,54 + 1,0 * 407,7 = 1535,7 \text{ Н}$$

де P_R – осьове навантаження, P_T – радіальне. X та Y – коефіцієнти приведенного моменту, в залежності від типу кареток. Для SSR 15XTB – $X = 1,0$ та $Y = 1,0$

Розраховуємо статичний запас міцності, приймаючи наступні умови роботи верстата:

- коефіцієнт запасу міцності $f_s = 5$ (Навантаження можливі з вібрацією і штовханням і великим поперечним навантаженням) ;
- коефіцієнт твердості доріжки кочення відповідає 0,98 (при твердості 58 HRC) ;
- температурний коефіцієнт $f_t = 1$;
- коефіцієнт контакту $f_c = 0,81$ (при 2х каретках);
- коефіцієнт навантаження $f_w = 2,8$ (при високій швидкості >2 м/хв та великих вібраціях).
- Номінальна статична вантажопідйомність $C_{0t} = 14,7$ кН;

Визначення всіх коефіцієнтів було виконано за графіками виробника, які наведені у Дод.5.

$$\frac{f_H f_t f_c C_{0t}}{P_E} \geq f_s$$

$$\frac{1 * 1 * 0,81 * 14700}{1535,7} = 7,75 \geq 7$$

Отже, обрані каретки підходять за статичним запасом міцності.

					МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

Розрахуємо середнє навантаження:

$$P_m = \sqrt[n]{\frac{1}{L} * \sum_{n=1}^n (P_n^i * L_n)},$$

Де - P_m - середнє навантаження; P_n^i -змінне навантаження; L - загальна довжина переміщення; L_n - переміщення під навантаженням.

Обираємо розрахунок при ступінчатих коливаннях навантаження. Вважатимемо, що при $P_1 = 1600\text{Н}$ відбувається врізання в заготовку на довжині $L_1 = 20\text{мм}$, при $P_2 = 800\text{Н}$ проходить фрезерування карману довжиною $L_2 = 200\text{мм}$, а при силі $P_3 = 600\text{Н}$ інструмент виходить з заготовки $L_3 = 20\text{мм}$.

Даний режим роботи представляє собою середні значення отриманого еквівалентного навантаження при різних типових рухах та стадіях обробки (рис 23) (врізання, рівномірний прямолінійний рух фрези при фрезеруванні, та вихід інструменту). Значення сили змінюється в межах 35-40% , за рекомендаціями [4].

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{1}{L} * (P_1^3 * L_1 + P_2^3 * L_2 + P_3^3 * L_3)}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{1}{0,490} * (1600^3 * 0,02 + 800^3 * 0,18 + 600^3 * 0,02)} = 714\text{Н}$$

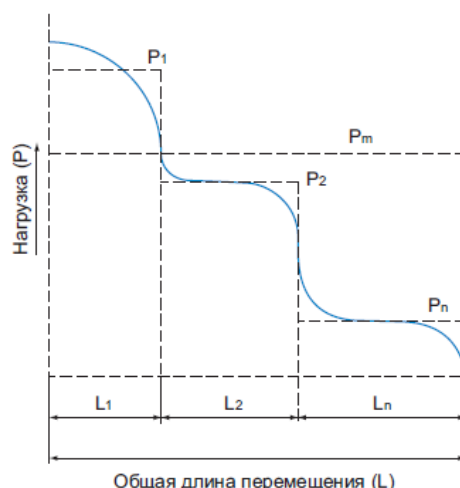


Рис. 23. Графік середніх навантажень.

В подальшому графік середніх переміщень буде мати такий самий вигляд в розрахунках інших осей.

4. Визначимо номінальний ресурс напрямних

Визначаємо номінальний ресурс:

$$L = \left(\frac{f_H f_t f_c}{f_w} * \frac{C}{P_c} \right)^3 * 50 = \left(\frac{1 * 1 * 0,81}{2,8} * \frac{16500}{714} \right)^3 * 50 = 14938 \text{ год}$$

де - коефіцієнт запасу міцності $f_s = 5$ (Навантаження можливі з вібрацією і штовханням і великим поперечним навантаженням) ;

-коефіцієнт твердості доріжки кочення відповідає 0,98 (при твердості 58 HRC) ;

-температурний коефіцієнт $f_t = 1$;

- коефіцієнт контакту $f_c = 0,81$ (при 2х каретках);

- коефіцієнт навантаження $f_w = 2,8$ (при виокій швидкості >2 м/хв та великих вібраціях).

- Номінальна динамічна вантажопідйомність $C = 16,5\text{кН}$;

Даний ресурс задовольняє умови, і строк служби верстата складає майже 7 років при максимальній завантаженості впродовж 21 робочого дня в місяць при робочій зміні в 8 год.

5. Визначаємо необхідний попередній натяг.

В верстаті враховуємо присутність вібрацій та поштовхів, тому обираємо зазор С0 з сильним попереднім натягом, але оскільки для моделі 15 не рекомендується вибір даного натягу, обираємо С1 (зображено на рис. 24).

При дії допустимих навантажень на напрямну LM виникають пружні деформації елементів кочення, кареток та рельс. Відношення між зміщенням та навантаженням визначається як жорсткість. Чим більше попередній натяг, тим більша жорсткість.

Обираємо радіальний зазор для нашої моделі, що відповідає -10...-4 мкм.

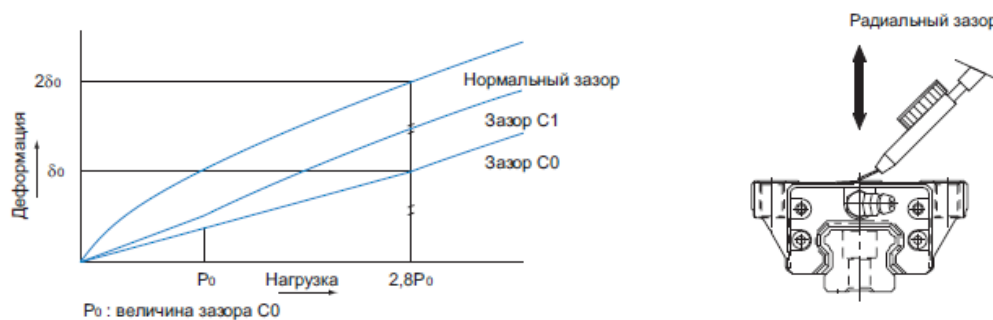


Рис. 24 Дані по жорсткості та радіальний зазор

6. Визначимо клас точності напрямних.

Обираємо клас точності напрямної, опираючись на вид верстата, і отримуємо клас точності Р (прецизійний). При довжині рейки 490мм, отримуємо наступні значення:

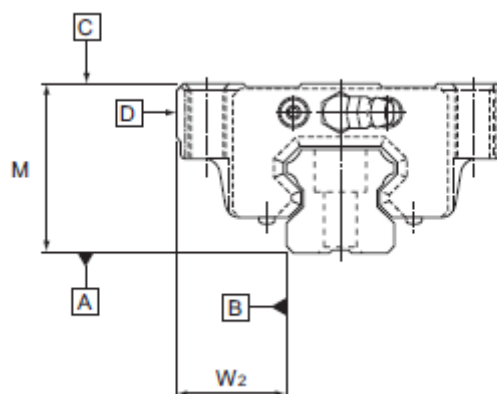


Рис. 25 Значення точності для каретки відносно рейки.

- Паралельність – 5 мкм;
- Допуск на висоту М - $\frac{0}{-0,03}$ мм;
- Різниця висот М - 6мкм;
- Допуск на ширину W_2 - $\frac{0}{-0,02}$ мм;
- Різниця ширини W_2 - 6мкм;
- Паралельність поверхні С відносно поверхні А – 5мкм;
- Паралельність поверхні D відносно поверхні В – 5мкм;

Отже, остаточно обираємо модель SSR 15XTB для осі X верстата.

7. Виконаємо розрахунок шариково гвинтової пари.

Для вісі Х обираємо гайку SEM-E-S 16x10Rx3-3 з регулюємим натягом з наступними параметрами (приведено у Таблиці №9). Також, оберемо рекомендований під неї корпус MGD.

Таблиця №9

Технічні характеристики гайки SEM-E-S 16x10

Ном.діам d_0 , мм	Крок, напрям Різьби Р, мм	Діаметр Кульки , D_W , мм	Числ Витк Доріжк і	Допуст. Навантаж.		Шв-ть v_{max} , м/хв	Центр.діам Після налашт D_1	
				С, Н	C_0 , Н		min	max
16	10R	3	3	9600	12300	60	23,94 0	23,9 75

Обираємо прецизійний накатний гвинт SN-R довжиною 490 мм з наступними характеристиками (табл. 10):

Таблиця 10

Технічні характеристики гвинта SNR

Номінальний діаметр d_0 , мм	Крок, напрям різьби Р, мм	Діаметр кульки, D_W , мм	Номер виробу Клас точн Т7	d_1 , мм	d_2 , мм	Момент інерції J_s , $Kгсм^2/м$		Максимальна довжина, м	Маса Кг/м
16	10R	3	R151104700	15	12,9	9600	12300	2500	1,24

Також, обираємо підшипникову опору SEB-F для обох кінців гвинта:

Геометричні параметри гайки SEM-E-S, корпусу MGD, опори SEF та гвинта SNL приведено у Дод. 6.

Виконаємо розрахунки ШВП за рекомендаціями виробника [9], розрахувавши наступний робочий цикл. Даний робочий цикл представляє собою середні значення отриманого еквівалентного навантаження при різних типових рухах та стадіях обробки (врізання, рівномірний прямолінійних рух фрези при фрезеруванні, та вихід інструменту). Значення сили змінюється в межах 35-40%, за рекомендаціями [4]:

- 1) Відбувається швидкий підвід заготовки до інструмента ($v_1 = 13\text{м/хв}$) без сил різання $F_1 = 1000\text{Н}$ на довжині $l_1 = 100\text{мм}$ ($q_1 = 35\%$);

					МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ				Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					41

- 2) Відбувається врізання в заготовку на швидкості $v_2 = 3\text{м/хв}$ з силою різання $F_2 = 1600\text{Н}$ на довжині $l_2 = 10\text{мм}$ ($q_2 = 10\%$);
- 3) Відбувається фрезерування канавки в заготовці з $F_3 = 1500\text{ Н}$ на швидкості $v_2 = 5\text{м/хв}$ на довжині $l_3 = 100\text{мм}$ ($q_3 = 55\%$);

Переведемо швидкість поступального руху в частоту обертання шпинделя:

$$n_1 = \frac{v_1}{P} = \frac{13000}{10} = 1300 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

$$n_2 = \frac{v_2}{P} = \frac{3000}{10} = 300 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

$$n_3 = \frac{v_3}{P} = \frac{5000}{10} = 500 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

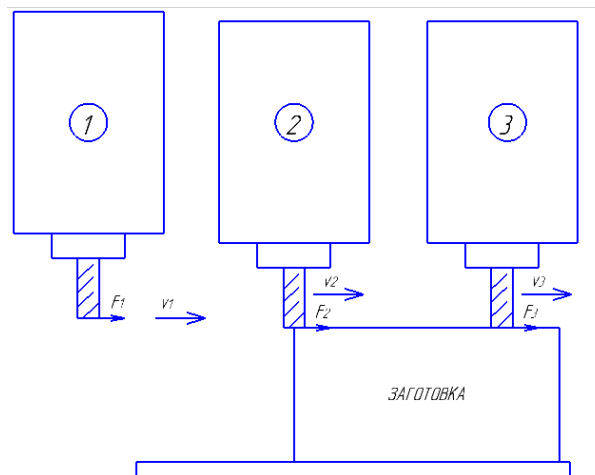


Рис. 26. Схема розрахункового циклу

$F_1 = 1000\text{ Н}$ при $n_1 = 1300\text{ об/хв}$ для $q_1 = 35\%$;

$F_2 = 1600\text{ Н}$ при $n_2 = 300\text{ об/хв}$ для $q_2 = 10\%$;

$F_3 = 1500\text{ Н}$ при $n_3 = 500\text{ об/хв}$ для $q_3 = 55\%$;

Визначимо середню швидкість обертання n_m :

$$n_m = \frac{q_1}{100} * n_1 + \frac{q_2}{100} * n_2 + \frac{q_3}{100} * n_3 = \frac{35}{100} * 1300 + \frac{10}{100} * 300 + \frac{55}{100} * 500$$

$$= 760 \text{ об/хв}$$

Визначимо середнє навантаження F_m :

$$F_m = \sqrt[3]{\left(F_1^3 * \frac{n_1}{n_m} * \frac{q_1}{100} + F_2^3 * \frac{n_2}{n_m} * \frac{q_2}{100} + F_3^3 * \frac{n_3}{n_m} * \frac{q_3}{100}\right)}$$

$$= \sqrt[3]{\left(1000^3 * \frac{1300}{760} * \frac{35}{100} + 1600^3 * \frac{300}{760} * \frac{10}{100} + 1500^3 * \frac{500}{760} * \frac{55}{100}\right)} = 1260 \text{ Н}$$

Визначимо ресурс в годинах L_h :

$$L_h = \frac{\left(\frac{C}{F_m}\right)^3}{n_m * 60} = \frac{\left(\frac{9600}{1260}\right)^3 * 10^6}{760 * 60} = 9699 \text{ год}$$

При роботі в одну зміну (8 год) впродовж 21 робочого дня в місяці, ресурс ШВП приводу поздовжньої подачі – 5 років. Варто зазначити, що даний ресурс не є прийнятним, оскільки він не співпадає з ресурсом напрямних. До загальних принципів конструювання відноситься задання однакового ресурсу для всіх вузлів з метою одночасного виходу з ладу всіх елементів верстата та максимального уникнення проміжних ремонтних робіт та заміन вузлів (за умови правильної експлуатації).

Приводний момент при перетворенні обертального руху в поступальний $M_{та}$:

$$M_{та} = \frac{F * P}{2000 * \pi * \eta} = \frac{1260 * 10}{2000 * 3,14 * 0,9} = 2,22 \text{ Нм}$$

Приводна потужність P_a :

$$P_a = \frac{M_{та} * n}{9550} = \frac{2,22 * 1300}{9550} = 0,3 \text{ кВт}$$

Отже, відштовхуючись від розрахунків ШВП для приводу поздовжньої подачі, обираємо гайку SEM-E-S 16x10Rx3-3 з регулюємим натягом, корпус MGD для гайки накатний гвинт SN-R та опори SB-F.

5.2. Виконаємо розрахунок компонентів поперечного переміщення столу з урахуванням інерції:

1. Виразуємо масу та центр мас заготовки за віссю Y.

Отримуємо масу столу, заготовки, напрямних та перехідної плити (рис. 27), що дорівнює 129 кг. Включимо масу ШВП та опор до маси перехідної плити. Центр мас відносно кареток $l_2 = 152 \text{ мм}$.

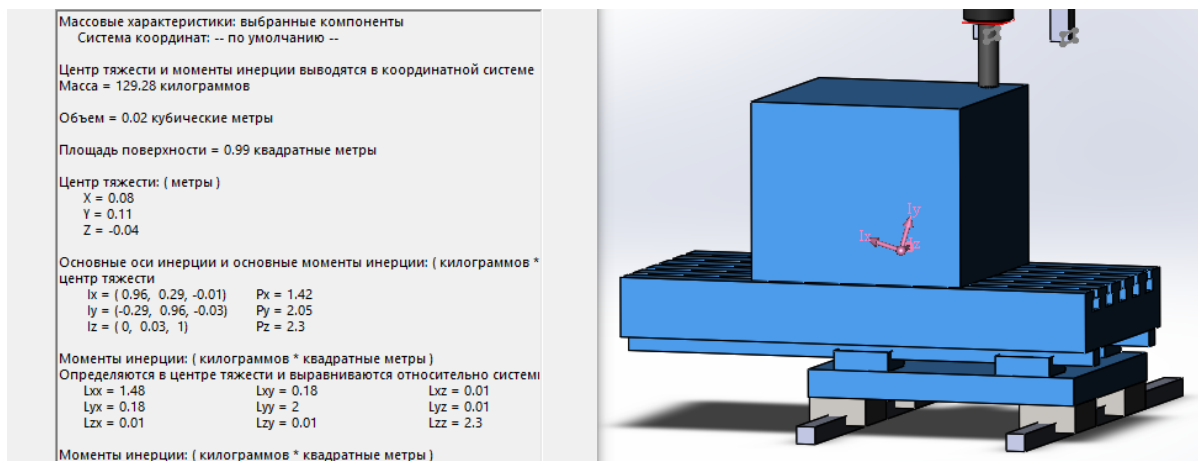


Рис. 27. Масові та інерційні характеристики вантажу на каретки осі Y

2. Оберемо напрямні ТНК SSR 20ХТВ, з наступними технічними характеристиками (Таблиця №11):

Таблиця 11

Технічні характеристики ТНК SSR 20ХТВ

Габаритні розміри			Динамічна вантажопідйомність		Допустим. стат. момент кН-м (2 каретки)		Маса	
							Каретка LM	Рельса LM
Висота, М	Ширина, W	Довжина, L	C, кН	C ₀ , кН	M _A	M _B	кг	кг/м
28	59	66,5	19,6	23,4	0,723	0,448	0,31	2,1

Виходячи з попередніх розрахунків та каталогу виробника [8], введемо задані умови. Також, розмістимо заготовку в місці з максимальними моментами M_A та M_B і змістимо стіл в крайнє положення, з метою отримання максимальних навантажень :

Сформуємо схему прикладання сил:

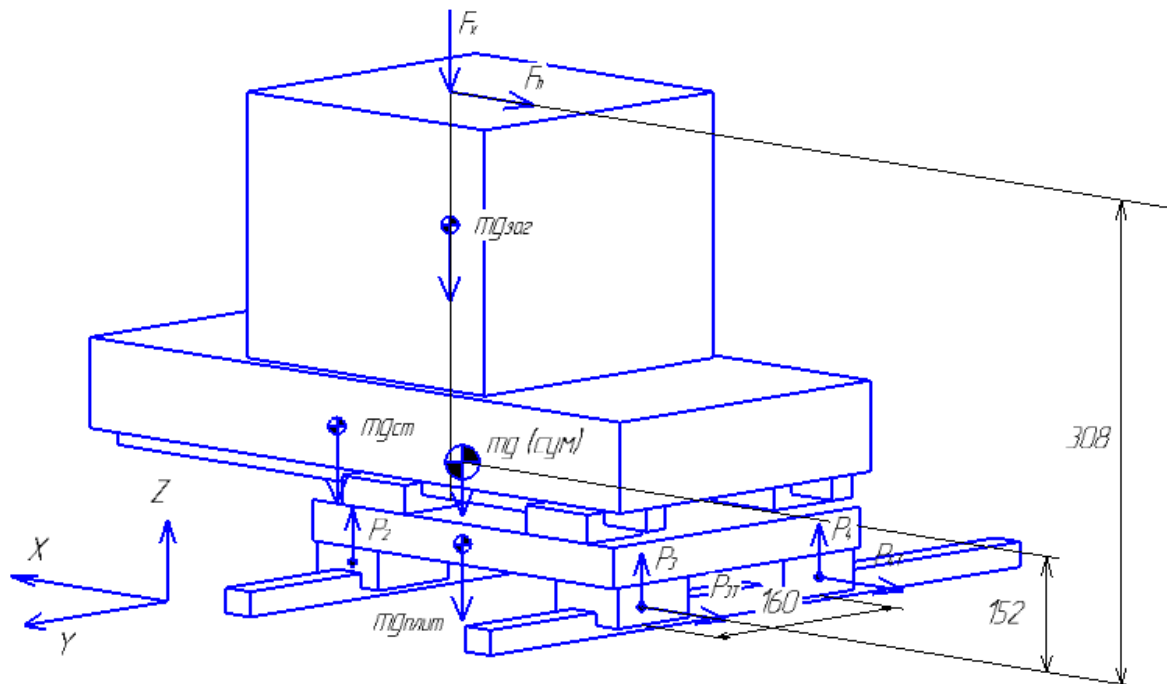


Рис. 28. Схема прикладання навантажень на каретки осі Y

Складемо діаграму швидкостей з наступними даними (зображена на рис 29). Дана діаграма відображає процес розгону до швидкості робочої подачі, з метою розрахунку навантажень при гальмуванні:

$$v = 5 \text{ м/хв}, t_1 = t_3 = 0,5 \text{ с}, t_2 = 5 \text{ с};$$

$$\text{Визначимо прискорення: } a = \frac{v}{t_n} = \frac{5}{60 \cdot 0,5} = 0,16 \text{ м/с}$$

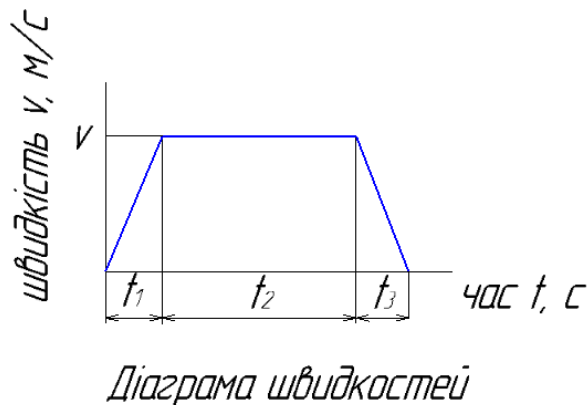


Рис. 29. Діаграма швидкостей

Знаходимо прикладені навантаження за формулами з каталогу виробника [8]:

Осьове навантаження при гальмуванні:

$$mg(\text{сум}) = mg_{\text{заг}} + mg_{\text{ст}} + mg_{\text{плит}} + Fx = 1290 + 447,2 = 1737,2 \text{ Н}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ

Лист

45

$$P_{1max} \dots P_{4max} = \frac{mg}{4} + \frac{mg * l_2}{2 * l_0} = \frac{1737,2}{4} + \frac{1737 * 152}{2 * 160} = 1259,37 \text{ Н}$$

Радіальне навантаження при гальмуванні:

$$mg(\text{сум}) = mg_{\text{заг}} + mg_{\text{ст}} + mg_{\text{плит}} + Fx = 1290 + 447,2 = 1737,2 \text{ Н}$$

$$P_{1Tmax} \dots P_{4Tmax} = \frac{m * a_3 * l_3}{2 * l_0} = \frac{1737,2 * 0,08}{2 * 0,160} = 434,3 \text{ Н}$$

Отже, максимальні осьові навантаження $P_{Xmax} = 1737,2 \text{ Н}$

Максимальні радіальні навантаження $P_{Tmax} = 434,7 \text{ Н}$

3. Визначимо динамічне еквівалентне навантаження:

Використаємо формулу, наведену у каталозі

$$P_E = X * P_R + Y * P_T = 1,0 * 1737,2 + 1,0 * 434,7 = 2171,9 \text{ Н}$$

, де P_R – осьове навантаження, P_T – радіальне. X та Y – коефіцієнти приведення моменту, в залежності від типу кареток. Для SSR 20ХТВ – $X = 1,0$ та $Y = 1,0$

Розраховуємо статичний запас міцності, приймаючи наступні умови роботи верстата:

- коефіцієнт запасу міцності $f_s = 5$ (Навантаження можливі з вібрацією і штовханням і великим поперечним навантаженням) ;
- коефіцієнт твердості доріжки кочення відповідає 0,98 (при твердості 58 HRC) ;
- температурний коефіцієнт $f_t = 1$;
- коефіцієнт контакту $f_c = 0,81$ (при 2х каретках);
- коефіцієнт навантаження $f_w = 2,8$ (при високій швидкості $> 2 \text{ м/хв}$ та великих вібраціях).
- Номінальна статична вантажопідйомність $C_{0t} = 19,6 \text{ кН}$.

Визначення всіх коефіцієнтів було виконано за графіками виробника, які наведені у Дод 5.

$$\frac{f_H f_t f_c C_{0t}}{P_E} \geq f_s$$

$$\frac{1 * 1 * 0,81 * 19600}{2171,9} = 7,3 \geq 7$$

Отже, вибрані каретки підходять за статичним запасом міцності.

					МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

Розрахуємо середнє навантаження:

$$P_m = \sqrt[n]{\frac{1}{L} * \sum_{n=1}^n (P_n^i * L_n)},$$

Де - P_m - середнє навантаження; P_n^i -змінне навантаження; L - загальна довжина переміщення; L_n - переміщення під навантаженням.

Обираємо розрахунок при ступінчатих коливаннях навантаження. Вважатимемо, що при $P_1 = 2100\text{Н}$ відбувається врізання в заготовку на довжині $L_1 = 20\text{мм}$, при $P_2 = 1500\text{Н}$ проходить фрезерування карману довжиною $L_2 = 150\text{мм}$, а при силі $P_3 = 1000\text{Н}$ інструмент виходить з заготовки $L_3 = 20\text{мм}$:

$$\begin{aligned} P_m &= \sqrt[3]{\frac{1}{L} * (P_1^3 * L_1 + P_2^3 * L_2 + P_3^3 * L_3)} \\ &= \sqrt[3]{\frac{1}{0,510} * (2100^3 * 0,02 + 1500^3 * 0,15 + 1000^3 * 0,02)} \\ &= 1117 \text{ Н} \end{aligned}$$

4. Визначимо номінальний ресурс напрямних

Також, визначаємо номінальний ресурс:

$$L = \left(\frac{f_H f_t f_c}{f_w} * \frac{C}{P_c} \right)^3 * 50 = \left(\frac{1 * 1 * 0,81}{2,8} * \frac{23400}{1117} \right)^3 * 50 = 11128 \text{ год}$$

, де коефіцієнт запасу міцності $f_s = 5$ (Навантаження можливі з вібрацією і штовханням і великим поперечним навантаженням) ;

-коефіцієнт твердості доріжки кочення відповідає 0,98 (при твердості 58 HRC) ;

-температурний коефіцієнт $f_t = 1$;

- коефіцієнт контакту $f_c = 0,81$ (при 2х каретках);

- коефіцієнт навантаження $f_w = 2,8$ (при виокій швидкості >2 м/хв та великих вібраціях).

- Номінальна динамічна вантажопідйомність $C = 23,4\text{кН}$;

					МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

Даний ресурс задовольняє умови, і строк служби верстата складає майже 5,5 років при максимальній завантаженості впродовж 21 робочого дня в місяць при робочій зміні в 8 год.

5. Попередній натяг, визначений у розрахунку для SSR 15 XTB відповідає натягу для даного типорозміру також.

6. Клас точності підібрано у розрахунку для SSR 15 XTB, і відповідає точності для даного типорозміру також.

Отже, остаточно обираємо модель SSR 20XTB для поперечного руху верстата.

7. Розрахунок шариково гвинтової пари для поперечного руху верстата.

Для приводу поперечного руху стола обираємо гайку SEM-E-S 16x10Rx3-3. Оскільки всі вхідні дані по даній моделі (геометричні розміри, вантажопідйомність, допустима швидкість та ін.) приведено в розрахунках ШВП для приводу поздовжнього переміщення, в даному розділі виконаємо лише розрахунки.

Виконаємо розрахунки ШВП за рекомендаціями виробника [9], розрахувавши наступний робочий цикл: розрахуємо орієнтовний цикл навантаження приводу.

- 1) Відбувається швидкий підвід заготовки до інструмента ($v_1 = 13\text{м/хв}$) без сил різання $F_1 = 1200\text{Н}$ на довжині $l_1 = 100\text{мм}$ ($q_1 = 35\%$);
- 2) відбувається врізання в заготовку на швидкості $v_2 = 3\text{м/хв}$ з силою різання $F_2 = F_1 * 1,5 = 1800\text{Н}$ на довжині $l_2 = 10\text{мм}$ ($q_2 = 10\%$);
- 3) відбувається фрезерування канавки в заготовці з $F_3 = 1500\text{ Н}$ на швидкості $v_2 = 5\text{м/хв}$ на довжині $l_3 = 100\text{мм}$ ($q_3 = 55\%$).

Переведемо швидкість поступального руху в частоту обертання шпинделя:

$$n_1 = \frac{v_1}{P} = \frac{13000}{10} = 1300 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

$$n_2 = \frac{v_2}{P} = \frac{3000}{10} = 300 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

					МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

$$n_3 = \frac{v_3}{P} = \frac{5000}{10} = 500 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

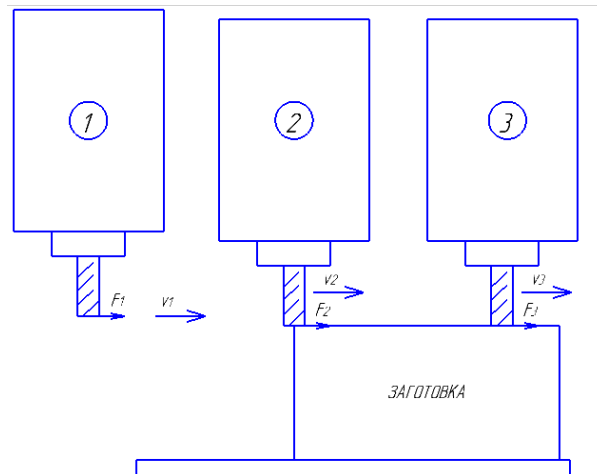


Рис. 30. Схема розрахункового циклу

$F_1 = 1200 \text{ Н}$ при $n_1 = 1300 \text{ об/хв}$ для $q_1 = 35\%$;

$F_2 = 1800 \text{ Н}$ при $n_2 = 300 \text{ об/хв}$ для $q_2 = 10\%$;

$F_3 = 1500 \text{ Н}$ при $n_3 = 500 \text{ об/хв}$ для $q_3 = 55\%$;

Визначимо середню швидкість обертання n_m :

$$n_m = \frac{q_1}{100} * n_1 + \frac{q_2}{100} * n_2 + \frac{q_3}{100} * n_3 = \frac{35}{100} * 1300 + \frac{10}{100} * 300 + \frac{55}{100} * 500$$

$$= 760 \text{ об/хв}$$

Визначимо середнє навантаження F_m :

$$F_m = \sqrt[3]{\left(F_1^3 * \frac{n_1}{n_m} * \frac{q_1}{100} + F_2^3 * \frac{n_2}{n_m} * \frac{q_2}{100} + F_3^3 * \frac{n_3}{n_m} * \frac{q_3}{100}\right)}$$

$$= \sqrt[3]{\left(1200^3 * \frac{1300}{760} * \frac{35}{100} + 1800^3 * \frac{300}{760} * \frac{10}{100} + 1500^3 * \frac{500}{760} * \frac{55}{100}\right)}$$

$$= 1354,56 \text{ Н}$$

Визначимо ресурс в годинах L_h :

$$L_h = \frac{\left(\frac{C}{F_m}\right)^3}{n_m * 60} = \frac{\left(\frac{9600}{1354,56}\right)^3 * 10^6}{760 * 60} = 7804 \text{ год}$$

При роботі в одну зміну (8 год) впродовж 21 робочого дня в місяці, ресурс ШВП для приводу поперечного переміщення столу - 4 роки. Варто зазначити, що даний ресурс також не є прийнятним.

					МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

Приводний момент при перетворенні обертального руху в поступальний $M_{та}$:

$$M_{та} = \frac{F * P}{2000 * \pi * \eta} = \frac{1354 * 10}{2000 * 3,14 * 0,9} = 2,39 \text{ Нм}$$

Приводна потужність P_a :

$$P_a = \frac{M_{та} * n}{9550} = \frac{2,39 * 1300}{9550} = 0,320 \text{ кВт}$$

Отже, відштовхуючись від розрахунків ШВП для приводу поперечного переміщення, обираємо гайку SEM-E-S 16x10Rx3-3 з регулюємим натягом, корпус MGD для гайки накатний гвинт SN-R та опори SB-F.

5.3 Розрахунок компонентів вертикального переміщення інструменту

1. Визначимо масу шпиндельного вузла та посадочної плити з урахуванням кареток (рис 31):

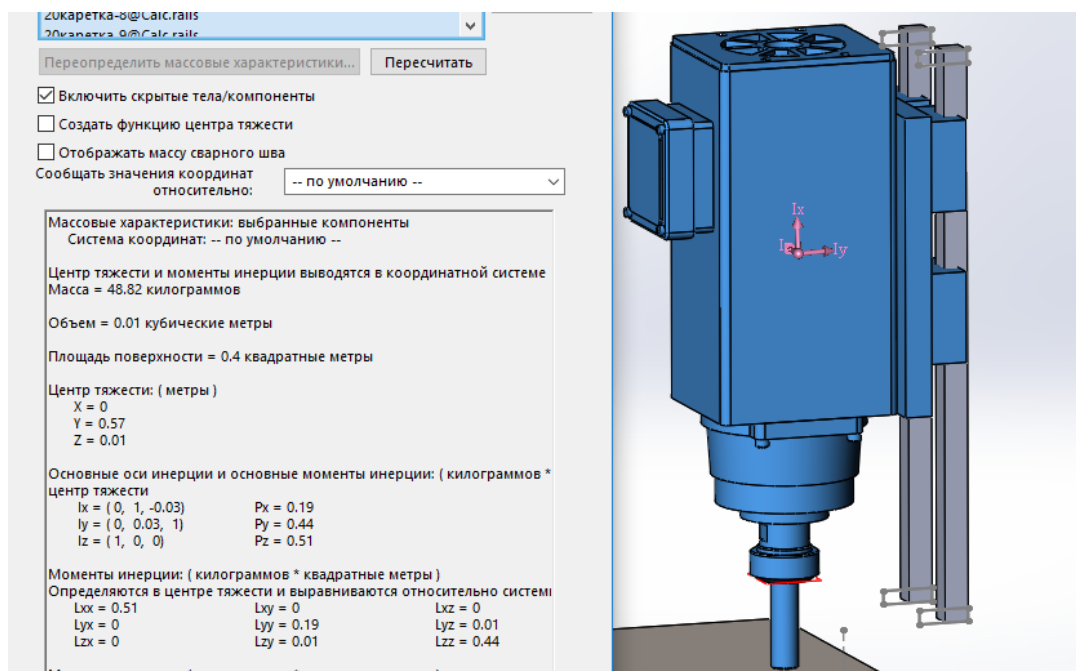


Рис. 31. Масові характеристики шпиндельного вузла

Отже, маса шпиндельного вузла $m=48,8$ кг. Також, вважатимемо, що центр мас вузла знаходиться вздовж осі інструмента для спрощення розрахунків. При виконанні розрахунків вважатимемо, що сили, прикладені на каретки – це реакції опори в трьох проєкціях, а сили, прикладені до ріжучої кромки інструмента – консольне навантаження балки.

2. Оберемо напрямні SSR 20ХТВ ТНК. Характеристики даної моделі можна знайти в попередніх розрахунках для поперечного переміщення столу.

Сформуємо розрахункову схему:

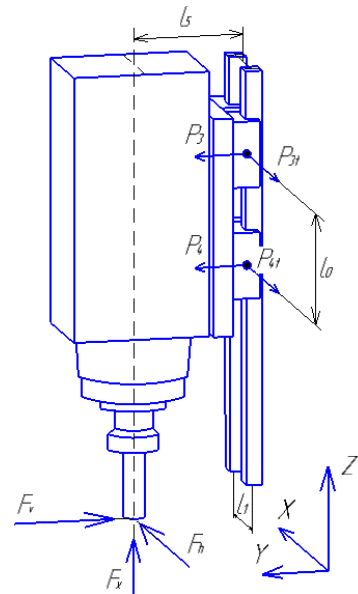


Рис. 32. Розрахункова схема

Знаходимо сумарний момент, прикладений до консолі в площині YOZ:

$$M_{cYOZ} = (mg - Fx) * l_5 = (488,2 - 447,2) * 0,114 = 4,674 \text{ Нм}$$

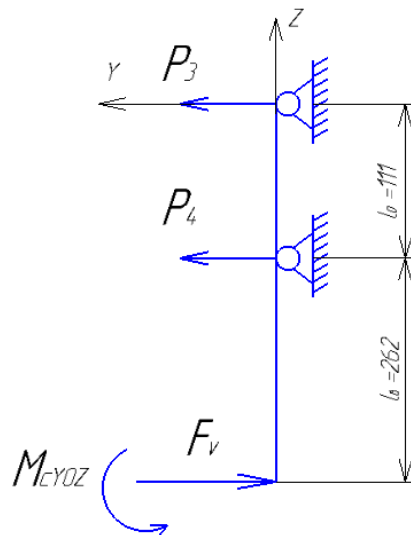


Рис. 33. Розрахункова схема в площині YOZ

Розрахуємо максимальне значення реакцій в опорах:

$$\sum M_{P3} = -P_4 * l_0 + F_v * (l_B + l_0) + M_v = 0$$

$$P_{4max} = \frac{F_v * (l_B + l_0) + M_v}{l_0} = \frac{559 * 0,373 + 4,674}{0,111} = 1920 \text{ Н;}$$

Знаходимо сумарний момент, прикладений до консолі в площині XOZ:

$$M_{cXOZ} = (mg - Fx) * l_1 = (488,2 - 447,2) * 0,081 = 3,321 \text{ Нм}$$

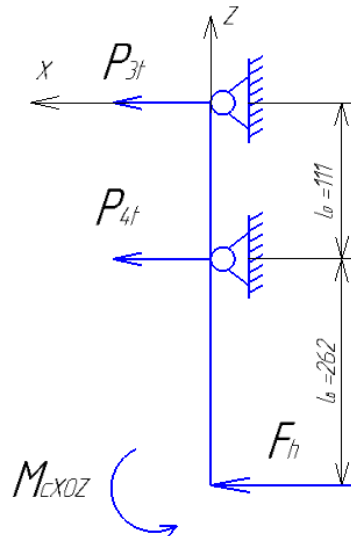


Рис. 34. Розрахункова схема в площині XOZ

Розрахуємо максимальне значення реакцій в опорах:

$$\sum M_{P3t} = -P_{4t} * l_0 - F_h * (l_0 + l_1) + M_v = 0$$

$$P_{4tmax} = \frac{-F_v * (l_0 + l_1) + M_v}{l_0} = \frac{-447,2 * 0,373 + 3,321}{0,111} = -1472 \text{ Н;}$$

Варто зазначити, що в реальних умовах дана величина є значно меншою, оскільки сприймається двома каретками на кожну опору, проте далі будемо вважати її за розраховану, з метою отримання розрахунку при критичних навантаженнях.

Знаходимо момент M_h , в площині XOY:

$$M_h = F_h * l_5 = 447,2 * 0,114 = 50,98 \text{ Нм}$$

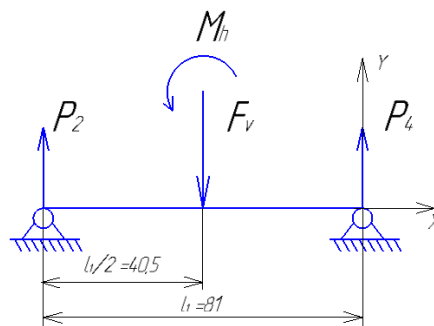


Рис. 35. Розрахункова схема в площині XOY

Розрахуємо максимальне значення реакцій в опорах:

$$\sum M_{P4} = -P_2 * l_1 + F_v * (l_1/2) + M_h = 0$$

$$P_{2max} = \frac{F_v * (l_1/2) + M_h}{l_1} = \frac{559 * 0,04 + 50,98}{0,081} = 905 \text{ Н};$$

Отже, визначили прикладені осьові та радіальні навантаження:

$$P_{4max} = 1920 \text{ Н} - \text{осьове}$$

$$P_{4tmax} = 1472 \text{ Н} - \text{радіальне}$$

3. Розрахуємо динамічне еквівалентне навантаження, середнє навантаження та статичний запас міцності.

Використаємо формулу, наведену у каталозі

$$P_E = X * P_R + Y * P_T = 1,0 * 1920 + 1,0 * 1472 = 3392 \text{ Н}$$

, де P_R – осьове навантаження, P_T – радіальне. X та Y – коефіцієнти приведенного моменту, в залежності від типу кареток. Для SSR 20 ХТВ – $X = 1,0$ та $Y = 1,0$

Розраховуємо статичний запас міцності, приймаючи наступні умови роботи верстата:

- коефіцієнт запасу міцності $f_s = 5$ (Навантаження можливі з вібрацією і штовханням і великим поперечним навантаженням) ;
- коефіцієнт твердості доріжки кочення відповідає 0,98 (при твердості 58 HRC) ;
- температурний коефіцієнт $f_t = 1$;
- коефіцієнт контакту $f_c = 0,81$ (при 2х каретках);
- коефіцієнт навантаження $f_w = 2,8$ (при виокій швидкості >2 м/хв та великих вібраціях).
- номінальна статична вантажопідйомність $C_{0t} = 19,6 \text{ кН}$.

Визначення всіх коефіцієнтів було виконано за графіками виробника, які наведені у дод. 2.

$$\frac{f_H f_t f_c C_{0t}}{P_E} \geq f_s$$

$$\frac{1 * 1 * 0,81 * 19600}{3392} = 4,68 \geq 4 \dots 7$$

Отже, вибрані каретки підходять за статичним запасом міцності, проте при обробці бажано уникати вібрацій та поштовхів конструктивно або підбираючи менш продуктивні режими різання, оскільки статичний запас міцності є мінімальним в рекомендованому діапазоні.

Розрахуємо середнє навантаження:

$$P_m = \sqrt[n]{\frac{1}{L} * \sum_{n=1}^n (P_n^i * L_n)},$$

Де - P_m - середнє навантаження; P_n^i -змінне навантаження; L- загальна довжина переміщення; L_n - переміщення під навантаженням.

Обираємо розрахунок при ступінчатих коливаннях навантаження. Вважатимемо, що при $P_1 = 2200\text{Н}$ відбувається врізання в заготовку на довжині $L_1 = 20\text{мм}$, при $P_2 = 1500\text{Н}$ проходить фрезерування карману довжиною $L_2 = 150\text{мм}$, а при силі $P_3 = 1200\text{Н}$ інструмент виходить з заготовки $L_3 = 20\text{мм}$:

$$\begin{aligned} P_m &= \sqrt[3]{\frac{1}{L} * (P_1^3 * L_1 + P_2^3 * L_2 + P_3^3 * L_3)} \\ &= \sqrt[3]{\frac{1}{0,420} * (2200^3 * 0,02 + 1500^3 * 0,15 + 1200^3 * 0,02)} \\ &= 1139 \text{ Н} \end{aligned}$$

4.Визначимо номінальний ресурс напрямних

Також, визначаємо номінальний ресурс:

$$L = \left(\frac{f_H f_t f_c}{f_w} * \frac{C}{P_c} \right)^3 * 50 = \left(\frac{1 * 1 * 0,81}{2,8} * \frac{23400}{1139} \right)^3 * 50 = 10496 \text{ год}$$

, де коефіцієнт запасу міцності $f_s = 5$ (Навантаження можливі з вібрацією і штовханням і великим поперечним навантаженням) ;

-коефіцієнт твердості доріжки кочення відповідає 0,98 (при твердості 58 HRC) ;

-температурний коефіцієнт $f_t = 1$;

- коефіцієнт контакту $f_c = 0,81$ (при 2х каретках);

					МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

- коефіцієнт навантаження $f_w = 2,8$ (при виокій швидкості >2 м/хв та великих вібраціях).

- Номінальна динамічна вантажопідйомність $C = 23,4\text{кН}$;

Даний ресурс задовольняє умови, і строк служби верстата складає майже 5 років при максимальній завантаженості впродовж 21 робочого дня в місяць при робочій зміні в 8 год.

Отже, остаточно обираємо модель SSR 20ХТВ для вертикального переміщення інструмента.

7. Вибір та розрахунок ШВП вертикального переміщення інструмента.

Для вертикального переміщення інструмента обираємо гайку SEM-E-S 16x10Rx3-3. Оскільки всі вхідні дані по даній моделі (геометричні розміри, вантажопідйомність, допустима швидкість та ін.) приведено в розрахунках ШВП для приводу поздовжнього переміщення столу, в даному розділі виконаємо лише розрахунки.

Виконаємо розрахунки ШВП за рекомендаціями виробника [9], розрахувавши наступний робочий цикл:

- 1) Відбувається швидкий підвід заготовки до інструмента ($v_1 = 13\text{м/хв}$) без сил різання $F_1 = 1200\text{Н}$ на довжині $l_1 = 100\text{мм}$ ($q_1 = 35\%$);
- 2) Відбувається врізання в заготовку на швидкості $v_2 = 3\text{м/хв}$ з силою різання $F_2 = F_1 * 1,5 = 1800\text{Н}$ на довжині $l_2 = 10\text{мм}$ ($q_2 = 10\%$);
- 3) Відбувається фрезерування канавки в заготовці з $F_3 = 1500\text{ Н}$ на швидкості $v_2 = 5\text{м/хв}$ на довжині $l_3 = 100\text{мм}$ ($q_3 = 55\%$);

Переведемо швидкість поступального руху в частоту обертання шпинделя:

$$n_1 = \frac{v_1}{P} = \frac{13000}{10} = 1300 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

$$n_2 = \frac{v_2}{P} = \frac{3000}{10} = 300 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

$$n_3 = \frac{v_3}{P} = \frac{5000}{10} = 500 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

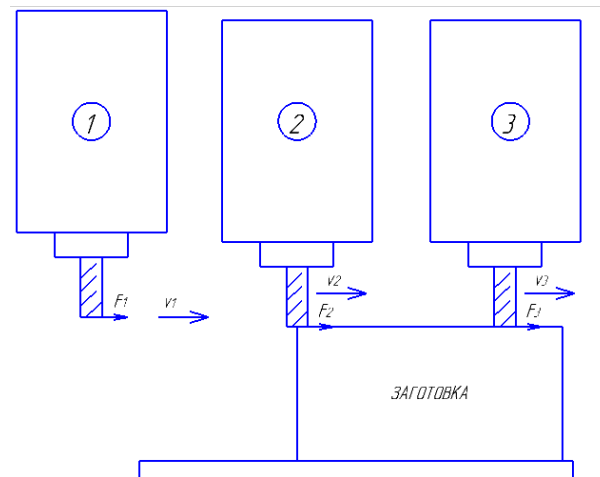


Рис. 36. Схема розрахункового циклу

$F_1 = 1200 \text{ Н}$ при $n_1 = 1300 \text{ об/хв}$ для $q_1 = 35\%$;

$F_2 = 1800 \text{ Н}$ при $n_2 = 300 \text{ об/хв}$ для $q_2 = 10\%$;

$F_3 = 1500 \text{ Н}$ при $n_3 = 500 \text{ об/хв}$ для $q_3 = 55\%$;

Визначимо середню швидкість обертання n_m :

$$n_m = \frac{q_1}{100} * n_1 + \frac{q_2}{100} * n_2 + \frac{q_3}{100} * n_3 = \frac{35}{100} * 1300 + \frac{10}{100} * 300 + \frac{55}{100} * 500$$

$$= 760 \text{ об/хв}$$

Визначимо середнє навантаження F_m :

$$F_m = \sqrt[3]{\left(F_1^3 * \frac{n_1}{n_m} * \frac{q_1}{100} + F_2^3 * \frac{n_2}{n_m} * \frac{q_2}{100} + F_3^3 * \frac{n_3}{n_m} * \frac{q_3}{100}\right)}$$

$$= \sqrt[3]{\left(1200^3 * \frac{1300}{760} * \frac{35}{100} + 1800^3 * \frac{300}{760} * \frac{10}{100} + 1500^3 * \frac{500}{760} * \frac{55}{100}\right)}$$

$$= 1354,56 \text{ Н}$$

Визначимо ресурс в годинах L_h :

$$L_h = \frac{\left(\frac{C}{F_m}\right)^3}{n_m * 60} = \frac{\left(\frac{9600}{1354,56}\right)^3 * 10^6}{760 * 60} = 7804 \text{ год}$$

При роботі в одну зміну (8 год) впродовж 21 робочого дня в місяці, ресурс ШВП для приводу вертикального переміщення інструменту – 4 роки. Варто зазначити, що даний ресурс також не є прийнятним.

Приводний момент при перетворенні обертального руху в поступальний $M_{та}$:

					МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

$$M_{\text{та}} = \frac{F * P}{2000 * \pi * \eta} = \frac{1400 * 10}{2000 * 3,14 * 0,9} = 2,47 \text{ Нм}$$

Приводна потужність P_a :

$$P_a = \frac{M_{\text{та}} * n}{9550} = \frac{2,47 * 1300}{9550} = 0,330 \text{ кВт}$$

Отже, відштовхуючись від розрахунків ШВП для приводу вертикального переміщення інструменту, обираємо гайку SEM-E-S 16x10Rx3-3 з регулюємим натягом, корпус MGD для гайки накатний гвинт SN-R та опори SB-F.

Сформуємо таблицю (Таблиця 12) підібраних компонентів та їх необхідних для замовлення параметрів. Також зазначимо розрахований ресурс, необхідні момент та потужність для приводів подач та допустимі масу і розмір заготовки:

Таблиця 12

Обрані компоненти для вузлів переміщень столу та інструменту

	Поздовжнє переміщення столу	Поперечне переміщення столу	Вертикальне переміщення інструменту
Назва моделі напрямних	THK SSR 15 XTB	THK SSR 20 XTB	
Клас точності	P (прецизійний)		
Необхідна довжина рельс	490	510	400
Ресурс	7 років	5 років	5 років
Жорсткість (Попередній натяг)	Клас C1		
Назва моделі гайки ШВП	Bosch Rexroth SEM-E-S 16x10Rx3-3 (корпус MGD)		
Назва моделі гвинта ШВП	Bosch Rexroth SNR 16x10Rx3-3		
Довжина гвинта ШВП	419мм	408мм	448мм
Опори ШВП	Bosch Rexroth SEB-F-LGN-B		
Ресурс ШВП	5 років	4 роки	4 роки

Момент для приво­ду подач	2,22 Нм	2,39 Нм	2,47 Нм
Потужність для приво­ду подач	0,3 кВт	0,32 кВт	0,33 кВт
Максимальна маса заготовки	68 кг		
Максимальні розміри заготовки	220x220x180 мм		

Висновок до розділу:

Отже, в даному розділі було підібрано напрямні та вузол точного переміщення, остаточно визначено розміри столу та переміщення та розраховано ресурс компонентів, необхідний момент та потужність приводів подач.

6. ВИБІР ПРИВОДУ ПОДАЧ

Враховуючи всі переваги та недоліки обох типів електродвигунів, обираємо серводвигуни.

Визначивши необхідні величини в попередньому розділі (момент, потужність та максимальна частота обертів), підберемо відповідні за характеристиками серводвигуни за каталогом [11]:

Обираємо серводвигун Yaskawa SGMGV-05A на приводи переміщень столу та інструменту з наступними характеристиками (Таблиця 13 та механічна характеристика на рис 37.):

Таблиця 13

Технічні характеристики серводвигуна Yaskawa SGMGV-05A

Параметр	СІ	Величина
Потужність	Вт	450
Номінальний момент	Нм	2,86
Максимальний момент	Нм	8,92
Номінальна сила струму	мА	1,9
Макс.сила струму	мА	5,5
Номінальна частота оберт.	об/хв	1500
Макс частота оберт.	об/хв	3000
Момент Інерції Ротора	10^{-4} кгм ²	3,33
Номінальна потужність	кВтс	24,6
Драйвер керування	SGVD-1R9D	

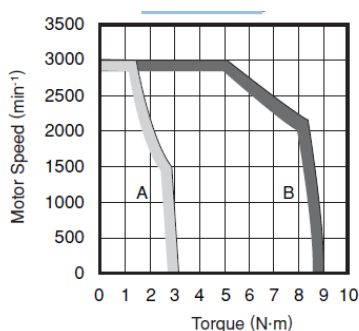


Рис. 37. Механічна Характеристика Yaskawa SGMGV-05A

Також, обираємо гальма для приводу вертикального переміщення інструменту для моделі SGMGV-05A, оскільки маса шпиндельного вузла є більшою за ту, яку може тримати попередній натяг в ШВП.

Геометричні розміри привода з гальмами та параметри електричного гальма можна знайти у Дод 7.

Також, за каталогом виробника [10], обираємо сальфонну безззорну муфту ВКН 15 59 16 10 (рис 38) з металічним сальфоном. Сальфон виконано з високопружної сталі, матеріал втулки – алюміній. Також, замовимо пази для шпонок.

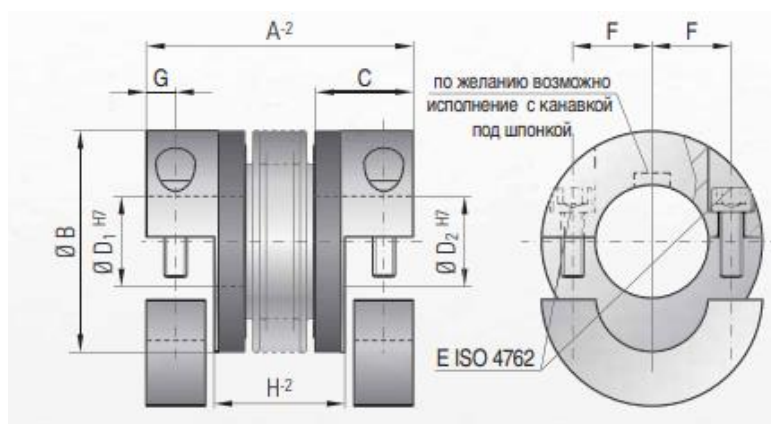


Рис. 38. Сальфонна муфта ВКН 15 59 16 10

Висновки до розділу:

Отже, у даному розділі було обрано приводи подач на тягові переміщення на осі переміщення заготовки та шпиндельного вузла та сальфонні муфти для передачі крутного моменту від сервоприводу до гвинта точних переміщень. Було підібрано відповідні допоміжні опції та створено моделі вузлів щ метою їх використання у загальній компоновці верстату, зокрема для дослідження несучох системи.

7. НЕСУЧА СИСТЕМА ВЕРСТАТА

7.1 Проектування перехідної плити

Опишемо основні етапи конструювання елементів несучої системи на прикладі перехідної плити (рис 39), використовуючи загальні рекомендації при конструюванні литих деталей [1].

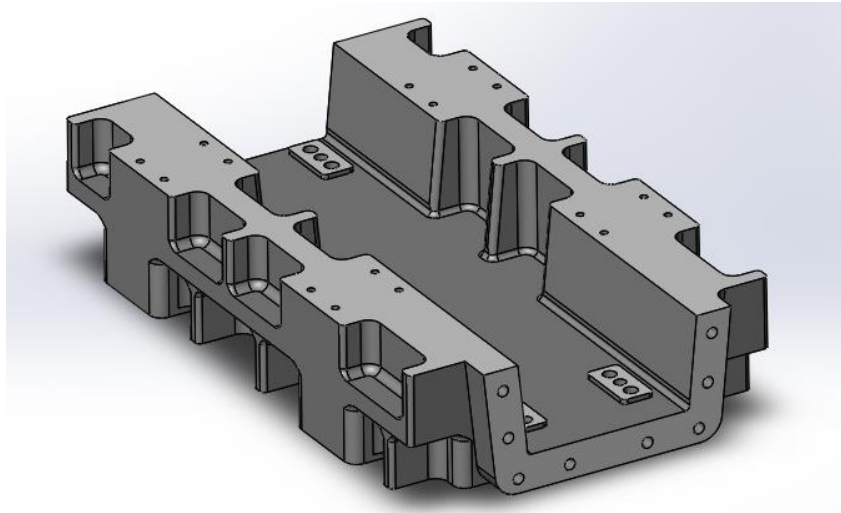


Рис. 39. Перехідні плита

Одною з основних вимог до литої деталі є однакова товщина стінки по всій деталі. Це зумовлено тим, що в процесі лиття зовнішні шари деталі застигають значно швидше, утворюючи при цьому значну різницю температур з серцевиною. Це призводить до виникнення великої концентрації напружень, утворенню раковин або тріщин.

Розрахуємо мінімальну товщину стінок за формулою:

$$S = \frac{2l+b+h}{3} = \frac{2 \cdot 393 + 231 + 83}{3} = 366,$$

де l – довжина деталі, b – ширина деталі, h – висота деталі

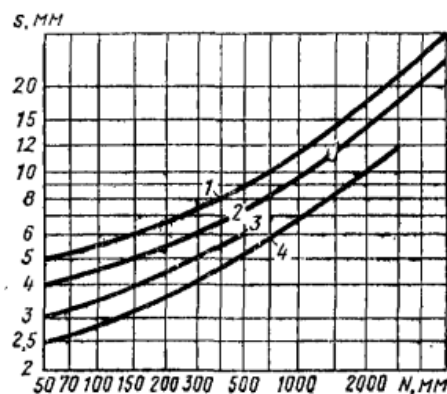


Рис. 40. Графік для вибору товщини стінки

					МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

За графіком (рис 40), обираємо криву 2, яка відповідає за обраний матеріал (Сірий чавун). Отже мінімальна товщина стінки = 7-8мм. Прийmemo $S=10$ мм, оскільки деталь має конструктивні товщини значно більші за мінімально розраховані величини.

Утворюємо контактні поверхні, які будуть стикатися з відповідальними поверхнями інших вузлів (Рис 41). Виконуємо їх висотою 5мм з припуском 2мм на механічну обробку. Це обумовлено тим, що верхній шар відливки має більшу міцність, тому бажано уникати глибокого свердління та фрезерування литої деталі.

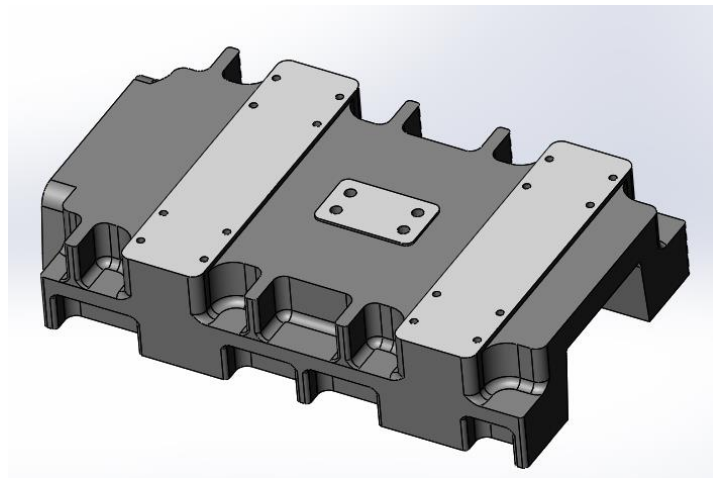


Рис. 41. Контактні поверхні для корпусу гайки ШВП та кареток поперечного руху столу

Також, рекомендується уникати деталей зі складною конфігурацією, тому фланець для сервопривода було виконано окремо (рис 42).

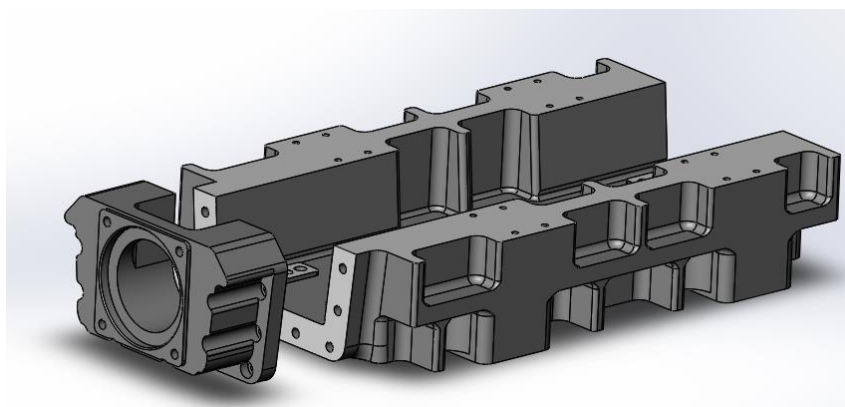


Рис. 42. Литі деталі перехідної плити

В процесі проектування, було використано наступні рекомендовані величини для округлень між ребрами та гранями (Рис 43):

положення заготовки та столу відносно перехідної плити, також будуть змінюватись розміри заготовки. За рахунок цього, буде визначено ділянки з найбільшими напруженнями, деформаціями та запасом міцності. Використаємо для цього модуль «Анализ напряжений» в Autodesk Inventor. Розрахунок буде здійснено за рекомендаціями з [6].

Вхідним даними є параметри, приведені на рис. 44

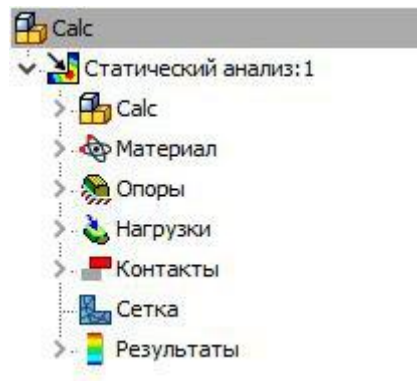


Рис. 44. Вхідні дані для дослідження

1. Використовуємо розрахункову схему для розрахунку напрямних поздовжнього переміщення столу. Відповідно всі сили та відстані, приймаємо так само як і у розрахунковій схемі.
2. Призначаємо матеріал деталей, які присутні у збірці

Назначить материалы

Компонент	Исходный материал	Переопределить материал	Коефф. запаса прочности
Calc			
SSR15XTBY16020Y_Tr	Типовые	Сталь, углеродистая	Предел текучести
SSR15XTBYSSPB1021B	Типовые	Сталь, углеродистая	Предел текучести
Mill_table:1	Типовые	Чугун, серый	Окончательный предел п
заготовка:1	Типовые	Сталь, мягкая, сварочная	Предел текучести
переходн. плита:1	Типовые	Чугун, серый	Окончательный предел п
SSR15XTBYSSPB1021B	Типовые	Сталь, углеродистая	Предел текучести
SSR15XTBYSSPB1021B	Типовые	Сталь, углеродистая	Предел текучести
SSR15XTBYSSPB1021B	Типовые	Сталь, углеродистая	Предел текучести
SSR15XTBY16020Y_Tr	Типовые	Сталь, углеродистая	Предел текучести

Рис. 45. Матеріал деталей

3. Приймаємо за опори (рис 46) контактну поверхню перехідної плити, яка контактує з каретками поперечного переміщення столу.

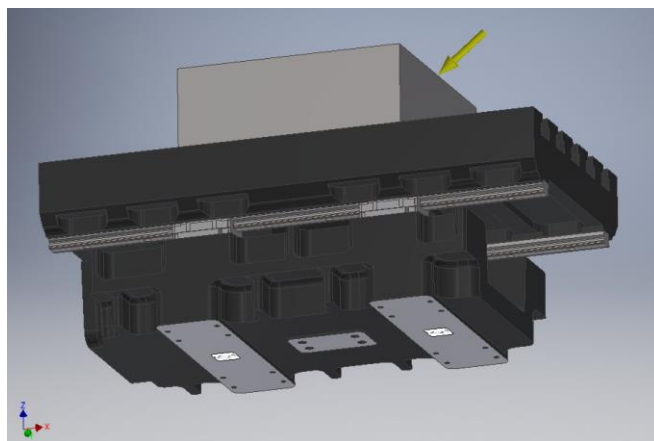


Рис. 46. Опоры досліджуваної моделі

4. Прикладаємо навантаження (Рис 47), що виникають внаслідок врізання в заготовку.

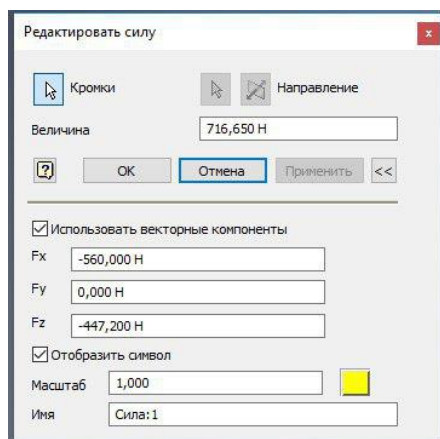


Рис. 47. Навантаження, прикладені до досліджуваної складальної одиниці

5. Визначимо всі контакти між поверхнями як «Связано», окрім поверхонь контакту рейок та кульок, які визначено як «Разделение/Без скольжения».
6. Створимо сітку складальної одиниці з параметрами, які зображено на рис.48

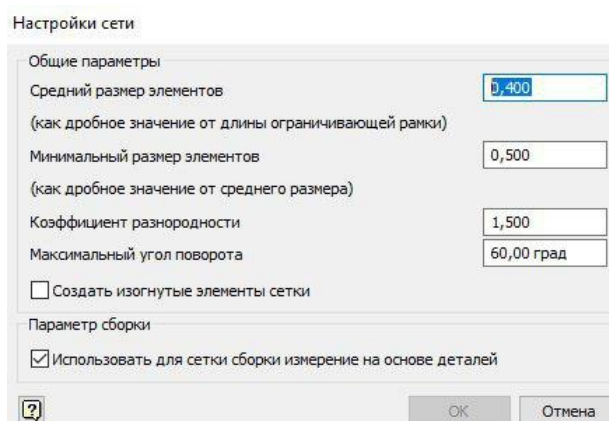


Рис. 48. Параметры сітки

При максимальному розмірі та масі заготовки, центр мас якої знаходиться на відстані $l_1 = 163$ мм від міжосьового центру кареток, отримуємо наступні результати (рис 49, рис 50 та рис 51).

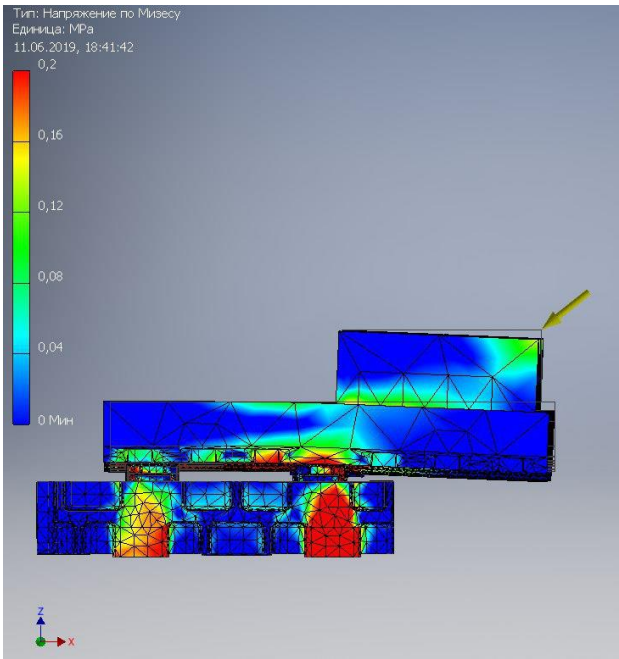


Рис. 49. Напруження за Мізесом в системі

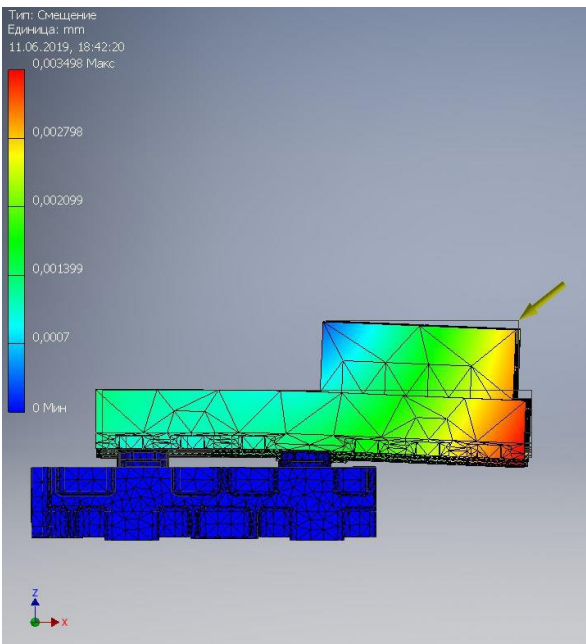


Рис. 50. Деформація системи

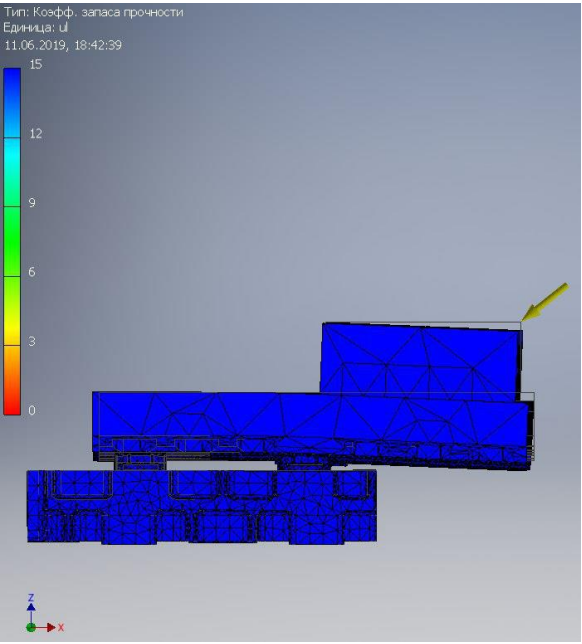


Рис. 51. Коефіцієнт запасу міцності

Отже, виходячи з отриманих даних, перехідна плита та фрезерний стіл можуть працювати у максимально несприятливих умовах (при обробці сталі) не втрачаючи заданих при проектуванні точнісних характеристик.

Максимальна величина відхилення = 3,4 мкм відповідає вимогам до верстатів нормального класу точності, тому дані пружні деформації є прийнятними.

Також визначимо ті ж величини при більш «реальних» умовах використання верстата, враховуючи типові розміри деталей та їх розташування на столі при фрезеруванні. Прийматимемо, що центр мас заготовки співпадає з міжосьовим центром кареток. Точка врізання фрези знаходиться на кромці заготовки. Приймаємо наступні розміри заготовки: 220х220х80мм. Використовуючи всі ті ж вхідні дані для розрахунку, виконаємо ще одне дослідження, результати якого зображені на рис 52, рис 53 та рис 54:

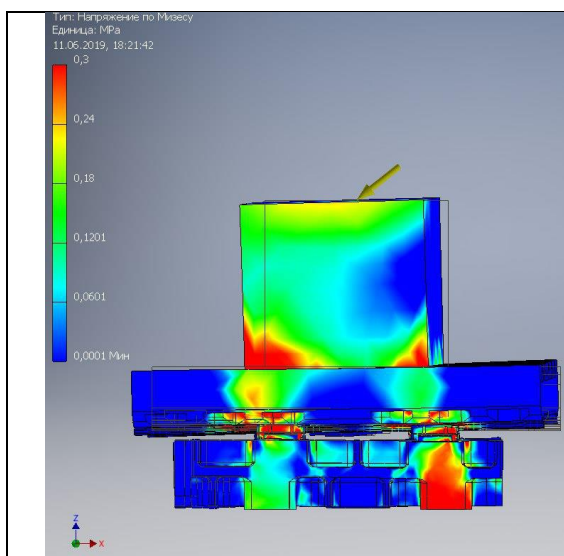


Рис. 52. Напруження за Мізесом

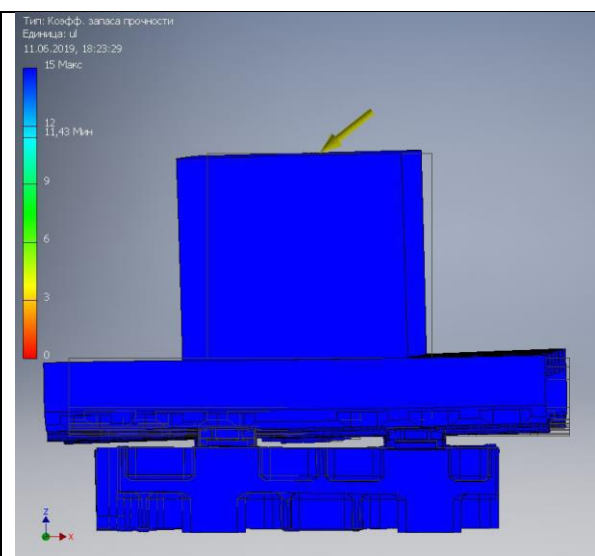


Рис. 53. Коефіцієнт запасу міцності

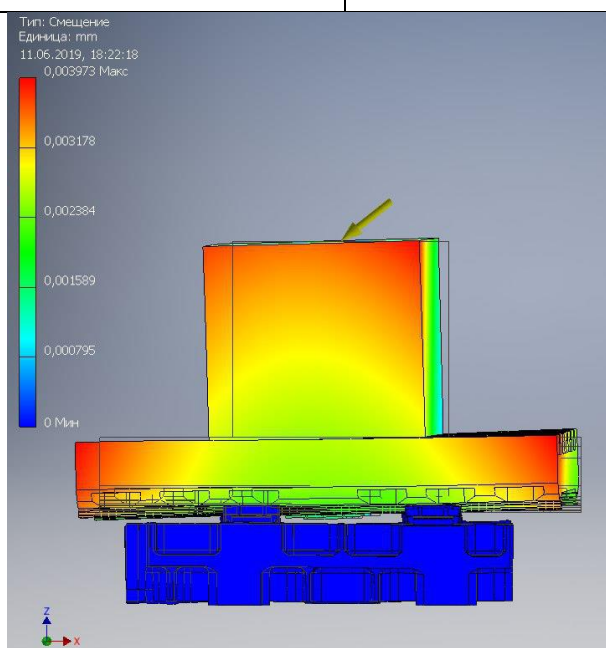


Рис. 54. Деформація системи

Отже, дані результати також відповідають допустимим відхиленням (2,7 мкм).

7.3 Характеристика температурних деформацій.

Температурні деформації базових вузлів впливають на точність обробки, особливо при чистовій обробці. Основними джерелами тепловиділень є двигуни головного руху і руху подач та процес різання. Варто відмітити що при таких операціях як точіння, фрезерування та строгання більшість тепла акумулюється в стружці, а при свердлінні – в заготовці. Розрахунок і аналіз температурних деформації базується на даних про джерела тепловиділень і температурному полі та його розподіленні в різних точках несучої системи під час роботи верстата на різних режимах різання.

Розрахунок в даній роботі не є раціональним, оскільки приближений метод розрахунку базується на експериментально отриманих даних з вже розробленої моделі даного верстата. Тому при подальших тестових дослідженнях та експлуатації дослідного зразка можливі більш точні дослідження та внесення відповідних конструктивних змін в наступній ітерації моделі, наприклад, шляхом заміру деформацій найбільш важливих вузлів та внесення поправок в їх форму або розмір. Основні похибки та розмірні відхилення оброблювальної деталі накопичуються в часі, оскільки система нагрівається поступово, тому дані досліди необхідно проводити на партії деталей, з метою створення максимально однакових умов на всьому дослідному проміжку.

Тому, з метою зменшення або уникнення даних похибок, при проектуванні будуть враховуватись наступні рекомендації, зазначені в [1]:

1. Зменшення теплоутворення в опорах. Заміна напіввідринного тертя на тертя кочення, що зменшує теплові втрати. Вбудовування системи циркуляційного змащення з нормованою кількістю змащувальної рідини;
2. Теплова ізоляція джерел тепловиділення від основних деталей несучої системи та інтенсивний відвід виникаючого в них тепла;
3. Доречне розташування джерел тепла подалі від контактних поверхонь та елементів формоутворюючих кінематичних ланцюгів;

					МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

4. Компенсація температурних деформацій за рахунок внесення конструктивних змін в конструкцію базових деталей з метою збереження теплового балансу. Можливе використання чавуну, легованого нікелем, що має в 5 разів менший коефіцієнт лінійного розширення ніж чавун марки СЧ, або легованого сплавом інвар (в 10...12 разів). Також можлива компенсація температурних деформацій за рахунок штучного підігріву окремих частин несучої системи;

5. Застосування симетричних конструкцій.

Отже, у даному розділі було приведено основні рекомендації та величини, що застосовуються для литих деталей, та їх використання на прикладі перехідної плити верстата. Здійснене дослідження пружних деформацій показало, що величини деформації не є критичними при максимальних та середніх навантаженнях та відповідають допустимій величині для верстату класу точності Н. Також, було розглянуто основні фактори, які впливають на температурні деформації, та конструктивні способи її уникнення.

8. ПОРІВНЯЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА З ВЕРСТАТОМ HAAS MINIMILL 2

Незважаючи на відсутність деяких компонентів та систем, порівняємо розроблений верстат О.Кра з відомим американським верстатом HAAS Minimill 2 (рис 55) за характеристиками, які наведено у Таблиці 14.

Також варто відзначити, що поки що неможливе порівняння в ціні, оскільки більшість ціноутворюючих елементів верстату або не входять в дипломну роботу або не було уточнено ціну у виробників.



Рис. 55. Верстат HAAS Minimill 2

					<i>МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

Серед інших, представлених на ринку, даний верстат має ряд переваг та недоліків, які можуть співпадати з верстатом, розрахованим у дипломному проекті. До переваг, які не будуть занесені в порівняльну таблицю, можна віднести: - велика кількість інформації по самостійному ремонту та обслуговуванню верстата, оптимальне співвідношення ціна-якість, присутність центру обслуговування в Україні. До переваг O.Kra (рис 56) можна віднести просту систему керування (Linux CNC, NC Studio або Mach 3), простоту в ремонті та експлуатації.

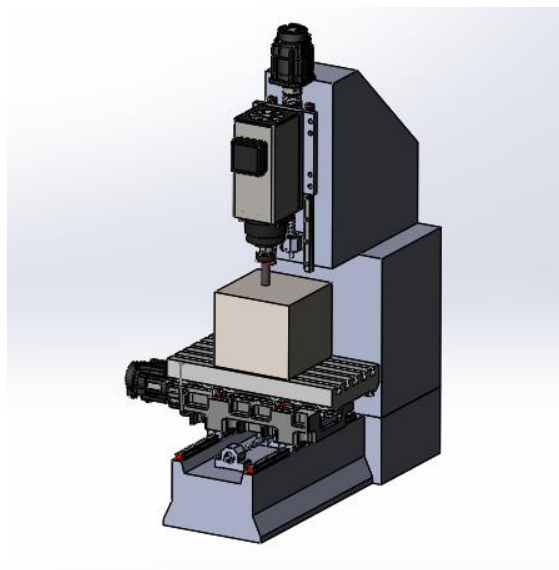


Рис. 56. Розроблений верстат O.Kra

Таблиця 14

Порівняльна характеристика розробленого верстату та HAAS Minimill 2

Параметри		O.Kra	HAAS Minimill 2
Хід, мм	По осі X	220	508
	По осі Y	220	406
	По осі Z	265	356
Шпиндельний в.	Потужність, кВт	3,3	5,6
	Макс. част, об/хв	6000	6000
	Макс. Момент, Нм	45 Нм	9,6 Нм
	Кріплення інструменту	ISO 40	Цанга ER 32
	Охолодження	Повітряне	Повітряне

Параметри столу	Габаритні розміри, мм	490x240	1016x356
	Ширина Т-пазу, мм	14	16
	Міжос.відст Т-пазу,мм	48	125
	Кількість пазів	5	3
	Макс. Маса заготовки	68	227
Макс. Швидкість подач (різ),м/хв		5	12,7
Макс.Швидкість подач (осі), м/хв		12	15,2
Магазин інструментів		-	+
Маса, кг		1100	2314

Виходячи з порівняльної характеристики, ми можемо бачити, що HAAS Minimill 2 суттєво відрізняється від розробленого верстата, починаючи з потужностей приводів, закінчуючи геометричними параметрами (розмір столу, ходи по осям та ін). Варто відзначити, що суттєвою різницею є також присутність автоматичної системи зміни інструменту у MiniMill 2. Верстат О.Кра за своїми технічними характеристиками повністю задовольняє потреби малих підприємств, навчальних закладів та хобійні інтереси. Проте, виходячи з порівняльної таблиці можна зробити висновок, що на даному етапі модель не відповідає вимогам та характеристикам просислових аналогів, що працюють на багатосерійних виробництвах.

Висновки до розділу:

Отже, у даному розділі було порівняно верстат HAAS MINIMILL 2 та верстат дипломного проекту О.Кра. Дані верстати є схожими за своєю кінематикою та компоновкою, проте характеристики приводів та геометричні розміри суттєво відрізняються, оскільки незважаючи на те, що MINIMILL 2 має технічні характеристики менші за аналоги, які використовуються для серійного виробництва деталей, верстат все ж таки є промисловим.

ВИСНОВКИ

У даній роботі було виконано дослідження та розрахунок систем, які впливають на технічні характеристики верстата. Було спроектовано основні елементи фрезерного верстату класу точності Н з ЧПК для обробки сталі, алюмінію пластику та ін. Розміри заготовки відповідають тим вимогам, які будуть висуватись перед верстатом в різних сферах його застосування (навчальні заклади, малі підприємства, сервісні центри тощо).

Розроблений в даній роботі верстат не є повністю завершеним, оскільки було розглянуто лише вибір та розрахунок ключових систем, які впливають на технічні та геометричні характеристики верстата. Не було розглянуто розрахунок та проектування станини (бази та колони), розрахунок і проектування системи змащування (проте було попередньо враховано її подальше встановлення в вже розробленій конструкції), системи захисту від стружки та пилу (телескопічних захист або інші аналоги), систему захисту оператора (зовнішній корпус) та ін.

В подальшому, можливе продовження роботи над розрахунком та проектуванням всіх вищеперерахованих систем, які не увійшли в дану роботу, а також можливе вдосконалення верстата, шляхом додавання системи автоматичної зміни інструменту та додавання осі повороту столу.

					<i>МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72

ДОДАТКИ

Частота вращения

$$n = \frac{v_c \times 1000}{D_c \times \pi} \quad [\text{min}^{-1}]$$

Скорость резания

$$v_c = \frac{D_c \times \pi \times n}{1000} \quad [\text{m/min}]$$

Подача

$$v_f = f_z \times z \times n \quad [\text{mm/min}]$$

Подача на зуб

$$f_z = \frac{v_f}{z \times n} \quad [\text{mm/z}]$$

Удельный съём материала

$$Q = \frac{a_e \times a_p \times v_f}{1000} \quad [\text{cm}^3/\text{min}]$$

Потребляемая мощность

$$P_{\text{mot}} = \frac{a_p \times a_e \times v_f \times k_c}{6 \times 10^7 \times \eta} \quad [\text{kW}]$$

Средняя толщина стружки

$$h_m = \frac{\{114,7 \times f_z \times \sin \kappa \times (a_e / D_c)\}}{\varphi_s} \quad [\text{mm}]$$

$$f_z = \frac{h_m \times \varphi_s}{114,7 \times \sin \kappa \times (a_e / D_c)} \quad [\text{mm}]$$

или
$$h_m \approx f_z \times \sqrt{\frac{a_e}{D_c}} \quad [\text{mm}]$$

$$f_z = \frac{h_m}{\sqrt{\frac{a_e}{D_c}}} \quad [\text{mm}]$$

приближённая формула для $a_e / D_c < 30\%$

Угол контакта фрезы

Центральное позиционирование фрезы

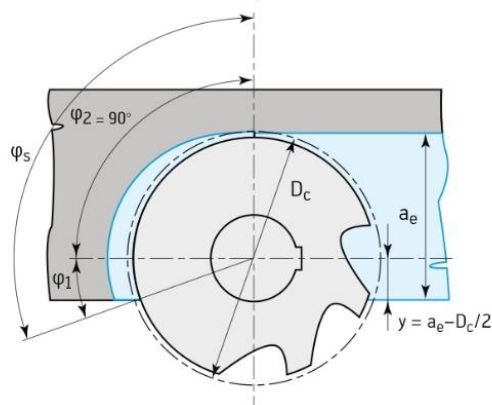
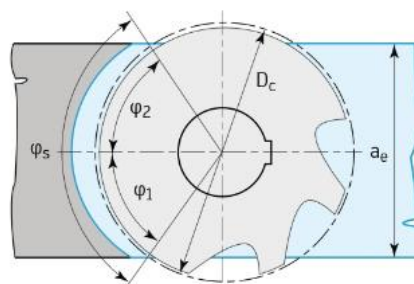
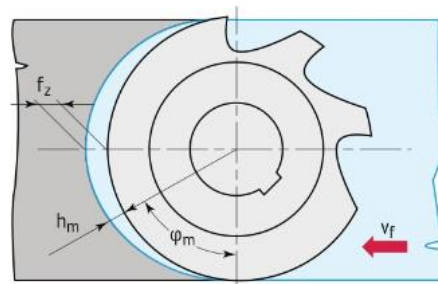
$$\varphi_s = 2 \times \arcsin \left(\frac{a_e}{D_c} \right) \quad [^\circ]$$

Позиционирование со смещением от центра

$$\varphi_s = 90^\circ + \arcsin \frac{a_e - (D_c / 2)}{(D_c / 2)} \quad [^\circ]$$

Удельная сила резания

$$k_c = \frac{1 - 0,01 \times \gamma_0}{h_m^{m_c}} \times k_{c1.1} \quad [\text{N/mm}^2]$$



n	Частота вращения	мин ⁻¹
D _c	Диаметр резания	мм
a _p	Глубина резания	мм
a _e	Ширина резания	мм
z	Количество зубьев	
v _c	Скорость резания	м/мин
v _f	Подача	мм/мин
f _z	Подача на зуб	мм
Q	Удельный съём материала	см ³ /мин
P _{mot}	Потребляемая мощность	кВт
h _m	Средняя толщина стружки	мм
k _c	Удельная сила резания	Н/мм ²
η	КПД станка (0,7–0,95)	
κ	Угол в плане	°
φ _s	Угол контакта фрезы	°
φ ₁	Зона фрезерования против подачи	°
φ ₂	Зона фрезерования по подаче	°
k _c	Удельная сила резания	Н/мм ²
k _{c1.1} *	Удельная сила резания для поперечного сечения стружки 1 мм ²	Н/мм ²
m _c *	Поправочный коэффициент для фактической k _c	
y	Рабочее зацепление	мм

*m_c и k_{c1.1} см. таблицу на стр. Н 7

Дод 1.Формули режимів різання для фрезерування.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ

Лист

73

A

Material groups ISO P, ISO K and titanium alloys

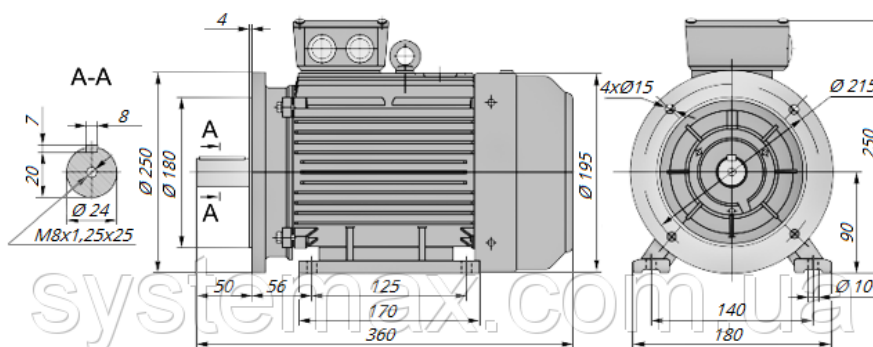
a _e [mm]*	Feed per tooth f _z [mm]									
	Ø 0,3 mm	Ø 0,5 mm	Ø 1 mm	Ø 2 mm	Ø 3 mm	Ø 4 mm	Ø 6 mm	Ø 8 mm	Ø 10 mm	Ø 12 mm
0,01	0,02	0,02	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15	0,15	0,20	
0,05	0,01	0,01	0,02	0,04	0,07	0,10	0,12	0,15	0,20	
0,1	0,01	0,01	0,02	0,03	0,05	0,08	0,10	0,15	0,20	0,20
0,2	0,01	0,01	0,01	0,03	0,04	0,06	0,08	0,15	0,18	0,20
0,5		0,01	0,01	0,02	0,03	0,05	0,07	0,12	0,15	0,15
1			0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,09	0,12	0,12
2				0,02	0,03	0,03	0,05	0,08	0,11	0,12
3					0,02	0,02	0,04	0,07	0,10	0,12
5						0,02	0,04	0,07	0,10	0,12
6							0,03	0,06	0,08	0,10
8								0,05	0,07	0,09
10									0,06	0,08
12										0,07

A

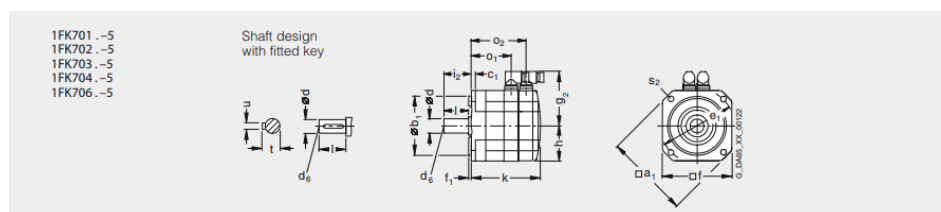
Material groups ISO P, ISO K and titanium alloys (continued)

a _e [mm]*	Feed per tooth f _z [mm]									
	Ø 14 mm	Ø 16 mm	Ø 18 mm	Ø 20 mm	Ø 25 mm	Ø 32 mm	Ø 40 mm	Ø 50 mm	Ø 63 mm	Ø 80 mm
0,01										
0,05										
0,1	0,20	0,20								
0,2	0,20	0,20	0,20	0,25						
0,5	0,15	0,15	0,20	0,25	0,25					
1	0,12	0,12	0,15	0,20	0,25	0,25	0,30	0,30	0,30	0,40
2	0,12	0,12	0,15	0,20	0,20	0,25	0,25	0,25	0,30	0,30
3	0,12	0,12	0,14	0,18	0,20	0,20	0,25	0,25	0,25	0,30
5	0,12	0,12	0,12	0,15	0,20	0,20	0,20	0,25	0,25	0,25
6	0,10	0,12	0,12	0,15	0,20	0,20	0,20	0,20	0,25	0,25
8	0,10	0,12	0,12	0,15	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,25
10	0,10	0,12	0,12	0,14	0,16	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20

Дод 2. Залежність подачі на зуб від ширини фрезерування за каталогом Walter.

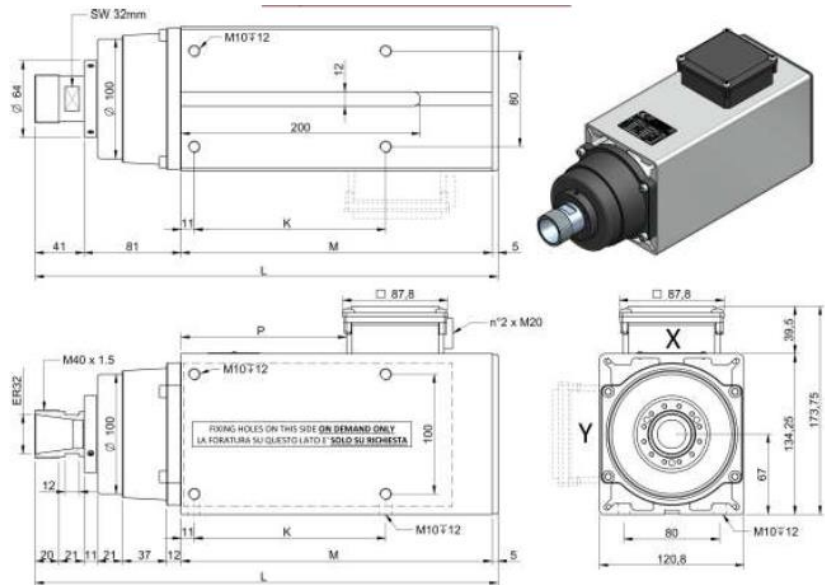


Дод 3.1 Геометричні параметри трифазного асинхронного двигуна АІР90L2



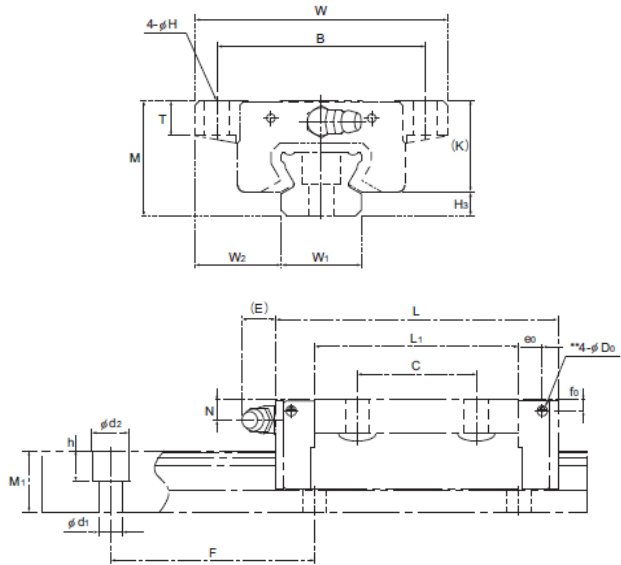
For motor		Dimensions in mm (in)											Resolver					
Shaft height	Type	DIN IEC	a ₁ P	b ₁ N	c ₁ LA	e ₁ M	f AB	f ₁ T	g ₂	h H	i ₂	s ₂ S	without brake			with brake		
			k LB	o ₁	o ₂	k LB	o ₁	o ₂										
1FK7 Compact, type IM B5, natural cooling, with connector, with/without brake																		
80	1FK7080-5		186 (7.32)	130 (5.12)	13 (0.51)	165 (6.50)	155 (6.10)	3.5 (0.14)	119.5 (4.70)	77.5 (3.05)	58 (2.28)	11 (0.43)	156 (6.14)	91 (3.58)	124 (4.88)	184 (7.24)	91 (3.58)	151 (5.94)
	1FK7083-5		186 (7.32)	130 (5.12)	13 (0.51)	165 (6.50)	155 (6.10)	3.5 (0.14)	119.5 (4.70)	77.5 (3.05)	58 (2.28)	11 (0.43)	194 (7.64)	129 (5.08)	162 (6.38)	245 (9.65)	129 (5.08)	207 (8.15)

Дод 3.2. Геометричні параметри серводвигуна 1FK7 083- 5AH71



TYPE – TIPO – TYP	L [mm]	P [mm]	K [mm]	M [mm]
C60/67-A-DB-P-ER32	347	98.4	160	220
C60/67-D-DB-P-ER32	387	138.4	160	260

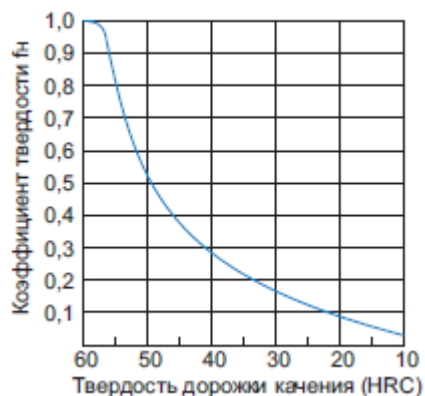
Дод 3.3 Геометричні параметри мотор-шпинделя Teknomotor C60/67-D-DB-P-ER32



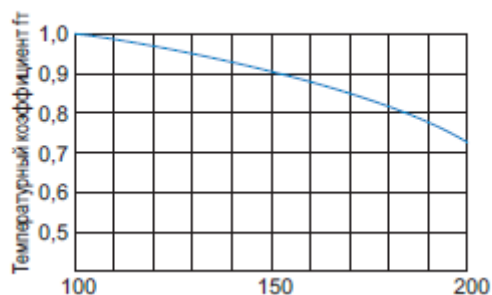
Номер модели	Габаритные размеры			Размеры каретки LM													H ₃
	Высота	Ширина	Длина	B	C	H	L ₁	T	K	N	E	f ₀	e ₀	D ₀	Смазочный ниппель		
	M	W	L														
SSR 15XTB	24	52	56,9	41	26	4,5	39,9	7	19,5	4,5	5,5	2,7	4,5	3	PB1021B	4,5	
SSR 20XTB	28	59	66,5	49	32	5,5	46,6	9	22	5,5	12	2,9	5,2	3	B-M8F	6	
SSR 25XTB	33	73	83	60	35	7	59,8	10	26,2	6	12	3,3	6,8	3	B-M8F	6,8	

Размеры рельса LM						Динамическая грузоподъемность		Допустимый статический момент, кН·м*					Масса	
Ширина W_1 $\pm 0,05$	W_2	Высота M_1	Шаг F	$d_1 \times d_2 \times h$	Длина* Макс.	C кН	C_0 кН	M_A 		M_B 		M_C 	Каретка LM кг	Рельс LM кг/м
15	18,5	12,5	60	4,5×7,5×5,3	3000 (1240)	14,7	16,5	0,0792	0,44	0,0488	0,274	0,0962	0,19	1,2
20	19,5	15,5	60	6×9,5×8,5	3000 (1480)	19,6	23,4	0,138	0,723	0,0847	0,448	0,18	0,31	2,1
23	25	18	60	7×11×9	3000 (2020)	31,5	36,4	0,258	1,42	0,158	0,884	0,33	0,53	2,7

Дод 4. Геометричні параметри каретки LM та рейок LM



Дод 5.1 Коефіцієнт твердості



Дод 5.2 Температурний коефіцієнт

Число используемых близкорасположенных кареток	Кoeffициент контакта f_c
2	0,81
3	0,72
4	0,66
5	0,61
6 или более	0,6
Обычное использование	1

Дод 5.3 Коефіцієнт контакту

Вибрация/толчки	Скорость (V)	f_v
Малозаметные	Очень низкая $V \leq 0,25$ м/с	1...1,2
Слабые	Низкая $0,25 < V \leq 1$ м/с	1,2...1,5
Средние	Средняя $1 < V \leq 2$ м/с	1,5...2
Сильные	Высокая $V > 2$ м/с	2...3,5

Дод 5.4 Коефіцієнт навантаження

Един. измер.: мкм		
Обозначение	Нормальный	Средний преднатяг
Номер модели	Без обозначения	C1
15	-4...+2	-10...-4
20	-5...+2	-12...-5
25	-6...+3	-15...-6
30	-7...+4	-18...-7
35	-8...+4	-20...-8

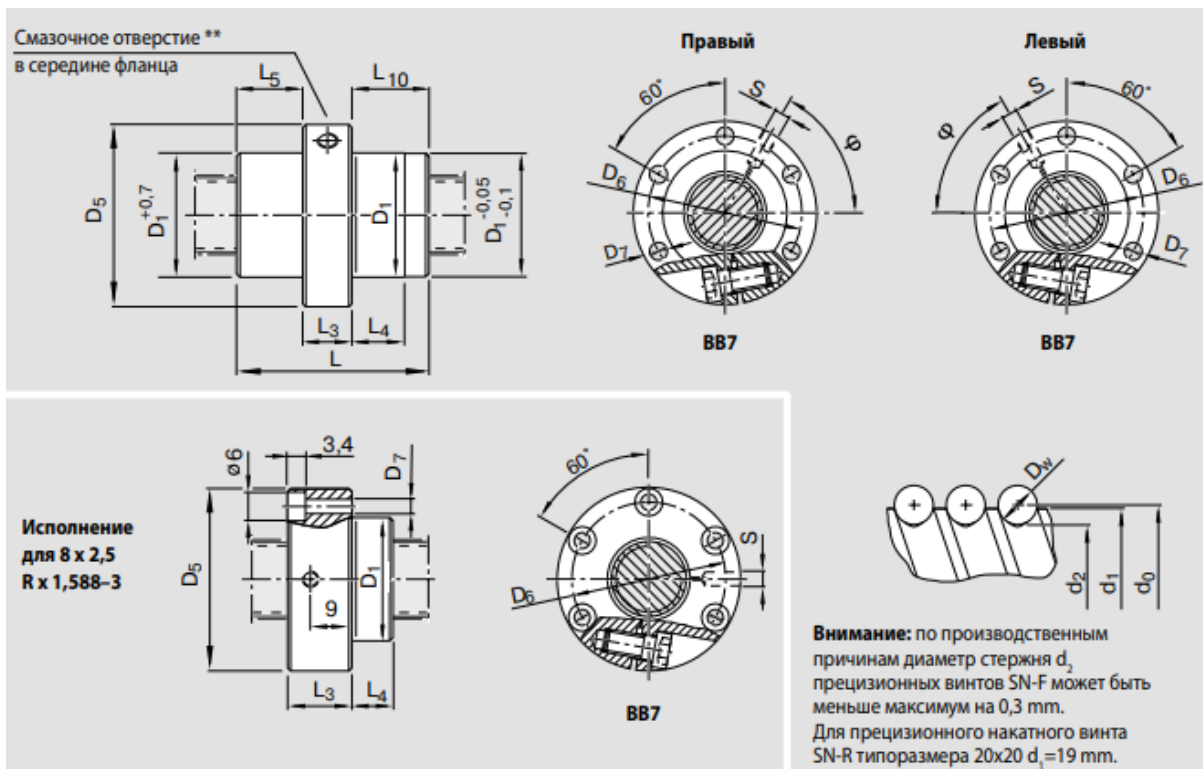
Дод 5.5 Радіальний зазор моделі SSR

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ

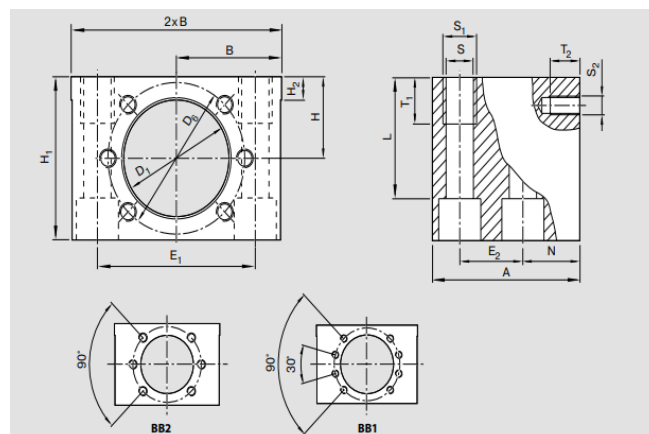
Лист

76



Размеры (mm)															Вес m (Kg)
d_1	d_2	D_1 f9	D_3	Рисунок отверстий	D_6	D_7	L	L_3	L_4	L_5	L_{10}	S**	ϕ (°)		
7,5	6,3	16	30	BB7	23	3,4	16	13	3	0	3	4	0		0,06
11,4	9,9	24	40	BB7	32	4,5	28	12	8	8	8	M6	55		0,12
11,4	9,9	24	40	BB7	32	4,5	33	12	10,5	10,5	10,5	M6	55		0,13
15,0	12,9	28	53	BB7	40	6,6	38	15	10	11,5	11,5	M6	53		0,24

Дод 6.1.Геометричні розміри гайки SES-E-S



Размеры (mm)																Винт с головкой ISO 4762 под шпильку с гайкой	Длина L	Вес (Kg)
D ₁ H7	D ₆	A	B ±0,01	H ±0,01	H ₁	H ₂	E ₁	E ₂	N	S	S ₁	T ₁	S ₂	T ₂				
28	38	50	35	24	48	10	50±0,1	20±0,1	20	8,4	M10	15	M5	10	BB2	M8	37	0,91
36	47	55	37,5	28	56	10	55±0,1	23±0,1	22	8,4	M10	15	M6	11	BB2	M8	45	1,18

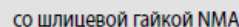
Дод 6.2 Геометричні розміри корпусу гайки MGD

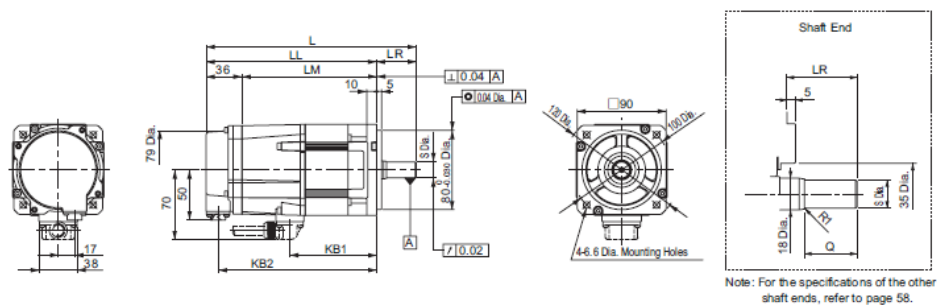
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ

Лист

77





Model SGMGV-	L	LL	LM	LR	KB1	KB2	Shaft End Dimensions		Approx. Mass kg
							S	Q	
03 <input type="checkbox"/> A2 <input type="checkbox"/>	196	159	123	37	75	147	14 ⁰ _{-0.011}	25	3.6
05 <input type="checkbox"/> A2 <input type="checkbox"/>	212	172	136	40	88	160	16 ⁰ _{-0.011}	30	4.2

Note: Models with oil seals are of the same configuration.

●Holding Brake Electrical Specifications

Servomotor Model	Servomotor Rated Output kW	Holding Brake Specifications				
		Holding Torque N·m	Rated Voltage 24 VDC		Rated Voltage 90 VDC	
			Capacity W	Rated Current A (at 20°C)	Capacity W	Rated Current A (at 20°C)
SGMGV-03	0.3	4.5	10	0.42	10	0.11
SGMGV-05	0.45	4.5	10	0.42	10	0.11

Дод 7.2 Геометричні розміри Yaskawa SGMGV-05A з гальмами та параметри електричних гальм.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Металлорежущие станки: учебник. В 2 т. 2011. / Т.М. Авраамова, В.В. Бушуев.
2. Детали и механизмы металлорежущих станков. Т1 1972./Д.Н Решетов.
3. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: справочник – учебник. В 3-х т. 1994. / А.С Проников, О.И Аверьянов.
4. Справочник технолога – машиностроителя. В 2-х т. 1986. / А.Г. Косилова Р.К Мещеряков
5. Основы конструирования. В 3-х т./ П.И. Орлов
6. Функціональне проектування верстатів, роботів та машин. Ч1. 2017. / В.М Гейчук.
7. Каталог Walter. General Catalogue. 2017.
8. ТНК. Направляющая LM. Общий каталог. 2016.
9. Каталог Bosch Rexroth. Шариковинтовые приводы Rexroth. Концевые опоры и корпуса гаек. 2006.
10. Каталог R+W. Сильфонные муфты. Модельный ряд ВК. 2005.
11. Yaskawa product catalog. AC Servo drives. 2017.
12. Каталог Teknomotor High performance. 2016.
13. Режимы резания для токарных и сверлильно-фрезерно-расточных станков с числовым программным управлением. 2005. / Гузеев В.И.
14. Асинхронные двигатели в трехфазном и однофазном режимах. 2004. /Алиев И.И.

					<i>МВ-5107.ДПБ.000.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		80

Привод Головного Руху

Асинхронний Двигун
(з перетворювачем частоти)

Серводвигун

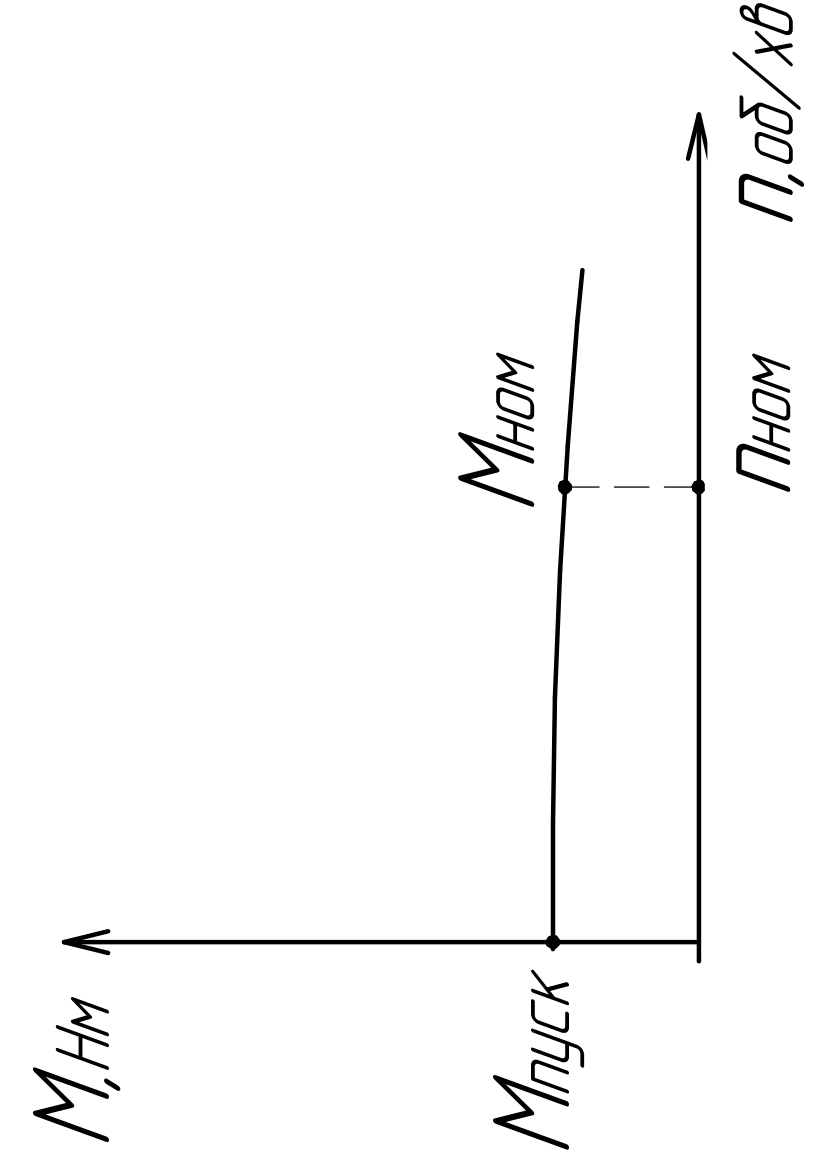
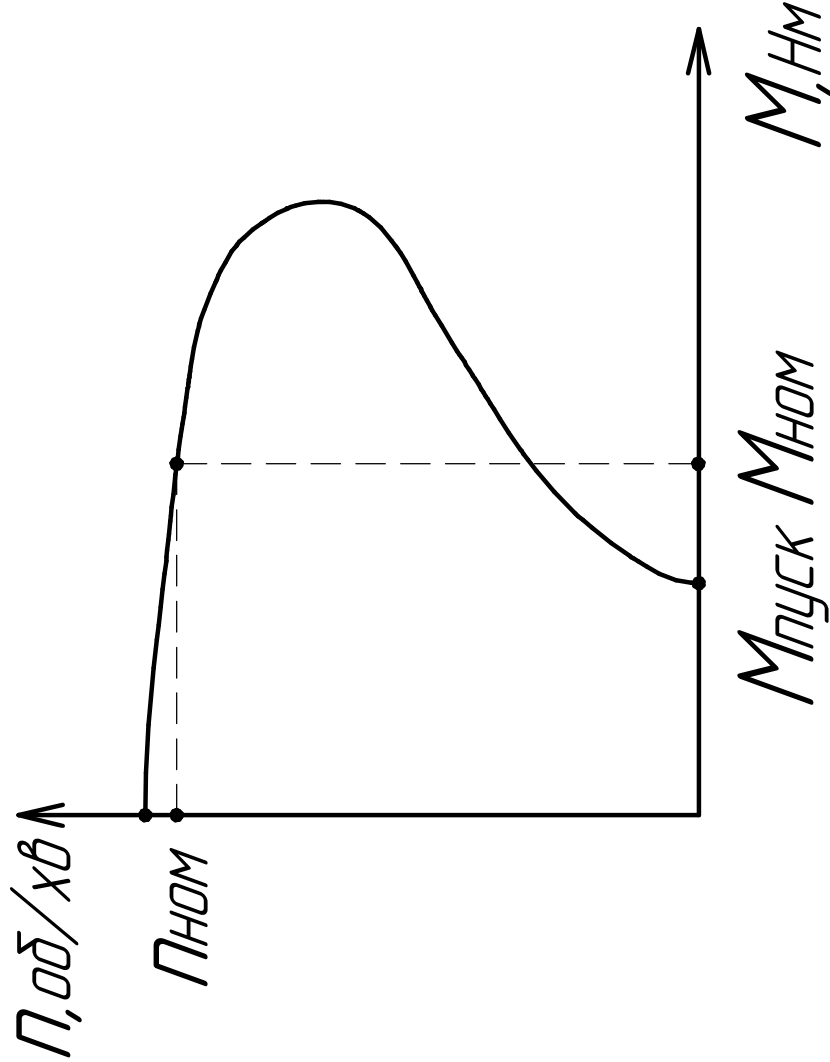
Мотор-шпindelь



- Необхідна потужність (P_k) = 2,8кВт
- Необхідний момент: (M_k) = 5,17 Нм
- Мін. частота одерт. (n_{min}) = 3500 об/хв
- Макс. частота одерт. (n_{max}) = 7500 об/хв

Механічна характеристика приводів

Переваги обраного приводу (Мотор-Шпindelь)



Для Асинхронного Двигуна та Мотор-Шпindelя

Для Серводвигуна

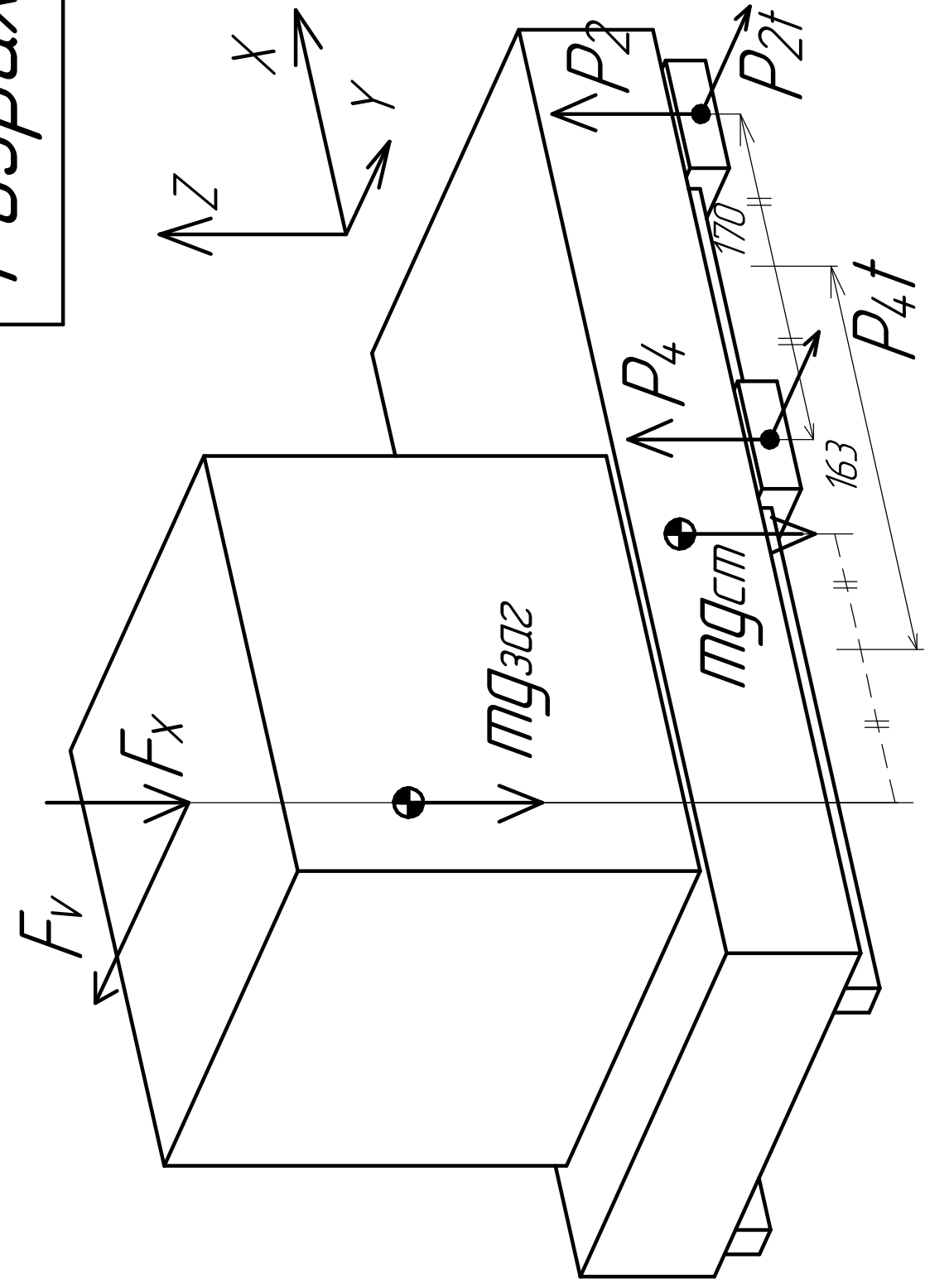
Недоліки обраного приводу

	АИР 90L2	1FK7083-5АН71	С60/67-D-DB-P-ER32
P, кВт	3	3,03	3,3
M_ном, Нм	10	8,3	5,25
P_ном, об/хв	2845	4500	6000
M_пуск, Нм	14,8	16	9,4
I_ном, А	6,5	9	7,4
m, кг	25,4	14	20,8
Ціна*	\$	\$\$\$	\$\$

- Велика вага
- Відсутність зворотнього зв'язку
- Високий рівень шуму при роботі
- Висока ціна вузла та його ремонту

1 *Вказано відносно розглядаємих моделей

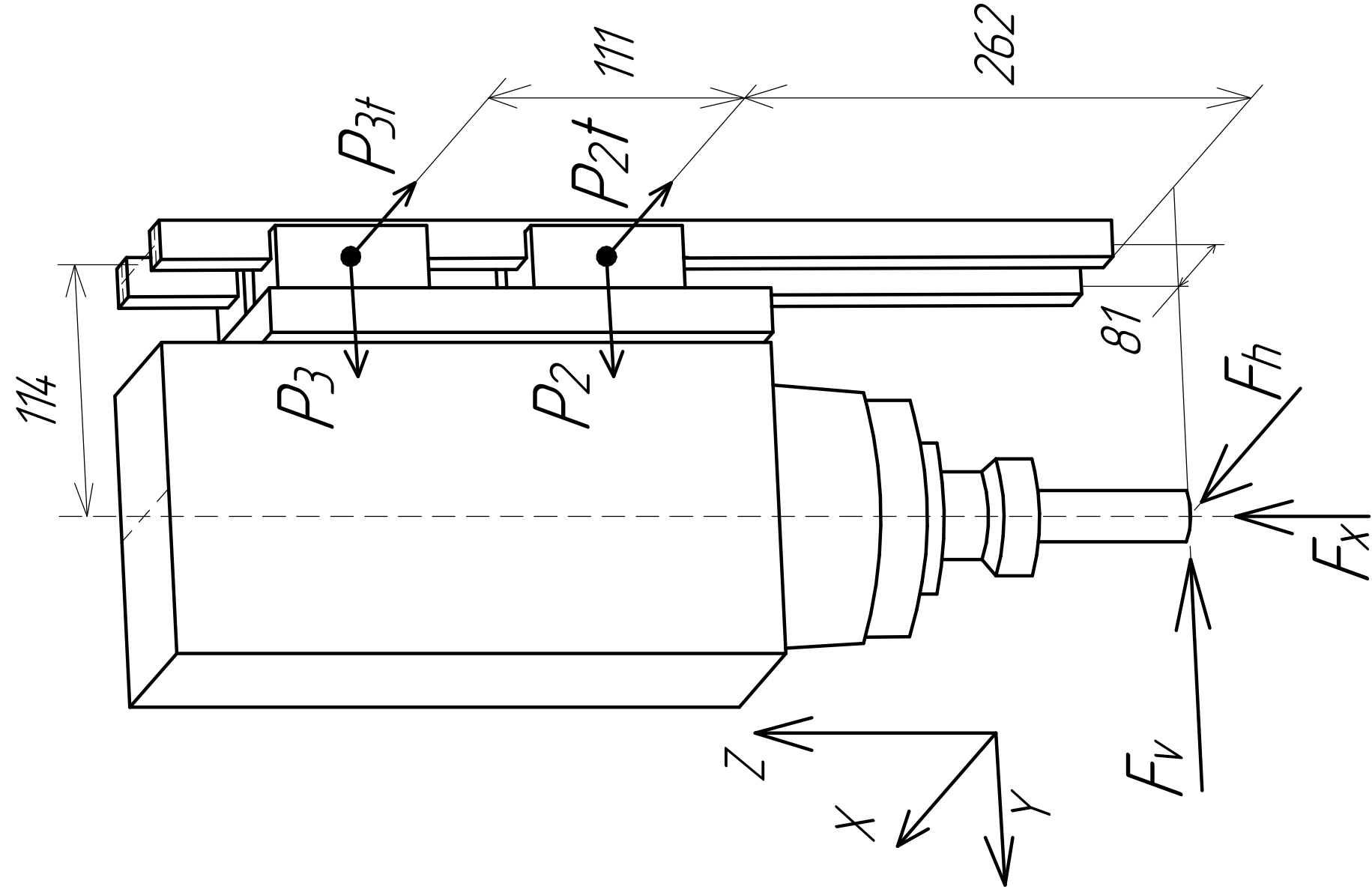
Розрахунок лінійних шарикових напрямних



Розрахункова схема для напрямних поздовжнього переміщення столу

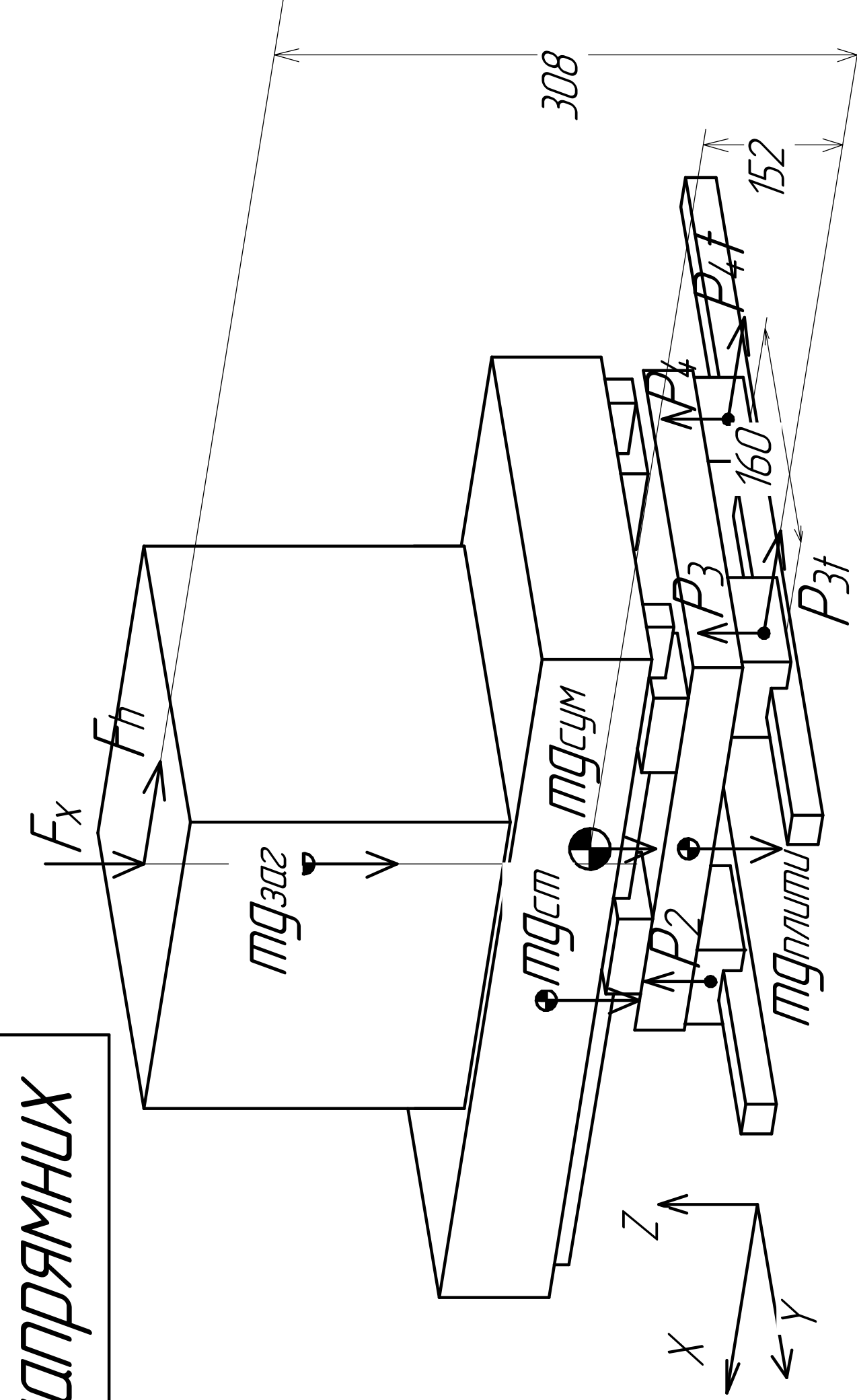
- Маса заготовки ($m_{заг}$) = 68 кг;
- Маса столу ($m_{ст}$) = 44 кг;
- Міжосьова відстань між каретками (l_{ox}) = 170 мм;
- Відстань від центру мас до центру міжос. відстані (l_1) = 163

- P_{4xmax} = 1128 Н; P_{4txmax} = 407 Н; Розр. ресурс = 7 років;



Розрахункова схема для напрямних вертикального переміщення інструменту

- Тангенціальна складова сили (F_v) = 559 Н;
- Радіальна складова сили (F_h) = 44,7,2 Н;
- Осьова складова сили (F_x) = 450 Н;
- Відстань від осі інструмента до кареток (l_4) = 114;
- Відстань від точки прикладання сил до кареток (l_5) = 262;
- P_{4ymax} = 1920 Н; P_{4txmax} = 1420 Н; Розр. ресурс = 5 років;



Розрахункова схема для напрямних поперечного переміщення столу

- Маса перехідної плити ($m_{плити}$) = 17 кг;
- Міжосьова відстань між каретками (l_{oy}) = 160 мм;
- Відстань від центру мас до центру мас кареток (l_2) = 152;
- Відстань від т. прикладання сил до осі кареток (l_3) = 308;

- P_{4ymax} = 1737 Н; P_{4txmax} = 434 Н; Розр. ресурс = 5 років;

Алгоритм розрахунку напрямних

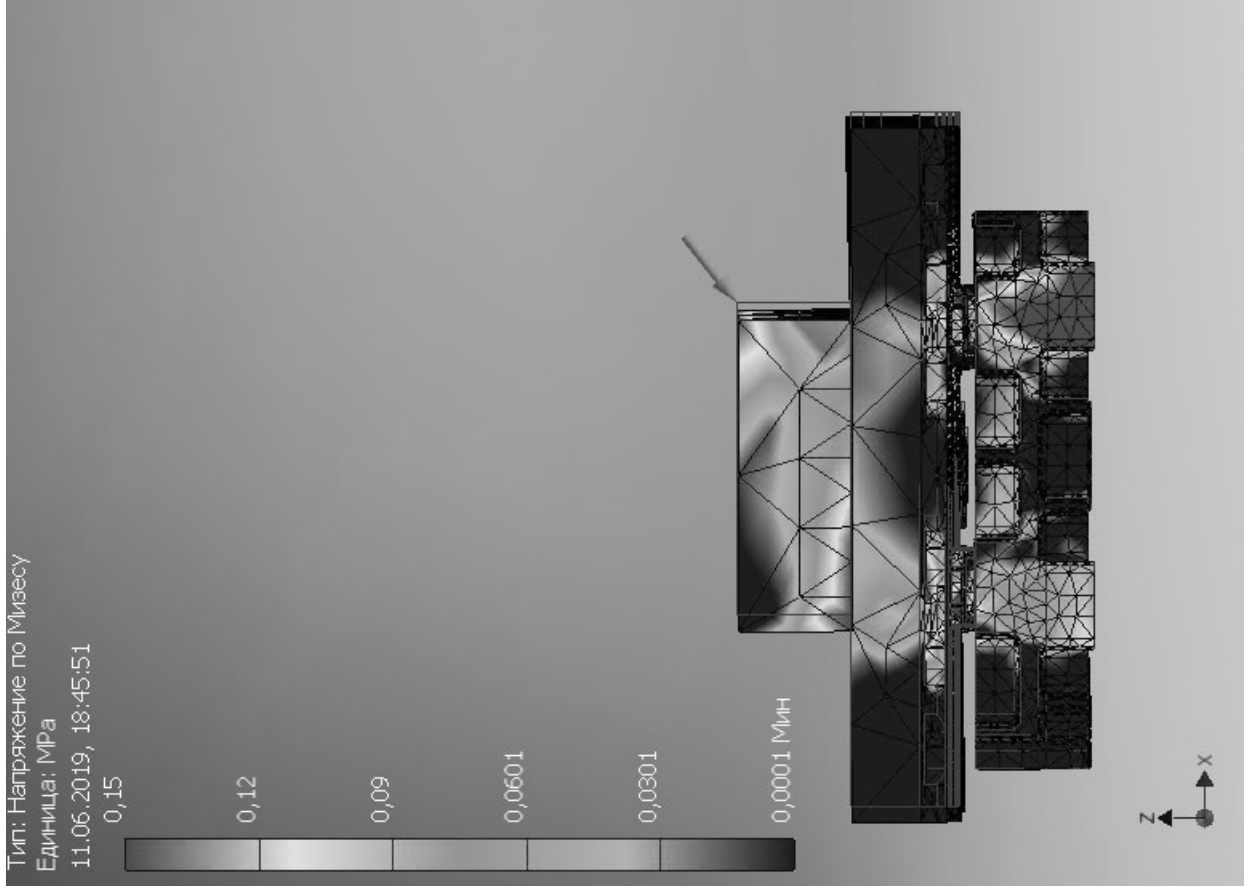
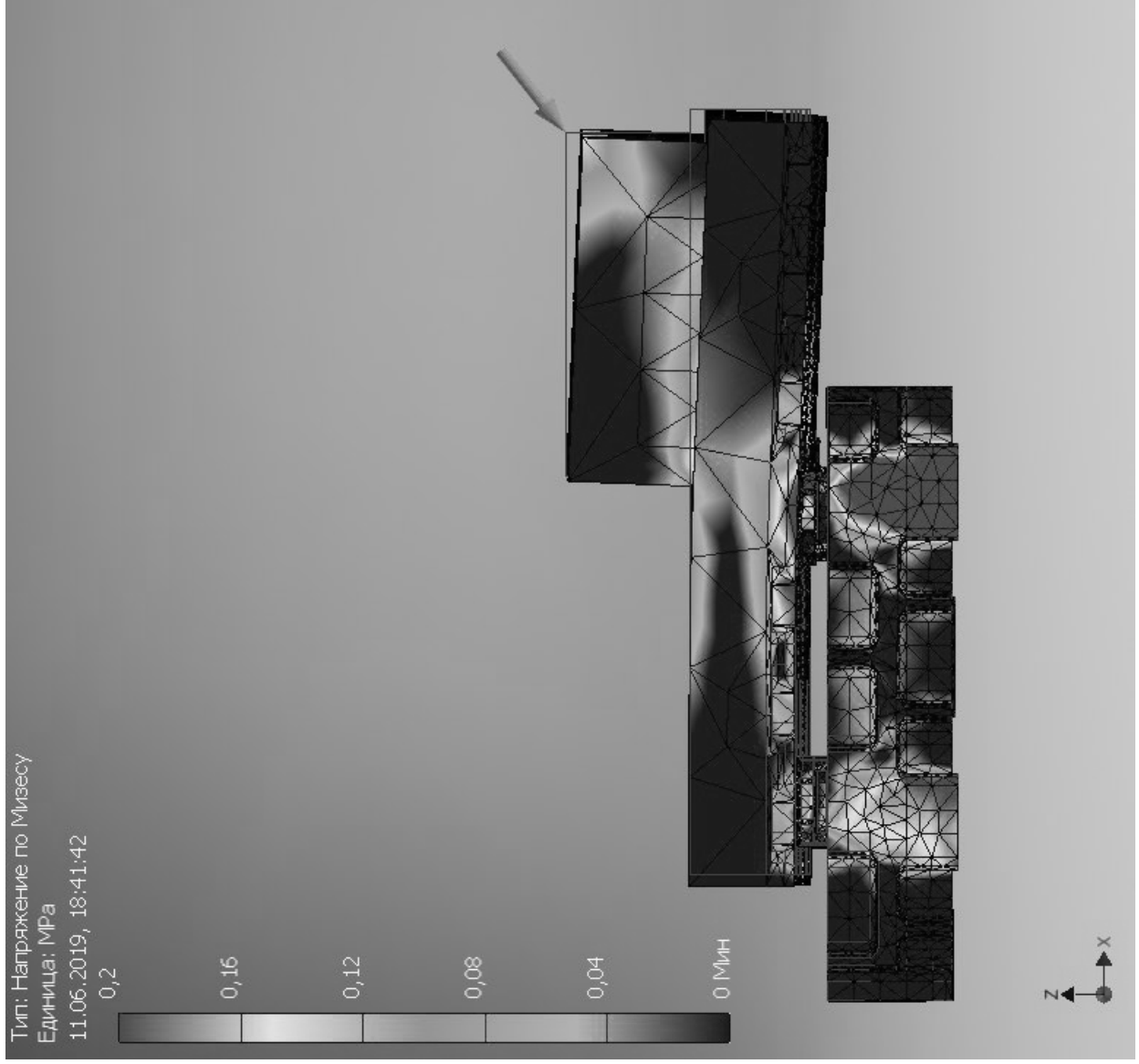
1. Попередній вибір напрямних, визначення маси та геометричних розмірів столу, плит та заготовки;
2. Складання розрахункової схеми та розрахунок прикладеного навантаження;
3. Розрахунок еквівалентного, середнього навантаження та статичного запасу міцності;
4. Визначення номінального ресурсу напрямних

Розрахунок пружних деформацій
столу з поздовжнім приводом

Результати при максимальному
навантаженні

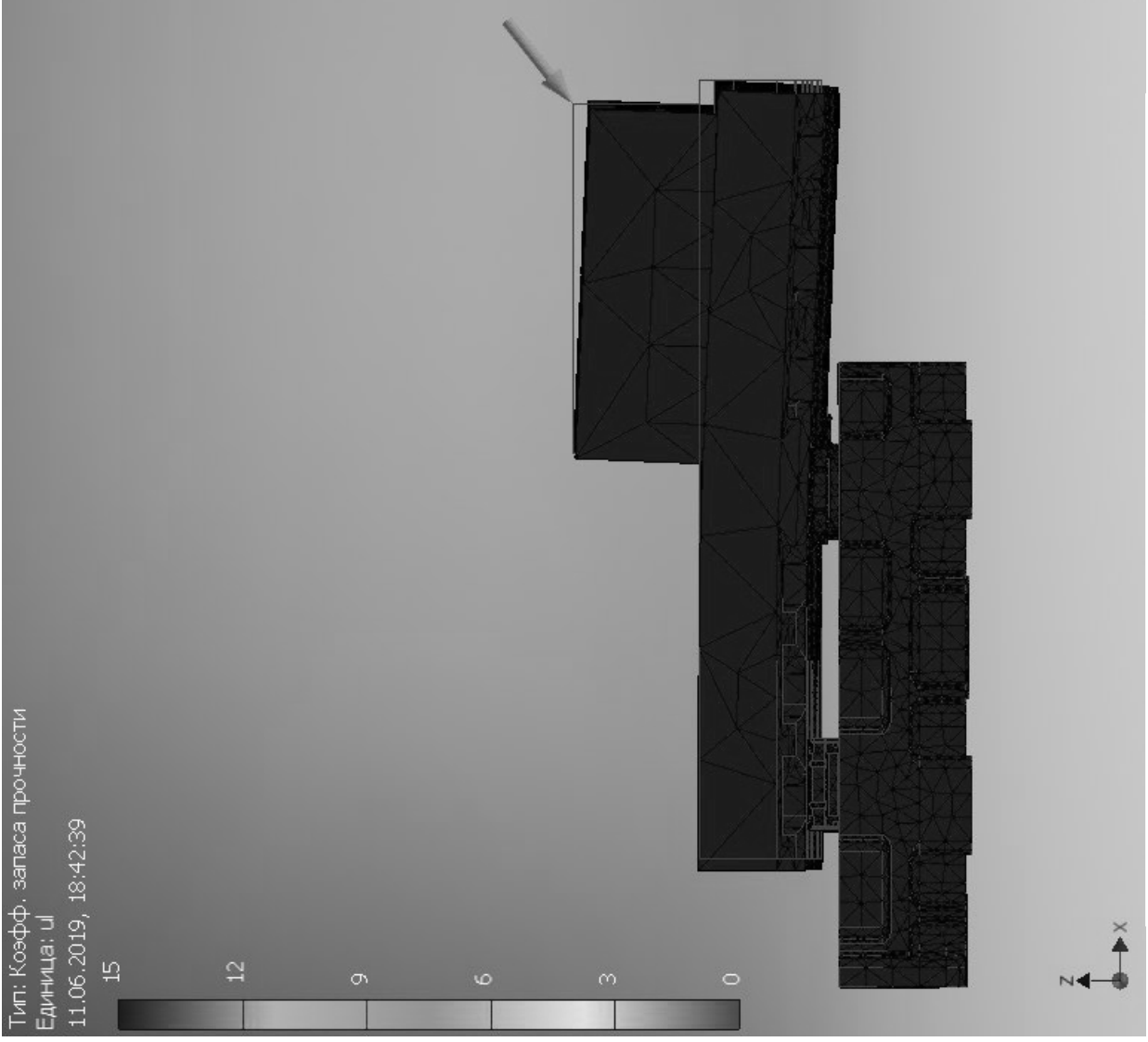
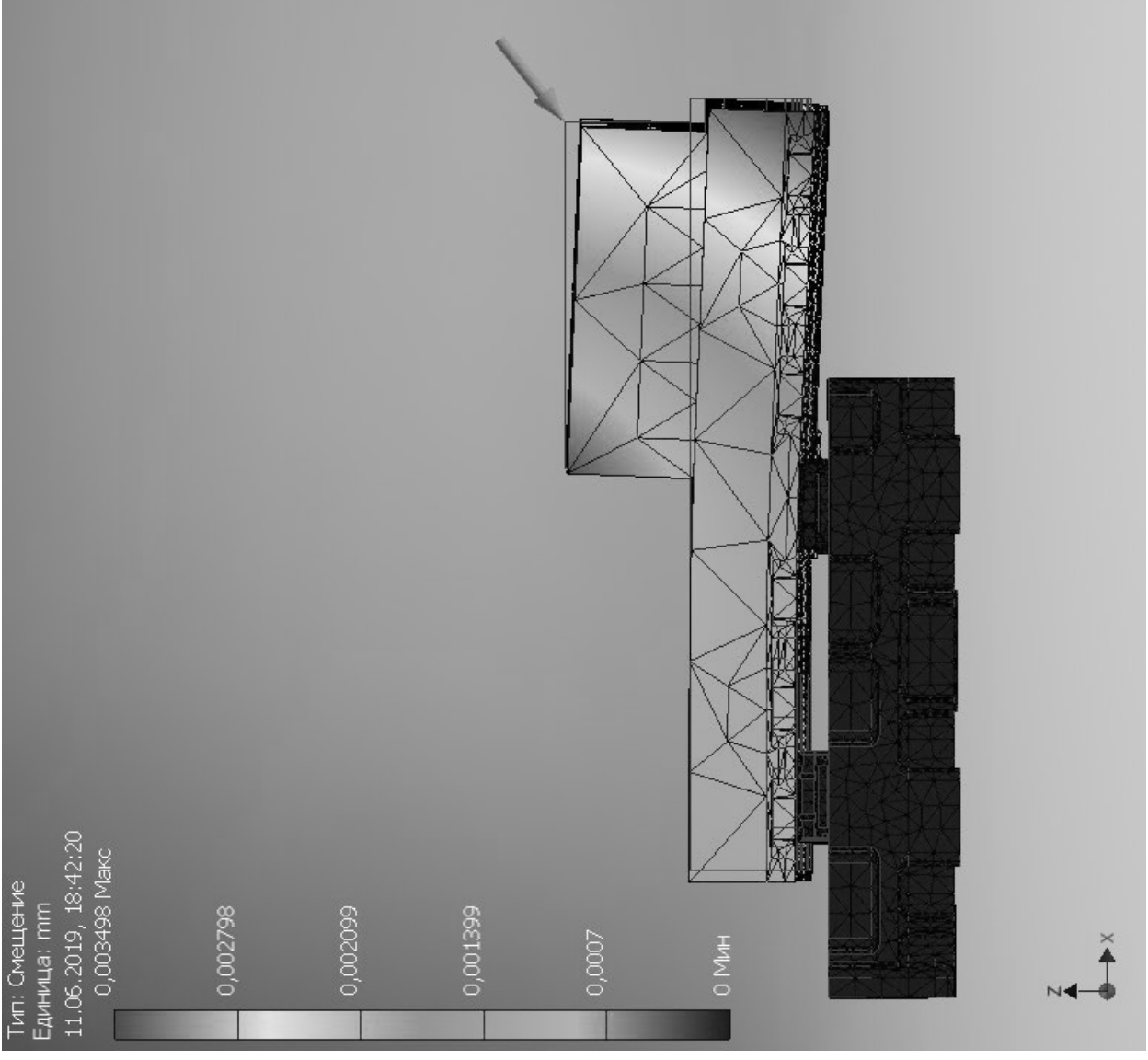
Результати при
середньому навантаженні

- Вхідні дані:
- Осьова складова сили різання (F_x) = 560 Н;
 - радіальна складова сили різання (F_y) = 44 7,2 Н;
 - максимальна маса заготовки $m_{\text{макс}}$ = 66 кг;
 - розрахункова маса заготовки $m_{\text{розр}}$ = 32 кг;
 - максимальна величина вильоту столу відносно
перехідної плити l_{max} = 190 мм;
 - в якості опор обрано контактні поверхні під каретки
поперечного приводу.



Максимальне напруження за Мізесом = 20,65 МПа

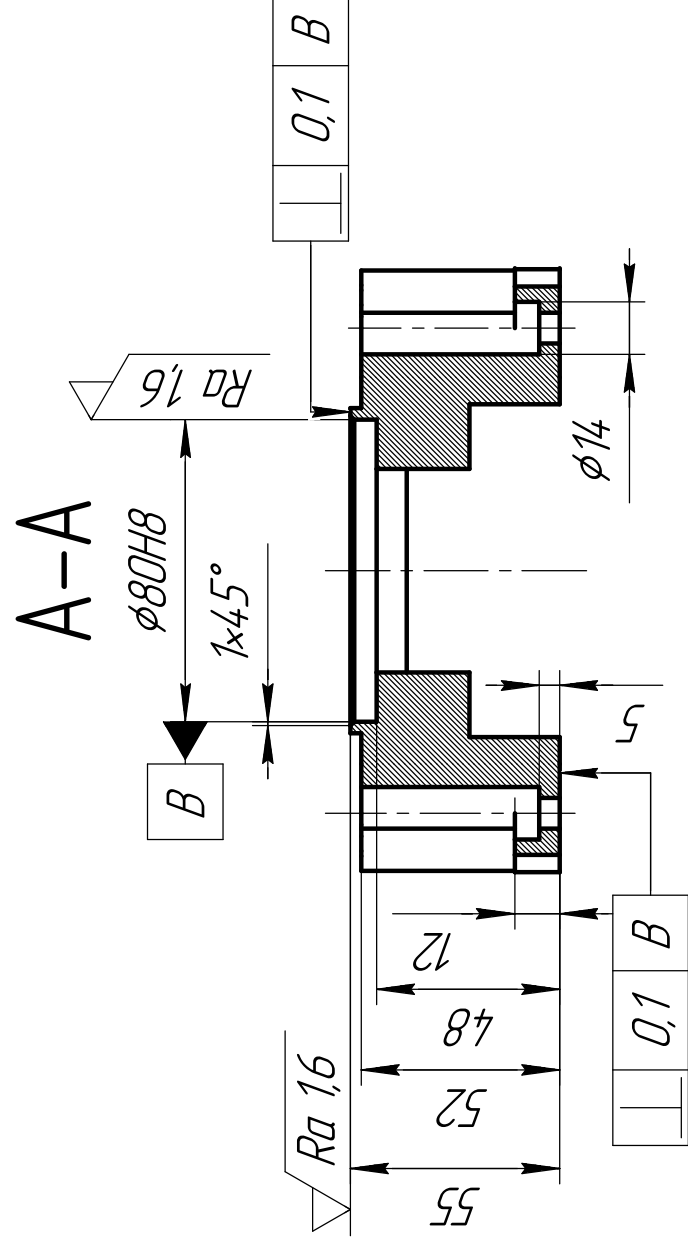
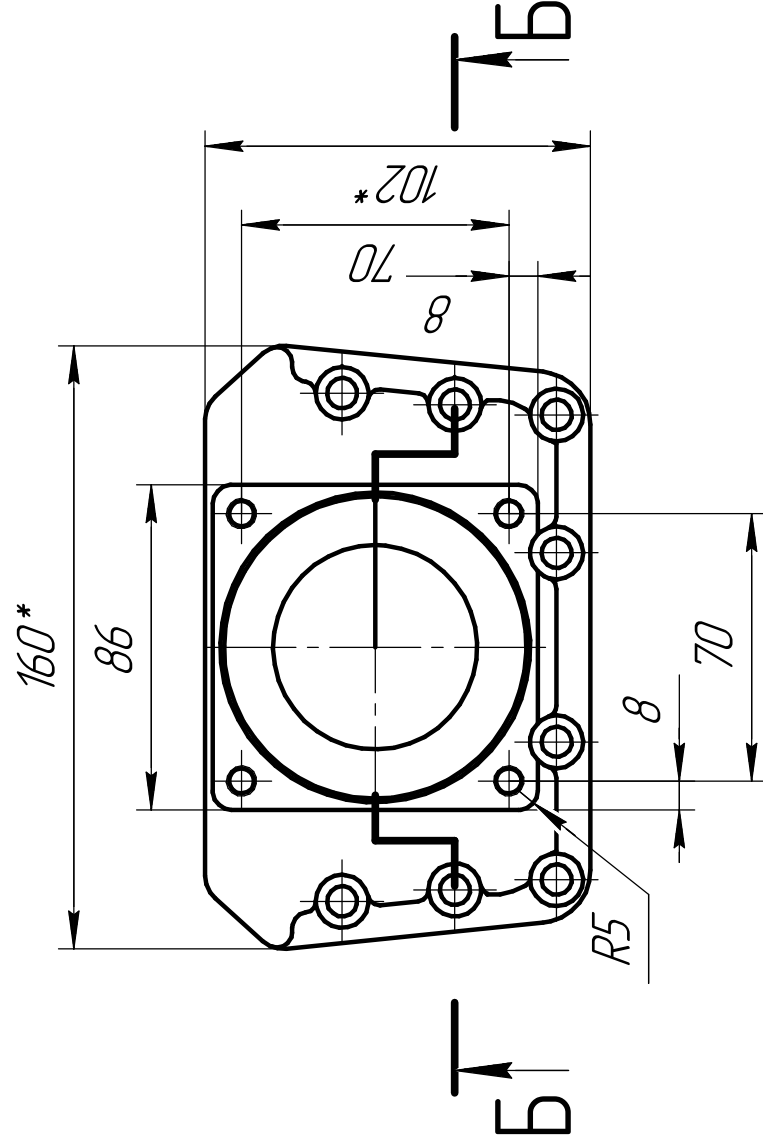
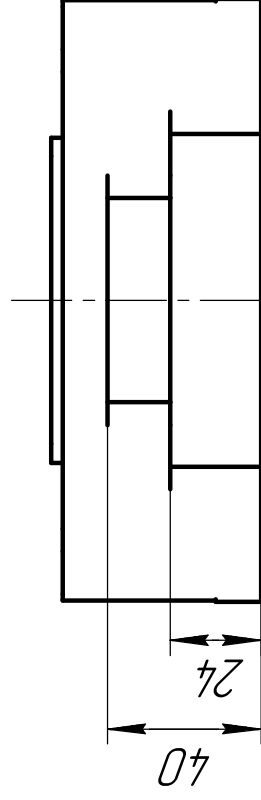
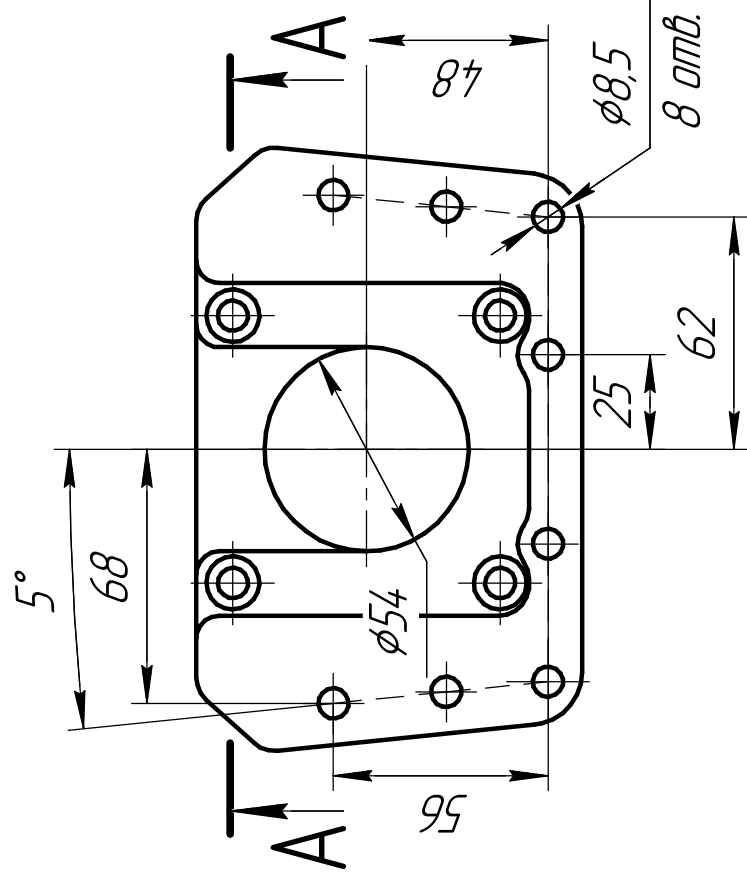
Максимальне напруження за Мізесом = 14,68 МПа



Максимальне зміщення = 3,5 мкм

Мінімальний коефіцієнт
запасу міцності = 11

Максимальне зміщення = 2 мкм



- 1 *Розміри для довідок
- 2 H14, h14, ± $\frac{IT14}{2}$.
- 3 Гострі кромки притупити

Technical drawing of a mechanical part, likely a flange or cover plate. The drawing shows a circular part with a central hole and four smaller holes. Dimensions are given in millimeters (mm). The outer diameter is 70 mm. The thickness of the part is 8 mm. The radius of the outer edge is R5. The drawing is labeled with 'Б' and 'А' indicating different views or sections.

МВ-5107.ДПБ.302.10		Лист	Масса	Масштаб
Фланець		Лист	2,93	1:2
		Листов	Листов	1
СЧ20 ГОСТ 14 12-85		КПІ ім. І.Сікорського, ММ		

Изм/Лист	№ док.им.	Подп.	Дата
Разраб.	Зінчук А.С.		
Пров.	Даниленко О.В.		
Т.контр.			
Н.контр.			
Утв.			

Подп. и дата		Инд. № подл.	