

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

Спеціальність «Технології комп'ютерного конструювання верстатів, роботів і
машин»

ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ

Тема: «Розширення технологічних можливостей
консольно-фрезерного верстата 6Р80»

Виконав

Студент: Деркач А.

Перевірів: ст. викладач
Вакуленко С.В.

Київ 2020

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут ім. І.Сікорського»

Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання машин

**ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ**

Деркача Андрія

Тема роботи: Вдосконалення конструкції вузлів фрезерного консольного верстата 6Р80

Мета роботи: Провести модернізацію приводу головного руху (ПГР) та підвищити продуктивності верстата в порівнянні з базовим.

Термін здачі студентом завершеної роботи: 25 грудня 2020 р.

Зміст розрахунково-пояснювального запису:

Вступ. 1. Опис базового верстата та галузі його використання. Визначення технічної характеристики верстата (вибір ріжучого інструменту, режимів різання та необхідної потужності приводу головного руху). 2. Розрахунок кінематичних характеристик ПГР з безступінчастим регулюванням ($n_{\min}=31,5 \text{ хв}^{-1}$; $n_{\max}=3150 \text{ хв}^{-1}$), побудова структурних сіток приводу, визначення числа зубців відповідно до передаточних відношень; перевірка дійсних частот обертання шпинделя. 3. Розрахунок силових характеристик верстата, визначення найбільших значень сил, крутячих моментів, що допускаються при різанні та вибір параметрів двигуна ПГР; визначення основних параметрів зубчастих передач і перевірка їх на контактну міцність; розрахунок валів коробки швидкостей на міцність; вибір та перевірка підшипників кочення; розрахунок шпонкових та шліцьових з'єднань. 4. Розрахунок шпиндельного вузла на підшипниках кочення, вибір схеми вузла та підшипників передньої та задньої опор, розрахунок радіальної та осьової жорсткості ШВ та встановлення оптимальної міжопорної відстані. 5. Розрахунок на жорсткість вала шпинделя методом скінчених елементів в системі Autodesk Inventor із врахуванням податливості опор; уточнення залежності радіальної жорсткості верстата та міжопорної відстані.

Перелік обов'язкового графічного матеріалу: 1. Загальний вигляд верстата, його кінематична схема із урахуванням проведеної модернізації та графік частот. 2. Розгортка ПГР. 3. Розгортка шпиндельного вузла верстата. 4. Плакат із результатами розрахунку на міцність вала шпинделя (розрахункова схема, епюри напруги та деформацій).

Література: 1. Справочник технолога-машиностроителя. В 2 т. / Под ред. А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1986. 2. Металлорежущие станки / Под ред. В.Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1985. 3. Метод. указания и контрольные задания по курсу МРС/ Ю.Н. Кузнецов, В.М. Гурко – Киев, КПИ, 1987. (МУ №7) 4. Металлорежущие станки и автоматы/ Под ред. А.С. Проникова. – М.: Машиностроение, 1981.

Дата видачі завдання:

Керівник роботи

Завдання прийняв до виконання

_____ 2020 р.
ст. викладач Вакуленко С.В.

Зміст

Вступ.....

1. Опис базового верстата та галузі його використання. Визначення технічної характеристики верстата.....

2. Розрахунок кінематичних характеристик ПГР з безступінчастим регулюванням ($n_{\min}=31,5 \text{ хв}^{-1}$; $n_{\max}=3150 \text{ хв}^{-1}$).....

3. Побудова структурних сіток привода, визначення числа зубців відповідно до передаточних відношень; перевірка дійсних частот обертання шпинделя.....

4. Розрахунок силових характеристик верстата, визначення найбільших значень сил, крутячих моментів, що допускаються при різанні та вибір параметрів двигуна ПГР.....

5. Визначення основних параметрів зубчастих передач і перевірка їх на контактну міцність.....

6. Розрахунок валів коробки швидкостей на міцність.....

7. Вибір та перевірка підшипників кочення.....

8. Розрахунок шпонкових та шліцьових з'єднань.....

9. Розрахунок шпиндельного вузла на підшипниках кочення, вибір схеми вузла та підшипників передньої та задньої опор, розрахунок радіальної та осьової жорсткості ШВ та встановлення оптимальної між опорної відстані.....

10. Розрахунок на жорсткість валу шпинделя методом скінчених елементів в системі Компас 3-Д із врахуванням податливості опор; уточнення залежності радіальної жорсткості верстата та між опорної відстані....

Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.							
Перевір.							
Реценз.							
Н. Контр.							
Затверд.							
					Літ.	Арк.	Акрушів
					НТУУ «КПІ» ММІ		

РЕФЕРАТ

Дипломний проект: 60 с., 4 табл., 10 рис., 10 джерел, 6 креслень формату А1.

Об'єкт дослідження - коробка швидкостей горизонтально-фрезерного верстата 6Р80.

У дипломному проекті обраний електродвигун, визначені передавальні відносини кожного ступеня коробки, а також потужності, крутний момент, частоти обертання кожного валу. Розраховані модулі для кожної передачі. Визначено основні розміри зубчастих коліс. Спроектовані передачі і проведено розрахунок найбільш навантаженого валу. Обрана система мастила. Обрані електромагнітні муфти і підшипники кочення, а також обрані і розраховані шпонкові і шліцьові з'єднання. Виконано креслення розгортки коробки подач, згортки, загального вигляду горизонтально-фрезерного верстата 6Р80, кінематична схема, структурна сітка і графік частот обертання.

ВЕРСТАТ, ВАЛ, ПІДШИПНИК, КОРОБКА ШВИДКОСТЕЙ, ЕЛЕКТРОМАГНІТНА МУФТА, ЗУБЧАСТІ КОЛЕСА, ПЕРЕДАВАЛЬНЕ ВІДНОШЕННЯ, МОДУЛЬ

Анотація

В сучасних економічних умовах України набагато важче спроектувати та виготовити новий верстат, ніж модернізувати той, що вже має виробництво. Верстати фрезерної групи наряду з токарними є одними з найпоширеніших. Основним об'єктом даного дипломного проекту є універсально-фрезерний верстат 6Р80, загальний вид верстата представлений на плакаті 1.

В сучасних умовах цей верстат не може задовольнити більшість потреб верстатників, оскільки сучасні металорізальні інструменти (фрези дискові, циліндричні, торцеві, черв'ячні та інші) дозволяють проводити обробку при високих швидкостях різання. Використання таких сучасних ріжучих інструментів на верстаті з базовими технічними характеристиками є недоцільним через недостатність широкого вибору діапазону швидкостей різання.

Метою дипломної роботи є підвищення технологічних можливостей універсально-фрезерного верстата, а саме збільшити діапазон частоти обертання шпинделя з 50-2240 об/хв до 31.5- 3150 об/хв із можливістю плавного безступінчастого регулювання, підвищення продуктивності обробки за рахунок збільшення потужності приводу головного руху (з 3 кВт до 4 кВт).

Для виконання поставленої мети в роботі виконано кінематичний та силовий розрахунки приводу головного руху з безступінчастим регулюванням частоти обертання (розраховані модулі, числа зубців, розраховані вали включаючи шпиндель на складне статичне навантаження, підшипники валів та шпинделя, шпонкових та шліцевих з'єднань та клино-пасової передачі) (плакат 3).

Кінематична схема модернізованого верстата представлена на плакаті 1.

На плакаті 2 відображено складальне креслення модернізованого приводу головного руху.

Оскільки в приводі головного руху збільшено частоту обертання шпинделя, виконаний в роботі розрахунок та проектування шпиндельного вузла

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

на підшипниках кочення, за результатами якого на плакаті 4 відображено складальне креслення.

В роботі також виконано проектування шпиндельного вузла в САПР системі Компас 3-Д, спрощена складальна твердо тільна модель відображена на плакаті 6. В процесі проектування виконані наступні уточнюючі розрахунки які відображені на 5 плакаті: геометричний та силовий розрахунок шпинделя, розрахунок реакцій в підшипниках , особистих частот коливань. Всі ці розрахунки підтверджують правильність розрахунків виконаних за класичною методикою (плакат 3).

На 6-ому плакаті відображено спрощену скінченно-елементну модель шпиндельного вузла та результати розрахунків: статичного, на стійкість, теплового, особистих частот коливань .

Summary

In the current economic conditions of Ukraine, it is much more difficult to design and manufacture a new machine than to modernize one that already has production. Milling machines along with lathes are one of the most common. The main object of this diploma project is a universal milling machine 6P80, the general view of the machine is presented on poster 1.

In modern conditions, this machine can not meet most of the needs of machine operators, because modern metal-cutting tools (cutters, disc, cylindrical, end, worm, etc.) allow you to process at high cutting speeds. The use of such modern cutting tools on a machine with basic technical characteristics is impractical due to the lack of a wide choice of the range of cutting speeds.

The aim of the thesis is to increase the technological capabilities of the universal milling machine, namely to increase the range of spindle speed from 50-2240 rpm to 31.5-3150 rpm with the possibility of smooth stepless adjustment, increase processing productivity by increasing the power of the main drive (from 3 kW to 4 kW).

To achieve this goal, the kinematic and power calculations of the main motion drive with stepless speed control (calculated modules, number of teeth, calculated

						Арк.
ЗМН	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

shafts including spindle for complex static load, bearings of shafts and spindles, key and splined connections and gears)) (poster 3).

The kinematic scheme of the modernized machine is presented on poster 1.

Poster 2 shows an assembly drawing of the modernized main drive.

Since the spindle speed is increased in the main motion drive, the calculation and design of the spindle assembly on the rolling bearings is performed, according to the results of which the assembly drawing is shown on the poster 4.

The design of the spindle assembly in the CAD system Compass 3-D is also performed, the simplified solid-state assembly model is reflected on the poster 6. In the design process the following clarifying calculations are performed which are reflected on the 5 poster: geometric and force calculation of the spindle, calculation of reactions in bearings, personal frequencies fluctuations. All these calculations confirm the correctness of the calculations performed by the classical method (poster 3).

The 6th poster shows a simplified finite element model of the spindle assembly and the results of calculations: static, stability, thermal, personal oscillation frequencies.

Анотация

В современных экономических условиях Украины гораздо труднее спроектировать и изготовить новый станок, чем модернизировать то, что уже имеет производство. Станки фрезерной группы наряду с токарными являются одними из самых распространенных. Основным объектом данного дипломного проекта является универсально-фрезерный станок 6Р80, общий вид станка представлен на плакате 1.

В современных условиях этот станок не может удовлетворить большинство потребностей станочников, поскольку современные металлорежущие инструменты (фрезы дисковые, цилиндрические, торцевые, червячные и другие) позволяют проводить обработку при высоких скоростях резания. Использование

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

таких современных режущих инструментов на станке с базовыми техническими характеристиками нецелесообразно из-за недостаточности широкого выбора диапазона скоростей резания.

Целью работы является повышение технологических возможностей универсально-фрезерного станка, а именно увеличить диапазон частоты вращения шпинделя с 50-2240 об / мин до 31.5- 3150 об / мин с возможностью плавного бесступенчатого регулирования, повышение производительности обработки за счет увеличения мощности привода главного движения (с 3 кВт до 4 кВт).

Для выполнения поставленной цели в работе выполнен кинематический и силовой расчеты привода главного движения с бесступенчатым регулированием частоты вращения (рассчитаны модули, числа зубьев, рассчитанные валы включая шпиндель сложное статическая нагрузка, подшипники валов и шпинделя, шпоночных и шлицевых соединений и клино-ременной передачи) (плакат 3).

Кинематическая схема модернизированного станка представлена на плакате 1.

На плакате 2 отражено сборочный чертеж модернизированного привода главного движения.

Поскольку в приводе главного движения увеличено частоту вращения шпинделя, выполненный в работе расчет и проектирование шпиндельного узла на подшипниках качения, по результатам которого на плакате 4 отражено сборочный чертеж.

В работе также выполнено проектирование шпиндельного узла в САПР системе Компас 3-Д, упрощенная сборочная твердотельная модель запечатлена на плакате 6. В процессе проектирования выполнены следующие уточняющие расчеты отраженные на 5 плакате: геометрический и силовой расчет шпинделя, расчет реакций в подшипниках, личных частот колебаний. Все эти расчеты подтверждают правильность расчетов выполненных по классической методике (плакат 3).

На шестом плакате отражено упрощенную конечно-элементную модель шпиндельного узла и результаты расчетов: статического, на устойчивость, теплового, личных частот колебаний.

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вступ

Перед верстатобудуванням завжди постає ціль – покращення металорізальних верстатів що існують для того щоб вони відповідали сучасним потребам машинобудування. Отже, потрібно при створенні дотримуватись високих стандартів аби забезпечити високий ККД верстату.

Наразі є стабільна тенденція на підвищення рівня автоматизованості процесів на виробництві. На заводи все більше постачають обладнання, яке працює без реальної участі оператора або значно полегшує процес. Це дозволяє покращити виробничі можливості. Тому головна місія конструкторів – створення та оптимізація автоматизованого обладнання.

Метою даного дипломного проекту є розробка коробки швидкостей горизонтально - фрезерного верстата 6Р80 з безступінчастим регулюванням.

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 1 – Загальний вигляд верстата 6P80

1. Опис базового верстата та галузі його використання. Визначення технічної характеристики верстата)

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.1 Особливості конструкції і принцип роботи верстата

Керування подачами столу роздільне. Є захисні пристрої, що оберігають робочого від стружки і бризок охладжающей рідини. Система охолодження забезпечена швидкознімними відстійниками.

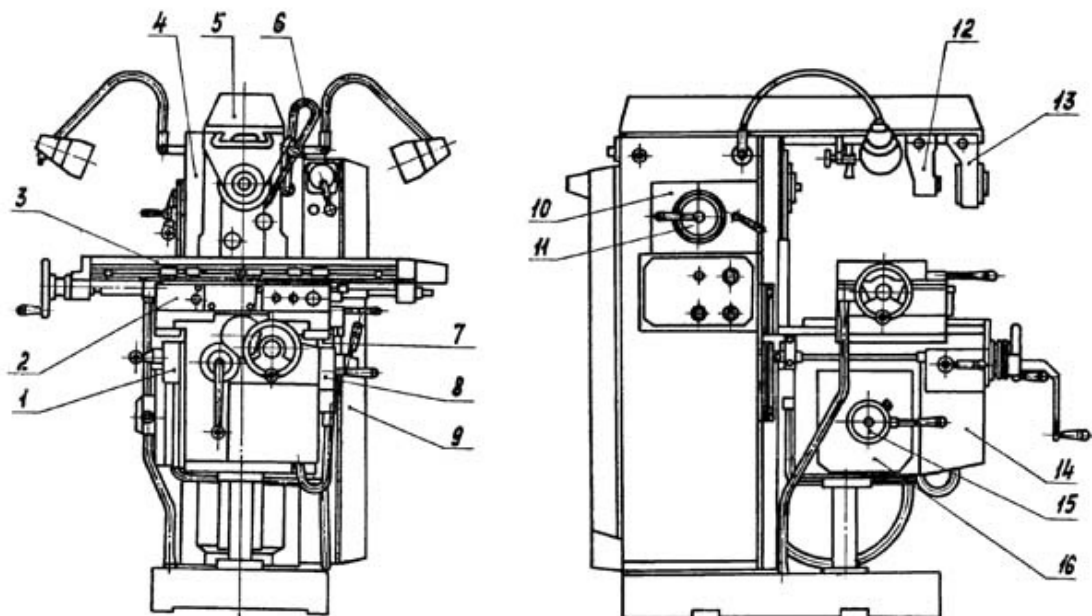


Рисунок 1.2 - Розташування складових частин фрезерного верстата 6P80

1.2 Перелік складових частин фрезерного верстата 6P80, 6P80Г

1. Механізм перемикання переміщення консолі - 6P80Г.42
2. Санчата верстатів 6P80Г і 6P10 - 6P80Г.50
3. Стіл - 6P80Г.51
4. Станина верстатів 6P80Г і 6P80 - 6P80Г.10
5. Хобот верстатів 6P80Г і 6P80 - 6P80Г.11
6. Охолодження верстатів 6P80Г і 6P80 - 6P80Г.60
7. Гайка поперечної подачі - 6P80Г.43
8. Механізм перемикання переміщення санчат - 6P80Г.42
9. Електрошафа - 6P80Г.70
10. Головний привід верстатів 6P80Г і 6P80 - 6P80Г.20
11. Механізм перемикання швидкостей верстатів 61P80Г і 6P80 - 6P80Г.22
12. Підвіска верстатів 6P80Г і 6P80 - 6P80Г.16
13. Підвіска верстатів 6P80Г і 6P80 - 6P80Г.13
14. Консоль - 6P80Г.40
15. Механізм перемикання подач - 6P80Г.32

Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Арк.

16. Коробка подач - 6P80Г.30
17. Станина верстата 6P10 - 6P10.10
18. Охолодження верстата 6P10 - 6P10.60
19. Головний привід верстата 6P10 - 6P10.20
20. Механізм перемикання швидкостей верстата 6P10 - 6P10.22
21. Головка фрезерна верстата 6P10 - 6P10.21

1.3 Розміщення елементів управління фрезерним верстатом 6P80.

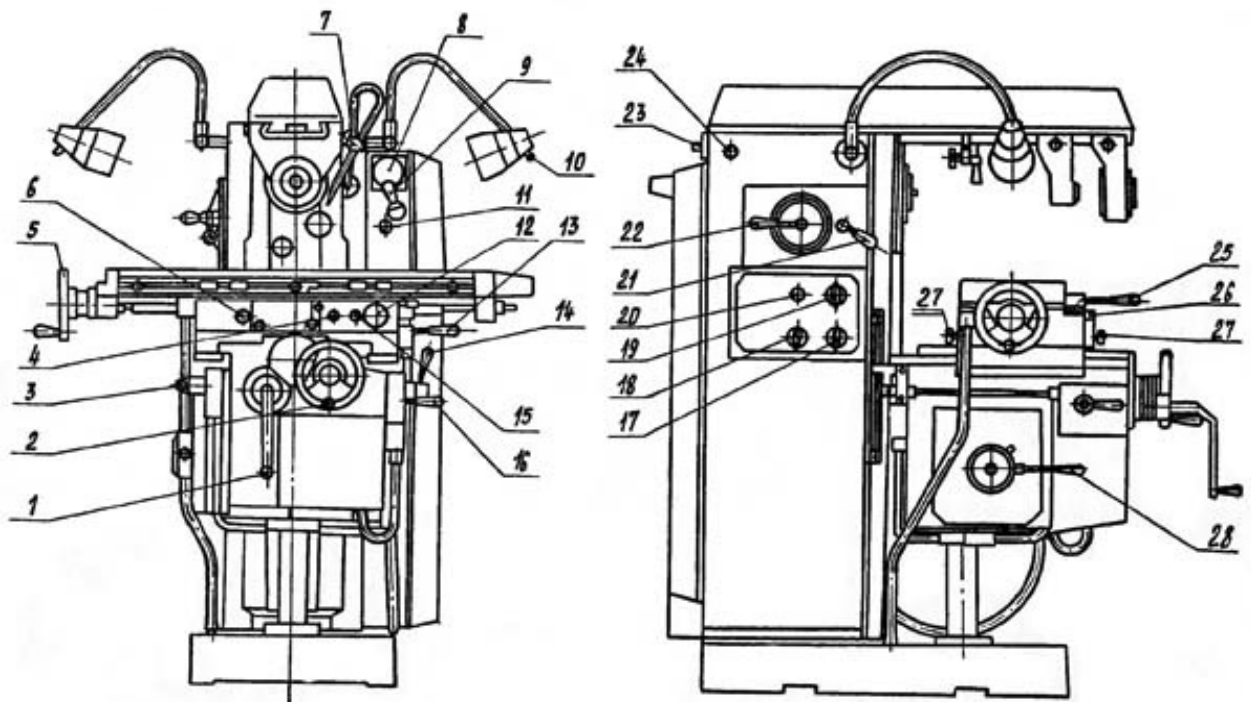


Рисунок 1.3 - Розміщення елементів управління фрезерним верстатом 6P80

Перелік органів управління фрезерним верстатом 6P80, 6P80Г

1. Рукоятка ручного переміщення консолі

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Рукоятка ручного переміщення санчат
3. Рукоятка включення вертикальної подачі
4. Кнопка включення швидкого переміщення столу, санчат і консолі
5. Маховик ручного переміщення столу
6. Черв'як вибірки люфту в парі гвинт-гайка столу
7. Кран охолодження
8. Показчик навантаження
9. Рукоятка включення електромережі
10. Перемикач освітлення
11. Лампа сигнальна
12. Кнопка «Стоп»
13. Рукоятка затиску санчат
14. Рукоятка включення поперечної подачі
15. Кнопка «Пуск»
16. Рукоятка затиску консолі
17. Рукоятка включення електродвигуна подач
18. Рукоятка включення електронасоса охолодження
19. Перемикач напрямку обертання шпинделя
20. Кнопка «Поштовх шпинделя»
21. Рукоятка включення перебору шпинделя
22. Рукоятка установки чисел оборотів шпинделя
23. Гвинти затиску хобота
24. Вал переміщення хобота
25. Рукоятка включення поздовжньої подачі
26. Гвинти затиску столу
27. Гвинти затиску поворотних санчат верстата 6P80
28. Рукоятка установки величини подачі
29. Рукоятка затиску гільзи шпинделя верстата 6P10
30. Рукоятка переміщення гільзи шпинделя верстата 6P10

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.4 Склад і робота верстата 6P80.

1. Головний привід верстата 6P80.

Обертання шпинделя здійснюється від електродвигуна через клино-ременну передачу і коробку швидкостей. При русі блоків шестерень на валу II-II і перемиканні шестерень перебору на шпинделі виходить 12 швидкостей.

2. Привід подач верстата 6P80, 6P80Г

Кінематична схема приводу подач однакова для всіх верстатів. Обертання валів VIII, IX, X, XI, XII, XIII приводу подач здійснюється від електродвигуна.

Робоча подача здійснюється при відключеному електромагнітної муфті. Обертання від коробки подач передається через обгону муфту на вал консолі XIV.

Кінематична ланцюг прискорених переміщень столу йде від електродвигуна через вали VIII, IX, X, XIII, електромагнітну муфту, обгону муфту і вал консолі XIV. Включення і реверсування поздовжніх, поперечних і вертикальних подач виробляється двосторонніми кулачковими муфтами 25, 32, 39.

3. Станина верстата 6P80, 6P80Г

Станина верстатів складається з підстави, стійки, електрошафи, кожуха і хобота з підвісками (на верстаті 6P10 хобот і підвіски відсутні).

На підставі встановлено: стійка, кронштейн з гайкою гвинта підйому консолі і насос охолодження.

Внутрішня порожнина підстави є резервуаром для охолоджуючої рідини.

З правого боку стійки прикріплений електрошафа, у верхній частині - коробка швидкостей і механізм перемикання швидкостей.

На хоботі верстатів 6P80Г і 6P80 кріпляться підвіски, які служать опорами для фрезерних оправок. Одна з підвісок має опору кочення, інша - ковзання.

4. Коробка швидкостей і шпиндель верстата 6P80, 6P80Г

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Привід шпинделя верстатів 6P80Г і 6P80 складається з електродвигуна, клинопасової передачі, шестиступінчастою коробки швидкостей, шпинделя і перебору, вбудованих в сгонку верстата.

В якості передньої опори шпинделя застосовані дворядні роликові підшипники з посадкою внутрішнього кільця на конус. Для сприйняття осьових зусиль в задній опорі встановлені радіально-наполегливі шарикопідшипники.

5. Консоль і коробка подач верстата 6P80, 6P80Г

Привід подач розміщений в консолі. Спереду, в нижню частину консолі, вбудований фланцевий електродвигун, з лівого боку консолі кріпиться коробка подач з механізмом перемикання подач і механізмом включення вертикального переміщення консолі, а з правого - механізм переміщення санчат.

12-ступінчаста коробка крім ланцюга робочих подач має ланцюг прискореного ходу. У коробці подач розташована запобіжна муфта 1, що виключає можливість поломки шестерень при перевантаженні.

На одному валу із запобіжною муфтою змонтовані електромагнітна муфта 2 і обгону муфта 3. Включення швидких переміщень столу, санчат і консолі здійснюється кнопкою, розташованою на передній стінці санчат.

Рукоятка і маховик ручних переміщенні столу в поперечному і вертикальному напрямках розташовані на консолі спереду.

Механізм перемикання подач складається з рукоятки, диска з профільними пазами і важелів. При русі рукоятки вгору або вниз диск повертається і важелі переміщують вилки з шестернями.

Включення механічного переміщення консолі і санчат здійснюється за допомогою рукояток, розташованих з лівого і правого боків консолі. Напрямок руху рукоятки мнемонічно ув'язано з напрямком руху консолі і санчат.

Задня стінка консолі виконана у вигляді напрямних профілю «ластівчин хвіст».

З правого боку ззаду консолі знаходиться рукоятка для закріплення консолі на стійці.

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Верхня частина консолі має прямокутні направляючі, по яких переміщуються санчата.

6. Стіл і санчата верстата 6P80, 6P80Г

Санчата переміщуються в поперечному напрямку на консолі і мають напрямні для столу.

З столом пов'язаний гвинт 1 (рис. 18) поздовжньої подачі. У санчатах знаходяться конічні шестерні 2, обертають гвинт, рукоятка і механізм включення поздовжньої подачі стола.

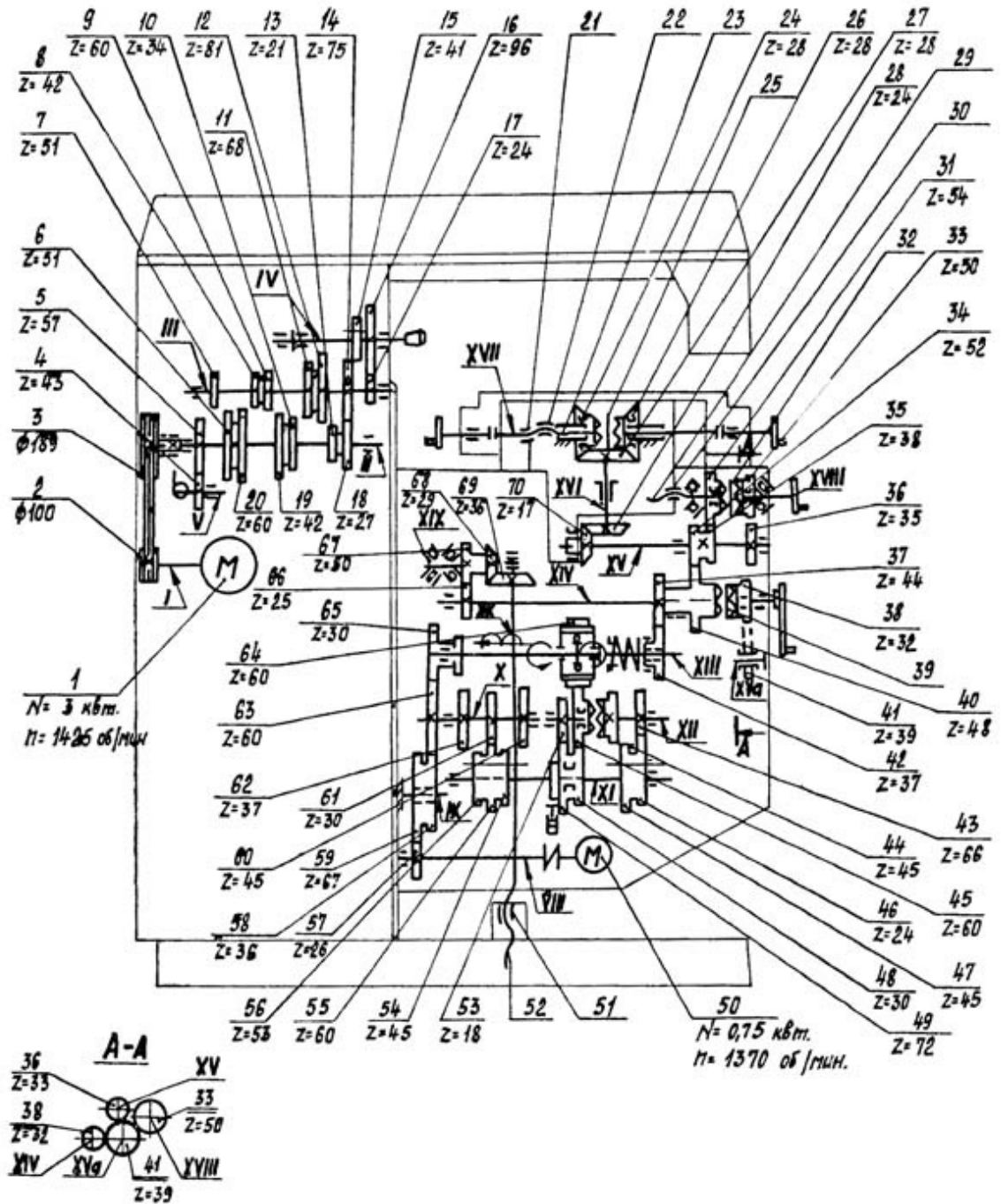
Для роботи методом попутного фрезерування передбачений механізм вибірки зазорів між різьбленням ходового гвинта 1 та гайок 3 і 4.

При роботі методом зустрічного фрезерування сильно зношується ходовий гвинт. Тому, коли на верстаті тривалий час виконується одна робота, слід міняти ділянку роботи гвинта.

Поворотні санчата на верстаті 6P80 дають можливість здійснювати поворот столу в межах $\pm 45^\circ$ в горизонтальній площині.

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кінематична схема фрезерного верстата



6P80

1.4 - Кінематична схема фрезерного верстата 6Р80.

Технічні характеристики верстата моделі 6P80

№		
п/п	Найменування параметру	Величина
1.	Основні параметри верстата	
1.1	Розміри поверхні стола, мм	800 x 200

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2	Найбільші розміри встановлюваної деталі (Д х Ш х В), мм	500 х 160 х 300
1.3	Найбільша маса оброблюваної деталі, кг	150
1.4	Найбільший поздовжній хід столу (X), мм	500
1.5	Найбільший поперечний хід столу (Y), мм	160
1.6	Найбільший вертикальний хід столу (Z), мм	300
1.7	Відстань від осі шпинделя до столу, мм	20-320
1.8	Ціна одного ділення шкали повороту столу, град	1
2.	Шпиндель	
2.1	Потужність приводу головного руху, кВт	3
2.2	Частота обертання шпинделя, об / хв	50-2240
2.3	Кількість швидкостей шпинделя	12
2.4	Найбільший крутний момент на шпинделі, Н * м	158
2.5	Кінець шпинделя ГОСТ 836-72	40
3.	Подачі столу	
3.1	Межі поздовжніх і поперечних подач столу (X, Y), мм / хв	25-1120
3.2	Межі вертикальних подач столу (Z), мм / хв	12,5-560
3.3	Кількість подач столу (поздовж., попер., верт.)	12
3.4	Швидкість швидких переміщень столу (поздовжніх, поперечних / вертикальних) X, Y / Z, м / хв	2,3/1,1
3.5	Переміщення столу на одну поділку лімба (поздовжнє, поперечне / вертикальне), мм	0,06/0,02
3.6	Переміщення столу на один оборот лімба (поздовжнє, поперечне / вертикальне), мм	6/2
3.7	Найбільше припустиме зусилля різання (поздовжнє / поперечний / вертикальне), кН	700/500/500
4.	Електрообладнання і приводи верстата	
4.1	Кількість електродвигунів на верстаті	3
4.2	Сумарна потужність всіх електродвигунів, кВт	9,25

5.	Габарити і маса верстата	
5.1	Габарити, мм.	1525*1845* 1515
5.2	Маса ,кг	1260

1.5 Визначення технічної характеристики верстата.

Технічні характеристики визначають службове призначення верстата, виконуємі технологічні операції, матеріал та вид заготовок, інструмент, що використовується, послідовність і режими обробки, якість оброблюємих деталей.

На початку розробки технологічних характеристик верстата визначаємо список деталей (поверхонь), що підлягають обробці, фізико-механічні властивості та вид заготовки, припуски, характер обробки та граничні розміри оброблюємих поверхонь. Для ріжучих інструментів використовуємо найбільш ефективні для кожного виду обробки матеріали (швидкорізальні сталі, тверді сплави).

Режими різання визначаємо за даними нормативів [1] та на основі розрахунків. У відповідності до умов роботи верстата задаємося періодом стійкості інструменту, за відомими величинами глибини t та подачі S визначаємо граничні значення швидкості різання, сили та потужності різання, значення максимальної $n_{\max}$ та мінімальної $n_{\min}$ частоти обертання шпинделя,

що відповідають мінімальному $d_{\min}$ та максимальному діаметру $d_{\max}$ ріжучого інструменту.

Розрахунок:

- матеріал, що оброблюється - сталь 45 ;

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- вид обробки – чорнове фрезерування площини ;
- вид ріжучого інструменту – торцева фреза ,Т15К6 ;
- ширина фрезерування $B = 70\text{мм}$;
- глибина фрезерування $t = 3\text{мм}$;
- діаметр фрези $D = 100\text{мм}$;
- рекомендована подача $S = 0.08\text{мм/зуб}$;
- швидкість різання визначається за формулою :

$$V = \frac{C_v \cdot D^q \cdot K_v}{T^m \cdot t^x \cdot S_z^y \cdot B^u \cdot z^p} ,$$

де C_v - коефіцієнт , що враховує вид обробки , $C_v = 332$;

K_v - коефіцієнт , що враховує фактичні умови різання , $K_v = 1$;

$q = 0.2$; $x = 0.1$; $y = 0.4$; $u = 0.2$; $m = 0.2$; $p = 0$; $T = 180\text{хв}$;

$$V = \frac{332 \cdot 100^{0.2} \cdot 1}{180^{0.2} \cdot 3^{0.1} \cdot 0.08^{0.4} \cdot 70^{0.2}} = 317\text{м/хв} ;$$

- частота обертання :

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 317}{3.14 \cdot 100} = 1010 \text{ об/хв} ;$$

- головна складова сили різання при фрезеруванні :

$$P_z = \frac{10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S_z^y \cdot B^u \cdot z \cdot K_{mp}}{D^q \cdot n^w} ,$$

де C_p - коефіцієнт , що враховує вид обробки , $C_p = 825$;

K_{mp} - коефіцієнт , що враховує якість матеріалу, що обробляється ,

$K_{mp} = 1$;

$x = 1$; $y = 0.75$; $u = 1$; $q = 1.3$; $w = 0.2$.

$$P_z = \frac{10 \cdot 825 \cdot 3^1 \cdot 0.08^{0.75} \cdot 70^{1.1} \cdot 10 \cdot 1}{100^{1.3} \cdot 1010^{0.2}} = 354\text{Н} ;$$

- ефективна потужність різання :

$$N_e = \frac{P_z \cdot V}{1000 \cdot 60} = \frac{354 \cdot 317}{1000 \cdot 60} = 1.8 \text{ кВт} ;$$

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунки проводимо для чорнової обробки поверхонь на заданому верстаті. Решту розрахунків зводимо до таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Технологічні характеристики верстата при чорновій обробці поверхонь

МАТЕ- РІАЛ	ВИД ОБРОБ- КИ	ВИД РІ	РОЗ- МІРИ	t, мм	D, мм	S, мм зуб	V, м/ хв	n, об/хв	Pz, Н	Np, кВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Сталь 45 бв= =750М Па	Фрезеру- вання площин, уступів	Кінцева фреза T15K6	15	5	15	0.04	100	2125	270	0.45
					50	0.15	235	1495	142	0.55
		Кінцева фреза P6M5	15	3	15	0.05	66	1400	752	0.83
					50	0.15	39	248	2577	1.6
		Торцева фреза T15K6	70	3	100	0.08	317	1010	354	1.8
		Торцева фреза P6M5	60	3	80	0.06	20	80	365	0.12
	Фрезеру- вання пазів канавок	Кінцева фреза P6M5	5	5	15	0.05	16.5	350	281	0.07
		Шпоноч- на фреза P6M5	5	5	15	0.03	18.6	395	438	0.13
СЧ	Фрезеру-	Кінцева фреза	15	3	15	0.06	49	1040	608	0.49

										Арк.
Змн	Арк.	№ докум.№	Підпис	Дата						

НВ 190	вання площин, уступів	Р6М5	15	3	50	0.26	90	573	711	1.06
		Торцева фреза ВК6	70	3	100	0.10	177	563	386	1.13
		Торцева фреза Р6М5	60	3	80	0.078	33	131	3054	1.6
	Фрезерування пазів канавок	Кінцева фреза Р6М5	5	5	15	0.065	55	1165	305	0.27
Сталь 12Х18Н 9Т НВ 141	Фрезерування площин, уступів	Кінцева фреза Р6М5	15	3	15	0.04	25	531	1180	0.49
		Торцева фреза ВК8	70	3	100	0.08	45	207	2924	2.2
	Фрезерування пазів, канавок	Кінцева фреза Р6М5	5	5	15	0.065	60	1270	1770	1.7

2. Кінематичний розрахунок коробки швидкостей.

2.1. Вибір типу та параметрів джерела руху.

					Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Двигуни в приводах верстату використовуються доволі різноманітні. Електродвигуни випускаються регулюємими та нерегулюєми-ми. Регулювання частоти обертання вала двигуна виконується в діапазоні двох типів: від мінімальної до стандартної частоти обертання з постійним крутним моментом, від стандартної до максимальної частоти обертання з постійною потужністю.

Для приводів головного руху використовується випадок керування частотою обертання від стандартної до максимальної з постійною потужністю в усьому діапазоні.

В данному прикладі використовується двигун з постійним струмом та тиристорним керуванням 2ПН160ЛУХЛ4. Параметри двигуна:

потужність двигуна: $N_{\text{дв}} = 4 \text{ кВт}$

номінальна частота обертання $n_{\text{дв.ном}} = 800 \text{ об/хв}^{-1}$;

максимальна частота обертання $n_{\text{дв.макс}} = 3000 \text{ об/хв}^{-1}$.

Перевагами двигунів з данним типом керування є можливість переносити великі навантаження, плавний пуск та зупинка, менші витрати енергії, витривале регулювання під навантаженням, просте обслуговування.

2.2 Визначення структурної формули

Розрахунок ведемо за методикою [4, стор. 35].

Для визначення структурної формули вихідними даними будуть:

- максимальна частота обертання двигуна $n_{\text{дв.макс}} = 3000 \text{ об/хв}$.
- номінальна частота обертання двигуна $n_{\text{дв.ном}} = 800 \text{ об/хв}$;

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- максимальна частота обертання шпинделя $n_{\max} = 3150$ об/хв;
- мінімальна частота обертання шпинделя $n_{\min} = 31,5$ об/хв;
- знаменник ряду чисел обертів шпинделя $\phi = 1,25$.

Визначаємо діапазон регулювання приводу:

$$R_n = n_{\max} / n_{\min} = 3150/31,5=100.$$

Діапазон регулювання двигуна з постійною потужністю:

$$R_{\text{дв.Н.}} = n_{\text{дв.макс}} / n_{\text{дв.ном}} = 3000/800=3.75.$$

Тому що $R_{\text{дв.Н.}} < R_n$, необхідно використовувати ступінчасту коробку швидкостей. Тобто:

$$R_n = R_{\text{дв.Н.}} \cdot R_{\text{ст}},$$

де $R_{\text{ст}}$ – діапазон регулювання ступінчастої структури.

$$R_{\text{ст}} = R_n / R_{\text{дв.Н.}} = 100/3.75=26.6$$

Граничний діапазон регулювання однією групою визначається умовою:

$$R_{\text{гр.макс}} \leq u_{\max} / u_{\min} = 8$$

де $u_{\max}$, $u_{\min}$ – максимальне та мінімальне передаточні відношення в множинній групі.

Так як $R_{\text{ст}} = 26.6 > R_{\text{гр.макс}} = 8$, то в кінематичній структурі, що розроблюємо, необхідно використовувати дві групи передач:

$$R_{\text{ст}} = R_{\text{гр.1}} \cdot R_{\text{гр.2}}$$

Тоді:

$$R_n = R_{\text{дв.Н.}} \cdot R_{\text{гр.1}} \cdot R_{\text{гр.2}}$$

Кількість швидкостей ступінчастої структури можна визначити як:

$$z_{\text{ст}} = \frac{\lg R_n}{\lg R_{\text{дв.Н.}}} = \frac{\lg 100}{\lg 3.75} = 3.48$$

приймаємо $z_{\text{ст}} = 2 \cdot 2 = 4$.

Безступінчасту структуру представляємо як умовно ступінчасту структуру. За прийнятим значенням знаменника геометричного ряду частот обертів $\phi = 1,25$ визначаємо фіктивне число ступенів частот обертання, що забезпечується керуванням двигуна:

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{фикт} = \frac{\log R_{\partial\partial}}{\log \varphi} + 1 = \frac{\log 3.75}{\log 1.25} + 1 = 6.9, \text{ ухвалюємо } z=7.$$

Вважаємо $p_{фикт} = 7$ основною групою. Тоді в загальному вигляді можемо написати:

$$Z_{умов.} = p_{фикт[1]} \cdot p_{гр1[X1]} \cdot p_{гр2[X2]},$$

де $p_{гр1}$, $p_{гр2}$ – числа передач в першій та другій групах ступінчастої структури.

Використовуючи подвійні блоки зубчастих коліс, отримуємо $p_{гр1} = p_{гр2} = 2$.
 $[X_1] = P_{фикт} - 1 = 7 - 1 = 6$ - для забезпечення перекриття швидкостей,

Тоді отримуємо: $z_{ysl} = 7_1 \cdot 2_6 \cdot 2_{[X_2]}$,

$$R_{zp1} = \varphi^{X_1(p-1)} = 1.25^6 = 3.81$$

Тоді діапазон регулювання 2 групи:

$$R_{zp2} = \frac{R_{cm}}{R_{zp1}} = \frac{26.6}{3.81} = 6.97$$

Характеристика 2 групи з умови забезпечення діапазону регулювання:

$$X_2 = \frac{\lg R_{zp2}}{\lg \varphi} = 8.$$

Таким чином отримуємо структурну формулу: $z_{ysl} = 7_1 \cdot 2_6 \cdot 2_8$

Відповідно до знаменником прогресії $\varphi = 1,25$ вибираємо стандартний ряд швидкостей: : 31,5; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500, 3150.

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

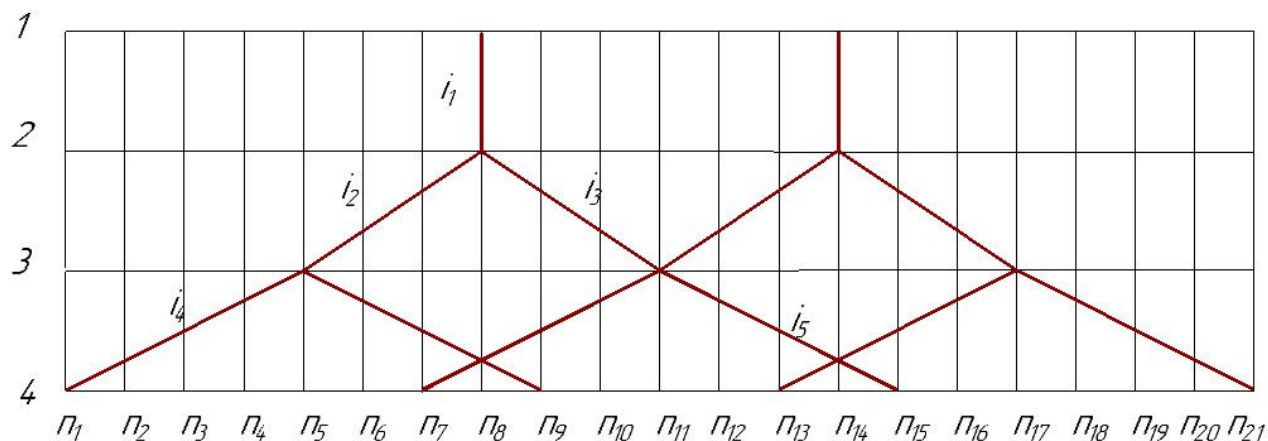


Рисунок 2.1 – Схема передач.

2.3 Побудова схеми передач.

Побудуємо схему передач у приводі, визначаючи числа зубів коліс за допомогою нам відомого джерела [1, табл.6]. При призначенні передатних відносин передач необхідно враховувати умову, що $\frac{1}{4} \leq i \leq 2$.

Схему передач у даному приводі наведено в додатку 1.

Кінематична схема коробки наведено в додатку 2.

Зробимо добір чисел зубів коліс починаючи з першої групи передач:

З даних вмальовування в задану міжвісьову відстань: $a_1=102$ мм.

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2} = \varphi^{-5} = 1.25^{-5} = 0.327, \frac{m_1}{2}(z_1 + z_2) = 102, m = 2 \text{ мм},$$

$$z_1 = 25, z_2 = 102 - 25 = 77, z_{\Sigma} = 102,$$

$$i_2 = \frac{z_3}{z_4} = \varphi^1 = 1.25, \frac{m_1}{2}(z_1 + z_2) = 102, m = 2 \text{ мм},$$

$$z_4 = 45, z_3 = 102 - 45 = 57, z_{\Sigma} = 102,$$

Для 2-ой групи передач:

З даних вмальовування в надану міжвісьову відстань: $a_2=120$ мм.

$$i_3 = \frac{z_5}{z_6} = \varphi^{-6} = 0.262, z_5 = 25, z_6 = 95, z_{\Sigma} = 120, m = 2 \text{ мм},$$

$$i_4 = \frac{z_7}{z_8} = \varphi^2 = 1.56, z_7 = 73, z_8 = 47, z_{\Sigma} = 120, m = 2 \text{ мм},$$

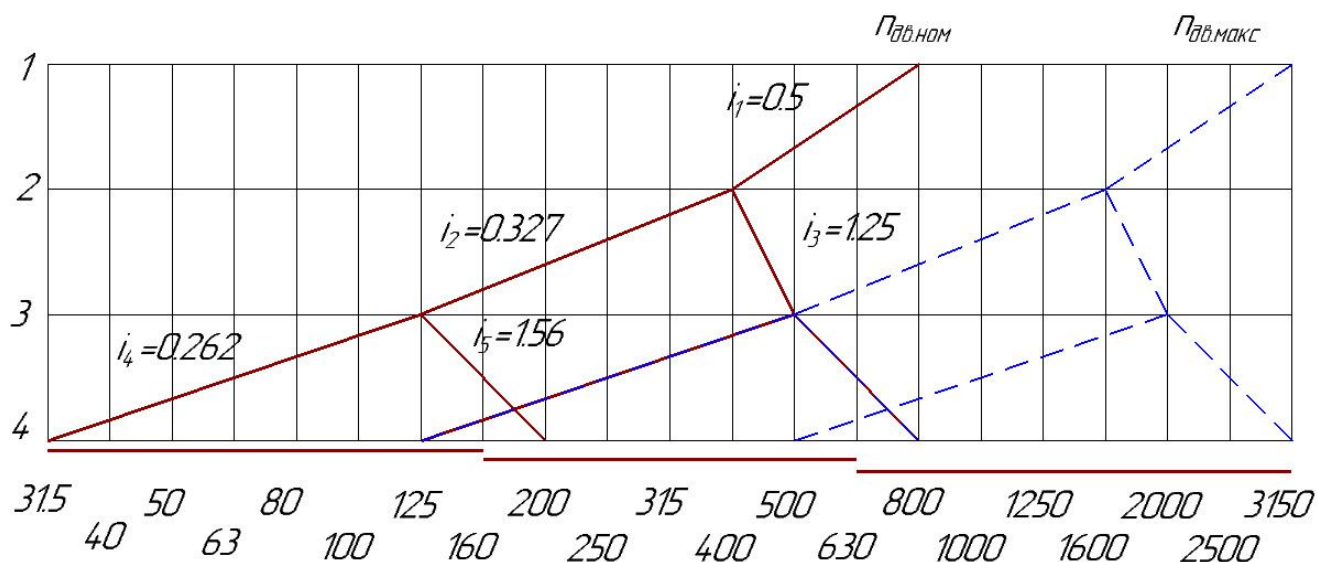


Рисунок 2.2 – Мережа чисел обертів.

2.4 Визначення реальних частот обертання шпинделя по рівнянню балансу кінематичному ланцюга створеної коробки швидкостей.

$$z_1/z_2 \cdot z_5/z_6$$

$$n_{\text{шп}}(1 \dots 20) = n_{\text{эд}} \cdot D_1/D_2 \cdot z_3/z_4 \cdot z_7/z_8$$

$$25/77 \cdot 25/95$$

$$n_{\text{шп}}(1 \dots 20) = (800 \dots 3000) \cdot 100/200 \cdot 57/45 \cdot 73/47$$

$$n_1 = (800 \dots 3000) \cdot \frac{100}{200} \cdot \frac{25}{77} \cdot \frac{25}{95} = (800 \dots 3000) \cdot 0.0427 = 34 \dots 128 \text{ об/хв.},$$

$$n_2 = (800 \dots 3000) \cdot \frac{100}{200} \cdot \frac{25}{77} \cdot \frac{73}{47} = (800 \dots 3000) \cdot 0.252 = 202 \dots 756 \text{ об/хв.},$$

$$n_3 = (800 \dots 3000) \cdot \frac{100}{200} \cdot \frac{57}{45} \cdot \frac{25}{95} = (800 \dots 3000) \cdot 0.3 = 240 \dots 900 \text{ об/хв.},$$

$$n_4 = (800 \dots 3000) \cdot \frac{100}{200} \cdot \frac{57}{45} \cdot \frac{73}{47} = (800 \dots 3000) \cdot 0.98 = 786 \dots 2951 \text{ об/хв.},$$

Розрахунки дійсних частот обертання не робимо бо маємо безступінчатє регулювання обертання електродвигуна.

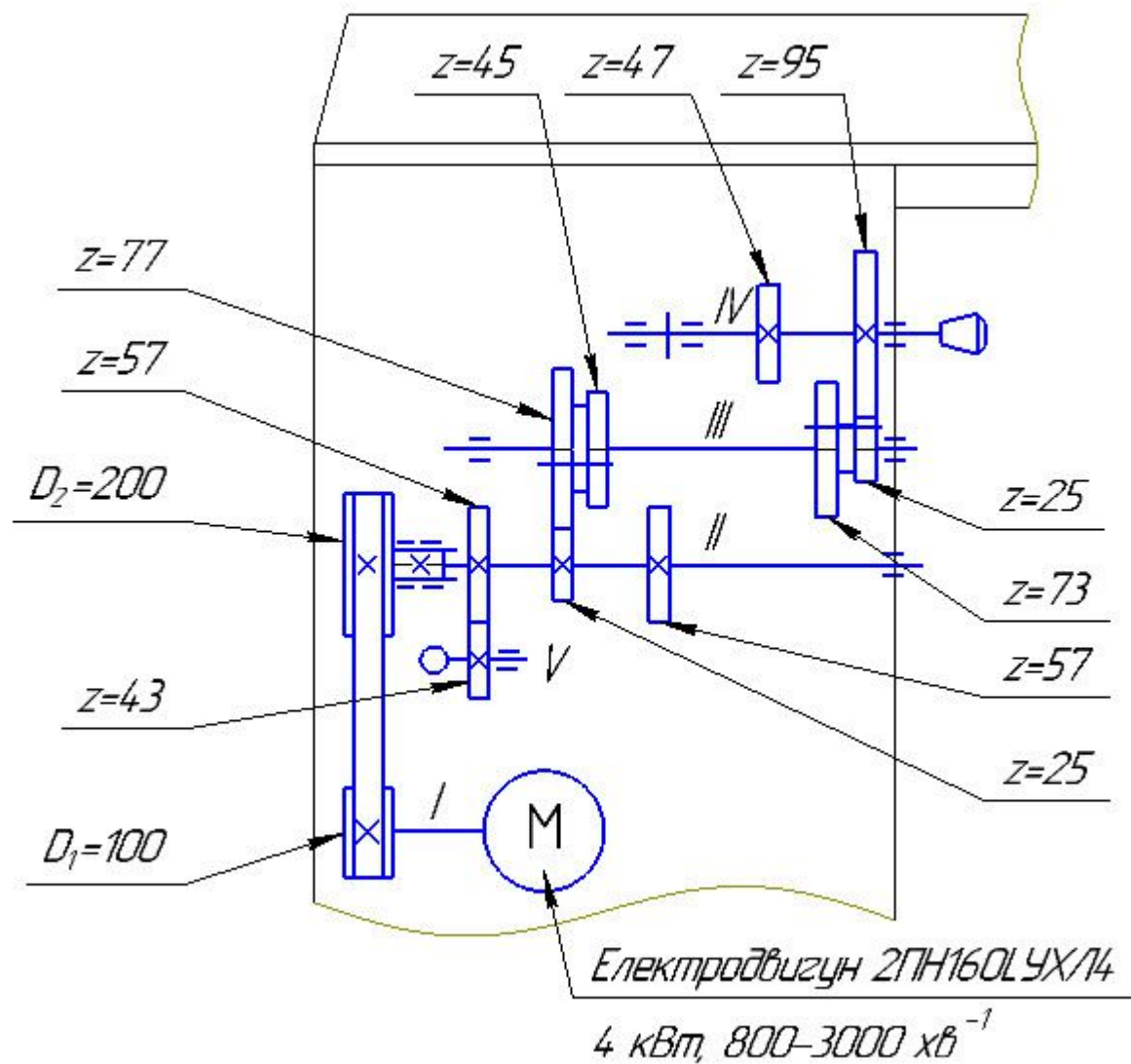


Рисунок 2.3 – Кінематична схема приводу головного руху.

3. Визначення діаметрів валів.

З умови міцності валів по даних кута закручування визначаємо діаметри валів:

$$d = (105...125) \sqrt[4]{\frac{N_{\text{эф}}}{\eta_{\text{ui}} \cdot n_i}},$$

Для чого визначаємо η_{ui} - це наш умовний ККД від шпинделя до і-тому валу.

Розрахункове значення діаметрів округляємо до стандартного за ДСТ

ЗМН	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Арк.

6636-73.

$$\eta_{u4} = 1,$$

$$\eta_{u3} = \eta_{u4} \cdot \eta_{nn} \cdot \eta_{zn} = 1 \cdot 0.997 \cdot 0.99 = 0.987,$$

$$\eta_{u2} = \eta_{u3} \cdot \eta_{nn} \cdot \eta_{zn} = 0.987 \cdot 0.997 \cdot 0.99 = 0.974,$$

$$\eta_{u1} = \eta_{u2} \cdot \eta_{nn} \cdot \eta_{kn} = 0.974 \cdot 0.997 \cdot 0.97 = 0.942,$$

$N_{\text{еф}}$ приймаємо за табл. 1.1: $N_{\text{еф}} = 2.5$ кВт.

$$d_2 = (105 \dots 125) \sqrt[4]{\frac{N_{\text{эф}}}{0.921 \cdot n_i}} = (105 \dots 125) \sqrt[4]{\frac{2.5}{0.974 \cdot 400}} = 29.7 \dots 35.3 \text{ мм},$$

ухвалюємо 35 мм,

$$d_3 = (105 \dots 125) \sqrt[4]{\frac{2.5}{0.987 \cdot 125}} = 39.4 \dots 47.2, \text{ ухвалюємо } 40 \text{ мм},$$

$$d_4 = (105 \dots 125) \sqrt[4]{\frac{2.5}{1 \cdot 200}} = 35.1 \dots 41.8 \text{ ухвалюємо } 45 \text{ мм},$$

3.3 Вибір параметрів двигуна ПГР.

Визначаємо потужність холостого ходу.

$$N_{\text{xx}} = k_m d_{\text{cp}} (n_2 + n_3 + n_4 + n_5 + c n_{\text{ш}}) = \\ = 3 \cdot 10^{-4} \cdot 40 (400 + 125 + 2.625 \cdot 200) = 1.26 \text{ кВт},$$

$$C = k_{\text{шп}} \cdot d_{\text{шп}} / d_{\text{cp}} = 1.5 \cdot 70 / 40 = 2.625$$

$$d_{\text{cp}} = (35 + 40 + 45) / 3 = 40 \text{ мм}.$$

$n_{\text{шп}} = 200 \text{ хв}^{-1}$ – цю частоту обертання приймаємо згідно рівній максимальній частоті з нижньої третини діапазону частот.

Визначення розрахункового КПД привода верстата.

$$\eta = \eta_{\text{п}}^3 \cdot \eta_{\text{зп}}^2 \cdot \eta_{\text{кп}} = 0.997^3 \cdot 0.99^2 \cdot 0.96 = 0.932.$$

де η – підраховує витрату потужності в приводі подач.

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Максимальна потрібна потужність електродвигуна:

$$N_{эд} = N_{эф \text{ макс}} / (K \cdot \eta) + N_{хх} = 2.5 / (1.2 \cdot 0.932) + 1.26 = 3.49 \text{ кВт.}$$

Ухвалюємо електродвигун 2ПН160ЛУХЛ4 з $N=4 \text{ кВт}$, $n=800 \dots 3000 \text{ хв}^{-1}$.

3.4 Визначення основних параметрів зубчастих передач і перевірка їх на контактну міцність,

3.5

Завдяки пройденому курсу «Деталі машин» ми маємо інформацію що найбільш навантаженим буде колесо третього валу $z=25$.

Вихідні дані:

- Потужність на третьому валу – 2.47 кВт ,
- Крутний момент на третьому валу – $T_3=188503 \text{ Нмм}$,
- Швидкість обертання $n_3=125 \text{ об/хв}$,
- Кутова швидкість $\omega_3 = \frac{\pi n_3}{30} = 13.1 \text{ с}^{-1}$,
- Передаточне відношення: $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{95}{25} = 3.8$.
- Термін служби передачі $t = 10000 \text{ ч}$; навантаження стабільне; моментне д максимальне навантаження при запуску буде в 1.5 рази більше номінальної; передача у нас є нереверсивна; шорсткість поверхні зубів колеса згідно 6-му класу (ГОСТ 2789—73); розміри редуктора обмежені.

3.4.1 Вибір матеріалу і допустимих напружень для шестерні і колеса.

За табл. 3.12 обираємо найкращий матеріал для шестерні і колеса — сталь 40ХН (поковка); термообробка — покращення. Для шестерні при даних розміру та радіусу заготовки до 100 мм : $\sigma_e = 850 \text{ МПа}$; $\sigma_T = 600 \text{ МПа}$; 230 ... 300НВ,

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- для колеса при радіусі заготовки до 300мм: $\sigma_s = 800 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 600 \text{ МПа}$.

3.4.2. Визначаємо допустима напруга вигину для шестірні (формула

3.51):

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim 1}}{S_F} \gamma_S \cdot \gamma_R$$

Попередньо зубів при згині, відповідний еквівалентному числу циклів зміни напруження (формула 3.52):

$$\sigma_{F \lim 1} = \sigma_{F \lim b 1}^O K_{FC} K_{FL1},$$

де межа витривалості при вигині, відповідний базовому числу циклів зміни напруг (табл. 3.19).

$$\sigma_{F \lim b 1}^O = 1.8_1 HB_1 = 1.8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа},$$

Коефіцієнт, що враховує вплив двох стороннього прикладання навантаження (табл. 3.20), при односторонньому збільшенню навантаження $K_{FC} = 1,0$; коефіцієнт терміну дії (формула 3.53):

$$K_{FL1} = m_F \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE1}}}$$

При $HB < 350$ (см. с. 77) $m_F = 6$; базове число циклів переміни напруження (см. с. 77):

$$N_{FO} = 4 \cdot 10^6,$$

сумарна кількість циклів переміни напруження (формула 3.54)

$$N_{\Sigma 1} = \sum \left(\frac{T_{Fi}}{T_{F1}} \right)^{m_F} N_i = 60 \cdot 125 \cdot 10000 = 7.5 \cdot 10^8 \text{ циклів.}$$

$$\text{Відповідно: } K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{7.5 \cdot 10^8}} = 0.42 \leq 1, \text{ приймаємо } K_{FL1} = 1,0.$$

$$\text{Відповідно } \sigma_{F \lim 1} = 504 \cdot 1 = 504 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт безпеки (формула 3.56):

$$S_F = S'_F \cdot S''_F = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75,$$

						Арк.
ЗМН	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $S_F = 1,75$ (табл. 3.19), $S''_F = 1,0$ (табл. 3.21). Коефіцієнт чутливості матеріалу до напружень (формула 3.57), $Y_S = 1$. Коефіцієнт, який включає в себе шорсткість перехідної поверхні зубчика (формула 3.58),

$$Y_R = 1,0.$$

Допустиме напруження згину для зубів шестерні:

$$[\sigma_F] = \frac{504}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 288 \text{ МПа}.$$

3.4.3. Визначаємо допустиме напруження вигину для колеса

(формула 3.51): $[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim 1}}{S_F} \gamma_S \cdot \gamma_R$

Попередньо зубів при згині, відповідний еквівалентному числу циклів зміни напруження (формула 3.52):

$$\sigma_{F \lim 2} = \sigma_{F \lim b 2}^O K_{FC} K_{FL2},$$

де межа витривалості при вигині, відповідний базовому числу циклів зміни напруження (табл. 3.19).

$$\sigma_{F \lim b 2}^O = 1,8 \cdot HB_2 = 1,8 \cdot 240 = 432 \text{ МПа},$$

Коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього прикладання навантаження (табл. 3.20), при односторонньому додатку навантаження $K_{FC} = 1,0$; коефіцієнт довго тривалості (формула 3.53):

$$K_{FL2} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE2}}}$$

При $HB < 350$ (см. с. 77) $m_P = 6$; базове число циклів зміни напруження (см. с. 77):

$$N_{FO} = 4 \cdot 10^6,$$

еквівалентну (сумарне) число циклів зміни напружень (формула 3.54)

$$N_{FE2} = N_{\Sigma 1} / u = \sum \left(\frac{T_{Fi}}{T_{F1}} \right)^{m_F} \frac{N_i}{u} = \frac{7,5 \cdot 10^8}{3,8} = 1,97 \cdot 10^8 \text{ циклів}.$$

$$\text{Відповідно: } K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{1,97 \cdot 10^8}} = 0,52 \leq 1, \text{ приймаємо } K_{FL1} = 1,0.$$

						Арк.
ЗМН	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Відповідно: $\sigma_{F \lim 1} = 432 \cdot 1 = 432 \text{ МПа}$.

Коефіцієнт безпеки (формула 3.56):

$$S_F = S'_F \cdot S''_F = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75,$$

де $S_F = 1,75$ (табл. 3.19), $S''_F = 1,0$ (табл. 3.21). Коефіцієнт, враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень (формула 3.57), $Y_S = 1$. Коефіцієнт, що враховує кондицію перехідної поверхні зубчика (формула 3.58), $Y_R = 1,0$. Допустиме напруження згину для зубів шестерні

$$[\sigma_F] = \frac{432}{1,75} \cdot 1 = 247 \text{ МПа}.$$

3.4.4. Допустиме напруження вигину при врахування дії максимального навантаження (формула 3.62) для шестерні:

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{\sigma_{FM1}}{S_{FM1}} Y_S,$$

Попередньо знаходимо максимальне напруження, що не викликає залишкових деформації або крихкого зламу зуба (табл. 3.19):

$$\sigma_{F \lim M1} = 4,8 \cdot HB_1 = 4,8 \cdot 280 = 1344 \text{ МПа};$$

Коефіцієнт безпеки (см. с. 76)

$$S_{FM1} = S'_{FM1} \cdot S''_{FM1} = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75,$$

де $S'_{FM1} = 1,75$ (см. с. 80); $S''_{FM1} = S''_{FMI} = 1,0$ (табл. 3.21).

Коефіцієнт, що враховує чутливість металу до кількості напруження (формула 3.57), $Y_S = 1,0$. Відповідно

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{1344}{1,75} \cdot 1 = 768 \text{ МПа}.$$

3.4.5. Допустиме напруження згину при розрахунку на дію максимального навантаження (формула 3.62) для колеса:

$$[\sigma_{FM2}] = \frac{\sigma_{FM2}}{S_{FM2}} Y_S,$$

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перед усім обраховуємо максимальне напруження, що не викликає залишкових деформації або крихкого зламу зуба (табл. 3.19):

$$\sigma_{F\lim M2} = 4.8 \cdot HB_2 = 4.8 \cdot 240 = 1152 \text{ МПа};$$

Коефіцієнт безпеки (см. с. 76)

$$S_{FM2} = S'_{FM2} \cdot S''_{FM2} = 1.75 \cdot 1.0 = 1.75,$$

где, $S'_{FM2} = 1.75$ (см. с. 80); $S''_{FM2} = S''_{FM2} = 1.0$ (табл. 3.21).

Коефіцієнт (формула 3.57), $Y_s = 1.0$. Згідно даних

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{1152}{1.75} = 658 \text{ МПа}.$$

3.4.6. Допустиме контактне напруження для шестерні (формула 3.33):

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H\lim 1}}{S_{H1}} \cdot Z_R \cdot Z_V,$$

Попередньо знаходимо межу контактної витривалості поверхонь зубів, відповідні еквівалентному числу циклів зміни напруження (формула 3.34):

$$\sigma_{H\lim 1} = \sigma_{H\lim b1}^O K_{HL1}$$

тут межа контактної витривалості, відповідний базовому числу циклів зміни напруження (табл. 3.17),

$$\sigma_{F\lim b} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт довговічності (формула 3.35):

$$K_{HL1} = m_H \sqrt{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}},$$

де базове число циклів зміни напружень (рис. 3.16)

$$N_{HO1} = 1.8 \cdot 10^7,$$

еквівалентну (сумарне) число циклів зміни напружень

$$N_{HE1} = N_{\Sigma 1} = \sum \left(\frac{T_{Hi}}{T_{H1}} \right)^{m_F} N_i = 7.5 \cdot 10^8 \text{ циклів}.$$

$$\text{приймаємо } K_{HL1} = \sqrt[24]{\frac{1.8 \cdot 10^7}{7.5 \cdot 10^8}} = 0.86 \leq 0.9.$$

						Арк.
ЗМН	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Межа контактної витривалості $\sigma_{H\lim1} = 630 \cdot 0,9 = 567$ МПа.

Коефіцієнт безпеки для зубів з однорідною структурою матеріалу (см. с. 75)

$$S_{H1} = 1,1.$$

Коефіцієнт, що враховує шорсткість сполучених поверхонь (табл. 3.18),

$$Z_R = 0,95.$$

Коефіцієнт, що враховує окружну швидкість (см. с. 75),

$$Z_v = 1,0.$$

Допустиме контактне напруження для шестерні:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{567}{1,1} \cdot 0,95 \cdot 1 = 490 \text{ МПа.}$$

3.4.7. Допустиме контактне напруження для колеса (формула 3.33):

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H\lim2}}{S_{H2}} \cdot Z_R \cdot Z_v,$$

Попередньо знаходимо межу поверхні контакту витривалості зубів, відповідні реальному числу циклів перепадів напруги (формула 3.34):

$$\sigma_{H\lim2} = \sigma_{H\lim b2}^0 K_{HL2}$$

тут межа контактної витривалості, відповідно базовому числу циклів зміни напруги (табл. 3.17),

$$\sigma_{F\lim b} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 240 + 70 = 550 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт довговічності (формула 3.35):

$$K_{HL2} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}},$$

де базове число циклів зміни напружень (рис. 3.16)

$$N_{HO2} = 1,8 \cdot 10^7,$$

еквівалентну (сумарне) число циклів зміни напружень

$$N_{HE2} = N_{\Sigma1} / u = 1,97 \cdot 10^8 \text{ циклів.}$$

$$\text{приймаємо } K_{HL2} = \sqrt[24]{\frac{1,8 \cdot 10^7}{1,97 \cdot 10^8}} = 0,905 \geq 0,9.$$

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Межа контактної витривалості $\sigma_{H\lim 2} = 550 \cdot 0,905 = 498$ МПа.

Коефіцієнт безпеки для зубів з однорідною структурою матеріалу (см. с. 75) :

$$S_{H2} = 1,1.$$

Коефіцієнт, що враховує шорсткість сполучених поверхонь (табл. 3.18),

$$Z_R = 0,95.$$

Коефіцієнт, що враховує окружну швидкість (см. с. 75),

$$Z_v = 1,0.$$

Допустиме контактне напруження для колеса:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{498}{1,1} \cdot 0,95 \cdot 1 = 430 \text{ МПа.}$$

3.4.8 . Допустиме контактне напруження передачі стр. 75:

$$[\sigma_H] = \min (490 + 430) = 430 \text{ МПа.}$$

Приймаємо допустиме контактне напруження передачі $[\sigma_H] = 430$ МПа.

3.4.9. Допустиме контактне напруження при розрахунку на дію максимального навантаження (см. с. 80) для шестерні:

$$[\sigma_{HM1}] = 2,8 \sigma_T = 2,8 \cdot 600 = 1680 \text{ МПа,}$$

$$\text{для колеса: } [\sigma_{HM1}] = 2,8 \sigma_T = 2,8 \cdot 580 = 1624 \text{ МПа,}$$

3.4.10. Розрахунок передачі на контактну витривалість.

Обчислюємо початковий діаметр шестірні (табл. 3.13, формула 3.16)

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\frac{2T_{H1} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} (Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2}{\phi_d [\sigma_H]^2} \cdot \frac{u+1}{u}},$$

Перед цим ми маємо обрахувати потрібні нам для обчислень розрахунки.

Номінальний крутний момент на шестірні (формула 3.12):

$$T_1 = \frac{1000P_1}{\omega_1} = 188.503 \text{ Нм,}$$

Орієнтовна окружна швидкість (формула 3.27):

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$v = 0.0125 \sqrt[3]{P_1 \cdot n_1^2} = 0.0125 \sqrt[3]{2.47 \cdot 125^2} = 0.422 \text{ м/с.}$$

При даній швидкості визначаємо ступінь точності коліс(табл. 3.33) — 9-я.

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження, $K_{H\alpha} = 1$.

Коефіцієнт ширини зубчастого вінця при симетричному розташуванні опор (табл. 3.33):

$K_{H\beta} = 1.07$, при $\psi_d = (0.7...0.9)\psi_{d\max} = 0.7 \cdot 1.6 = 1.12$, враховуючи, що в коробці мають бути рухомі блоки зубчастих коліс, приймаємо $\psi_d = 0.4$

Коефіцієнт динамічного навантаження (табл. 3.16) для ступеня точності зубчастих коліс на одиницю грубіше встановленої (див. с. 80), т. е. Для 9-го ступеня точності $K_{Hv} = 1,05$ (визначається інтерполяцією). Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей (формула 3.28'),

$$Z_H = 1,69.$$

Коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів пов'язаних коліс (формула 3.29),

$$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}.$$

За табл. 3.11 обираємо число зубців шестерні $Z_1 = 25$ а коефіцієнт торцевого перекриття:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{25} + \frac{1}{95} \right) \right] = 1.65.$$

$$Z_2 = z_1 \cdot u = 25 \cdot 3.8 = 95$$

Коефіцієнт торцевого перекриття (формула 3.30),

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = 0.88.$$

Початковий діаметр шестерні:

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 188503 \cdot 1 \cdot 1.07 \cdot 1.1 (1.65 \cdot 275 \cdot 0.88)^2 \cdot \frac{3.8 + 1}{3.8}}{0.4 \cdot 430^2}} = 75.568 \text{ мм,}$$

						Арк.
ЗМН	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Модуль зачеплення:

$$m = \frac{d_{\omega 1}}{z_1} = \frac{75.568}{25} = 3.02 \text{ мм},$$

Отриманий модуль округляємо за стандартом (см. додаток, табл. 9):

$$m = 3 \text{ мм}.$$

Перераховуємо початковий діаметр: $d_{\omega 1} = 3 \cdot 25 = 75 \text{ мм}$.

3.4.11 Перевірочний розрахунок передачі на контактну витривалість.

Визначаємо розрахункову окружну швидкість (формула 3.47) при початковому діаметре шестерні: $d_{\omega 1} = 75 \text{ мм}$.

$$v = \frac{\pi \cdot d_{\omega 1} \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 75 \cdot 125}{60000} = 0.49 \text{ м/с},$$

При даній швидкості необхідний ступінь точності передачі (табл. 3.33) — 9-я, що відповідає прийнятій раніше ступеня точності. Уточнюємо по швидкості $v = 0.49 \text{ м/с}$ коефіцієнти, що входять в формулу (3.48):

$$K'_{HV} = 1,136 \text{ (табл. 3.16),}$$

$$K'_{H\alpha} = 1,0 \text{ (рис. 3.13),}$$

$$Z'_V = 1,01 \text{ (рис. 3.17).}$$

Уточнюємо початковий діаметр шестірни (формула 3.48):

$$d'_{\omega 1} = d_{\omega 1} \sqrt[3]{\frac{K'_{HV} \cdot K'_{H\alpha} (Z'_V)^2}{K_{HV} \cdot K_{H\alpha} (Z_V)^2}} = 75.568 \sqrt[3]{\frac{1.136 \cdot 1 \cdot 1.01^2}{1.1 \cdot 1 \cdot 1.01^2}} = 76.383 \text{ мм},$$

За уточненого діаметру визначаємо модуль зачеплення:

$$m' = \frac{d'_{\omega 1}}{z_1} = \frac{76.383}{25} = 3.05 \text{ мм},$$

Отриманий модуль знову округляємо до стандартного значення $m = 3 \text{ мм}$, що збігається: з раніше прийнятою величиною модуля;

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

отже, діаметр початкової окружності шестерні $d_w = 75 \text{ мм}$.

Ширина зубчастого вінця при

$$\psi_d = \frac{b_w}{d_{w1}} = 1.12, \quad b_w = 0.4 \cdot 75 = 30 \text{ мм}.$$

3.4.12 Перевірочний розрахунок зубів на контактну міцність при дії максимального навантаження.

Розрахункове напруження від максимального навантаження (формула 3.60):

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_M}{T_1}} = 1.6 \leq [\sigma_{HM}],$$

де чинна напруга при розрахунку на контактну витривалість (табл. 3.13, формула 3.15):

$$\begin{aligned} d_{\omega 1} &= Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2 T_{H1} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}}{d_{w1}^2 \cdot b_w} \cdot \frac{u+1}{u}} = \\ &= 1.65 \cdot 275 \cdot 0.88 \sqrt{\frac{2 \cdot 188503 \cdot 1 \cdot 1.05 \cdot 1.136}{75 \cdot 30^2} \cdot \frac{3.8+1}{3.8}} = 413 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 430 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Розрахункове контактне напруження від максимального навантаження:

$$\sigma_{HM} = 413 \sqrt{1.5} = 506 \text{ МПа} \leq [\sigma_{HM}] = 1624 \text{ МПа},$$

где $\frac{T_M}{T_1} = 1.5$ - задано у вихідних даних розрахунку.

3.4.13 Перевірочний розрахунок зубів на витривалість по напруженням вигину.

Вигинаюче напруження для зуба шестерні (табл. 3.14, формула 3.22)

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_\beta \frac{W_{F1}}{m_n} \leq [\sigma_{F1}].$$

Попередньо обраховуємо потрібні нам значення.

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Знаходимо еквівалентну число зубів для шестерні і колеса
(формула 3.7):

$$z_{\varepsilon 1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = 25, \quad z_{\varepsilon 2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = 95,$$

Визначаємо коефіцієнти, що враховують форму зуба (рис. 3.21): $Y_{F1} = 4,13$, $Y_{F2} = 3,7$.

Коефіцієнт, що враховує вплив нахилу зуба на його напружений стан, для прямозубих коліс (см. с. 77) $\gamma_{\beta} = 1 - \frac{\beta^{\circ}}{140} = 1$.

Розрахункова питома навантаження (формула 3.25):

$$W_{Ft} = \frac{2T_{F1}}{d_{\omega 1} \cdot b_{\omega}} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV},$$

де, $T_{F1} = 188503$ Нмм, $d_{\omega 1} = 75$ мм, $b_{\omega} = d_{\omega 1} \cdot \psi_d = 30$ мм.

$K_{F\alpha} = 1$ (стр.82), $K_{F\beta} = 1,1$ (рис.3.20), $K_{FV} = 1,08$ (для $V = 0,49$ м/с).

$$W_{Ft} = \frac{2 \cdot 188503}{75 \cdot 30} 1 \cdot 1,1 \cdot 1,08 = 199 \text{ Н/мм.}$$

Напруга вигину для зуба шестерні:

$$\sigma_{F1} = 4,13 \cdot 1 \frac{199}{3} = 274 \leq [\sigma_{F1}] = 288 \text{ МПа,}$$

Для зуба колеса: $\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 274 \frac{3,7}{4,13} = 245 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F2}] = 247 \text{ МПа,}$

3.4.12 Остаточню приймаємо параметри передачі.

$Z_1 = 25$; $z_2 = 95$; $m = 3$ мм; $d_{\omega 1} = 75$ мм;

$d_{\omega 2} = 285$ мм; $b_{\omega} = 30$ мм;

3.4.13 Приймаємо міжосьова відстань $a = \frac{3 \cdot (25 + 95)}{2} = 180$ мм;

3.4.14 Для решти коліс приймаємо:

Розраховуємо діаметри зубчастих коліс коробки швидкостей:

$$d_1 = m z_1 = 3 \cdot 25 = 75$$

						Арк.
ЗМН	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_2 = mz_2 = 3 \cdot 77 = 231;$$

$$d_3 = mz_3 = 3 \cdot 57 = 171;$$

$$d_4 = mz_4 = 3 \cdot 45 = 135 ;$$

$$d_5 = mz_5 = 3 \cdot 73 = 219;$$

$$d_6 = mz_6 = 3 \cdot 47 = 141.$$

3.5 Вибір та перевірка підшипників кочення.

Розраховуємо зусилля в зубчастих зачепленнях:

Вал 2:

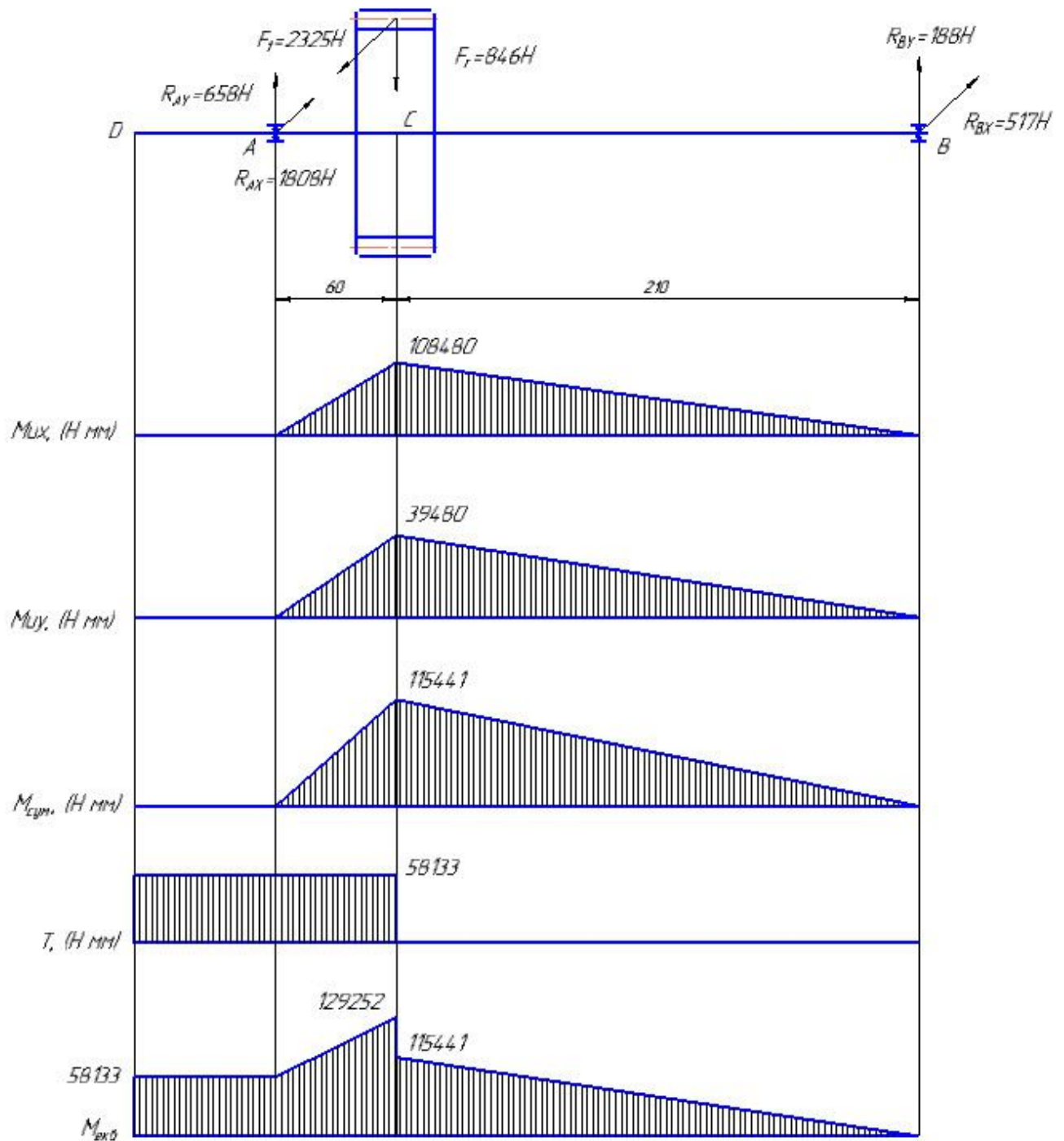
$$M_2 = \frac{N_2}{\omega_2} = \frac{N_{\text{эф}} \cdot \eta_2}{\frac{\pi \cdot n_2}{30}} = \frac{2500 \cdot 30 \cdot 0.974}{3.14 \cdot 400} = 58.131 \text{ Нм},$$

$$F_{t1} = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 58131}{50} = 2325 \text{ Н},$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w = 2325 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 846 \text{ Н}.$$

Далі будуємо епюри навантаження 2 валу коробки швидкостей:

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Основним показником, який обумовлює працездатність опори підшипника,

$$L_{h\phi_{акт}} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\rho} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{II}}, \text{ ч}$$

є його довговічність, розрахована по формулі

Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Арк.

де C – динамічна вантажопідйомність;

ρ – коефіцієнт форми тіла кочення, $\rho = 3$;

n_{VI} – частота обертання рухливого кільця;

P – наведене навантаження,

$$P = V \cdot X \cdot R \cdot K_{\delta} \cdot K_t$$

V – коефіцієнт кільця, $V = 1$;

K_{δ} – коефіцієнт безпеки, з таблиці 8.1 [8] $K_{\delta} = 1,1$;

K_t – коефіцієнт температурного режиму $K_t = 1,25$;

X, Y – коефіцієнт приведення ($X = 1, Y = 0$);

1 – радіальне й осьове навантаження на підшипники:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{1808^2 + 668^2} = 1927 \text{ Н},$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{517^2 + 188^2} = 550 \text{ Н},$$

$$P_A = 1 \cdot 1 \cdot 1927 \cdot 1,1 \cdot 1,25 = 2409 \text{ Н},$$

$$P_B = 1 \cdot 1 \cdot 313 \cdot 1,1 \cdot 1,25 = 687 \text{ Н}.$$

Найбільш навантажений підшипник лівої опори.

Приймаємо з конструктивних міркувань: радіальний кульковий підшипник 305 ГОСТ 8338 – 75 у якого 25х62х172; $[C]=17600 \text{ Н}$.

$$L_h = \left(\frac{17600}{2409} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 400} = 16248 \text{ ч.} > L_h = 10000 \text{ ч.}$$

Обраний підшипник задовольняє умові довготривалості.

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вал 3:

$$M_3 = \frac{N_3}{\omega_3} = \frac{N_{\text{эф}} \cdot \eta_3}{\frac{\pi \cdot n_3}{30}} = \frac{2500 \cdot 30 \cdot 0.987}{3.14 \cdot 125} = 188.503 \text{ Нм},$$

$$F_{t1} = 2325 \text{ Н},$$

$$F_{r1} = 846 \text{ Н}.$$

$$F_{t2} = \frac{2M_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 188503}{146} = 2582 \text{ Н},$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w = 2582 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 940 \text{ Н}.$$

$$R_{AX} \cdot 300 - F_{t1} \cdot 250 - F_{t2} \cdot 130 = 0,$$

$$R_{AX} = \frac{F_{t1} \cdot 250 + F_{t2} \cdot 130}{300} = \frac{2325 \cdot 250 + 2582 \cdot 130}{300} = 3056 \text{ Н},$$

$$R_{BX} = F_{t1} + F_{t2} - R_{AX} = 2325 + 2582 - 3056 = 185 \text{ Н}.$$

$$R_{AY} = \frac{F_{r1} \cdot 250 + F_{r2} \cdot 130}{300} = \frac{846 \cdot 250 + 940 \cdot 130}{300} = 1112 \text{ Н},$$

$$R_{BY} = F_{r1} + F_{r2} - R_{AY} = 846 + 940 - 1112 = 674 \text{ Н}.$$

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{3056^2 + 1112^2} = 3252 \text{ Н},$$

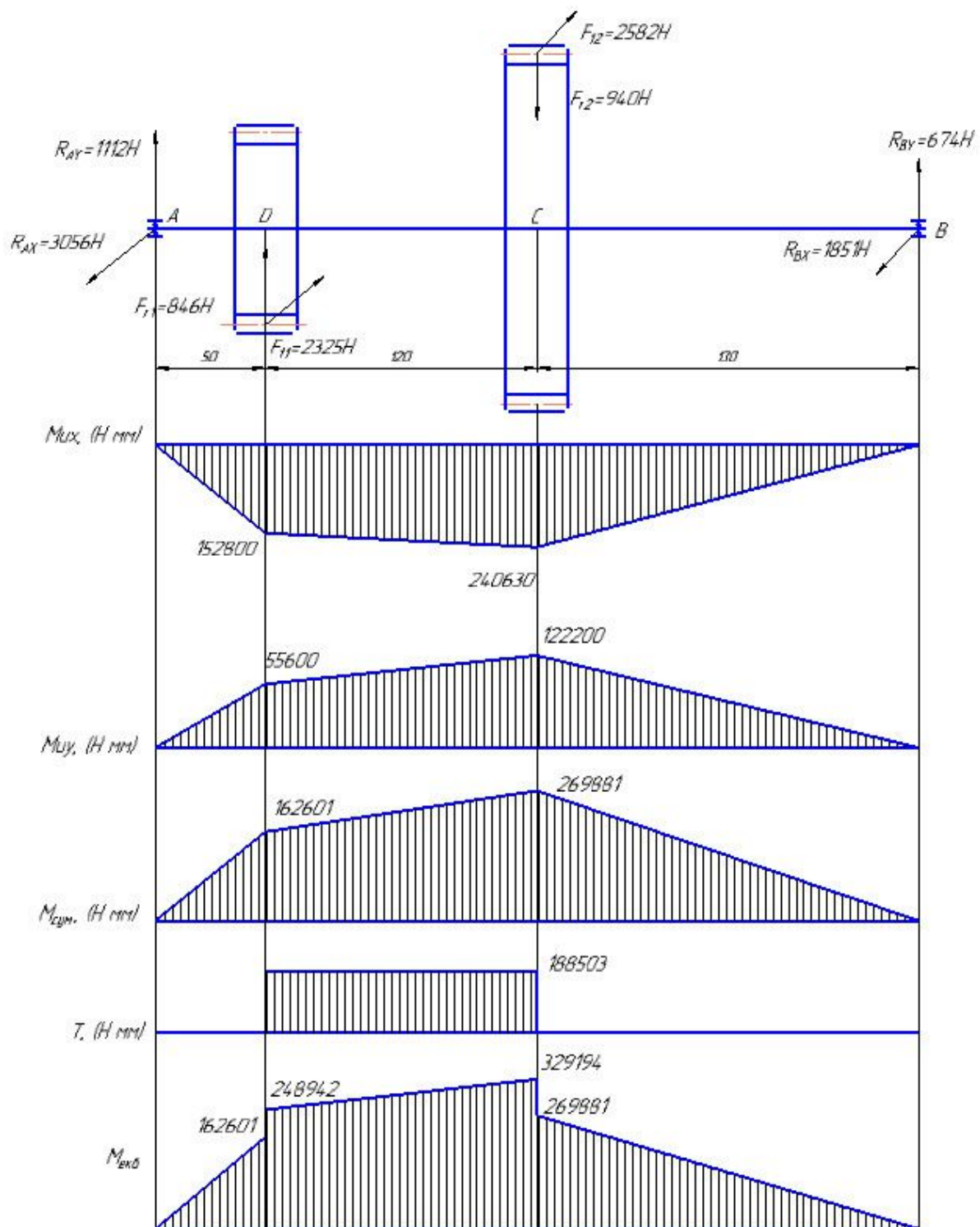
$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{185^2 + 674^2} = 1970 \text{ Н},$$

$$P_A = 1 \cdot 1 \cdot 3252 \cdot 1.1 \cdot 1.25 = 4065 \text{ Н},$$

$$P_B = 1 \cdot 1 \cdot 1970 \cdot 1.1 \cdot 1.25 = 2462 \text{ Н},$$

Далі будуємо епюри навантаження 3 вала коробки швидкостей:

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

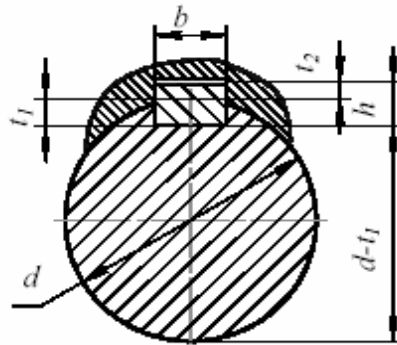


Приймаємо з конструктивних міркувань: радіальний кульковий підшипник 305 ГОСТ 8338 – 75 у якого 25х62х17; [C]=17600Н.

$$L_h = \left(\frac{17600}{4062} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 125} = 10845 \text{ ч.} > L_h = 10000 \text{ ч.}$$

Обраний підшипник задовольняє умові довготривалісті.

3.6 Розрахунок шпон очних та шліцьових з'єднань.



Розрахуємо шпонкове з'єднання колеса з шпинделем.

Шпонка 6х6х20 ГОСТ 23360-78

Обрана шпонка рахується на зминання:

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot M \cdot 10^3}{d \cdot h \cdot l_p \cdot n} \leq [\sigma]_{см}, \text{ МПа};$$

де M – обертальний момент, переданий шпонкою;

d - діаметр вала, 55 мм;

h - висота шпонки, 8 мм;

l_p – робоча довжина шпонки, $l_p = l - b$;

n - кількість шпонок;

$[\sigma]_{см}$ – напруга, що допускається, зминання $\sigma_{см} = 100 \text{ МПа}$, .

$l = 36 - 12 = 24 \text{ мм}$;

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot 119366}{55 \cdot 8 \cdot 24 \cdot 1} = 45 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа}$$

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахуємо шлицьове з'єднання колес з 2 та 3 валами.

Розрахунок шлицьових з'єднань виконуємо як перевірочний по напругах змяття:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d_c \cdot z \cdot h \cdot l \cdot \psi} \leq [\sigma_{зм}],$$

де T – розрахунковий крутний момент,

d_c - середній діаметр шлицьового з'єднання, $d_c = 0.5(D+d)$,

h – розмір поверхні торкання, $h = 0.5(D-d) - f_b - f_c$,

ψ - коефіцієнт який рахує рівномірний розподіл навантажень між шліцами, $\psi = 0.7 \dots 0.8$

$[\sigma_{зм}]$ - гранична напруга на змяття, $[\sigma_{зм}] = 100 \text{ МПа}$,

Вал 2: шлицьове з'єднання : 6х23х28

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 58131}{25.5 \cdot 6 \cdot 2 \cdot 25 \cdot 0.8} = 19 \text{ МПа} \leq 100 \text{ МПа}$$

Вал 3: шлицьове з'єднання : 6х23х28

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 188503}{25.5 \cdot 6 \cdot 2 \cdot 25 \cdot 0.8} = 61.6 \text{ МПа} \leq 100 \text{ МПа}$$

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Розрахунок клинопасової передачі.

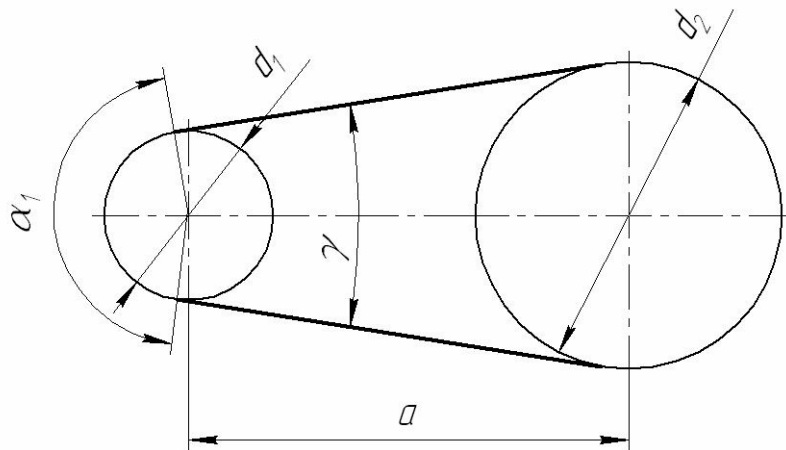


Рисунок 4.1 - Схема передачі

Вихідні дані (рис. 4.1.) :

– потужність, що передається ведучим шківом,

$$P = 4 \text{ кВт};$$

– частота ведучого шківів, $n_1 = 3000 \text{ хв}^{-1}$;

$u' = u_1$ – перше значення передатного числа передачі,

$$u_1 = 1,89;$$

Характер навантаження:

- максимальне короткодійне навантаження 150% від номінального;
- робота тризмінна;
- строк служби: $t = 10000 \text{ год.}$

4.1 Проектний розрахунок передачі

1. Вибираємо переріз паса згідно ГОСТ 1284.3-80 залежно від потужності на валу ведучого шківів яку він потребує і частоти.

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

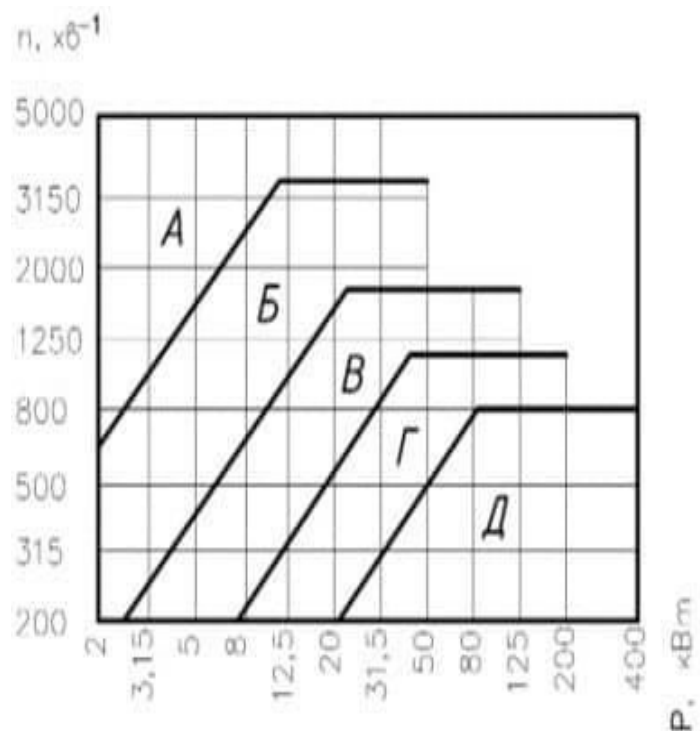


Рисунок 4.2 - Номограма для вибору перерізу клинового пасу

Вибираємо переріз пасу А (рис. 1.4).

Згідно ГОСТ 1284.1-80: $b_p = 11$ мм, $b_o = 13$ мм, $h = 8$ мм, $y_o = 2.8$ мм ,
 $d_{1\min} = 90$ мм

2. За табл. 4.2 вибираємо розрахунковий дані шківа

$$d_1 \geq d_{1\min} = 90 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_1 = 100$ мм

2. Визначаємо колову швидкість і порівнюємо її з допустимою для цього типу пасу:

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Визначаємо орієнтовно діаметр веденого шківa d'_2 , мм:

$$d'_2 = d_1 \cdot u' \cdot (1 - \xi) = 100 \cdot 2 \cdot (1 - 0,017) = 197 \text{ мм},$$

де u' - попереднє передатне число пасової передачі, $u' = 2,0$;

ξ - коефіцієнт пружного ковзання, $\xi = 0,017$.

Вибираємо згідно ГОСТ 20898-75 $d_2 = 200$ мм.

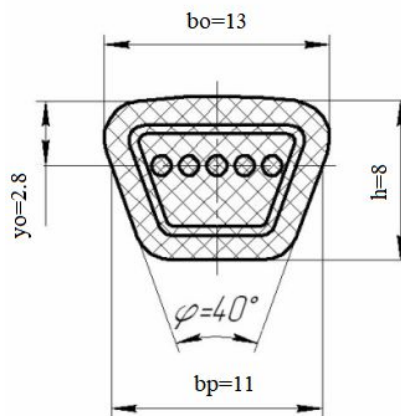


Рисунок 4.3 - Ескіз перерізу клинового паса.

4. Уточнюємо передатне число за формулою:

$$u = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi)} = \frac{200}{100 \cdot (1 - 0,017)} = 2,03.$$

5. Визначаємо відносну похибку передатного числа:

$$6. \Delta = \left| \frac{u' - u}{u'} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{2 - 2,03}{2} \right| \cdot 100\% = 1,5\% < [\Delta] = 5\%$$

Прийняті значення d відповідають вимогам відносної похибки.

7. Знаходимо фактичну частоту обертання веденого шківa:

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{3000}{2,03} = 1478 \text{ об/хв}.$$

8. Визначаємо орієнтовно міжосьову відстань, мм:

$$a' = k \cdot d_2 = 1 \cdot 200 = 200 \text{ мм};$$

де $k = 1$ за 1, табл. 4.3 [1].

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При цьому має виконуватись умова:

$$2 \cdot (d_1 + d_2) \geq a' \geq 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h,$$

де h – висота перерізу паса;

$$2 \cdot (d_1 + d_2) = 2 \cdot (100 + 200) = 600 \text{ мм};$$

$$0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h = 0,55 \cdot (100 + 200) + 8 = 173 \text{ мм};$$

$$600 > 200 > 173 \text{ – умова виконується.}$$

9. Визначаємо розрахункову довжину паса (мм):

$$L_p = 2 \cdot a' + \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a'} =$$

$$= 2 \cdot 200 + \frac{\pi \cdot (100 + 200)}{2} + \frac{(200 - 100)^2}{4 \cdot 200} = 400 + 471.24 + 12,5 = 883.74 \text{ мм}$$

Розраховане значення округляємо до L згідно ГОСТ 1284.1-80.

Приймаємо $L = 900 \text{ мм}$.

10. Визначаємо число пробігів паса (с^{-1}):

$$U = \frac{V}{L} = \frac{15.7}{0.9} = 17.45 < [U] = 30,$$

де L – стандартне значення довжини паса, м.

11. Уточнюємо міжосьову відстань відповідно до прийнятої довжини паса:

$$a = 0,125 \cdot \{2 \cdot L - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2 \cdot L - \pi \cdot (d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot [(d_2 - d_1)]^2}\} + \sqrt{[2 \cdot 900 - \pi \cdot (100 + 200)]^2 - 8 \cdot [(200 - 100)]^2} = 200$$

12. Визначаємо кут обхвату ведучого шківів:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57,3^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57,3^\circ \cdot \frac{200 - 100}{200} = 152^\circ >$$

$$> [\alpha_{\min}] = 120^\circ.$$

13. Визначаємо потрібну кількість:

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$z' = \frac{P_1}{P_0 \cdot C_p \cdot C_a \cdot C_L \cdot C_z} \leq 6(8),$$

де P_1 – потужність на ведучому шківі, кВт,

P_0 – допустима номінальна потужність для одного клинового паса залежно від перерізу, діаметра ведучого шківів d_1 та його швидкості V (табл.. 4.4[1]); $P_0 = 2.07$ кВт;

C_p – коефіцієнт динамічності та режиму роботи передачі (табл.. 4.5[1]);

$C_p = 0,87$; для 2-змінної роботи, 1

– коефіцієнт кута обхвату (табл.. 4.6[1]);

C_L - коефіцієнт, що враховує вплив на довговічність довжини паса залежно від відношення розрахункової довжини паса L до базової L_0 (табл.. 4.7[1]); $C_L = 0,86$;

C_z – коефіцієнт, що враховує кількість пасів у комплекті клинопасової передачі (табл.. 4.8[1]); $C_z = 0,9$;

Тоді:
$$z' = \frac{4}{2.07 \cdot 0,87 \cdot 0,92 \cdot 0,86 \cdot 0,9} = 3.39 \leq 7 (8).$$

Приймаємо $z = 4$.

14. Визначаємо колову силу, Н:

$$F_t = \frac{10^3 \cdot P_1}{V} = \frac{10^3 \cdot 4}{15.7} = 254.8 \text{ Н},$$

де P_1 – потужність, що передається ведучим шківом, кВт;

Визначаємо силу початкового натягу одного паса (Н):

$$F_0 = \frac{780 \cdot P_1}{V \cdot C_p \cdot C_a \cdot z} + q \cdot V^2 = \frac{780 \cdot 4}{15.7 \cdot 0,87 \cdot 0,92 \cdot 4} + 0,1 \cdot 15.7^2 = 86.7 \text{ Н}.$$

де $q = 0.1$ - маса одного метра паса, кг/м (1, табл.. 4.1[1]).

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

15. Знаходимо сили, що діють на вал та підшипники, Н:

$$F_r = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \frac{\sin \alpha_1}{2} = 2 \cdot 86.7 \cdot 4 \cdot \frac{\sin 150^\circ}{2} = 670 \text{ Н},$$

де α_1 – кут обхвату ведучого шківa.

16. Визначаємо напруження у ведучій гілці паса, МПа:

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \frac{F_t}{z \cdot z \cdot A} = 1,2 + \frac{254.8}{2 \cdot 4 \cdot 81} = 1,59 \text{ МПа},$$

де σ_0 – напруження від початкового натягу паса; для клинових пасів беруть середнє значення $\sigma_0 = 1,2 \text{ МПа}$; z – прийнята кількість пасів; A – площа перерізу паса (1,табл. 4.1[1]).

17. Визначаємо напруження згину у пасі на дугі обхвату ведучого шківa, МПа:

де E – модуль пружності для кордтканевих пасів беруть в інтервалі $E = 40 \dots 100 \text{ МПа}$; y_0 – відстань від нейтральної лінії до найбільш напружених волокон (1,табл. 4.1[1]).

18. Розраховуємо напруження (МПа), які виникають у пасі від дії відцентрових сил:

$$\sigma_v = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6} = 1300 \cdot 15.7^2 \cdot 10^{-6} = 0,32 \text{ МПа}.$$

де ρ – питома маса паса, знаходиться в інтервалі 1250...1400 кг/м³; V – швидкість паса, м/с.

19. Знаходимо максимальні напруження у перерізі ведучої гілки паса в місці набігання його на ведучий шків:

20. Розраховуємо довговічність паса (год):

$$T = \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{\max}} \right)^m \frac{10^7 \cdot C_u \cdot C_H}{2 \cdot 3600 \cdot U} = \left(\frac{9}{4.45} \right)^8 \frac{10^7 \cdot 1.84 \cdot 1}{2 \cdot 3600 \cdot 17.45} = 40996 \text{ год} > 10000 \text{ год}$$

де σ_y – границя витривалості (беруть 9...10 МПа); m – показник ступені, (для клинових пасів $m = 8$); C_u – коефіцієнт, що враховує вплив передатного числа (1, табл. 4.9[1]); C_H – коефіцієнт, що враховує непостійність

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

навантаження; $\sigma_{\max}$ – максимальні напруження у ведучій гілці паса, МПа; U – число пробігів паса за секунду.

$T \Rightarrow t = 10000$ год, отже довговічність забезпечено.

4.6.2 Вибір матеріалу і визначення основних розмірів шківів

Матеріал шківа вибираємо сірий чавун марки СЧ15 ГОСТ 1412-85.

Основні розміри шківів:

1. Розрахункові діаметри: $d_1 = 100$ мм, $d_2 = 200$ мм.

2. Ширина шківа B мм:

$$B = (z - 1) \cdot P + 2 \cdot f = (4 - 1) \cdot 15 + 2 \cdot 10 = 65 \text{ мм},$$

$P = 15$ мм, $f = 10$ мм, $h = 8,7$ мм, $t = 3,3$ мм – параметри канавки.

3. Товщина ободу δ , мм:

$$\delta = (1,1 \dots 1,3) \cdot h = 1,2 \cdot 8,7 = 10,44 \text{ мм},$$

Приймаємо $\delta = 10$ мм.

4. Внутрішній діаметр маточини, мм:

$$d_{B2} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{\max}}{0,2 \cdot [\tau]}},$$

де $T_{\max}$ – найбільший крутний момент з $\{T_2; T_1\}$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{30 P_1 \cdot \eta}{\pi n_2} = \frac{30 \cdot 4000 \cdot 0,95}{\pi \cdot 1478} = 24,552 \text{ Нм}$$

$[\tau]$ – допустиме дотичне напруження, $[\tau] = 25 \dots 30$ МПа;

$$d_{B2} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{24,552}{0,2 \cdot 30}} = 16 \text{ мм};$$

Приймаємо $d_{B2} = 23$ мм по западинам шлицьового вала.

5. Зовнішній діаметр маточини, мм:

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_{M1} = 1,6 \cdot d_{B1} = 1,6 \cdot 38 = 61 \text{ мм},$$

d_{M2} – не визначаємо.

6. Довжина маточини, мм:

$$l_{M1} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{M1} = 1,3 \cdot 61 = 80 \text{ мм},$$

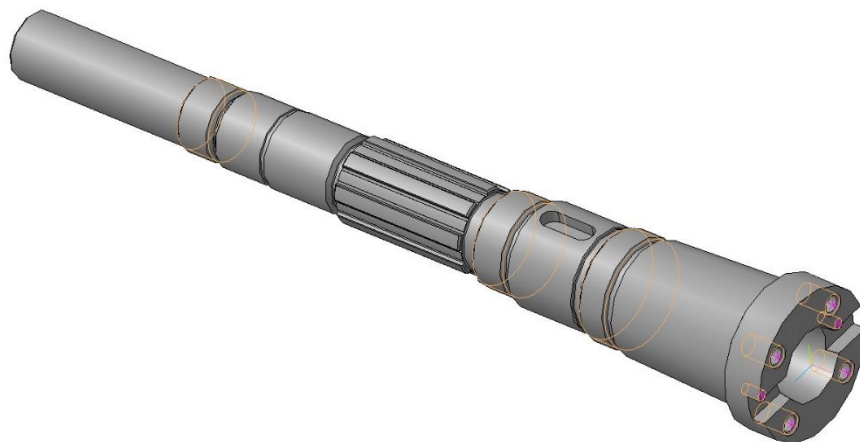
l_{M2} – не визначаємо.

7. Зовнішній діаметр шківів, мм:

$$d_{e1} = d_1 + 2 \cdot t = 100 + 2 \cdot 3,3 = 106,6 \text{ мм},$$

$$d_{e2} = d_2 + 2 \cdot t = 200 + 2 \cdot 3,3 = 206,6 \text{ мм}.$$

5. Розрахунок шпиндельного вузла на підшипниках кочення



						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 5.1 – Шпиндель в 3-Д

5.1 Вихідні дані для розрахунків :

Виліт передньої консолі: $a=50$ мм,

Діаметр передньої консолі: $d_2=88$ мм,

Діаметр шпинделя між опорами: $d_1=50$ мм,

Діаметр отвору шпинделя : $d'=17$ мм,

Швидкісний параметр: $(dn)=70 \cdot 3150=2.2 \cdot 10^5$ мм мин⁻¹,

Очікуване навантаження консолі: $P=3$ кН.

5.2. Вибір схеми шпиндельного вузла (ШУ).

Відповідно заданому швидкісному параметру ухвалюємо схему ШУ

(дивись рис .4.2).

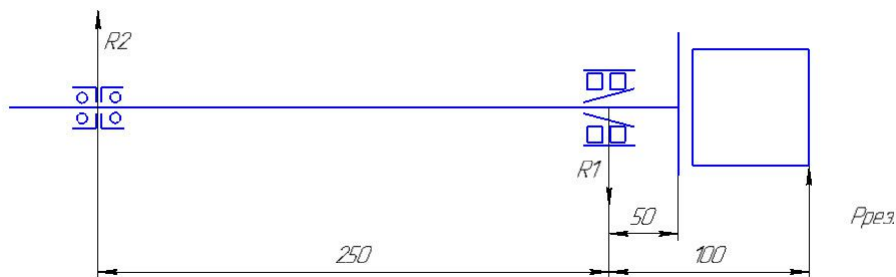


Рисунок 5.2 – Схема ШУ.

5.3. Вибір підшипників.

Тип опор, що дають нам форму посадочних місць, вибираємо згідно вимог по точності й швидкохідності, яка визначається швидкісним параметром – добутком dn , хв⁻¹.

Для нашої схеми ШУ: $(dn)_{max}=2.2 \cdot 10^5$,

У якості передньої опори ухвалюємо здвоєний конічний роликпідшипник 3182114 класу точності 2 $[n_{max}]=4000$ хв⁻¹.

Змащення вибираємо згідно табл. 3.5 – для $(dn)_{max}=2.2 \cdot 10^5$ – розліт крапель.

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Крайня температура нагрівання по табл. 3.1 $t=50...550$ С для класу точності А.

5.4 Визначаємо реакції в опорах і їх радіальну твердість (піддатливість).

Ухвалюємо відстань між опорами $l > 2.5a = 2.5 \cdot 100 = 250$ мм.

$$R_1 = \frac{P(a+l)}{l} \quad R_1 = \frac{3(100+250)}{250} = 4.2 \text{ кН.}$$

$$R_1 = \frac{Pa}{l} \quad R_1 = \frac{3 \cdot 100}{250} = 1.2 \text{ кН.},$$

$$\text{Твердість передньої опори: } C_r = \frac{R_1}{\delta'_1 + \delta''_2},$$

$$\text{задньої опори: } C_{r2} = \frac{R_2}{\delta'_2 + \delta''_2}$$

де, δ'_r – пружне зближення тіл кочення й кілець підшипника,

δ''_r – контактне зближення

$$\delta'_1 = K_1 \cdot R_1,$$

де, K_{p1} – коефіцієнт піддатливості для однорядного конічного роликотпідшипника:

$$K_{p1} = \frac{40}{d}, \text{ мкм/кН,}$$

$$K_{p1} = \frac{40}{7} = 5.7 \text{ мкм/кН,}$$

$$\delta'_1 = 5.7 \cdot 4.2 \cdot 10^3 = 0.024 \text{ мкм.}$$

Для піддатливості задньої опори з $d=45$ мм.

$$\delta r'_2 = K_{u2} \cdot R^{2/3}_2$$

де, K_{u2} - коефіцієнт піддатливості для задньої опори:

Пам'ятаємо, що в задній опорі вмонтовано 2 підшипника, тоді

$$K_{u2} = 0.5 \cdot 10^{-4} (0.7 - 0.02d) = 10^{-4} (0.7 - 0.02 \cdot 4.5) = 6 \cdot 10^{-5} \text{ см} \cdot \text{кгс}^{-2/3}.$$

$$\delta'_2 = 6 \cdot 10^{-5} \cdot 120^{2/3} = 0.0014 \text{ мм.}$$

При нормальних навантаженнях деформації на поверхнях посадок кілець підшипників:

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

$$\delta r = \frac{4K R}{\pi \cdot d \cdot b} \left(1 + \frac{d}{D}\right),$$

де, $K=0.015 \dots 0.025 \cdot 10^{-4} \text{ мм}^3 / \text{кГ}$,

$$\delta r_1 = \frac{4 \cdot 10^{-6} \cdot 4.2}{\pi \cdot 7 \cdot 3} \left(1 + \frac{4}{7}\right) = 0.4 \text{ мкм},$$

$$\delta r_2 = \frac{4 \cdot 10^{-6} \cdot 2.4}{\pi \cdot 4.5 \cdot 3.8} \left(1 + \frac{1.7}{4.5}\right) = 0.24 \text{ мкм}.$$

Жорсткість передньої опори:

$$Cr1 = \frac{420 \cdot 10^3}{0.024 + 0.4} = 990566 \text{ кГ/мм}$$

$$Cr2 = \frac{120 \cdot 10^3}{0.00146 + 0.24} = 496977 \text{ кГ/мм}$$

5.5. Визначення оптимальної відстані $l_{\text{опт}}$ між опорами.

Радіальне переміщення переднього кінця шпинделя:

$$Y = \frac{P \cdot a^2}{3 \cdot E} \left[\frac{a}{J_2} + \frac{l(1 - \varepsilon_3)}{J_1} \right] + P \left\{ e_1 \left[\frac{a(1 - \varepsilon_3) + l}{l} \right]^2 + e_2 (1 - \varepsilon_3) \left(\frac{a}{l} \right)^2 \right\}$$

де, $P=3000\text{Н}$,

$a=100 \text{ мм}$,

$E=2.1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}$,

$$J_1 = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{d_1} \right)^4 \right] = \frac{\pi \cdot 70^4}{64} \left[1 - \left(\frac{40}{70} \right)^4 \right] = 1 \cdot 10^6 \text{ мм}^4,$$

$$J_2 = \frac{\pi \cdot d_2^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^4 \right] = \frac{\pi \cdot 45^4}{64} \left[1 - \left(\frac{17}{45} \right)^4 \right] = 0.2 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\varepsilon_3=0.4 \text{ (табл. 3.4),}$$

$$e_1 = \frac{1}{Cr1} = \frac{1}{990566} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ мм / Н ,}$$

$$e_2 = \frac{1}{Cr2} = \frac{1}{496977} = 2 \cdot 10^{-6} \text{ мм / Н ,}$$

$$Y = \frac{3000 \cdot 100^2}{3 \cdot 2.1 \cdot 10^5} \left[\frac{100}{0.2 \cdot 10^6} + \frac{l(1-0.4)}{1 \cdot 10^6} \right] +$$

$$+ 3000 \left\{ 1 \cdot 10^{-6} \left[\frac{100(1-0.4)+l}{l} \right]^2 + 2 \cdot 10^{-7} (1-0.4) \left(\frac{100}{l} \right)^2 \right\} = \frac{46}{l^2} + \frac{0.96}{l} + 6 \cdot 10^{-5} \cdot l + 0.013$$

Для визначення оптимальної відстані визначаємо $\frac{dy}{dl}$, дорівнюємо до 0 і

визначаємо коріння кубічного рівняння:

$$\frac{dy}{dl} = -\frac{92}{l^3} - \frac{0.96}{l^2} + 6 \cdot 10^{-5} = 0, \text{ при } l \neq 0 \text{ маємо:}$$

$$6 \cdot 10^{-5} l^3 - 0.96l - 92 = 0$$

Розрахунки показують, що $y_{\min}$ при $l=320$ мм,

Тому ухвалюємо $l_{opt}=320$ мм.

5.6. Визначення радіальної жорсткості шпиндельного вузла.

Підставляємо величини у формулу для визначення у- радіального віджиму переднього кінця шпинделя:

$$y = \frac{46}{400^2} + \frac{0.9}{400} + 6 \cdot 10^{-5} \cdot 400 + 0.013 = 0.037 \text{ мм}$$

$$\text{Жорсткість: } j = \frac{P}{y} = \frac{3000}{0.0037} = 8108 \text{ Н / мм} = 8 \text{ кН / мм},$$

$$\text{Піддатливість: } e = \frac{1}{j} = 1.2 \cdot 10^{-5} \text{ мм / кН}$$

Значення в порівнюємо із припустимим $y = [y] = 0.0001 \cdot l = 0.032 \text{ мм}$,

що припустиме.

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.7. Визначення радіального биття опор.

$$\delta_1 = \frac{\Delta}{3(1 + \frac{a}{l})} = \frac{0.1}{3 \cdot (1 + \frac{100}{320})} = 0.025 \text{ мм} - \text{передньої опори},$$

де, Δ - 0.1 – допуск на готовий виріб,

$$\delta_2 = \frac{0.1}{3 \cdot \frac{100}{320}} = 0.1 \text{ мм} - \text{задньої опори}.$$

5.8. Визначення властивостей, що демпфірують, ШУ.

визначаємо за допомогою логарифмічного декріменту коливань:

$$\lambda_{ш} = l_n \frac{A_i}{A_{i+1}} \geq [\lambda].$$

$$\lambda_{ш} = 0.5 \frac{\varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot l^2}{a \varphi_1 + \varphi_2 (a + l)^2} = 0.5 \frac{0.35 \cdot 0.35 \cdot 320^2}{100 \cdot 0.35 + 0.35(100 + 320)^2} = 0.2 \leq [0.27],$$

де, $\varphi_1 = 0.35$ - відносне розсіювання енергії в одному роликотидшипнику.

5.9. Визначення власної частоти обертання.

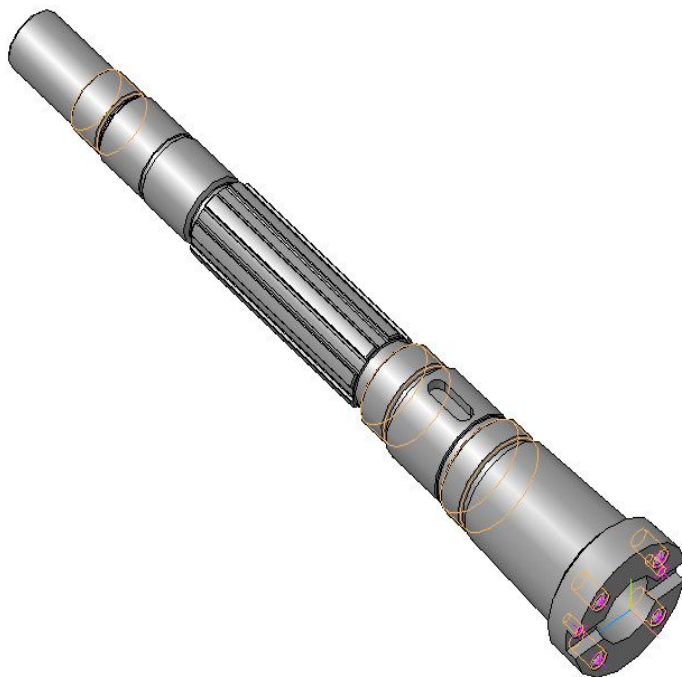
Частота шпинделя розраховується по формулі:

$$\omega_c = \gamma \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J_1}{m(1 + \lambda)^3 a^2}},$$

$$\text{де, } \gamma = 2.4, \lambda = \frac{l}{a} = \frac{320}{100} = 3.2,$$

$$m - \text{маса шпинделя, } m = \rho \cdot V = \frac{\pi(d^2 - d^{21})}{4} \cdot l \cdot \rho,$$

$$\rho = 7.85 \text{ г/см}^3, \text{ згідно розрахунків в програмі Компас 3-Д:}$$



Информация	
Файл Редактор	
МЦХ	
Шпиндель 6Р80	
Заданные параметры	
Материал тел	Сталь 40Х ГОСТ 4543-71
Плотность материала тел	Ro =0.007825 г/мм3
Расчетные параметры(тела и компоненты)	
Масса	M = 8259.489460 г
Площадь	S = 142953.875027 мм2
Объем	V = 1055525.809615 мм3
Центр масс	Xc = -200.824799 мм
	Yc = -0.070109 мм
	Zc = 0.000000 мм
Моменты инерции	
В абсолютной системе координат:	
Осевые моменты инерции	Jx = 4349033.123747 г*мм2
	Jy = 515470197.473053 г*мм2
	Jz = 515509089.261673 г*мм2
Центробежные моменты инерции	Jxy = 93023.700159 г*мм2
	Jxz = -115.500218 г*мм2
	Jyz = -0.000000 г*мм2
В центральной системе координат:	
Осевые моменты инерции	Jx = 4348992.525687 г*мм2
	Jy = 182360032.947350 г*мм2
	Jz = 182398884.137911 г*мм2
Центробежные моменты инерции	Jxy = -23267.427396 г*мм2
	Jxz = -115.500218 г*мм2
	Jyz = -0.000000 г*мм2
В главной центральной системе координат:	
	J1 = 182398884.144538 г*мм2
	J2 = 182360035.982032 г*мм2
	J3 = 4348989.484379 г*мм2

$$J_1 = 182.4 \cdot 10^6 \text{ мм}^4, m = 8.2 \text{ кг},$$

$$\omega_c = 2.4 \cdot \sqrt{\frac{2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0.182 \cdot 10^6}{8.20(1 + 3.2)^3 \cdot 0.1^2}} = 362896 \text{ с}^{-1}.$$

6. ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Справочник технолога машиностроителя. В 2-х т. Т.2/ Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 496 с.
2. Методические указания к курсовому проекту по курсу "Металлорежущие станки и промышленные роботы" (для студентов специальности 0501) / Сост.: Ю.А. Сапронов, В.Г. Кочергин, Н.В. Вяльцев, А.Е. Горша. –, 1987. – 48 с.

						Арк.
ЗМН	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для вузов. – Мин.: Выш. шк., 1991. – 382 с.

4. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. "Вибір електродвигуна та визначення вихідних даних для розрахунку приводу" (для студентів напрямку "Інженерна механіка"). / Автори: Оніщенко В.П., Ісадченко В.С., Недосекін В.Б., 2005. – 36 с.

5. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

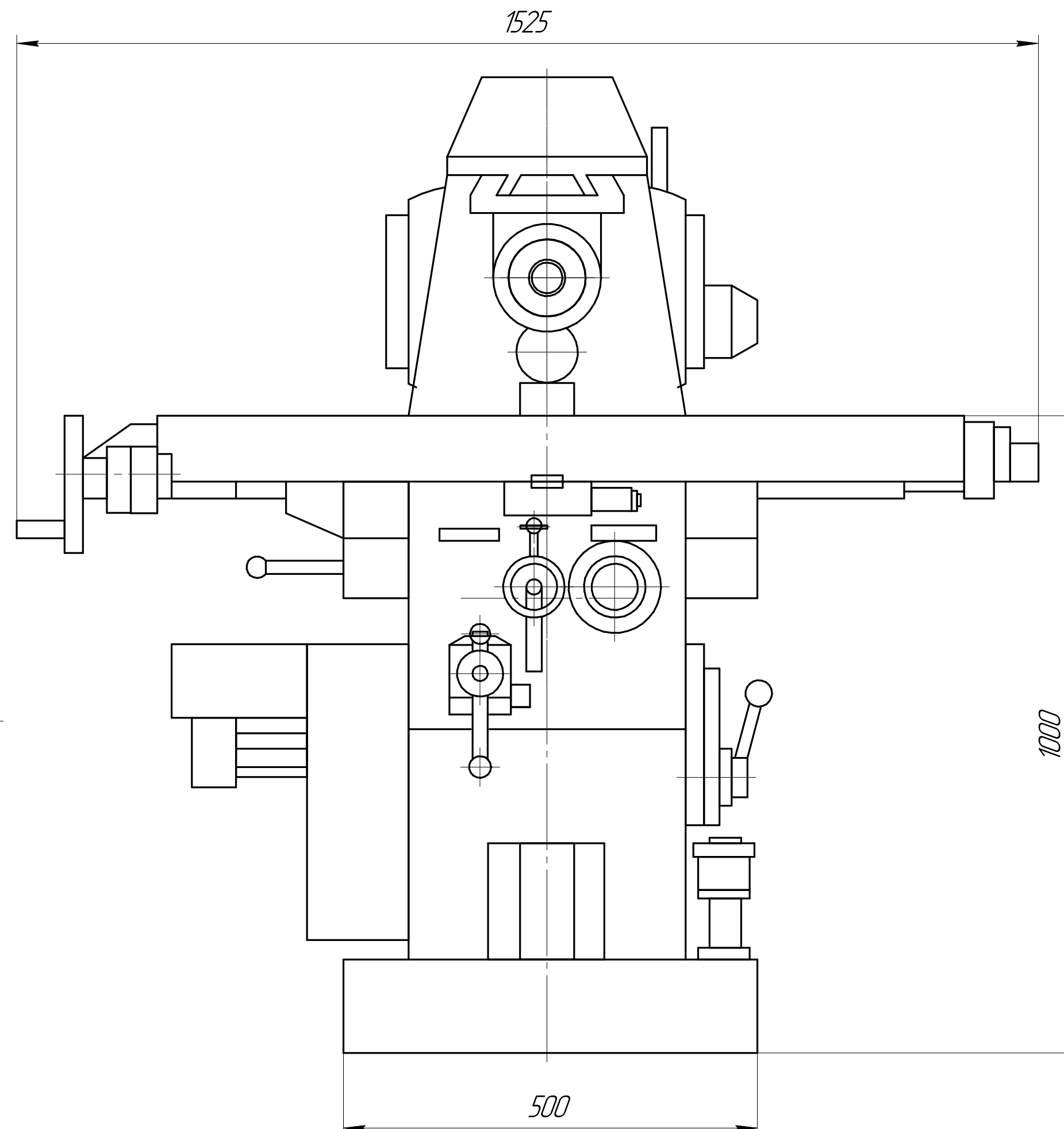
6. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов /С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.

7. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. Розділ 3. Проектування валів та їх опор на підшипниках кочення (для студентів напрямку "Інженерна механіка)/ Автори: О.В. Деркач, О.В. Лукічов, В.Б. Недосекін, Проскуряков С.В. – Донецьк: ДонНТУ, 2005. - 106 с.

8. Подшипники качения: Справочник/ Под. ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. - М.: Машиностроение, 1984 - 280с.

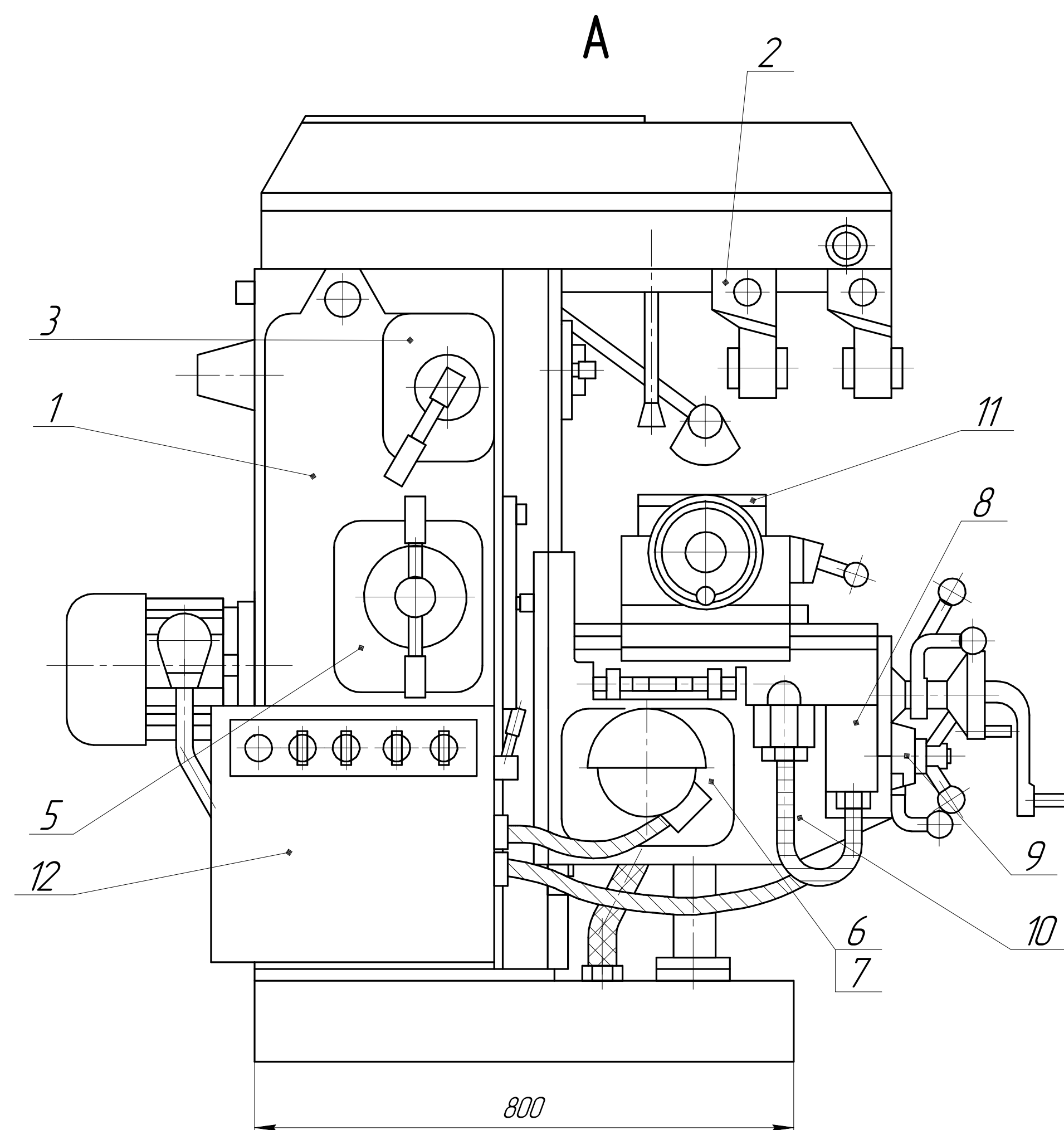
9. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. Конструювання муфт і корпусів (для студентів напрямку "Інженерна механіка") / Сост. : В.С. Ісадченко, П.М. Матеко, В.О. Голдоб.н., 2005. – 40 с.

						Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

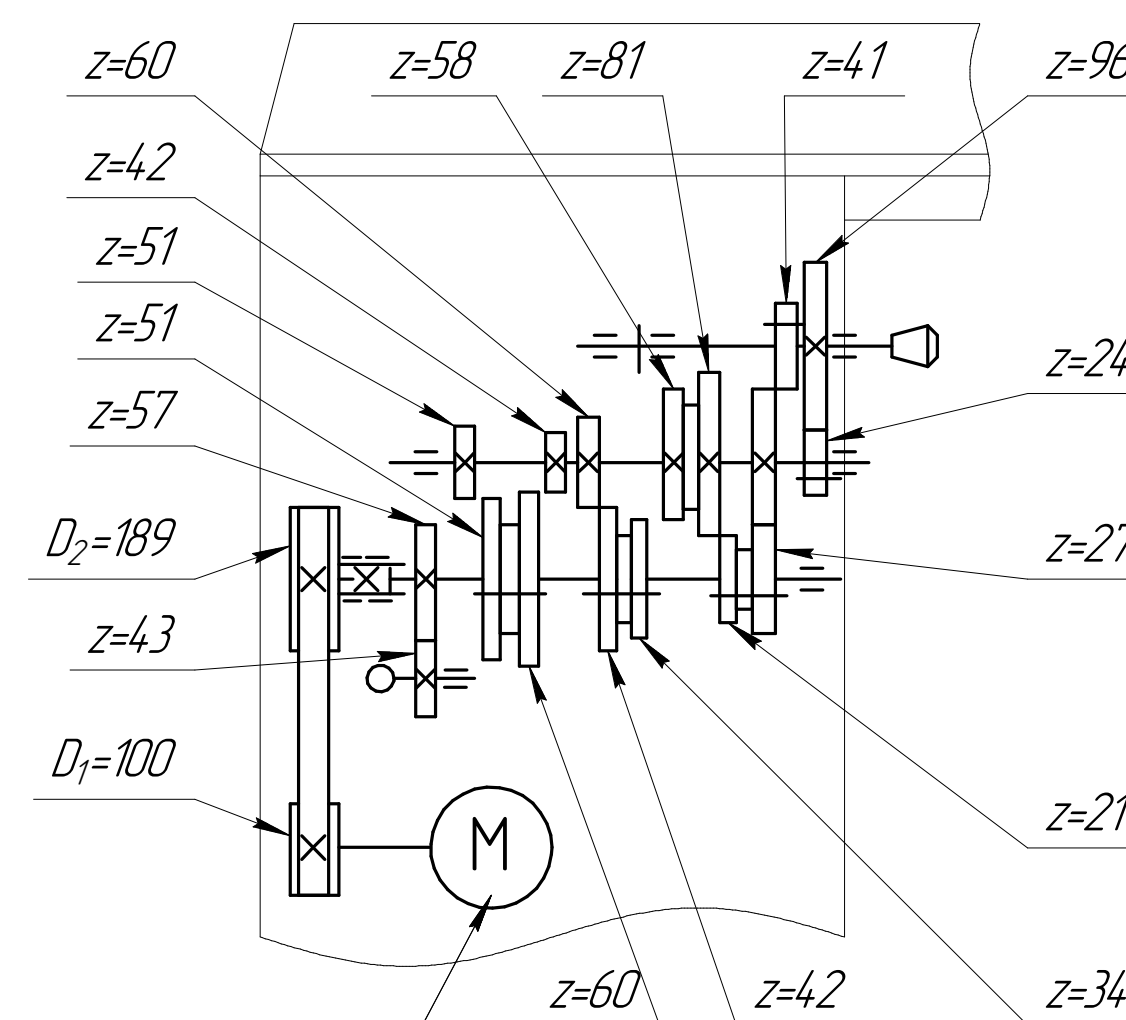


1. Станина
2. Сльга
3. Привід шпинделя
4. Коробка швидкостей
5. Перемикання коробки швидкостей
6. Коробка подач
7. Редуктор
8. Коробка реверсу
9. Перемикання подач
10. Консоль
11. Стіл
12. Електрообладнання
13. Побузн

1. Загальні параметри верстата	
1.1 Клас точності за ГОСТ 8-71 і ГОСТ 8-82	Н
1.2 Розміри робочої поверхні стола (довжина х ширина), мм	800х200
1.3 Найменша та найбільша відстань від осі шпинделя до столу	20...320
1.4 Відстань від осі шпинделя до ходата, мм	123
2 Робочий стіл	
2.1 Найбільше переміщення столу повздовжнє (ось Х), мм	500
2.2 Найбільше переміщення столу поперечне (ось Y), мм	160
2.3 Найбільше переміщення столу вертикальне (ось Z), мм	300
2.4 Найбільший кут повороту стола, град	±45
2.5 Вартість одного ділення шкали повороту стола, град	1
2.6 Переміщення стола на одне ділення лімба (повздовжнє, поперечне), мм	0,05
2.7 Переміщення стола на одне ділення лімба (вертикальне), мм	0,025
2.8 Переміщення стола на один поворот лімба (повздовжнє, поперечне), мм	6
2.9 Переміщення стола на один поворот лімба (вертикальне), мм	3
3 Шпиндель	
3.1 Частота обертання шпинделя, об/хв	50...2240
3.2 Кількість швидкостей шпинделя	12
3.3 Конус шпинделя	40 ГОСТ 836-72
4 Механіка верстата	
4.1 Швидкий хід стола повздовжній і поперечний, мм/хв	3150
4.2 Швидкий хід стола вертикальний, мм/хв	1050
4.3 Число ступенів робочих подач стола	12
4.4 Границі робочих подач (повздовжніх і поперечних), мм/хв	25...1120
4.5 Границі робочих подач (вертикальних), мм/хв	12,5...560
5 Привід	
5.1 Електродвигатель привода головного движенья, кВт	3
5.2 Електродвигун привода подач, кВт	0,8
6 Габарити і маса верстата	
6.1 Габарити верстата (довжина, ширина, висота), мм	1525х1845х1515
6.2 Маса верстата, кг	1260

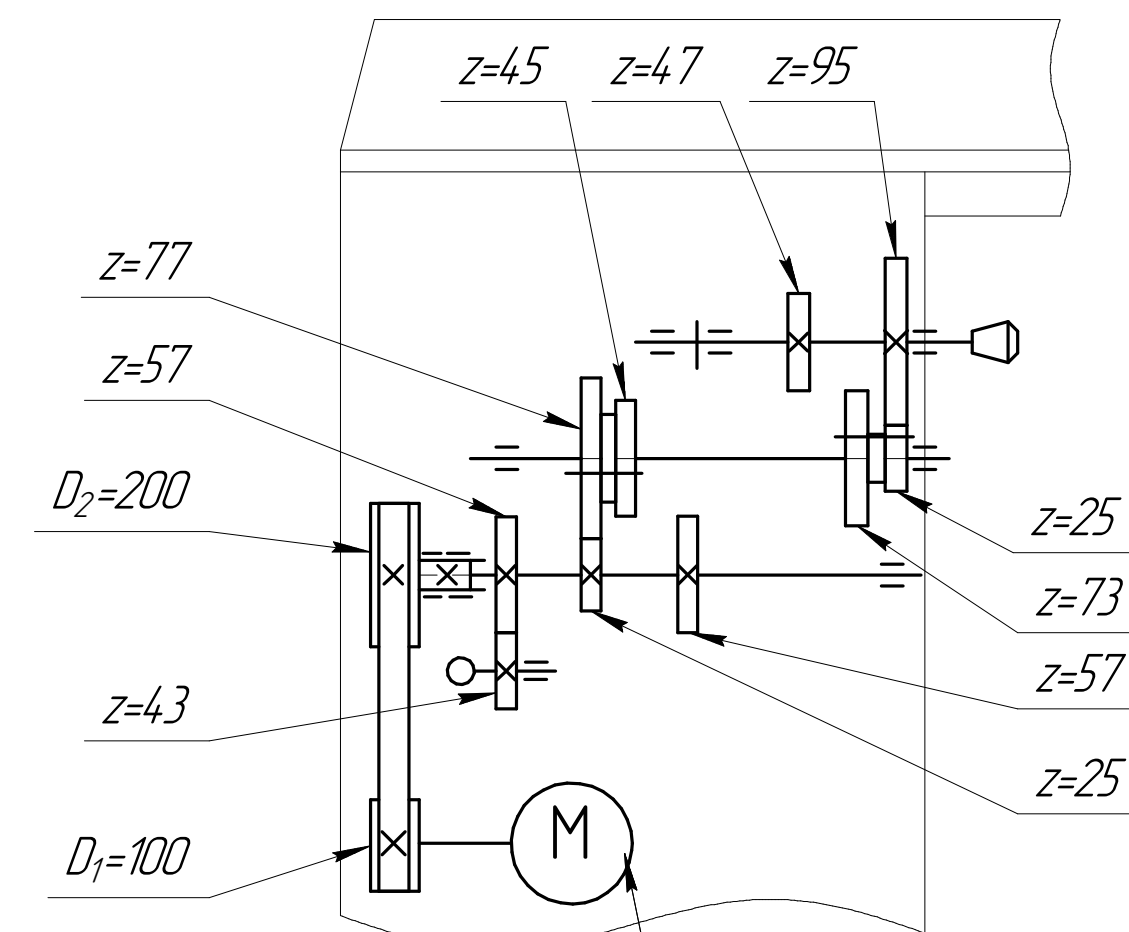


існуюча



Електродвигун 4А100S4У3
3 кВт, 1425 хв⁻¹

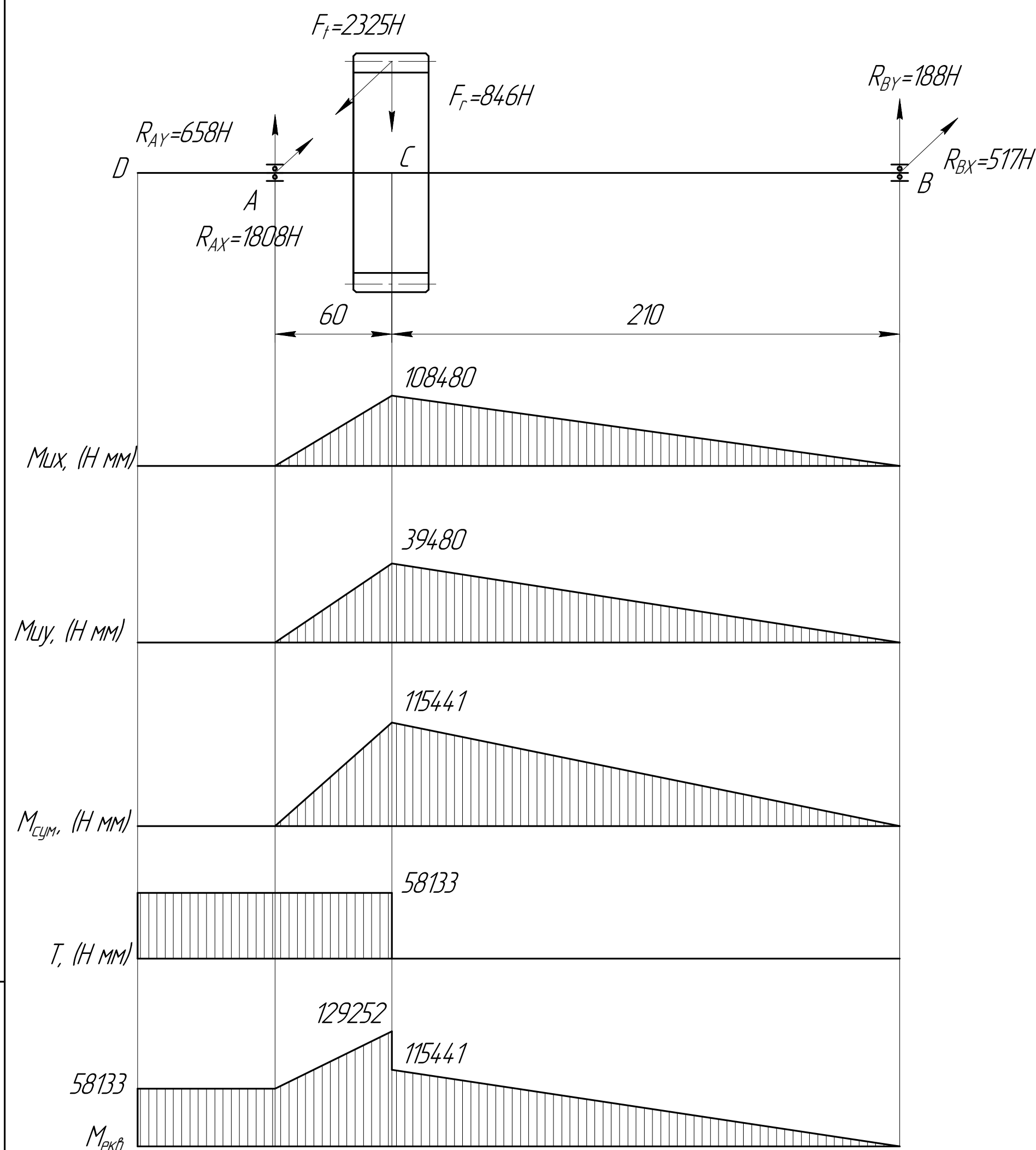
зпроектована



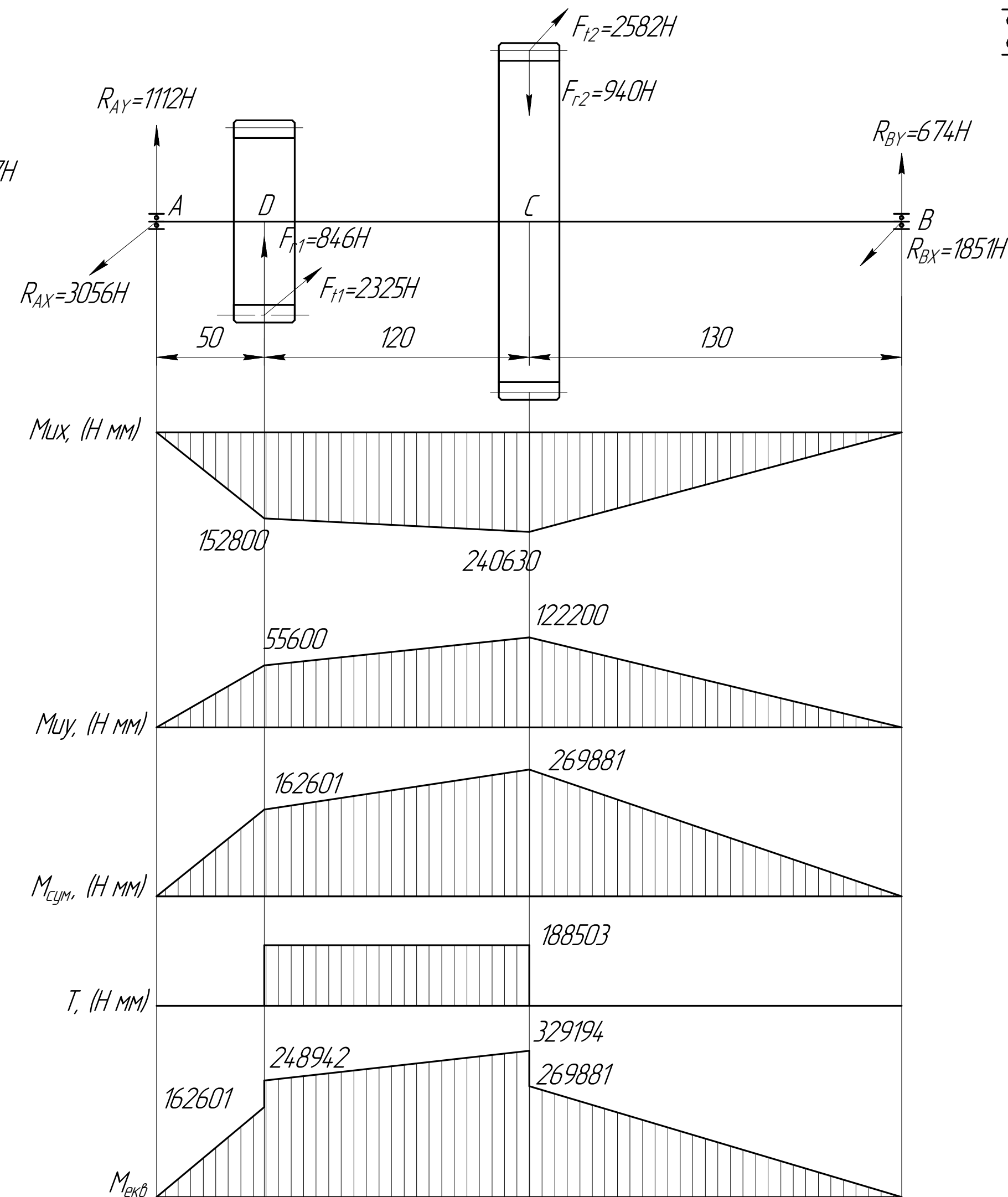
Електродвигун 2ПН160L4Х/14
4 кВт, 800-3000 хв⁻¹

[illegible]

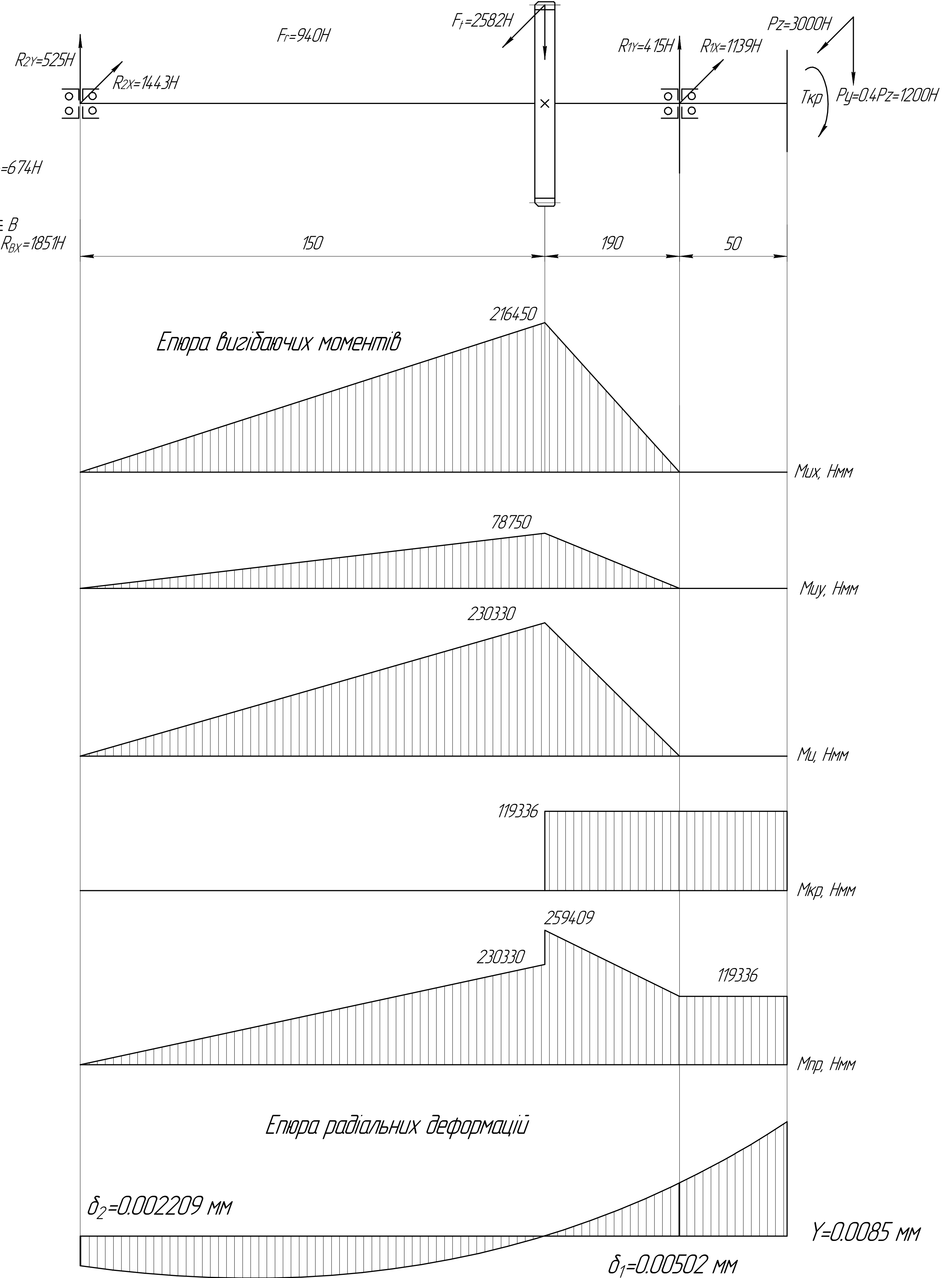
Розрахункова схема вала 1



Розрахункова схема вала 2

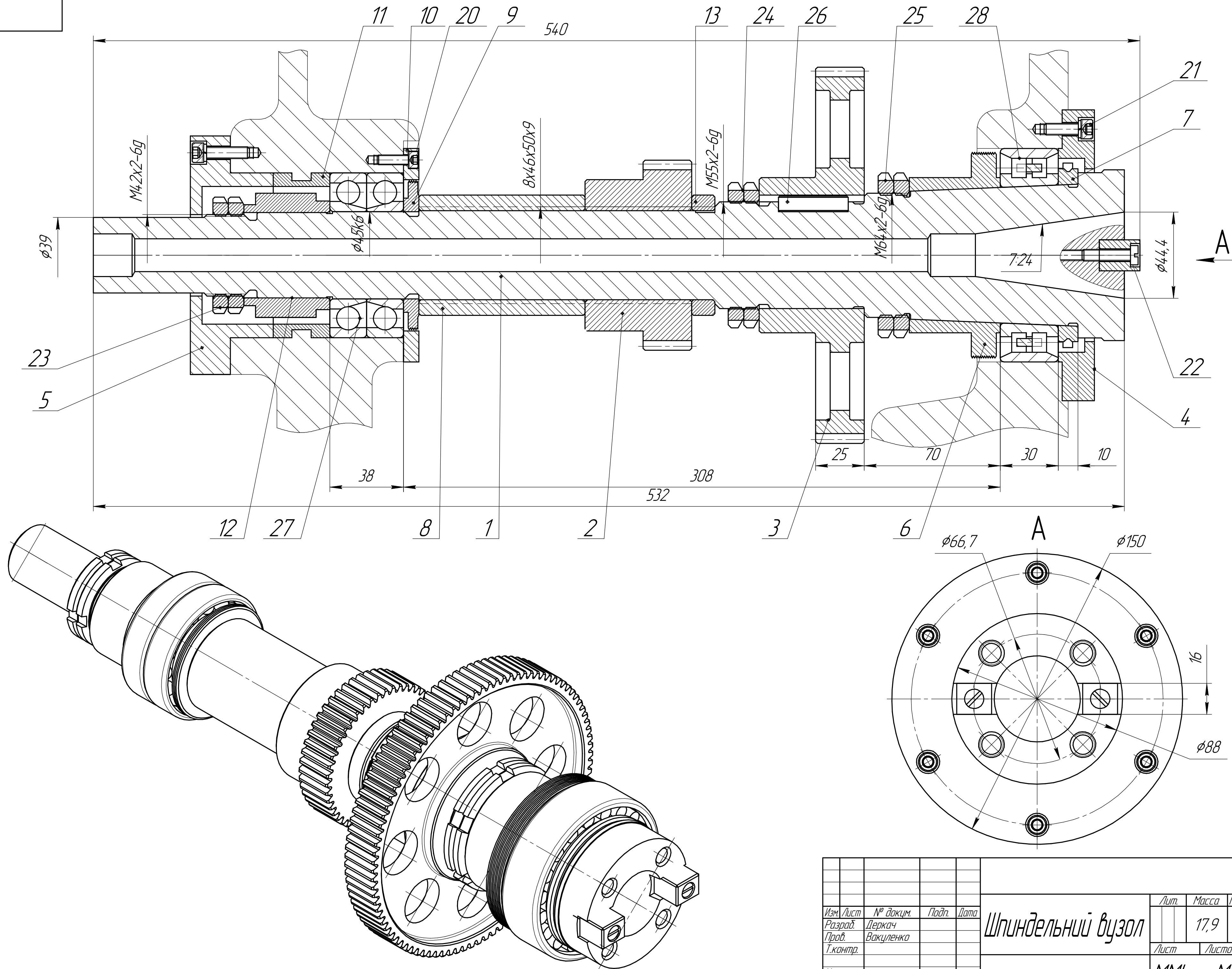


Розрахункова схема шпинделя

[illegible]

Спроб. №	Перв. примен.

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата



Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Шпиндельный вузол		
Разраб.	Держач	Вакуленко					
Пров.					ММІ, гр.МВ-71		
Т.контр.							
Н.контр.					Формат А2		
Утв.							
Копировал					Лист	Масса	Масштаб
					1	17,9	1:1
					Листов	1	

Параметры расчёта

Статический расчётУстойчивостьСобственные колебания

Точность нахождения собственных частот0.01

Количество собственных частот5

Метод решенияИтерации подпространств (Sparse)

Максимальное количество итераций20

Размер оперативной памяти для работы алгоритма, МБ150

Размер файла для хранения матрицы (размер сегмента), МБ1500

ОКОтменаПрименить

Инерционные характеристики модели

И

Масса модели: 8.104486, [кг]
Центр тяжести модели: (-201.750106, -0.041125, 0.002022) [мм]
Моменты инерции модели:
(4200.576064, 181882.911435, 181926.394581) [кг*мм*мм]

Суммарная реакция опор:
(0.000000, -1208.497432, -3021.243580) [Н]

Момент относительно центра масс:
(-0.115697, 609.536212, -243.814485) [Н*м]

Абсолютные значения:
реакции: 3253.978920 [Н]
момента: 656.490602 [Н*м]

ОК

Результаты разбиения

Конечных элементов: 55627
Узлов: 14176

Глубина пронотра

Установить плоскость разреза

Параметры расчёта

Статический расчётУстойчивостьСобственные колебания

Количество сечений для расчёта напряжений10

Разбиение сечения

Равномерная сетка

Приблизительное количество элементов3203По умолчанию

Неравномерная сетка

Приблизительное количество элементов600По умолчанию

☐Использовать центр сдвига при расчёте сечений

☐Проверять конструкцию на связность перед расчётом

Ускорение свободного падения м/с²9.81

Температура относительного нуля °K293.15

Метод решения системы уравненийSparse

Размер оперативной памяти для работы алгоритма, МБ2048

Размер файла для хранения матрицы (размер сегмента), МБ1500

Точность решения СЛАУ1e-016

Максимальное количество итераций для решения СЛАУ10000

ОКОтменаПрименить

Параметры расчёта усталостной прочности

Статический расчёт соответствует

Минимум (3)

Коеф. для макс. точки(1)-1

Максимум (1)

Коеф. для мин. точки(3)-1

Произв. точка (2)

ОКОтмена

Коеффициент

Коеф. чувствительности материала к местным напряжениям0.5000

Теор. коеф. концентрации напряжений1.0000

Коеф. масштабного фактора1.0000

Шероховатость поверхности Rz5.0000

Коеф. поверхностной обработки1.0000

Параметры отображения

Глубина пронотра

Установить плоскость разреза

Фильтры вида

Min/Max

Выноски

Диапазон результатов

Min0

Max10.426

☐Перерасчёт цвета

☐Построение изолиний

СVM[МПа]

АПИМ

10.43

9.774

9.123

8.471

7.819

7.168

6.516

5.865

5.213

4.561

3.91

3.258

2.606

1.955

1.303

0.6516

6.75e-014

X

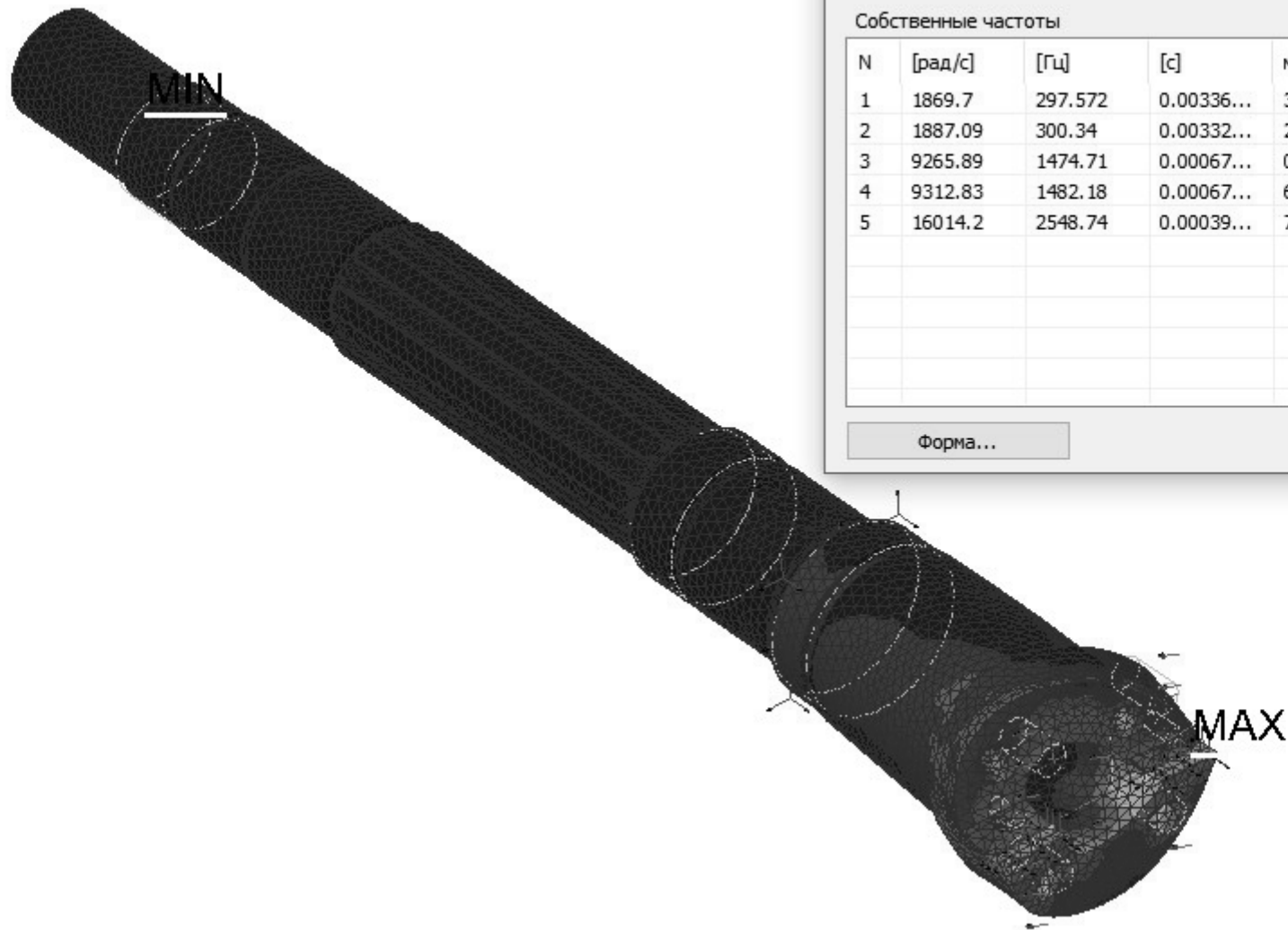
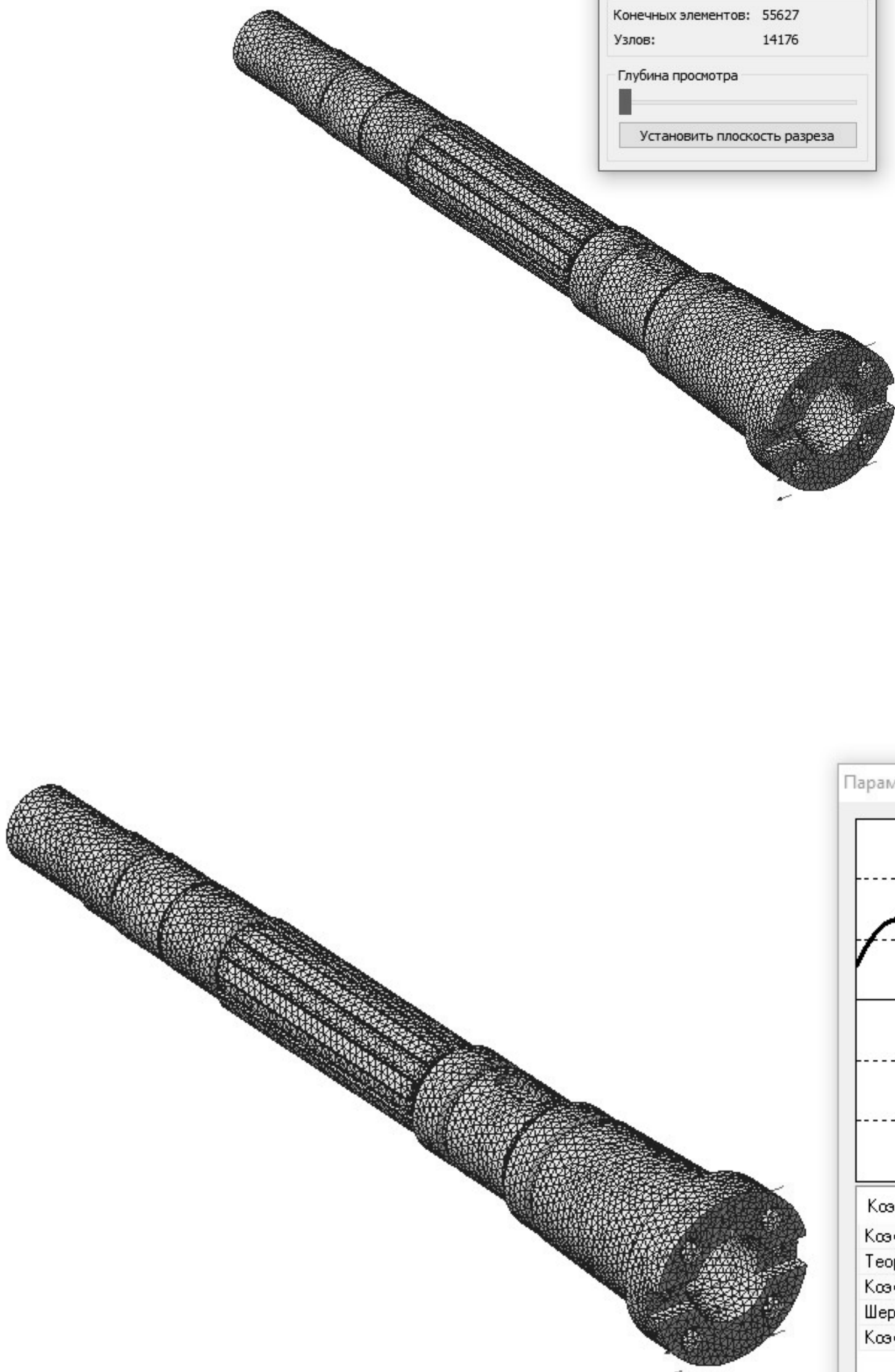
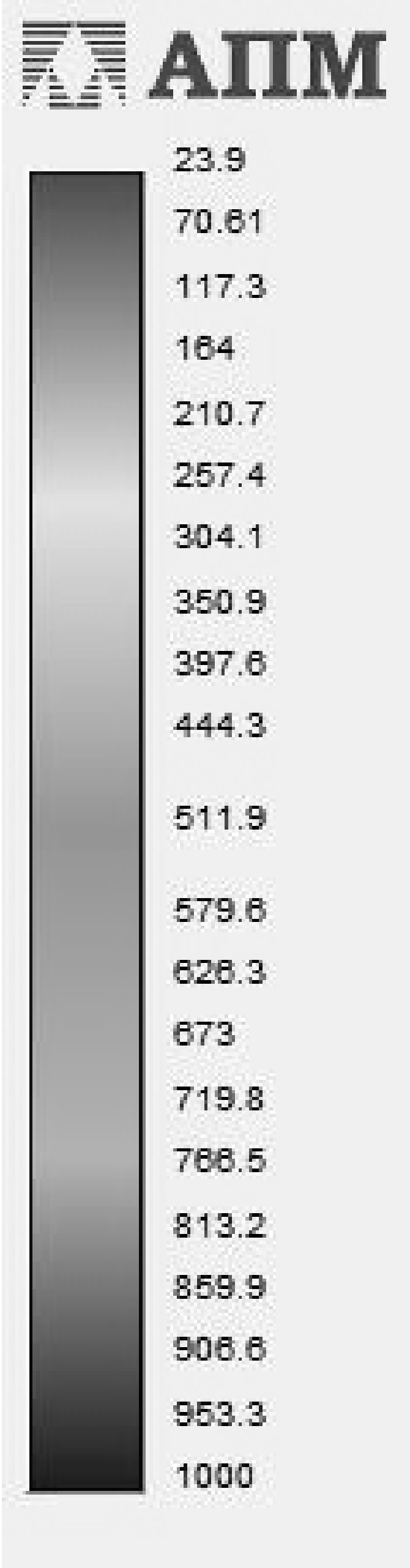
Y

Z

Частоты собственных колебаний

Собственные частоты		Модальные массы (н.н.) и суммы модальных масс (с.н.н.) по направлениям ГСК							
N	[рад/с]	[Гц]	[с]	м.м. X [%]	с.н.н. X [%]	м.м. Y [%]	с.н.н. Y [%]	м.м. Z [%]	с.н.н. Z [%]
1	1869.7	297.572	0.00336...	3.29e-005	3.29e-005	30.3	30.3	0.0461	0.0461
2	1887.09	300.34	0.00332...	2.35e-006	3.53e-005	0.0461	30.3	30.1	30.1
3	9265.89	1474.71	0.00067...	0.000677	0.000713	11.6	41.9	0.035	30.2
4	9312.83	1482.18	0.00067...	6.26e-005	0.000775	0.0352	42	11.7	41.9
5	16014.2	2548.74	0.00039...	7.07e-008	0.000775	1.65e-006	42	0.000581	41.9

Форма...Закрыть



Имя, № докум.

Лист и дата

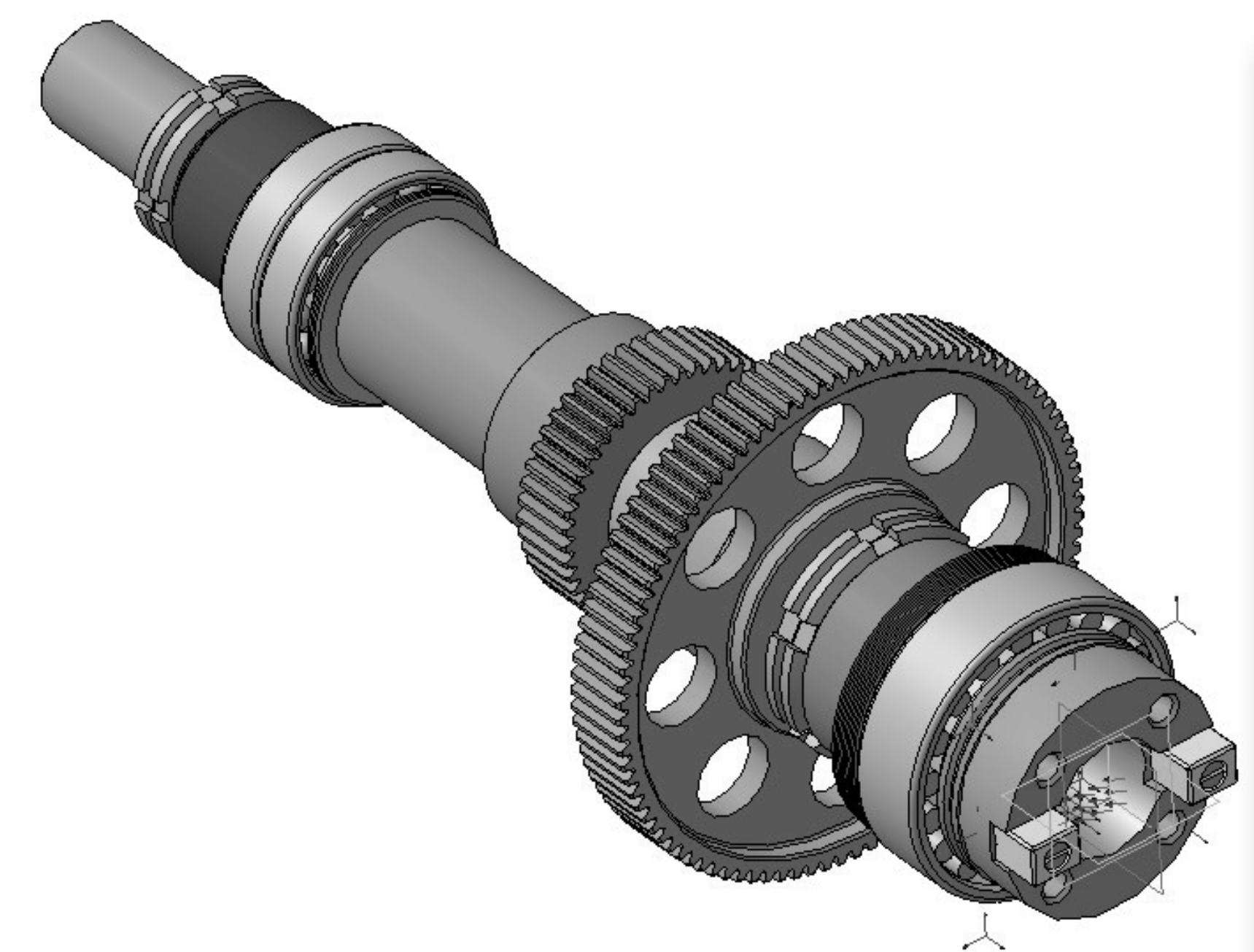
Взам. инв. №

Инв. № докум.

Лист и дата

Стор. №

Лист. номер



Параметры расчёта

Статический расчёт Устойчивость Собственные колебания

Количество сечений для расчета напряжений 10

Разбиение сечения

- Равномерная сетка
- Приблизительное количество элементов 3203 По умолчанию
- Неравномерная сетка
- Приблизительное количество элементов 600 По умолчанию

☐ Использовать центр сдвига при расчете сечений

☐ Проверять конструкцию на связанность перед расчётом

Ускорение свободного падения м/с^2 9.81

Температура относительно нуля °K 293.15

Метод решения системы уравнений Sparse

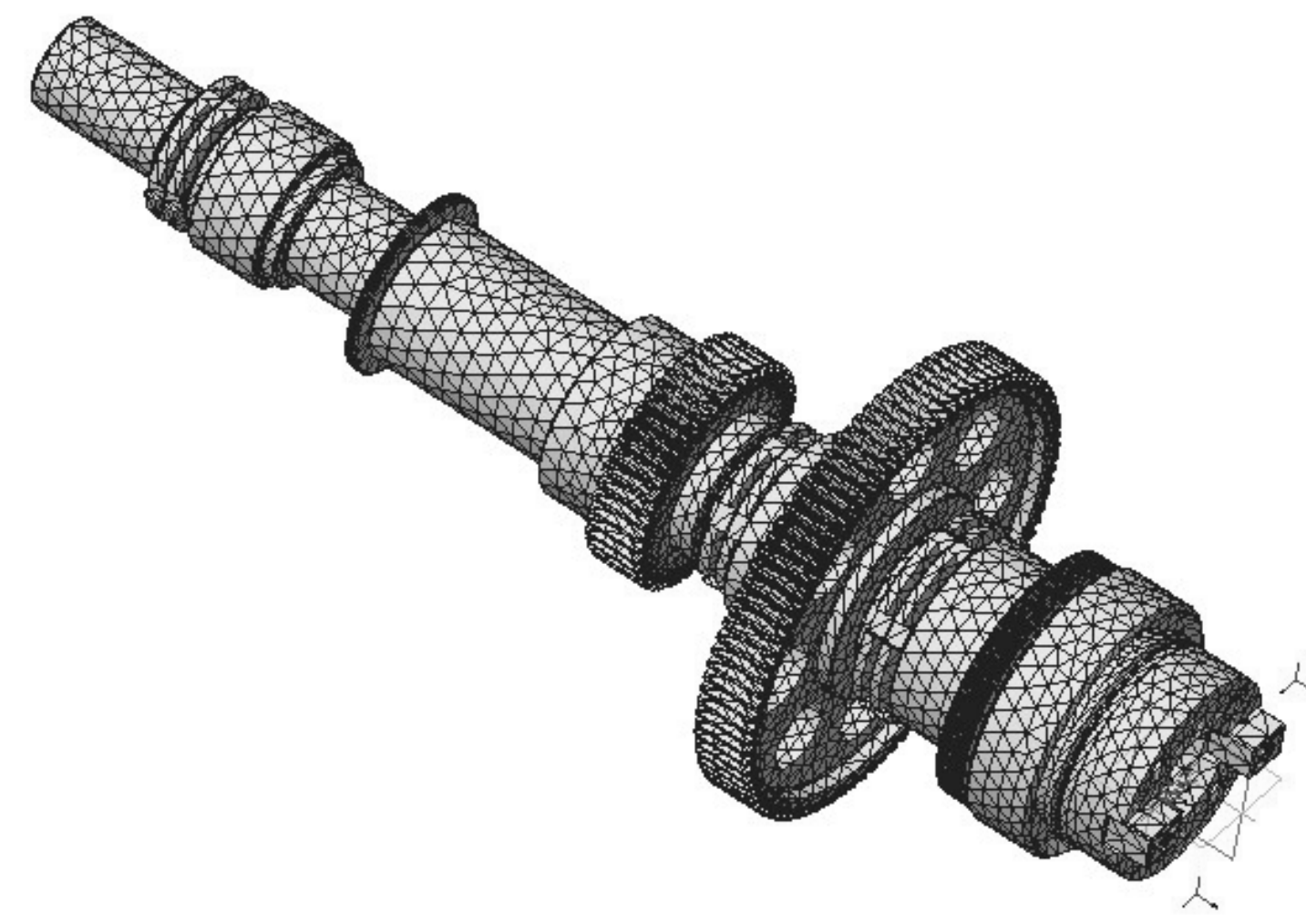
Размер оперативной памяти для работы алгоритма, МБ 2048

Размер файла для хранения матрицы (размер сегмента), МБ 1500

Точность решения СЛАУ 1e-016

Максимальное количество итераций для решения СЛАУ 10000

OK Отмена Применить



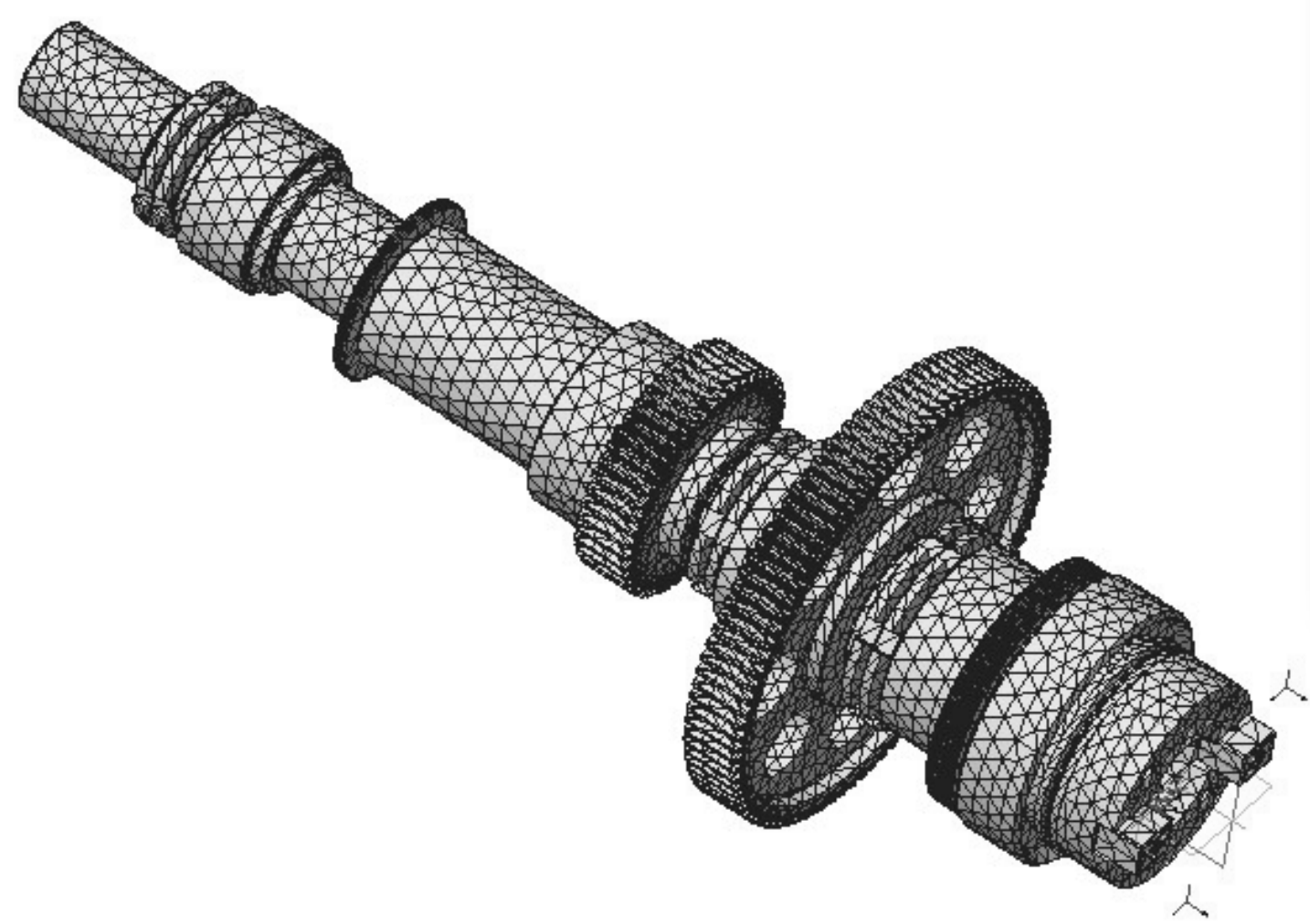
Параметры расчёта усталостной прочности

Статический расчёт соответствует

- Минимум (3)
- Козф. для макс. точки(1) -1
- Максимум (1)
- Козф. для мин. точки(3) -1
- Произв. точка (2)

OK Отмена

Коз.фициент	Сталь
Коз.ф. чувствительности материала к местным напряжениям	0.5000
Теор. коэф. концентрации напряжений	1.0000
Коз.ф. масштабного фактора	1.0000
Шероховатость поверхности Rz	5.0000
Коз.ф. поверхностной обработки	1.0000



Расчет

Типы расчета

- Статический расчёт
- Нелинейный расчёт
- Устойчивость
- Деформационный расчёт
- Собственные частоты
- Собственные частоты с предварительным нагружением
- Вынужденные колебания
- Тепловой расчёт
- Нестационарный тепловой расчёт

OK Отмена Справка

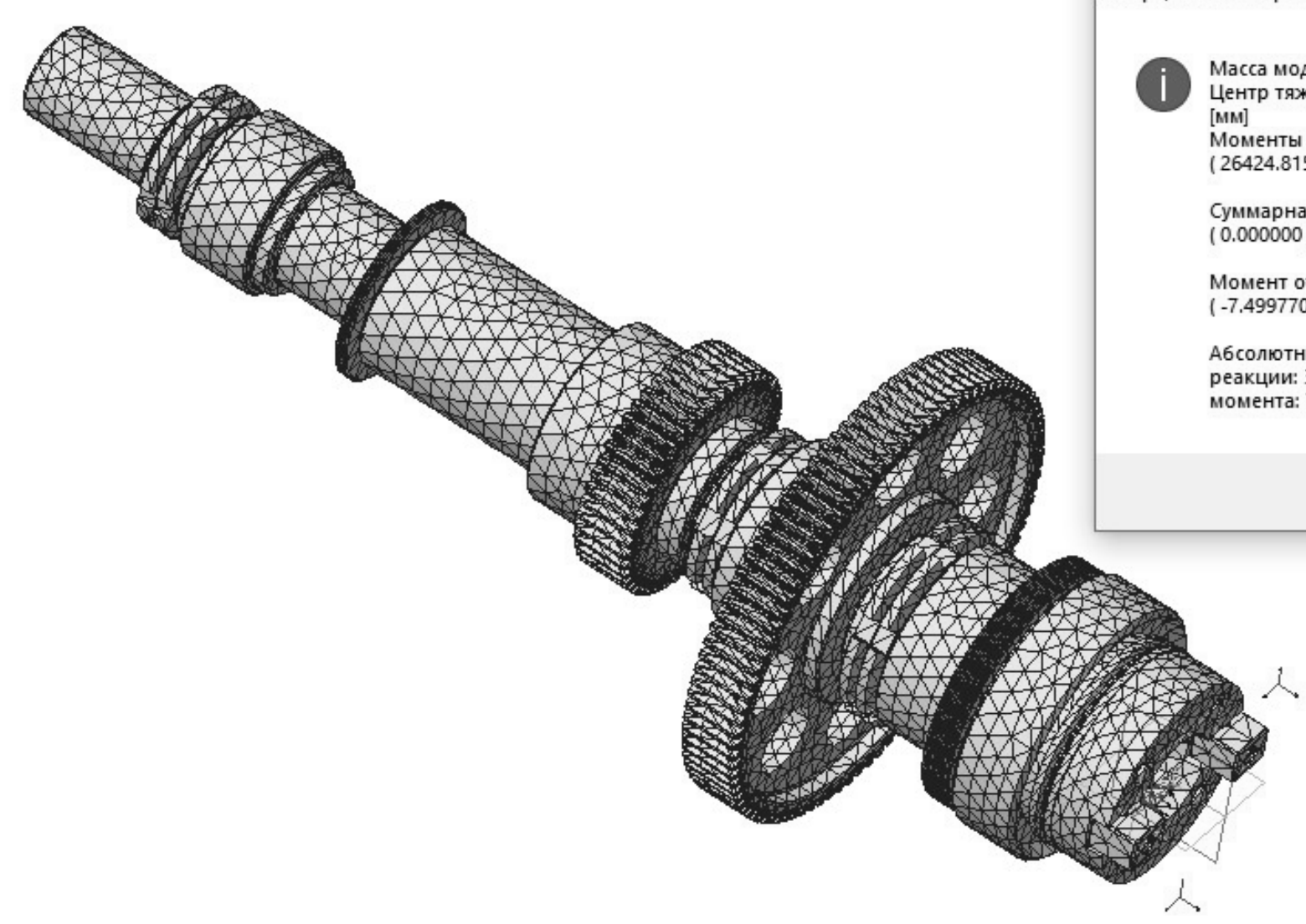
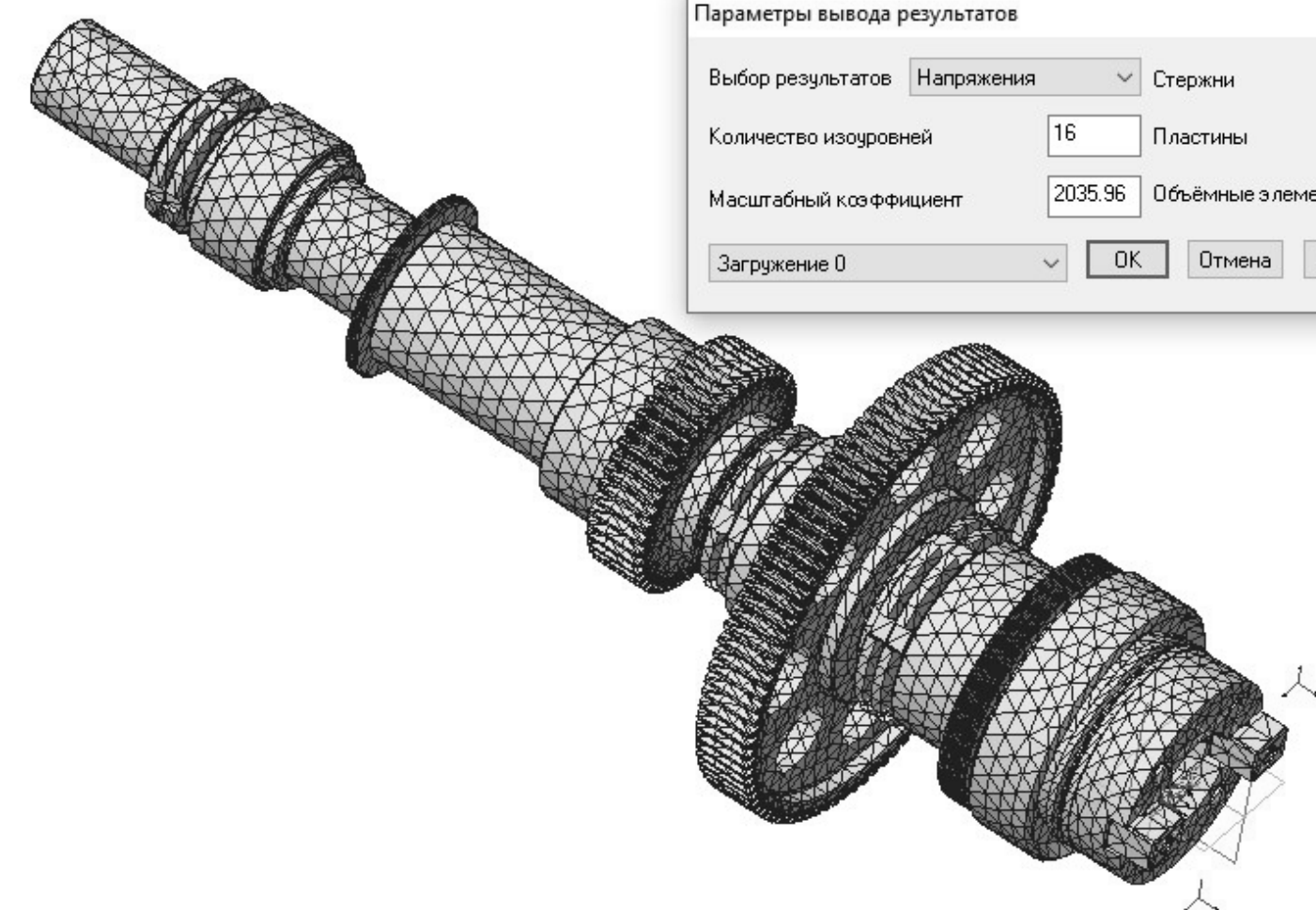
Параметры вывода результатов

Выбор результатов Напряжения Стержни SVM

Количество изображений 16 Пластины SVM

Масштабный коэффициент 2035.96 Объёмные элементы SVM

Загружение 0 OK Отмена Справка Дополнительно >>>



Инерционные характеристики модели

Масса модели: 18.145636 [кг]

Центр тяжести модели: (-185.165167, -0.009499, 0.005530) [мм]

Моменты инерции модели: (26424.815203, 320477.044360, 320414.034523) [кг*мм^2]

Суммарная реакция опор: (0.000000, -1461.724068, -3654.310170) [Н]

Момент относительно центра масс: (-7.499770, 700.419475, -274.322627) [Н*мм]

Абсолютные значения: реакции: 3935.812504 [Н] момента: 752.260986 [Н*мм]

OK

SVM[МПа]

АПМ

Параметры отображения

Глубина просмотра

Установить плоскость разреза

Фильтры вида

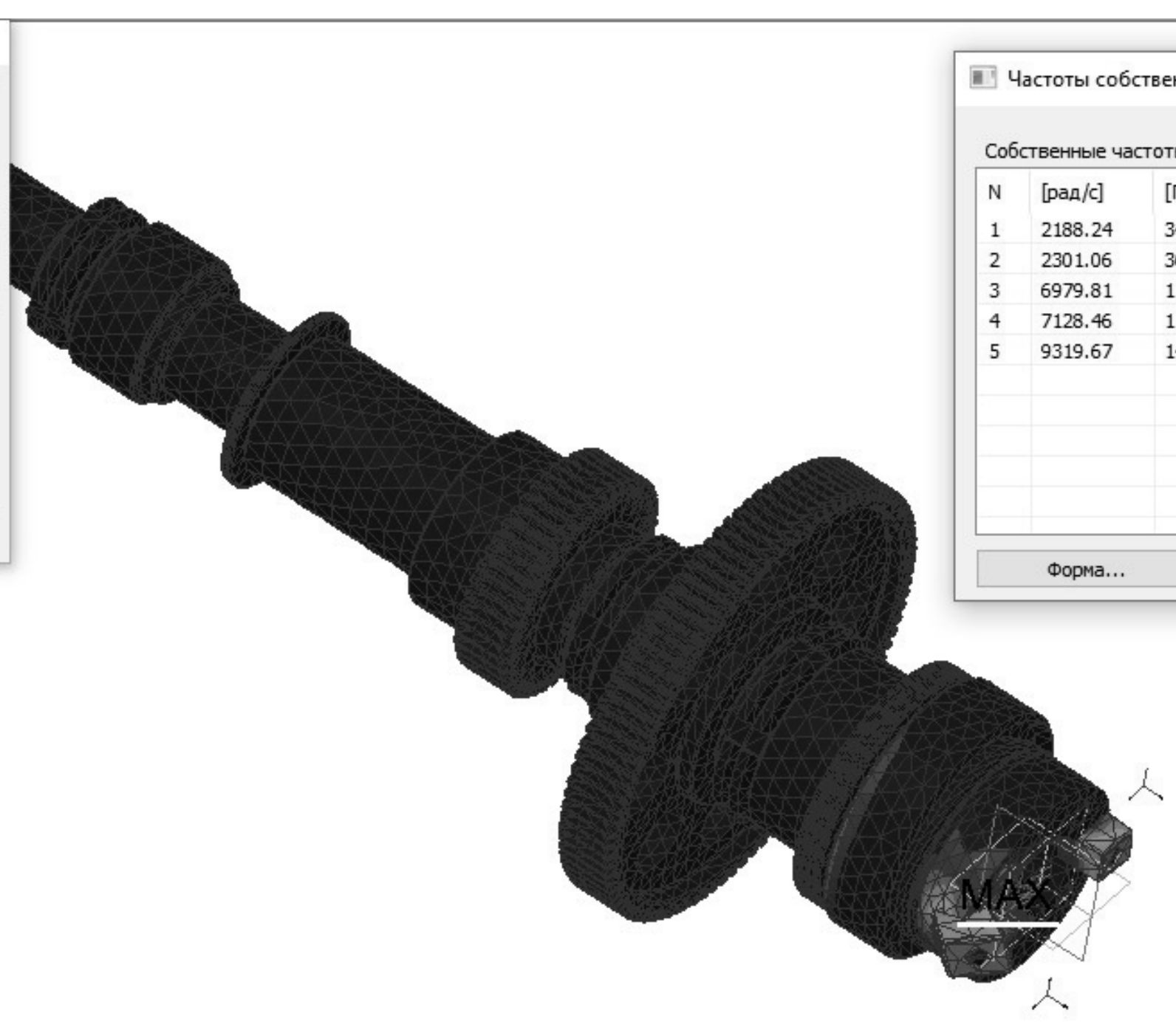
- Min/Max
- Выноски

Диапазон результатов

- Min 0.0000107
- Max 39.905

☐ Перерасчёт цвета

☐ Построение изолиний



Частоты собственных колебаний

Собственные частоты			Модальные массы (м.м.) и суммы модальных масс (с.м.м.) по напра						
N	[рад/с]	[Гц]	[с]	м.м. X [%]	с.м.м. X [%]	м.м. Y [%]	с.м.м. Y [%]	м.м. Z [%]	с.м.м. Z [%]
1	2188.24	348.268	0.00287...	4.8e-007	4.8e-007	35.3	35.3	0.667	0.667
2	2301.06	366.225	0.00273...	0.00226	0.00226	0.713	36	35.5	36.1
3	6979.81	1110.87	0.00090...	0.000593	0.00285	20.8	56.8	0.558	36.7
4	7128.46	1134.53	0.00088...	0.0294	0.0323	0.576	57.4	21.2	57.9
5	9319.67	1483.27	0.00067...	0.000874	0.0332	0.0216	57.4	0.00911	57.9

Форма... Заккрыть

Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	Прочностный расчёт шпиндельного узла	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.		Держач						1:1
Проб.						Лист	Листов	1
Т.контр.								
Н.контр.								
Утв.								

Копировал

Формат A1