|  |  |
| --- | --- |
| Gerb-BMSTU_01 | **Министерство науки и высшего образования Российской Федерации**  **Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение**  **высшего образования**  **«Московский государственный технический университет**  **имени Н.Э. Баумана**  **(национальный исследовательский университет)»**  **(МГТУ им. Н.Э. Баумана)** |

Факультет: «РЛ»

Кафедра: «РЛ5»

**Расчетно-проектное задание**

Исполнительный привод

Выполнил: Ионин Д.A.

Группа: СМ11-61Б

Вариант 1.1

Руководитель: Иванов С.Е.

Москва, 2024 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

[ОГЛАВЛЕНИЕ 2](#_Toc164809586)

[Условие курсового проекта 5](#_Toc164809587)

[1. Выбор прототипа 6](#_Toc164809588)

[1.1 Анализ технического задания 6](#_Toc164809589)

[1.2 Анализ прототипов 7](#_Toc164809590)

[1.2.1 Анализ первого прототипа 7](#_Toc164809591)

[1.2.2. Анализ второго прототипа 8](#_Toc164809592)

[1.2.3. Анализ третьего прототипа 9](#_Toc164809593)

[2. Выбор двигателя 10](#_Toc164809594)

[3. Кинематический расчет 13](#_Toc164809595)

[3.1 Расчет передаточного отношения привода 13](#_Toc164809596)

[3.2 Определение чисел зубьев зубчатых колес 14](#_Toc164809597)

[4. Силовой расчет 16](#_Toc164809598)

[4.1 Расчет общего момента нагрузки: 17](#_Toc164809599)

[5. Расчет зубчатых колес на прочность 18](#_Toc164809600)

[5.1 Выбор материала 18](#_Toc164809601)

[5.2 Расчёт допустимых напряжений 19](#_Toc164809602)

[5.3. Расчет передач на изгибную прочность 21](#_Toc164809603)

[6. Геометрический расчет 23](#_Toc164809604)

[6.1 Расчет делительного диаметра 24](#_Toc164809605)

[7. Проектный расчет вала 28](#_Toc164809606)

[8. Выбор подшипников 29](#_Toc164809607)

[9. Расчет предохранительной муфты 30](#_Toc164809608)

[9.1 Расчет диаметра колеса муфты 30](#_Toc164809609)

[9.2 Расчет фрикционного материала муфты 31](#_Toc164809610)

[9.3 Расчет пружины 31](#_Toc164809611)

[10. Расчет вида сопряжения 34](#_Toc164809612)

[11. Расчет кинематической погрешности 36](#_Toc164809613)

[12. Расчет погрешности мертвого хода 39](#_Toc164809614)

[13. Погрешность упругого скручивания валов 41](#_Toc164809615)

[14. суммарная кинематическая погрешность по вероятностному методу 43](#_Toc164809616)

[15. Суммарная погрешность мертвого хода по вероятностному методу 44](#_Toc164809617)

[16. Общая погрешность. Анализ результатов 45](#_Toc164809618)

[17. Проверочный силовой расчет 46](#_Toc164809619)

[Проверочный расчет на изгибную прочность: 49](#_Toc164809620)

[18. Расчет на быстродействие 51](#_Toc164809621)

[19. Проверочный расчет на контактную прочность 52](#_Toc164809622)

[Вывод: контактные напряжения меньше допустимых. Условие прочности выполнено. 53](#_Toc164809623)

[20. Проверочный расчет на прочность при кратковременных нагрузках 54](#_Toc164809624)

[21. Проверочный РАСЧЕТ ВАЛА V на прочность 58](#_Toc164809625)

[21.1 Нахождение сил нагружения 58](#_Toc164809626)

[21.2 Составим эпюры 59](#_Toc164809627)

[21.3 Расчеты 61](#_Toc164809628)

[22. Расчет вала V на изгибную жесткость 62](#_Toc164809629)

[23. Расчет опоры качения вала V 65](#_Toc164809630)

[23.1 Эквивалентная динамическая нагрузка 65](#_Toc164809631)

[23.1 Расчет цапфы на изгибную прочность 66](#_Toc164809632)

[23.2 Проверка подшипника по ресурсу 67](#_Toc164809633)

[23.3 Расчет момента трения и КПД 68](#_Toc164809634)

[24. проверочный расчет вала IV на прочность 69](#_Toc164809635)

[24.1 Нахождение сил нагружения 69](#_Toc164809636)

[24.2 Расчеты 72](#_Toc164809637)

[25. Расчет вала IV на изГибную жесткость 73](#_Toc164809638)

[26. Расчет опоры качения вала IV 76](#_Toc164809639)

[26.1 Эквивалентная динамическая нагрузка 76](#_Toc164809640)

[26.2 Расчет цапфы на изгибную прочность 77](#_Toc164809641)

[26.2 Проверка подшипника по ресурсу 78](#_Toc164809642)

[26.3 Расчет момента трения и КПД 79](#_Toc164809643)

[27. проверочный расчет вала III на прочность 80](#_Toc164809644)

[27.1 Нахождение сил нагружения 80](#_Toc164809645)

[27.2 Расчеты 81](#_Toc164809646)

[28. Расчет вала IV на изГибную жесткость 83](#_Toc164809647)

[29. Расчет опоры качения вала IV 86](#_Toc164809648)

[29.1 Эквивалентная динамическая нагрузка 86](#_Toc164809649)

[29.2 Расчет цапфы на изгибную прочность 87](#_Toc164809650)

[29.3 Проверка подшипника по ресурсу 88](#_Toc164809651)

[29.4 Расчет момента трения и КПД 89](#_Toc164809652)

[Список литературы 90](#_Toc164809653)

Условие курсового проекта

ЗАДАНИЕ № I

Тема проекта: исполнительный привод

Техническое задание: разработать конструкцию исполнительного привода по предложенной схеме в соответствии с данным вариантом.

Основные исходные данные:

|  |  |
| --- | --- |
| № варианта | I |
| Параметры |
| Момент на выходном валу ***М*с**, **Нмм** | 300 |
| Скорость вращения выходного вала ***ω***,**об/мин** | 1.5 |
| Момент инерции нагрузки  ***J***н, ***кг·м***2 | 0.1 |
| Ускорение вращения выходного вала ε, с-2 | 5 |
| Погрешность редукторa на выходном валу ∆***φ*,** ***угл. мин***. | 25 |
| Критерий проектирования | Min погрешности |
| Тип предохранительной муфты | Фрикционная |
| Тип корпуса | Открытый |
| Тип двигателя. | ДПР |
| Характер производства | Единичный |
| Срок службы (не менее) | 300 ч |
| Вывод выходного элемента | По указанию преподавателя (со стороны двигателя или противоположной), |
| Вид крепления к основному изделию | По указанию преподавателя (со шпонкой и резьбой, под штифт или др.). |
| Условия эксплуатации | УХЛ 4.1 |
| Степень защиты | Выбирается самостоятельно |
| Безлюфтовое колесо | Наличие обосновывается расчетом |

1. Выбор прототипа

1.1 Анализ технического задания

Согласно техническому заданию, условие эксплуатации прибора – УХЛ4.1. Это значит, что по ГОСТ 15150-69, изделие предназначено для эксплуатации в макроклиматических районах с умеренным и холодным климатом, в помещениях с кондиционированным или частично кондиционированным воздухом. Для изделий исполнения УХЛ4.1 рабочий диапазон температуры +10...+25 °С, средняя рабочая температура – 20 °С, предельные значения температуры – +1…+40 °С, предельная относительная влажность – 80% при 25 °С. Срок службы ЭМП назначим 300 часов

По указанию руководителя, выбрал двигатель ДПР.

1.2 Анализ прототипов

1.2.1 Анализ первого прототипа

Данный прототип предназначен для дорогого двигателя, имеющего сложное крепление к корпусу. В качестве опор использован подшипники скольжения. Выходной вал имеет шпоночное соединение,



Рисунок 1.2.1 Прототип рядового исполнения с плохим двигателем

1.2.2. Анализ второго прототипа

Второй прототип имеет много недостатков, но в нем хорошие опоры и интересная компоновка промежуточных валов. Однако установка валов не учитывает принцип минимизации погрешности, накладывая дополнительные связи на конструкцию. Модуль передачи выходного вала маленький. В конструкции толстые крышки корпуса. На выходном валу сложное крепление в 2 подшипника в одну пластину. Все подшипники в конструкции разные.



Рисунок 1.2.2 второй прототип с хорошим промежуточным валом

1.2.3. Анализ третьего прототипа

Данная модель построена на одной плате, что негативно влияет на точность и сложность конструкции. В данном прототипе выбран хороший двигатель, интересная конструкция зубчатых колес.



Рисунок 1.2.3 Третий прототип одноплитного исполнения

1. Выбор двигателя

Цель расчета: выбор двигателя для ЭМП

2.1 Выбор двигателя по мощности

Расчетная мощность нагрузки:

Поскольку выбран цилиндрический зубчатый редуктор открытого

типа, выберем

Согласно ТЗ, условия эксплуатации УХЛ 4.1 не являются суровыми, поэтому, должен соответствовать рекомендованному диапазону ,

Для частых пусков выберем

Расчетная мощность нагрузки:

Учитывая разброс температур, характер работы, мощность, срок службы выберем ДПР-52-Ф1-04 [1]

Табл. 2. Паспортные данные двигателя **ДПР-52-Ф1-04**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Номинальная мощность | Pном | 2.6 Вт |
| Номинальные момент | Mном | 9.8 Нּмм |
| Пусковой момент | Mпуск | 54 Нּмм |
| Частота вращения выходного вала | nдв | 2500 об/мин |
| Момент инерции ротора | Jр | 1.7 ⋅ 10−6кгּм2 |
| Напряжение питания | U | 27 В |
| Срок службы (не менее) | Т | 4000 ч |
| Масса |  | 0.26 кг |

Вывод: выбранный двигатель ДПР-52-Ф1-04 подходит по мощности.

2.2 Предварительная проверка выбора двигателя по моментам

По указанию руководителя, работу привода нужно рассматривать, как на работе при частых пусках.

Для этого режима двигатель должен удовлетворять условию:

где — номинальный момент на валу двигателя;

— статический приведённый момент;

— динамический приведённый момент.

Общее передаточное отношение:

(1.7)

где — угловое ускорение вращения на выходном звене;

— общее передаточное отношение;

— коэффициент, учитывающий инерционность собственного зубчатого механизма, примем рекомендованное значение 0.75;

— момент инерции ротора двигателя (из паспортных данных);

— момент инерции нагрузки.

Вывод: выбранный двигатель ДПР-52-Ф1-04 подходит по моментам.

1. Кинематический расчет

Цель расчета: разработка кинематической схемы привода, разбиение передаточного отношения, определения числа зубьев зубчатых колес.

3.1 Расчет передаточного отношения привода

Общее передаточное отношение колес:

Согласно условию ТЗ проектирование будет осуществляться по

минимизации погрешности. При расчёте по критерию минимизации

погрешности колёс число ступеней будет вычисляться по формуле:

где n — число ступеней;

— общее передаточное отношение цепи.

= 7,5. .10 выберем 8, с этим значением получаются значения близкие к рекомендованному ряду;

Полученное число ступеней:

Для числа ступеней 3, передаточное отношение для ступеней

определяется выражением:

Выберем передаточные отношения из табличных:

Таблица 3. Передаточные отношения

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |
| 4 |  | 8 | 8 |

3.2 Определение чисел зубьев зубчатых колес

Пусть число зубьев 1 шестерни (Выбирается из рекомендованного диапазона

Число зубьев колеса рассчитывается по формуле:

где — число зубьев колеса;

— число зубьев шестерни;

—передаточное отношение одной ступени.

Учитывая рекомендованный ряд, назначаем количества зубьев колес и

шестерен:

Таблица 4. Числа зубьев колес редуктора

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № колеса | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| № элементарной передачи | I | | II | | III | | IV | |
| Число зубьев | 25 | 100 | 25 | 150 | 25 | 200 | 25 | 200 |

Тогда действительное значение передаточного отношения будет отличаться от расчётного на:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (3.2.2) |

где — отличие действительного передаточного отношения от расчётного;

iд — действительное передаточное отношение;

iо — общее передаточное отношение цепи.

Действительное передаточное отношение рассчитывается по формуле:

Это значение отличается от расчетного на

Такое отклонение не превышает допустимую [<10%]. В таком случае можно считать выбранные значения чисел зубьев колеса и шестерни подходящими.

Кинематическая схема приведена на рисунке 3.1:

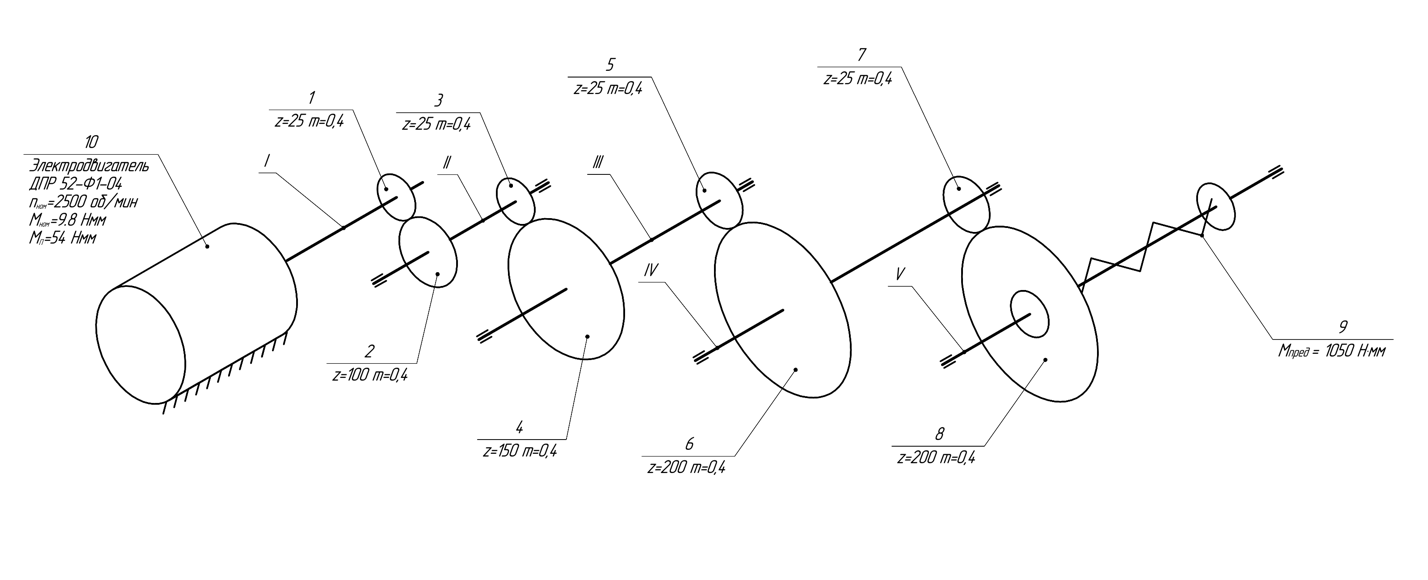


Рисунок 3.1. Кинематическая схема

1. Силовой расчет

Цель расчёта: определение возникающих в каждой передаче моментов.

Моменты рассчитываются по формуле:

где — момент на ведущем звене;

— момент на ведомом звене;

— передаточное отношение ступени;

— КПД передачи;

— КПД подшипников.[1]

Общий момент нагрузки рассчитывается по формуле:

где – момент нагрузки;

– динамический момент нагрузки;

– момент инерции нагрузки;

–угловое ускорение вращения выходного вала. [1]

Примем КПД подшипника равным 0.99, а КПД передачи 0.98, эти значения взяты с запасом, и близки к идеальным. После уточнения характеристик привода, они получатся ниже.

4.1 Расчет общего момента нагрузки:

Расчет моментов в каждой передачи:

За неимением большинства необходимых данных (Например, о диаметрах валов), влиянием муфты на систему пренебрегаю. Оно будет рассчитано в проверочном расчете.

1. Расчет зубчатых колес на прочность

Цель расчёта: определение модуля зацепления зубчатых колёс, обеспечивающего работоспособность в течение заданного срока службы.

5.1 Выбор материала

Для цилиндрической передачи открытого типа с небольшими окружными скоростями в качестве материала для шестерен будет использоваться углеродистая сталь 45ХН, а в качестве материала для колёс — сталь 40Х (см. таблица 6) в соответствии с рекомендациями.

Зубья шестерен будут выполнены из материалов с более высокой твёрдостью рабочих поверхностей по сравнению с колёсами для повышения долговечности зубчатой передачи.

Таблица 6. Характеристики используемых материалов

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | **Шестерня** | **Колесо** |
| Материал | Сталь 45Х | Сталь 35Х |
| Модуль упругости E, МПа |  | |
| Коэффициент линейного расширения α·10-6, 1/°C | 12 | |
| Плотность ρ, г/см3 | 7,8 | |
| Твёрдость | 𝐻𝐵1 = 217 | 𝐻𝐵1 = 197 |
| Термообработка | Закалка 860 C, масло, Отпуск 500 C, вода, | |
| Предел прочности σв, МПа | 1030 | 910 |
| Предел текучести σт, МПа | 835 | 735 |

5.2 Расчёт допустимых напряжений

Расчётное число циклов нагружения определяется по формуле:

где n — частота вращения зубчатого колеса;

c = 1 — число колёс, находящихся в зацеплении с рассчитываемым;

L = 300 ч. — срок службы передачи.

Расчет числа циклов нагружения:

Коэффициент долговечности определяется соотношением:

где m = 6 — показатель степени для материалов с твёрдостью HB ≤350 [9];

— расчётное число циклов нагружения.

При принимают [9].

В таком случае можно определить допускаемое напряжение изгиба:

Где σFR — предел выносливости при изгибе;

— коэффициент, учитывающий цикл нагружения колеса для реверсивных передач;

— коэффициент долговечности;

— коэффициент запаса прочности для особо ответственных передач.

Предел выносливости при изгибе рассчитывается из соотношения [рекомендованный коэффициент 1,8]:

где — твёрдость материала колеса.

Предел выносливости на изгиб для шестерней:

Предел выносливости на изгиб для зубчатых колес:

Допускаемые напряжения на изгиб для шестерен будут равны:

Допускаемые напряжения на изгиб для колес будут равны:

5.3. Расчет передач на изгибную прочность

Для открытых передач модуль зацепления определяется из изгибной прочности:

где Km = 1,4 — коэффициент для прямозубых колёс [9];

M — крутящий момент, действующий на рассчитываемое колесо (по данным силового расчёта);

YF — коэффициент формы зуба для прямозубых цилиндрических колёс.

z — число зубьев рассчитываемого колеса;

K = 1,1 — коэффициент расчётной нагрузки [9];

ψm = 10 — коэффициент ширины зубчатого венца для мелкомодульных передач [рекомендованный диапазон 3..16];

[σF] — допускаемое напряжение изгиба.

Расчет YF/[σF] для каждой передачи:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Yf | 3.98 | 3.75 | 3.98 | 3.75 | 3.98 | 3.75 | 3.98 | 3.75 |
| YF/[σF] |  |  |  |  |  |  |  |  |

Т.К. расчёт производится по тому зубчатому колесу (из пары шестерня – зубчатое колесо), для которого отношение YF/[σF] больше. Модуль зацепления для каждой пары колёс будет равен:

Значения модулей зацепления округляются в соответствии с ГОСТ 9563–60.

С учетом размеров выбранного электродвигателя принимаю

С учетом дальнейшей установки муфты на последнем валу, а также уменьшения мертвого хода принимаю

Таким образом, модули зацепления цилиндрических зубчатых передач будут равны

1. Геометрический расчет

Целью расчёта является определение основных размеров передач и их элементов.

Основные геометрические размеры цилиндрических зубчатых передач указаны на рисунке 2.



Рисунок 2 Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

В данном приводе используются цилиндрические прямозубые передачи, поэтому угол наклона зубьев β = 0°.

Делительный диаметр определяется соотношением:

где d — делительный диаметр;

m — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс;

z — число зубьев рассчитываемого колеса;

β = 0° — угол наклона зубьев.

6.1 Расчет делительного диаметра

Диаметр вершин зубьев определяется по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5.2) |

где da — диаметр вершин зубьев;

m — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс;

β = 0° — угол наклона зубьев;

z — число зубьев;

= 1 — коэффициент высоты головки зуба [1];

x = 0 — коэффициент смещения.

Расчет диаметра вершин зубьев:

Диаметр впадин определяется по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5.3) |

где df — диаметр впадин зубьев;

m — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс;

z — число зубьев;

β = 0° — угол наклона зубьев;

= 1 — коэффициент высоты головки зуба [рекомендованное значение];

c\*= 0,5 — коэффициент радиального зазора m ≤ 0,5 мм, (c\*= 0,35 -коэффициент радиального зазора мм); по ГОСТ 9587-81;

x = 0 — коэффициент смещения.

Расчет диаметров впадин:

Окружной шаг определяется по формуле:

где p — окружной шаг;

m — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс.

Ширина колеса определяется по формуле:

где bк — ширина колеса;

ψm выберем равным 6 — коэффициент ширины зубчатого венца для мелкомодульных передач из рекомендуемого диапазона 3..16; С данным числом ЗК лучше всего установится на вал двигателя.[1]

m — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс.

Тогда ширина колёс будет равна:

Ширина шестерни определяется по формуле:

Тогда ширина шестерней будет равна:

Межосевое расстояние определяется по формуле:

В таблице 7 сведены все рассчитанные геометрические параметры зубчатых колес:

Таблица 7. Геометрические параметры зубчатых колес

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметр  № колеса | z | d, мм | da, мм | df, мм | *b*,  мм | ,  мм |
| 1 | 25 | 12.5 | 13.5 | 11 | 3.5 |  |
| 2 | 100 | 50 | 51 |  | 3 |
| 3 | 25 | 12.5 | 13.5 | 11 | 3.5 |  |
| 4 | 150 | 75 | 76 |  | 3 |
| 5 | 25 | 12.5 | 13.5 | 11 | 3.5 |  |
| 6 | 200 | 100 | 101 | 98.5 | 3 |
| 7 | 25 | 17.5 | 18.9 | 15.61 | 4.9 |  |
| 8 | 200 | 140 | 141.4 | 138.11 | 4.2 |

**Вывод: Полученные геометрические параметры зубчатых колес**

**позволяют их компоновку**.

1. Проектный расчет вала

Диаметр вала исходя из условия крутильной прочности определяется выражением [1]:

где -крутящий момент на валу

– предельные крутильные напряжения

– предел выносливости при симметричном цикле нагружения

– коэффициент запаса, выберем рекомендованный n= 2.[1]

Данный двигатель ДПР-72-Ф1-03 имеет вал диаметром 4 мм, что позволяет закрепить выбранную 1 шестерню на его валу, ( )

Для повышения технологичности конструкции, выберу стандартный диаметр 4 мм на все валы

1. Выбор подшипников

В качестве опор будет использоваться шарикоподшипники. Предварительный выбор шарикоподшипников будет осуществляться по диаметру цапфы. Предварительно диаметр цапфы для каждого вала можно определить из выражения

На вал I подшипник не назначается.

Из опыта прошлого семестра выберу подшипники F682 фирмы NTN из-за простоты крепежа и отсутствия чрезмерного запаса хода. [3] (179 стр.)



Рисунок 3. Схема подшипника

Таблица 3. Параметры подшипника F682

|  |  |
| --- | --- |
| d (мм) | 2 |
| D (мм) | 5 |
| (мм) | 6.1 |
| B (мм) | 1.5 |
| (мм) | 0.5 |
| r (мин) | 0.08 |
|  | 13 |
| Номинальная радиальная грузоподъемность Н | 169 |
| Номинальная осевая грузоподъемность Н | 50 |
| Размер заплечиков вала (мм) | 2.6…2.7 |

1. Расчет предохранительной муфты

Цель расчета: подобрать предохранительную муфту, по рассчитанным ранее параметрам механизма.

Рассчитаю параметры муфты при установке на последний вал редуктора.

9.1 Расчет диаметра колеса муфты

Параметры зубчатого колеса на последнем валу:

|  |  |
| --- | --- |
| Делительный диаметр, мм | 80 |
| Количество зубьев | 200 |
| Модуль, мм | 0.4 |
| Диаметр вала, мм | 4 |
| Передаваемый кр. момент Нмм | 810 |
| Ширина зубчатого венца, мм | 4.2 |

По ГОСТ 15622-96, момент предохранения равен:

*-*суммарный момент нагрузки.

где – коэффициент трения фрикционного материала;

– осевая сила;

– средний радиус

– наружный диаметр диска. Назначим D = 40 мм

Назначим внутренний диаметр

9.2 Расчет фрикционного материала муфты

Таблица 9.2.1 Механические свойства материалов поверхности трения

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Материал фрикционной пары | Условия работы | Коэф трения,  f0 | Допустимое давление,  [p], МПа | Рабочая температура,  ̊С |
| Сталь-сталь | Со смазкой | 0.08 | 0.6 – 0.8 | 250 |
| Сталь-бронза | 0.05 | 0.4 | 150 |
| Сталь-текстолит | 0.1 | 0.5 – 0.6 | 100 |
| Сталь-асбест | Без смазки | 0.3 | 0.25 – 0.3 | 250 |
| Сталь-металлокерамика | 0.8 | 0.3 | 550 |
| Сталь-металлокерамика | Со смазкой | 0.4 | 0.4 | 550 |

Выбираю материал Сталь-металлокерамика: с условием работы без смазки.

Сила сжатия пружины определяется следующим выражением:

Нагрузочная способность определяется допускаемым значением удельного давления p:

Вывод – выбранные материалы подходят

Считаем, что сила пружины при предварительной деформации (Н), так как это фрикционная предохранительная муфта. Назначим ход пружины ℎ = 5 (мм). Сила пружины при максимально допустимой деформации определяются по следующей формуле:

Таблица 9.2.1 Характеристики выбранной пружины по ГОСТ 13766-86

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер позиции | Сила пружины при максимальной деформации | Диаметр проволоки  d  мм | Наружный диаметр пружины D1  мм | Жесткость одного витка  Н/мм | Наибольший прогиб одного витка, S’3  мм |
| 375 | 125 | 2.8 | 34 | 19.86 | 6.297 |

Назначим полностью поджатые, зашлифованные на 3/4 дуги окружности опорные витки.

Жесткость пружины определяется по формуле:

Число рабочих витков рассчитывается по следующей формуле:

Назначим число рабочих витков n = 2

С учетом нерабочих витков полное число витков равно:

9.3 проверочный расчет муфты

Выберем материал – проволока стальная углеродистая пружинная класса 1 - ГОСТ 9389–75.

Для временное сопротивление разрыву

Допускаемое касательное напряжение найдем по следующей формуле:

Расчетное значение максимального касательного напряжения найдем по следующей формуле:

Где - коэффициент, учитывающий кривизну витка пружины

- индекс пружины

Это значение не превышает допустимого

Рабочая деформация определяется по формуле:

Максимальная деформация:

Длина пружины при максимальной деформации вычисляется по формуле:

Длина пружины в свободном состоянии:

Длина пружины при рабочей деформации:

Шаг навивки

1. Расчет вида сопряжения

Выберем вид сопряжения из условия:

где jр — расчётное значение бокового зазора;

jn min — минимальное значение гарантированного бокового зазора для

соответствующего вида сопряжения.

Расчётное значение бокового зазора определяется по формуле:

где jр — расчётное значение бокового зазора;

jtn — боковой зазор, компенсирующий изменение рабочей температуре;

jс — боковой зазор, необходимый для размещения слоя смазки.

Боковой зазор, компенсирующий изменение рабочей температуре, определяется по формуле:

где αω — межосевое расстояние;

αзк и αкор — коэффициенты линейного расширения материалов зубчатого колеса и корпуса;

Материал корпуса Ст5:

Материал зубчатых шестерней 45Х:

Материал зубчатых шестерней 35Х:

По условиям ТЗ, работа устройства осуществляется по УХЛ-4.1, это значит, что предельная рабочая температура:

При температуре +40° получим

Значит дополнительный зазор не требуется.

При температуре +1° получим

Значение зазора, необходимого для размещения смазки, определяется по формуле:

где m — модуль зацепления. Тогда:

Расчетное значение бокового зазора для всех передач:

Для передачи 12 подойдет только сопряжение G, делать остальные передачи менее точным сопряжением будет не технологично.

Вывод: назначим вид сопряжения G на все передачи

1. Расчет кинематической погрешности

Исходя из рекомендованных к данному типу привода значений, назначим 7 степень точности.

В таблице 11.1 приведены значения параметров передач для вида сопряжения G 7 степени точности.

Назначим Kφ=1 для всех из результатов консультации

Таблица 11.1

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № З.К. | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| z | 25 | 100 | 25 | 150 | 25 | 200 | 25 | 200 |
| d, мм | 12.5 | 50 | 12.5 | 75 | 12.5 | 100 | 17.5 | 140 |
| aω, мм | 31.25 | | 43.75 | | 56.25 | | 78.75 | |
| Fr, мкм | 22 | 26 | 22 | 36 | 22 | 36 | 22 | 36 |
| TH, мкм | 38 | 45 | 42 | 60 | 42 | 60 | 56 | 70 |
| Fp, мкм | 24 | 30 | 24 | 30 | 24 | 42 | 24 | 42 |
| ff, мкм | 10 | | | | | | | |
| Kφ |  | 1 |  | 1 |  | 1 |  | 1 |
| K |  | 0.96 |  | 0.96 |  | 0.96 |  | 0.96 |
| Ks |  | 0.8 |  | 0.8 |  | 0.8 |  | 0.8 |
| fa, мкм | ±20 | | ±32 | | ±35 | | ±60 | |
| EH, мкм | 18 | 22 | 24 | 36 | 24 | 42 | 32 | 60 |
| jnmin, мкм | 9 | | 16 | | 19 | | 30 | |

Минимальное значение кинематической погрешности для передач 7-й

степени точности определяется по формуле:

где KS — коэффициент фазовой компенсации;9

Kφ — коэффициент учитывающий угол поворота ведомого колеса;

Fi1 и Fi2 — допуски на кинематическую погрешность шестерни и колеса.

Допуски на кинематическую погрешность определяются по формуле:

где — допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса;

— допуск на погрешность профиля зуба.

Произведем расчет для всех передач:

Угловая погрешность элементарной передачи определяется по формуле:

где — кинематическая погрешность;

— модуль зацепления;

— число зубьев ведомого звена.

Переведем погрешность в угловые минуты:

Максимальное значение кинематической погрешности определяется по

формулам:

где K — коэффициент фазовой компенсации;

и — допуски на кинематическую погрешность шестерни и колеса;

— коэффициент учитывающий угол поворота ведомого колеса;

и — погрешности монтажа шестерни и колеса.

Примем погрешность монтажа равной 0.

Тогда:

Переведем погрешность в угловые минуты:

Вывод: кинематическая погрешность зависит от угла поворота ведомого звена.

1. Расчет погрешности мертвого хода

Минимальное значение мёртвого хода определяется по формуле:

где jn min — минимальное значение гарантированного бокового зазора

соответствующей передачи;

α = 20° — угол исходного профиля колеса;

β = 0°— угол наклона боковой стороны профиля.

Расчет для всех передач:

Переведем погрешность в угловые минуты:

Для выбранных шарикоподшипников максимальный радиальный зазор 𝐺𝑟 = 13 мкм.

Максимальное значение мёртвого хода определяется по формуле:

где EHS — наименьшее смещение исходного контура зубчатого колеса;

TH — допуск на смещение исходного контура зубчатого колеса;

fa — допуск на отклонение межосевого расстояния передачи;

Δp — радиальный зазор в опорах зубчатого колеса.

Тогда:

Переведем в угловые минуты:

Проверка: для всех передач максимальное значение погрешности мертвого хода больше минимального значения.

1. Погрешность упругого скручивания валов

Погрешность мертвого хода передачи, обусловленная скручиванием валов, определяется по формуле:

где Mкр — крутящий момент на валу;

l — длина рабочего участка вала;

G = МПа — модуль упругости второго рода для стали;

Jp — полярный момент инерции сечения.

Полярный момент инерции определяется по формуле:

где d — диаметр вала

Длина рабочего участка вала:

Момент на валах:

Произведем расчет для всех валов:

Переведем значение погрешности из радиан в угловые минуты:

Суммарная погрешность от скручивания валов:

1. суммарная кинематическая погрешность по вероятностному методу

Суммарная погрешность определяется выражением:

где ξj — передаточный коэффициент j-той элементарной передачи;

 — коэффициент, учитывающий процент брака;

где , — максимальное и минимальное значение

Произведем расчет для всех передач:

1. Суммарная погрешность мертвого хода по вероятностному методу

Суммарная погрешность определяется выражением:

где ξj — передаточный коэффициент j-той элементарной передачи; 𝑡2 — коэффициент, учитывающий процент брака;

где , — максимальное и минимальное значение погрешности МХ для j-той элементарной передачи в угловых минутах;

1. Общая погрешность. Анализ результатов

Общая погрешность положения выходного вала ЭМП, определенная по вероятностному методу, задается выражением:

где 𝛿𝜑𝛴Р — суммарная кинематическая погрешность

𝛿𝑗𝛴Р — суммарная погрешность мертвого хода

Δφ΄𝛴 — суммарная погрешность от скручивания валов.

Общая погрешность положения выходного вала ЭМП не должна превышать заданную погрешность с некоторым коэффициентом запаса:

где [δ0S] — заданная по ТЗ погрешность положения выходного вала; 𝑛 — коэффициент запаса 𝑛 = 1,05 … 1,5.

Анализ результатов: Полученный ЭП подходит по точности, заданной в ТЗ, с коэффициентом запаса 1.12

1. Проверочный силовой расчет

КПД цилиндрических прямозубых передач внешнего зацепления:

Где – коэффициент перекрытия

– коэффициент трения для колеса из закаленной стали

*–* коэффициент нагрузки

– окружная сила, Н. Если

Моменты инерции ЗК рассчитывают по формуле:

где d – диаметр звена, мм;

b – толщина, мм;

– плотность, г/см3 .

Момент инерции двигателя:

|  |  |
| --- | --- |
| Jр | кгּ м2 |

Расчет момента инерции муфты:

Округлим в большую сторону, приняв ее форму как усеченного конуса:

Где -радиус прижимного диска муфты

- радиус гайки

– радиус вала

– плотность,

Проверочный расчет на изгибную прочность:

Для открытых передач модуль зацепления определяется из изгибной прочности:

где Km = 1,4 — коэффициент для прямозубых колёс [9];

M — крутящий момент, действующий на рассчитываемое колесо (по данным силового расчёта);

YF — коэффициент формы зуба для прямозубых цилиндрических колёс.

z — число зубьев рассчитываемого колеса;

K = 1,1 — коэффициент расчётной нагрузки [9];

ψm = 10 — коэффициент ширины зубчатого венца для мелкомодульных передач [рекомендованный диапазон 3..16];

[σF] — допускаемое напряжение изгиба.

Рассчитанные ранее в 5 главе отношения:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Yf | 3.98 | 3.75 | 3.98 | 3.75 | 3.98 | 3.75 | 3.98 | 3.75 |
| YF/[σF] |  |  |  |  |  |  |  |  |

Т.К. расчёт производится по тому зубчатому колесу (из пары шестерня – зубчатое колесо), для которого отношение больше. Модуль зацепления для каждой пары колёс должен быть не менее:

Таким образом, подобранные ранее модули зацепления цилиндрических зубчатых передач подходят:

1. Расчет на быстродействие

Проверочный расчет заключается в определении времени разгона и

выбега. Примем, что

Где электромеханическая постоянная:

Где номинальная скорость вращения двигателя

пусковой момент двигателя

– статический момент нагрузки на валу двигателя

– приведенный к валу двигателя момент инерции ЭП:

Вывод: время разгона 0.159 сек

1. Проверочный расчет на контактную прочность

Максимальные расчетные контактные напряжения должны быть меньше предельно допустимых:

Контактные напряжения в зубчатой передаче определяются выражением:

Где ширина зуба

передаточное отношение

– межосевое расстояние

К – коэффициент компенсации неточности моментов, задается из допущений; примем из рекомендованных 1.3 … 1.5 значений

– коэффициент, учитывающий форму соприкасающихся поверхностей, при

– коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес

Где коэффициент Пуассона для стали

- коэффициент, учитывающий влияние торцевого перекрытия зубьев, из рекомендаций примем 0.9

Допустимые напряжения для стали 45Х:

Допустимые напряжения для стали 35Х:

Вывод: контактные напряжения меньше допустимых. Условие прочности выполнено.

1. Проверочный расчет на прочность при кратковременных нагрузках

Статическая прочность зубьев при перегрузках моментом M проверяется по условию:

Где – коэффициент перегрузки

- максимальные расчетные контактные напряжения при циклическом нагружении

- максимальные расчетные изгибные напряжения при циклическом нагружении

- предельно допустимые контактные напряжения при кратковременных перегрузках

– предельно допустимые изгибные напряжения при кратковременных перегрузках

Коэффициент перегрузки рассчитывается по формуле

Где – пусковой момент двигателя

*–* суммарный момент нагрузки, приведенный к валу двигателя

Для зубчатых колес

 – коэффициент компенсации неточности моментов, задается из допущений, k = 1,3…1,5. Примем k = 1,4;

Где – предел текучести зубчатого колеса.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Yf | 3.98 | 3.75 | 3.98 | 3.75 | 3.98 | 3.75 | 3.98 | 3.75 |

Вывод: при проверочном расчете на прочность стали 45Х и 35Х подошли с заданными ранее термическими обработками

1. Проверочный РАСЧЕТ ВАЛА V на прочность

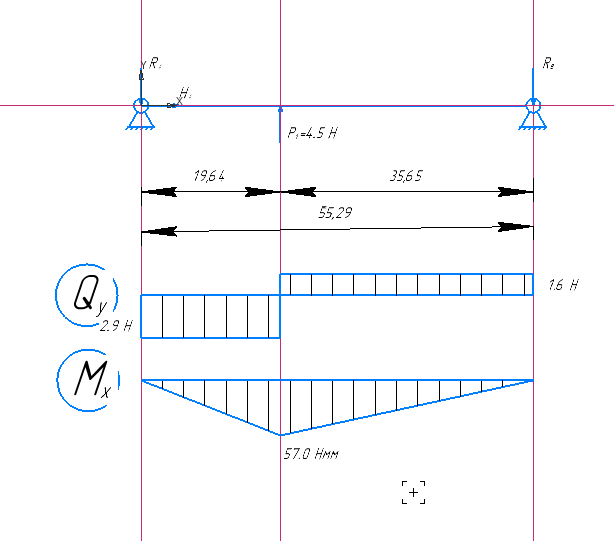
21.1 Нахождение сил нагружения

Зубчатое колесо является цилиндрическим прямозубым. В прямозубых передачах полная нагрузка направлена по линии зацепления и может быть разложена на две составляющие: окружную силу Fокр и радиальную силу Fr. Окружная сила направлена по касательной к начальной окружности, а радиальная к центру ЗК. Угол между силами равен α.

Силы действующие колесо 8:

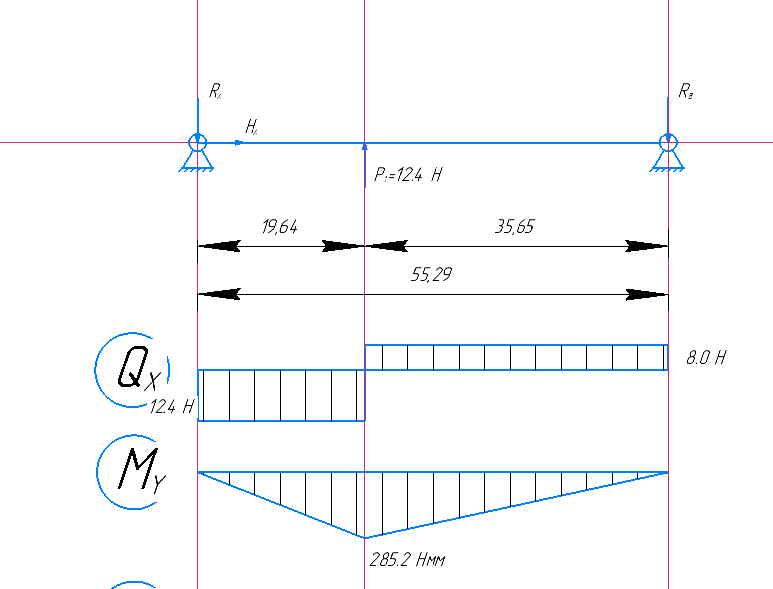
21.2 Составим эпюры

Для осей YOZ:



Проверка:

Для осей XOZ:



Проверка:

Рассчитаем результирующие силы, действующие на опоры:

21.3 Расчеты

Геометрические характеристики опасного сечения:

Согласно энергетической теории прочности:

Тогда:

В качестве материала выберем сталь 45 с пределом выносливости при изгибе

Где n = 2 коэффициент запаса

Тогда внешний диаметр сечения вала:

Выбранный диаметр вала 7 мм подходит.

1. Расчет вала V на изгибную жесткость

Недостаточная изгибная жесткость вала вызывает перекос зубчатых колес, а, следовательно, появление больших люфтов и в конечном итоге заклинивание передач. Поэтому диаметр вала также рассчитывается исходя из условия:

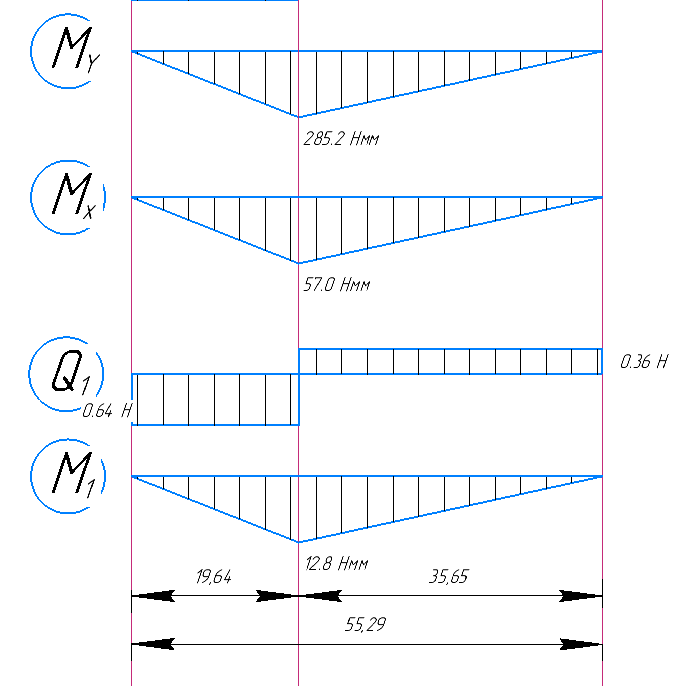
,

где расч – расчетное значение прогиба вала в местах установки деталей, передающих силы и моменты, мм;

[] – предельно допускаемое значение прогиба вала, мм.

Вычислим интеграл Мора, с помощью метода Верещагина.

МПа модуль упругости для стали.



В общем случае допускаемый прогиб принимают в пределах

,

где L – длина вала, мм. L = 55.3 мм.

Тогда примем:

Из условия:

Вывод: для общего случая допускаемый прогиб проходит, поэтому вал проходит критерий изгибной жесткости.

1. Расчет опоры качения вала V

Режим работы с динамической нагрузкой. При динамическом режиме работы, в результате многократного воздействия циклических нагрузок, происходит усталостное выкрашивание рабочих поверхностей подшипников. В этом режиме расчет ведется по динамической грузоподъемности.

23.1 Эквивалентная динамическая нагрузка

Эквивалентную динамическую нагрузку для однорядных радиальных и радиально-упорных подшипников определяют по формуле:

 ,

где V – коэффициент вращения;

(V=1 – вращение внутреннего кольца, V=1,2 – вращение наружного кольца),

X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки;

Kσ – коэффициент безопасности, учитывающий динамические нагрузки;

Kt – температурный коэффициент, учитывающий влияние температурного режима работы на долговечность подшипника.

Так как не заданы условия эксплуатации, принимаем:

Вращается внутреннее кольцо, значит: V=1.

Для опоры А:

Тогда x = 1; y = 0;

P = Fr = RA = 8.5 Н

Для опоры В:

Тогда x = 1; y = 0;

P = Fr = RВ = 4.7 Н

23.1 Расчет цапфы на изгибную прочность

Где λ – коэффициент длины цапфы

Из рекомендаций λ = 0,5…1,2. Примем: λ = 1.

Для опоры А:

Для опоры B:

Из опыта прошлого семестра выберу подшипники MF137 фирмы NTN из-за простоты крепежа и отсутствия чрезмерного запаса хода. [3] (179 стр.)



Рисунок 3. Схема подшипника

Таблица 3. Параметры подшипника MF137

|  |  |
| --- | --- |
| d (мм) | 7 |
| D (мм) | 13 |
| (мм) | 14.2 |
| B (мм) | 3 |
| (мм) | 0.6 |
| r (мин) | 0.15 |
|  | 13 |
| Номинальная радиальная грузоподъемность Н | 540 |
| Номинальная осевая грузоподъемность Н | 276 |
| Размер заплечиков вала (мм) | 8.0 – 8.2 |

23.2 Проверка подшипника по ресурсу

При подборе подшипников по динамической грузоподъемности используют эмпирическую зависимость:

,

,

где *L* и *L*h – долговечность в млн. оборотах или в часах, соответственно;

*С* - динамическая грузоподъемность, Н;

*Р* – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

*n* – частота вращения подвижного кольца, об/мин.

Для опоры Б:

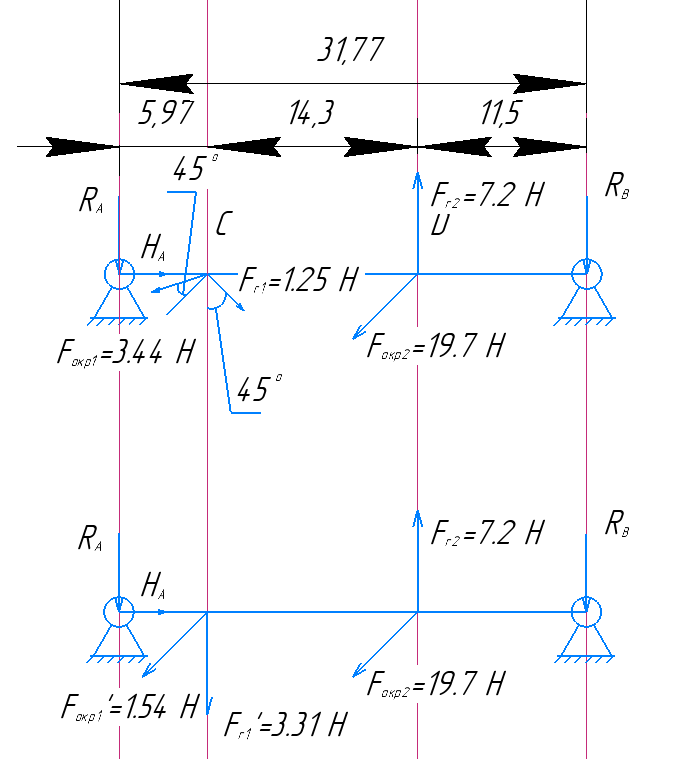
Для опоры А:

23.3 Расчет момента трения и КПД

f – коэффициент трения 0,001…0,002.

1. проверочный расчет вала IV на прочность

24.1 Нахождение сил нагружения



Силы действующие на колесо 6:

Учтем поворот на 45 градусов:

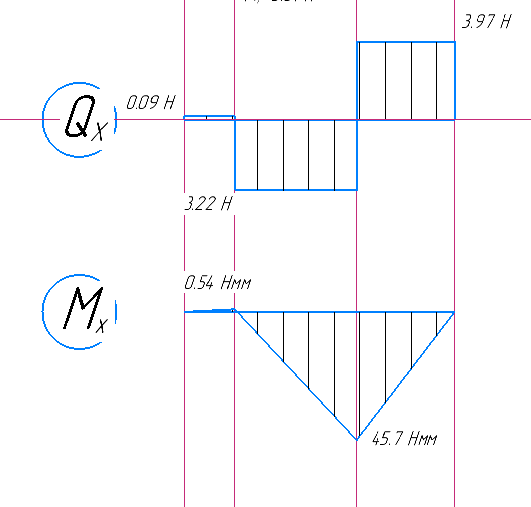
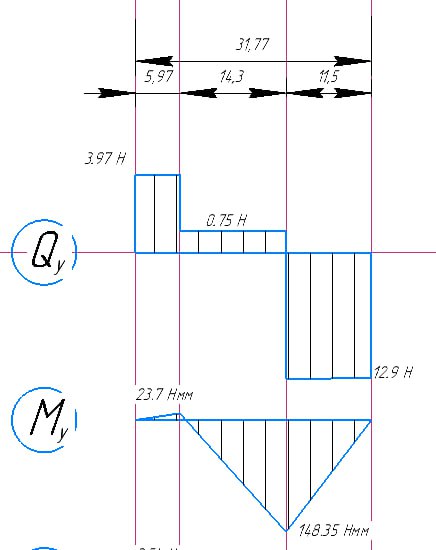
Силы действующие на колесо 7:

Найдем реакции опор

Проверка:

Проверка:

Рассчитаем результирующие силы, действующие на опоры:

**

Вывод: опасное сечение С, если выбранный вал подходит в этом сечении, то подойдет и в остальных

24.2 Расчеты

При известных значениях изгибающего и крутящего моментов в опасном сечении вала можно рассчитать приведенный момент по формуле:



Изгиб МПа

Чистое кручение МПа

Энергетическая теория прочности:

МПа

Выберем материал сталь 45, из условия

Где n = 2 коэффициент запаса

Тогда внешний диаметр сечения вала:

Диаметр вала 4 мм выбран верно.

1. Расчет вала IV на изГибную жесткость

Недостаточная изгибная жесткость вала вызывает перекос зубчатых колес, а, следовательно, появление больших люфтов и в конечном итоге заклинивание передач. Поэтому диаметр вала также рассчитывается исходя из условия:

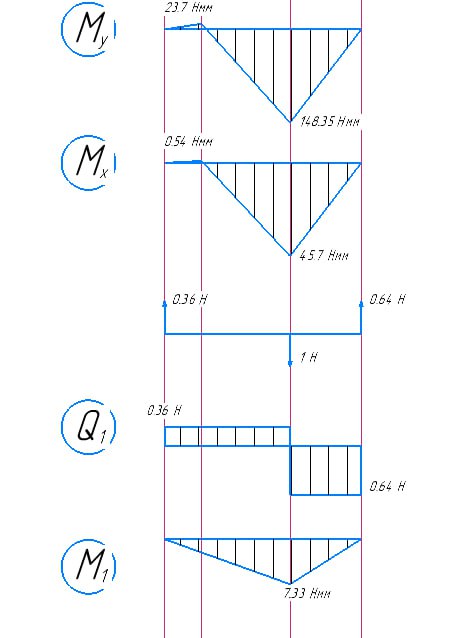
,

где расч – расчетное значение прогиба вала в местах установки деталей, передающих силы и моменты, мм;

[] – предельно допускаемое значение прогиба вала, мм.

Вычислим интеграл Мора, с помощью метода Верещагина.

МПа модуль упругости для стали.

**

В общем случае допускаемый прогиб принимают в пределах

,

где L – длина вала, мм. L = 31.7 мм.

Тогда примем:

Из условия:

Вывод: для общего случая допускаемый прогиб проходит, поэтому вал проходит критерий изгибной жесткости.

1. Расчет опоры качения вала IV

Режим работы с динамической нагрузкой. При динамическом режиме работы, в результате многократного воздействия циклических нагрузок, происходит усталостное выкрашивание рабочих поверхностей подшипников. В этом режиме расчет ведется по динамической грузоподъемности.

26.1 Эквивалентная динамическая нагрузка

Эквивалентную динамическую нагрузку для однорядных радиальных и радиально-упорных подшипников определяют по формуле:

 ,

где V – коэффициент вращения;

(V=1 – вращение внутреннего кольца, V=1,2 – вращение наружного кольца),

X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки;

Kσ – коэффициент безопасности, учитывающий динамические нагрузки;

Kt – температурный коэффициент, учитывающий влияние температурного режима работы на долговечность подшипника.

Так как не заданы условия эксплуатации, принимаем:

Вращается внутреннее кольцо, значит: V=1.

Для опоры А:

Тогда x = 1; y = 0;

P = Fr = RA = 8.34 Н

Для опоры В:

Тогда x = 1; y = 0;

P = Fr = RВ = 13.5 Н

26.2 Расчет цапфы на изгибную прочность

Где λ – коэффициент длины цапфы

Из рекомендаций λ = 0,5…1,2. Примем: λ = 1.

Для опоры А:

Для опоры B:

Из опыта прошлого семестра выберу подшипники F 633 фирмы NTN из-за простоты крепежа и отсутствия чрезмерного запаса хода. [3] (179 стр.)



Рисунок 3. Схема подшипника

Таблица 3. Параметры подшипника F 633

|  |  |
| --- | --- |
| d (мм) | 3 |
| D (мм) | 13 |
| (мм) | 15 |
| B (мм) | 5 |
| (мм) | 1 |
| r (мин) | 0.15 |
|  | 13 |
| Номинальная радиальная грузоподъемность Н | 1300 |
| Номинальная осевая грузоподъемность Н | 485 |
| Размер заплечиков вала (мм) | 4.2 – 4.5 |

26.2 Проверка подшипника по ресурсу

При подборе подшипников по динамической грузоподъемности используют эмпирическую зависимость:

,

,

где *L* и *L*h – долговечность в млн. оборотах или в часах, соответственно;

*С* - динамическая грузоподъемность, Н;

*Р* – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

*n* – частота вращения подвижного кольца, об/мин.

Для опоры Б:

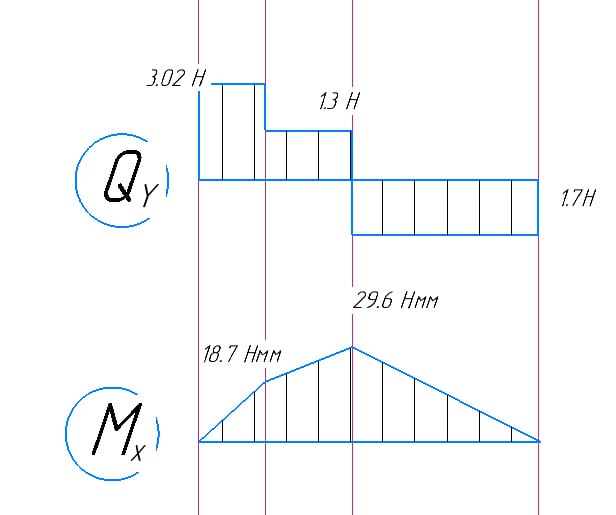
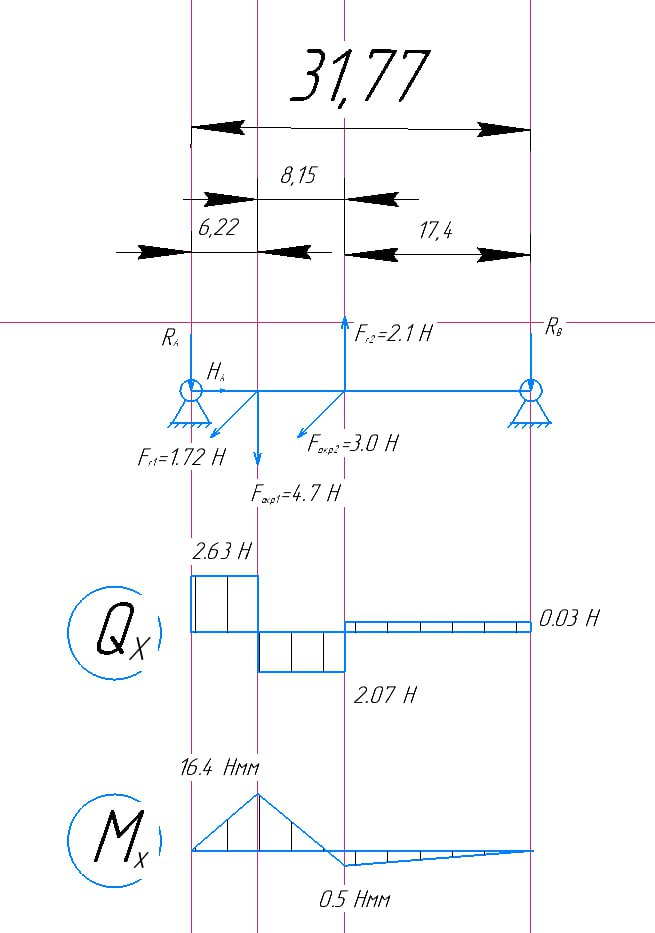
Для опоры А:

26.3 Расчет момента трения и КПД

f – коэффициент трения 0,001…0,002.

1. проверочный расчет вала III на прочность

27.1 Нахождение сил нагружения



Силы действующие на колесо 4:

Учтем поворот на 15 градусов:

Силы действующие на колесо 5:

Найдем реакции опор

Проверка:

Проверка: 3.02+1.70-3.0-1.72 =0

Рассчитаем результирующие силы, действующие на опоры:

Вывод: опасные сечения С и Д

27.2 Расчеты

При известных значениях изгибающего и крутящего моментов в опасном сечении вала можно рассчитать приведенный момент по формуле:



Изгиб МПа

Чистое кручение МПа

Энергетическая теория прочности:

МПа

Выберем материал сталь 45, из условия

Где n = 2 коэффициент запаса

Тогда внешний диаметр сечения вала:

Диаметр вала 4 мм выбран верно.

1. Расчет вала IV на изГибную жесткость

Недостаточная изгибная жесткость вала вызывает перекос зубчатых колес, а, следовательно, появление больших люфтов и в конечном итоге заклинивание передач. Поэтому диаметр вала также рассчитывается исходя из условия:

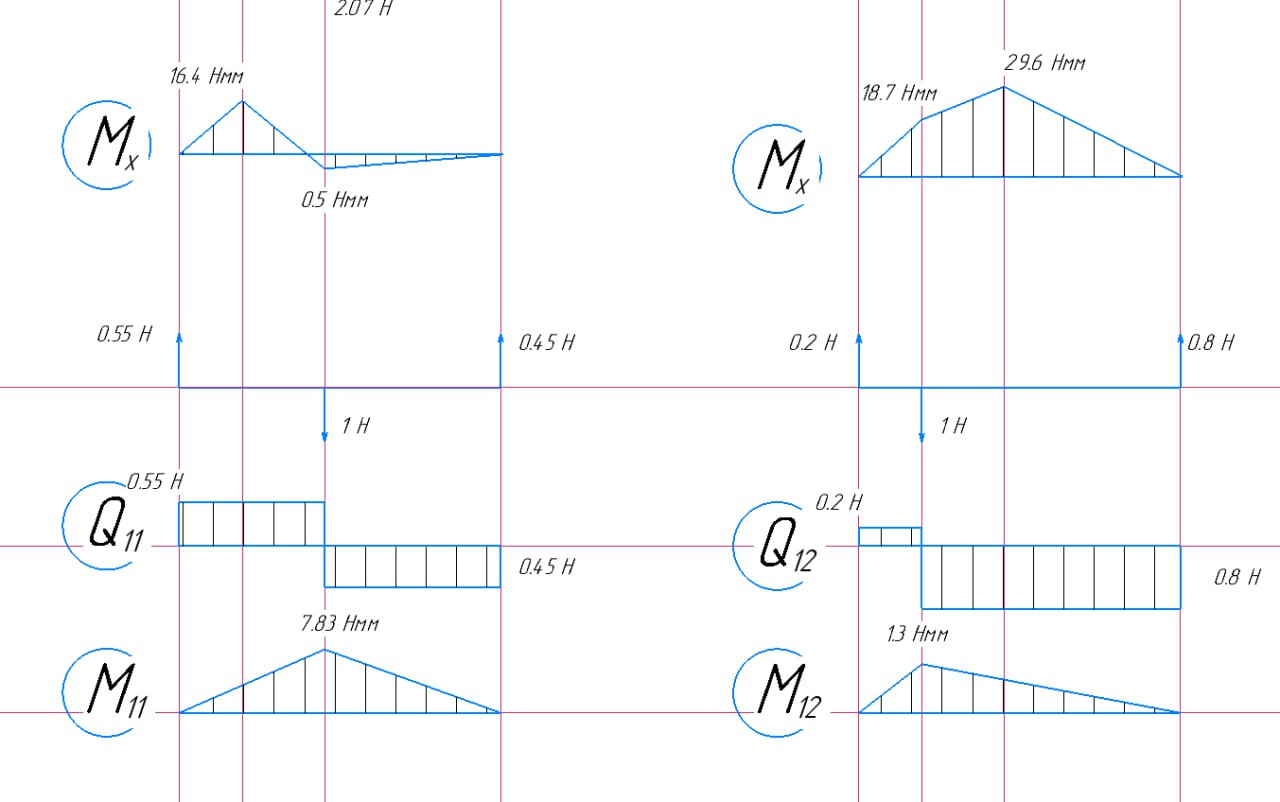
,

где расч – расчетное значение прогиба вала в местах установки деталей, передающих силы и моменты, мм;

[] – предельно допускаемое значение прогиба вала, мм.

Вычислим интеграл Мора, с помощью метода Верещагина.

МПа модуль упругости для стали.

**

Вывод: опасные сечения С и Д

В общем случае допускаемый прогиб принимают в пределах

,

где L – длина вала, мм. L = 31.7 мм.

Тогда примем:

Из условия:

Вывод: для общего случая допускаемый прогиб проходит, поэтому вал проходит критерий изгибной жесткости.

1. Расчет опоры качения вала IV

Режим работы с динамической нагрузкой. При динамическом режиме работы, в результате многократного воздействия циклических нагрузок, происходит усталостное выкрашивание рабочих поверхностей подшипников. В этом режиме расчет ведется по динамической грузоподъемности.

29.1 Эквивалентная динамическая нагрузка

Эквивалентную динамическую нагрузку для однорядных радиальных и радиально-упорных подшипников определяют по формуле:

 ,

где V – коэффициент вращения;

(V=1 – вращение внутреннего кольца, V=1,2 – вращение наружного кольца),

X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки;

Kσ – коэффициент безопасности, учитывающий динамические нагрузки;

Kt – температурный коэффициент, учитывающий влияние температурного режима работы на долговечность подшипника.

Так как не заданы условия эксплуатации, принимаем:

Вращается внутреннее кольцо, значит: V=1.

Для опоры А:

Тогда x = 1; y = 0;

P = Fr = RA = 4 Н

Для опоры В:

Тогда x = 1; y = 0;

P = Fr = RВ = 1.7 Н

29.2 Расчет цапфы на изгибную прочность

Где λ – коэффициент длины цапфы

Из рекомендаций λ = 0,5…1,2. Примем: λ = 1.

Для опоры А:

Для опоры B:

Выберу аналогичные четвертому валу подшипники



Рисунок 3. Схема подшипника

Таблица 3. Параметры подшипника F 633

|  |  |
| --- | --- |
| d (мм) | 3 |
| D (мм) | 13 |
| (мм) | 15 |
| B (мм) | 5 |
| (мм) | 1 |
| r (мин) | 0.15 |
|  | 13 |
| Номинальная радиальная грузоподъемность Н | 1300 |
| Номинальная осевая грузоподъемность Н | 485 |
| Размер заплечиков вала (мм) | 4.2 – 4.5 |

29.3 Проверка подшипника по ресурсу

При подборе подшипников по динамической грузоподъемности используют эмпирическую зависимость:

,

,

где *L* и *L*h – долговечность в млн. оборотах или в часах, соответственно;

*С* - динамическая грузоподъемность, Н;

*Р* – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

*n* – частота вращения подвижного кольца, об/мин.

Для опоры Б:

Для опоры А:

29.4 Расчет момента трения и КПД

f – коэффициент трения 0,001…0,002.

На II валу нагрузка меньше, размеры такие же. С достаточной точностью можно утверждать что подшипники F 633 на данный вал тоже подойдут

Список литературы

1. Кокорев Ю.А., Жаров В.А., Торгов А.М. Расчет электромеханического привода. Изд-во МГТУ, 1995, 132 с.
2. Технические характеристики двигателей ДПР-72 исполнения Ф1; ДПР-72-Ф1-03; сайт компании «Электроника и Связь, поставка электронных компонентов» URL: <https://eandc.ru/catalog/dpr-72-f1-03/> (Дата обращения 29.02.2024).
3. RollingBearings.ru – каталог подшипников NTN (на сайте www.podshipnik.ru). - URL: <https://www.podshipnik.ru/upload/iblock/217/%D0%9F%D0%BE%D0%B4%D1%88%D0%B8%D0%BF%D0%BD%D0%B8%D0%BA%D0%B8%20%D0%BA%D0%B0%D1%87%D0%B5%D0%BD%D0%B8%D1%8F.pdf>