|  |  |
| --- | --- |
| 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 «Робототехника и комплексная автоматизация»

Кафедра РК3 «Детали машин»

**Курсовое проектирование**

Пояснительная записка

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Студент | МТ11-62Б |  | И. Е. Хвостов |
|  | (Группа) |  | (И.О. Фамилия) |
|  |  |  |  |
| Преподаватель |  |  |  |
|  |  |  | (И.О. Фамилия) |

**Оглавление**

[**1.** **Кинематический расчёт привода. Выбор электродвигателя** 2](#_Toc199504873)

[**2.** **Расчёт зубчатой передачи** 2](#_Toc199504874)

[**3.** **Расчёт реакций в опорах подшипника** 2](#_Toc199504875)

[**4.** **Расчёт подшипников на грузоподъёмность и ресурс** 2](#_Toc199504876)

[**5.** **Расчёт валов на статическую прочность** 2](#_Toc199504877)

[**6.** **Расчёт валов на усталостную прочность** 2](#_Toc199504878)

[**7.** **Насчёт соединения с натягом** 2](#_Toc199504879)

[**8.** **Расчёт шлицевого соединения** 2](#_Toc199504880)

[**Список литературы** 2](#_Toc199504881)

1. **Кинематический расчёт привода. Выбор электродвигателя**

Исходя из заданной по условию мощности электродвигателя по критерию наименьших габаритов.

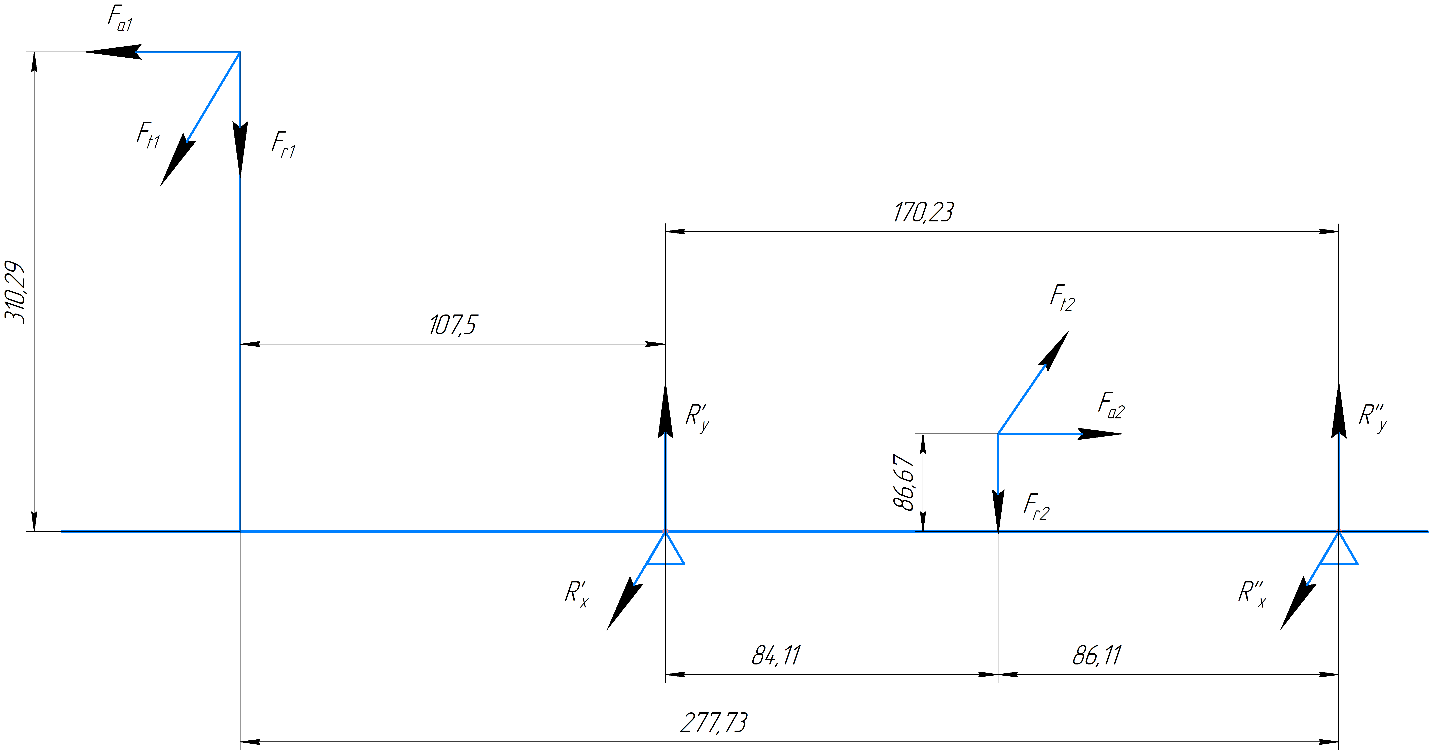
Выбор осуществляем согласно требованию о наименьших габаритах. Тогда выбираем редукторы с наименьшим количеством ступеней, способный обеспечить необходимое передаточное отношение, а среди этих вариантов – с наибольшим значением синхронной частоты, т.к. в таком случае двигатель будет иметь наименьшие размеры. Тогда выбираем вариант 100S2 с номинальной частотой и

1. **Расчёт зубчатой передачи**

См приложение 1.

1. **Расчёт реакций в опорах подшипника**

Для второго промежуточного вала схема выглядит следующим образом:

****

Из уравнения моментов

Из уравнения равновесия сил:

Из уравнения моментов:

Из уравнения равновесия сил:

Суммарные реакции опор:

Определение осевых сил:

Внешняя осевая сила равна

Так как подшипники радиальные нерегулируемые, осевая сила , нагружающая подшипник, равна внешней осевой силе , действующей на вал. Силу воспринимает тот подшипник, который ограничивает осевое перемещение вала под действием этой силы.

Возьмём самый нагруженный подшипник:

1. **Расчёт подшипников на грузоподъёмность и ресурс**

Расчёт на **статическую** грузоподъёмность:

Эквивалентная статическая нагрузка

Для однорядных радиальных шариковых подшипников:

Для режима нагружения 0:

Расчёт на **динамическую** грузоподъёмность:

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка:

Эквивалентная динамическая нагрузка:

Т.к подшипник работает в переменных режимах нагружения, учтём это коэффициентом 1,25:

Расчётный ресурс:

Т.к. условие выполнено, то выбранные подшипник пригоден. При требуемом ресурсе надёжность 90% обеспечена.

1. **Расчёт валов на статическую прочность**

Вал из стали 40Х.

Предел прочности , предел текучести , предел текучести при кручении , предел выносливости при растяжении предел выносливости при кручении коэффициент чувствительности к асимметрии цикла нагружения .

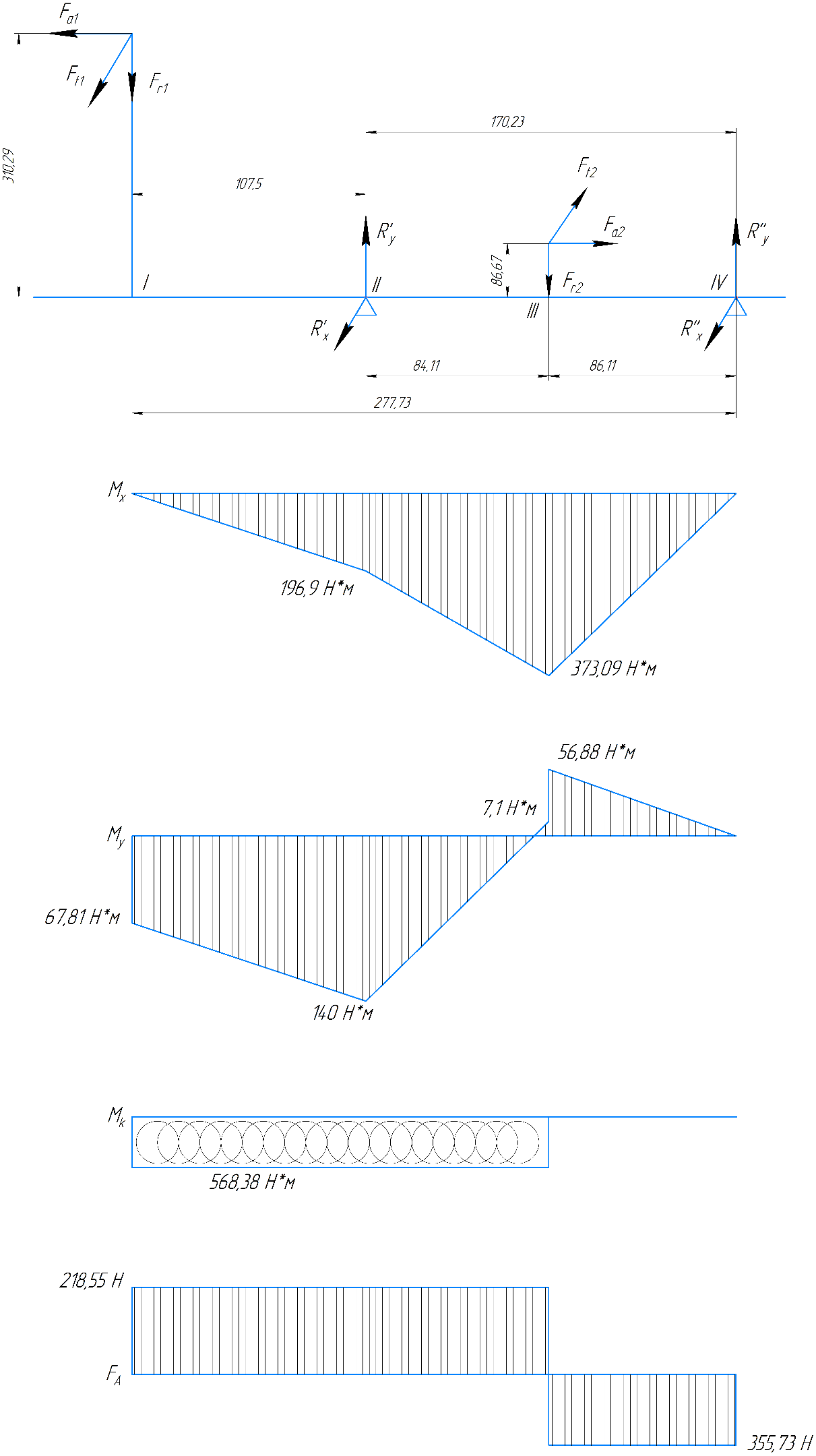
Коэффициенты запаса:

Напряжения в опасном сечении III.

В нём внутренние силовые факторы равны:

Определим геометрические характеристики сечения:

Определим напряжения в сечении:



Частные коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

Статическая прочность вала обеспечена.

1. **Расчёт валов на усталостную прочность**

Определим амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла:

Коэффициенты снижения предела выносливости:

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении:

Коэффициент влияния асимметрии цикла:

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

Коэффициент запаса прочности в рассматриваемом сечении:

Усталостная прочность вала обеспечена.

1. **Насчёт соединения с натягом**

Рассчитаем третье колесо, первое считается аналогично.

Исходные данные:

– вращающий момент на колесе

– диаметр соединения

– диаметр отверстия пустотелого вала

– условный наружный диаметр втулки

– длина сопряжения

– коэффициент запаса сцепления

– коэффициент сцепления для соединения сталь-сталь и сборке нагревом

Контактное давление:

Деформация стали:

– коэффициенты жёсткости

– модуль упругости для стали

*–* коэффициент Пуассона для стали

Поправка на обмятие микронеровностей

– средние арифметические отклонения профиля поверхностей

Поправку на температурную деформация не учитываем

Минимальный натяг, необходимый для передачи крутящего момента

Максимальный натяг, допускаемый прочностью детали

– максимальная деформация, допускаемая прочностью деталей соединения

– максимальное давление, допускаемое прочностью охватывающей или охватываемой детали, меньшее из двух:

– предел текучести материала охватывающей и охватываемой детали

Для сплошного вала:

Тогда

Выбор посадки по значениям

Выберем посадку

Для выбранной посадки определим температуру нагрева охватывающей детали:

*–* зазор для удобства сборки

1. **Расчёт шлицевого соединения**

Сопротивление смятию и изнашиванию

По напряжению **смятия**:

*-* расчетное давление на рабочих поверхностях зубьев

– вращающий момент

– длина ступицы

*–* допускаемое давление для цементованных и закалённых сталей

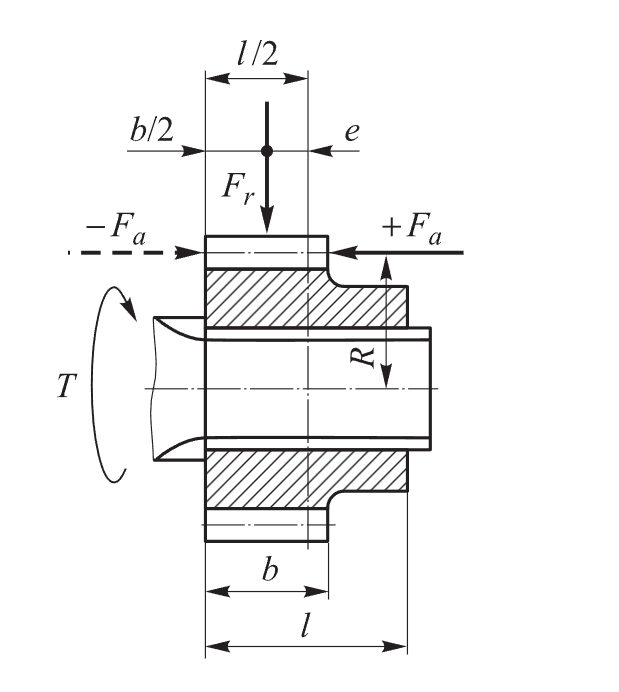
– общий коэффициент неравномерности распределения нагрузки

– коэффициент использования мощности

*–* делительный диаметр

*–* диаметр основной окружности

При неподвижном соединении с осевой фиксацией и тяжёлым условием эксплуатации



Параметр учитывает суммарную поперечную силу через её отношение к окружной силе на зубьях соединения

Параметр учитывает неравномерное распределение нагрузки по длине шлицев, вызванное смещением поперечной силы на расстояние от середины ступицы и воздействием осевой силы .

При таких значениях значение

**Список литературы**

1. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений/П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 11-е изд., стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 496 с.
2. Атлас конструкций узлов и деталей машин: учеб. пособие/ [Б. А. Байков и др.]; под ред. О. А. Ряховского, О. П. Леликова. – 2-е изд., перераб. И доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. – 400 с.: ил.