СОДЕРЖАНИЕ

Введение

1. Динамический анализ рычажного механизма по коэффициенту неравномерности движения (графическая часть – лист №1)

2. Силовое исследование рычажного механизма (графическая часть – лист №2).

3. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора (графическая часть – лист №3)

4. Проектирование кулачкового механизма (графическая часть – лист №4)

Список использованной литературы

ВВЕДЕНИЕ

Научной основой создания новых высокоэффективных, надежных машин и приборов и технологических линий является теория механизмов и машин – наука об общих методах исследования и проектирования.

В свете задач, стоящих перед машиностроительной промышленностью, особое значение приобретает качество подготовки высококвалифицированных инженеров. Современный инженер-конструктор должен владеть современными методами расчета и конструирования новых быстроходных автоматизированных и быстроходных машин. Рационально спроектированная машина должна удовлетворять социальным требованиям – безопасности обслуживания и создания наилучших условий для обслуживающего персонала, а также эксплуатационным, технологическим и производственным требованиям. Эти требования представляют собой сложный комплекс задач, которые должны быть решены в процессе проектирования новой машины.

Решение этих задач на начальной стадии проектирования состоит в выполнении анализа и синтеза проектируемой машины, а также в разработке ее кинематической схемы, обеспечивающей с достаточным приближением воспроизведение требуемого закона движения.

Для выполнения этих задач студент – будущий инженер – должен изучить основные положения теории механизмов и общие методы кинематического и динамического анализа и синтеза механизмов, а также приобрести навыки в применении этих методов к исследованию и проектированию кинематических схем механизмов и машин различных типов.

Поэтому наряду с изучением курса теории механизмов и машин в учебных планах предусматривается обязательное выполнение студентами курсового проекта по теории механизмов и машин. Проект содержит задачи по исследованию и проектированию машин, состоящих из сложных и простых в структурном отношении механизмов (шарнирно-рычажных, кулачковых, зубчатых и т.д.). Курсовое проектирование способствует закреплению, углублению и обобщению теоретических знаний, а также применению этих знаний к комплексному решению конкретной инженерной задачи по исследованию и расчету механизмов и машин; оно развивает у студента творческую инициативу и самостоятельность, повышает его интерес к изучению дисциплины и прививает навыки научно-исследовательской работы.

В данном курсовом проекте рассмотрены механизмы двухцилиндрового четырехтактного двигателя внутреннего сгорания, такие как:

* рычажный механизм;
* планетарная ступень коробки передач;
* простая зубчатая передача;
* кулачковый механизм с толкателем.

**I Динамический синтез рычажного механизма по коэффициенту неравномерности движения (графическая часть – лист № 1)**

***1.1 Построение планов положений для 12 положений ведущего звена и соответствующих им планов скоростей:***

Планы положений:

Масштаб планов положений *μl = lOA /* (*OA*) *=* 0,305 / 180 = 0,00169 м/мм.

Планы скоростей:

*U1P = UZ\*Z\*\* · UNH ;*

*U1P = n1 / nP ;*

*n1 = nP · U1P ;*

*UZ\*Z\*\* = Z\*\* / Z\* =* 30 / 17 = 1,76 *;*

*UNH =* 5,1*;*

*U1P =* 1,76 · 5.1 = 9 *;*

*n1 =* 240 · 9 = 2160 об/мин *–* частота вращения кривошипа 1.

Для каждого из 12 планов положений строится план скоростей.

Скорость точки *В*, *VВ* (*АВ*):



*VВ* = *ω1* *lАВ* = 226,08 0,0825 = 18,65 м/с,

где рад/с – угловая скорость вращения кривошипа 1.



Скорость точки *С* определим, решая графически систему векторных уравнений:



где*VСВ* – скорость движения точки *С* относительно точки *В*, *VСВ*⊥*СВ*;

*VС0* = 0 м/с – скорость точки *С0*, лежащей на стойке;

*VСС0* – скорость движения точки *С* относительно точки *С0*, *VСС0*⎟⎟*OХ*.

Скорость точки *D* определяется из пропорции:

, *VD* (*DВ*):



Угловая скорость вращения шатуна 2:

, рад/с.



Для определения скорости точки *E* графически решается система уравнений



где *VED* – скорость движения точки *E* относительно точки *D*, *VED* ⊥ *ED*;

*VE0* = 0 м/с – скорость точки *E0*, лежащей на стойке;

*VEE0* – скорость движения точки *E* относительно точки *E0*, *VEE0*⎟⎟ *OY*.

Угловая скорость вращения шатуна 4:

, рад/с.



Масштаб планов скоростей *μV = VB /* (*pв*) *=* 18,65 / 50 = 0,373 м∙c–1/мм.

***1.2 Построение графика приведенного к ведущему звену момента инерции механизма в зависимости от угла поворота звена приведения для цикла установившегося движения***

Приведенный момент инерции для каждого положения механизма определяется по формуле, [1], стр.337:



где *m2*, *m3*, *m4* и *m5* – соответственно массы звеньев 2, 3, 4 и 5, кг;

*JS1*, *JS2*, *JS4* – моменты инерции звеньев 1, 2 и 4, кг∙м2;

*VS2*, *VS4* – скорости центров масс звеньев 2 и 4, м/с.

Результаты расчетов занесены в таблицу 1:

табл. 1

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положение | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| *JП*, кг∙м2 | 0,03 | 0,034 | 0,041 | 0,042 | 0,038 | 0,023 | 0,038 | 0,042 | 0,041 | 0,034 | 0,03 | 0,027 |

Масштабные коэффициенты построения графика:

*μJ = JПMAX / yMAX* = 0,042 / 80 = 0,000525 кг∙м2/мм;

*μφ =*2 *∙ π / L* = 2 ∙ 3,14 / 180 = 0,0349 рад/мм.

Ось ординат направим горизонтально, т.е. строим график повернутым на 90˚.

***1.3 Определение сил давления газов в первом и втором цилиндрах***

Максимальная сила, действующая на поршень:

Н.



***1.4 Построение графика моментов движущих сил и сил сопротивления, приведенных к ведущему звену, в зависимости от угла поворота звена приведения для цикла установившегося движения***

Приведенный к ведущему звену момент движущих сил определяется по формуле

*МПД = РПД ∙ lOA,* Н∙м,

где *РПД* – приведенная к ведущему звену движущая сила, Н;

,



где *РПУ* – приведенная уравновешивающая сила, которая определяется построением рычага Жуковского для каждого положения механизма.

*МПД* считается положительным, если он направлен в сторону вращения ведущего звена, и отрицательным – в противном случае.

Результаты расчетов занесены в таблицу 2:

табл.2

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметр | Положение | | | | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| *РПУ*, Н | 38914 | 43348 | 63808 | 50932 | 20350 | 5456 | 80 | 528 | 2909 | 10066 | 13026 | 7882 |
| *МПД*, Н∙м | 3210 | 3576 | 5264 | 4202 | 1678 | 450 | 6,7 | 43,5 | 240 | 830,5 | 1074,7 | 650,3 |

Масштаб графика моментов *μМ = МПДMAX / yMAX* = 5264 / 90 = 58,5 Н∙м/мм.

Масштаб углов *μφ =*2 *∙ π / L* = 2 ∙ 3,14 / 180 = 0,0349 рад/мм.

График работы движущих сил *АД* получается путем графического интегрирования графика *МПД*.

Соединяя конечные точки графика *АД* прямым отрезком, получим график работы сил сопротивления *АС*, из которого графическим дифференцированием строится график момента сил сопротивления *МПС*.

Масштаб графика работ *μА = μМ ∙ μφ ∙Н1* = 58,5 ∙ 0,0349 ∙ 50 = 102,05 Дж/мм.

***1.5 Построение графика изменения кинетической энергии***

График изменения кинетической энергии *ΔТ*(*φ*) строится путем вычитания из графика *АД* работы движущих сил графика *АС* работы сил сопротивления.

Масштаб графика изменения кинетической энергии *μТ = μА* = 102,05 Дж/мм.

***1.6 Построение диаграммы «Энергия-Масса» (диаграммы Виттенбауэра)***

Диаграмма Виттенбауэра строится путем исключения угла поворота *φ* из графиков *JП*(*φ*) и *ΔТ*(*φ*).

***1.7 Определение величины момента инерции маховика, обеспечивающего движение с заданным коэффициентом неравномерности движения***

Углы наклона касательных к диаграмме Виттенбауэра, [2], стр.137:



Касательные отсекают на оси ординат графика *ΔТ* = *f*(*JП*) отрезок длиной (*kl*) = 56 мм.

Величина момента инерции маховика

кг∙м2.



Размеры маховика:

Диаметр

м, принимаем *D* = 730 мм.



где*g* = 9,81 м/с2 – ускорение свободного падения;

*γ* = 7,3 ∙ 104 Н / м3 – удельный вес маховика из чугуна;

*ψ* = 0,1 – коэффициент ширины обода;

*ξ* = 0,15 – коэффициент высоты обода.

Масса обода кг.



Масса маховика кг.



Ширина обода *b* = *ψ* ∙ *D* = 0,1 ∙ 0,73 = 0,073 м, принимаем *b* = 73 мм.

Высота обода *h* = *ξ* ∙ *D* = 0,15 ∙ 0,73 = 0,1095 м, принимаем *h* = 110 мм.

**II Силовое исследование рычажного механизма (графическая часть – лист №2)**

***2.1 Построение для заданного положения схемы механизма, плана скоростей и плана ускорений. Определение ускорений центров масс и угловых ускорений звеньев (для 4-го положения механизма).***

Порядок построения плана скоростей изложен в п. 1.1.

План ускорений:

Ускорение точки *А*, *аА* ׀׀ (*ОА*):

*аВ* = *ω12* ∙ *lАВ* = 2262 ∙ 0,0825 = 4213,8 м/с2.

Для определения ускорения точки *С* необходимо решить систему векторных уравнений:



где *аСВn* – нормальное ускорение точки *С* относительно точки *В*, *aСВn* || *СВ*;

*аСВn* = *ω22 ∙ lСВ =* 31,82 ∙ 0,305 = 308 м/с2;

*аСВτ* – тангенциальное ускорение точки *С* относительно точки *В*, *аСВτ*⊥*СВ*;

*аСС0r* – релятивное ускорение движения точки *С* относительно точки *С0*, *аСС0r*⎟⎟*ОX*.

Ускорение центра масс звена 2:

.



Угловое ускорение звена 2:

рад/с2.



Ускорение точки *D* определяется из пропорции:

, *аDD0r*⎟⎟*ОY*.



Ускорение центра масс звена 4:



Угловое ускорение звена 4:

рад/с2.



Масштаб плана ускорений *μа = аА /* (*πа*)= 4213,8 / 200 = 21,1 м/с2∙мм

После построения плана ускорений определяются величины ускорений умножением длин их векторов на масштаб *μа*.

***2.2 Определение главных векторов и главных моментов сил инерции звеньев***

Главные векторы сил инерции

.



Главные моменты сил инерции



Таким образом, определены величины *FИ* и *МИ* для звеньев механизма:

*РИ2* = *m2* ∙ *aS2* = 3 ∙ 3291,6 = 9874,8 H;

*РИ3* = *m3* ∙ *aS3* = 0,915 ∙ 2658,6 = 2432,6 H;

*РИ4* = *m4* ∙ *aS4* = 2,5 ∙ 2721,9 = 6804,8 H;

*РИ5* = *m5* ∙ *aS5* = 0,915 ∙ 1899 = 1738 H;

*MИ2* = *JS2* ∙ *ε2* = 0,047 ∙ 12106,6 = 569 H∙м;

*MИ4* = *JS4* ∙ *ε4* = 0,026 ∙ 11225,2 = 291,9 H∙м.

***2.3 Определение реакций в кинематических парах механизма методом планов сил. Структурная группа 4-5:***

Для определения тангенциальной составляющей реакции *R24τ* составляется уравнение моментов всех сил, действующих на звено 4, относительно точки *Е*:



откуда

Н.



Для определения реакций *R24n* и *R05* строится план сил по условию равновесия структурной группы:



Масштабный коэффициент построения плана:

Н/мм.



***2.4 Определение реакций в кинематических парах механизма методом планов сил. Структурная группа 2-3:***

Для определения тангенциальной составляющей реакции *R12τ* составляется уравнение моментов всех сил, действующих на звено 2, относительно точки *С*:



откуда

Н



Для определения реакций *R03* и *R12n* составляется план сил по условию равновесия структурной группы:



Масштабный коэффициент построения плана сил:

Н/мм.



***Ведущее звено 1:***

Для определения уравновешивающей силы *РУ* составляется уравнение моментов всех сил, действующих на звено 1, относительно точки *А*:



откуда Н



Уравновешивающий момент *МУ* = *РУ* ∙ *lOA* = 52427 ∙ 0,0825 = 4325,2 Н∙м.

Для определения реакции *R01* строится план сил по условию равновесия структурной группы:



Масштаб построения плана сил:

Н/мм.



***2.5 Определение уравновешивающего момента на ведущем звене механизма методом рычага Н.Е. Жуковского***

Моменты сил инерции, действующие на звенья 2 и 4, заменяются парами сил, приложенных в концах звеньев:

Н



Н



Составляется уравнение моментов всех сил относительно полюса *Р* плана скоростей:



откуда



Н.



Уравновешивающий момент *МУ* = *РУ* ∙ *lOA* = 51269∙ 0,00825 = 4229,7 Н∙м.

Разница со значением *МУ*, полученным в результате силового анализа, составляет 1,7%, что вполне допустимо.

**III Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора**

**(графическая часть – лист №3)**

3.1 Выбор коэффициентов смещения инструментальной рейки, обеспечивающих требуемые свойства передачи:

По данным ([3], стр. 66-68) определены коэффициенты смещения:

* для шестерни *Х1 =* 0,968
* для колеса *Х2 =* 0,495

***3.2 Расчет геометрических параметров зубчатых колес и передачи***

Радиусы делительных окружностей

*r1 = (m ∙ Za) /* 2 *=* (4 ∙ 17) / 2 *=* 34мм

*r2 = (m ∙ Zb) /* 2 = (4 ∙ 30) / 2 *=* 60мм

Радиусы основных окружностей

*rb1 = r1 ∙ cosα =* 34 ∙ cos20˚ = 32 мм

*rb2 = r2 ∙ cosα =* 60 ∙ cos20˚ = 56,4 мм

Толщины зубьев по делительным окружностям

*S1 = m ∙ (π/*2 *+* 2 *∙ X1 ∙ tg*20˚*) =* 4∙ (3,14/2 + 2 ∙ 0,968 ∙ tg20˚) = 9,1 мм

*S2 = m ∙ (π/*2 *+* 2 *∙ X2 ∙ tg*20˚*) =* 4 ∙ (3,14/2 + 2 ∙ 0,495 ∙ tg20˚) = 7,7 мм

Угол зацепления

αω =26˚50΄- по номограмме ([3], стр. 44)

Радиусы начальных окружностей

*rW1 = r1 ∙ cos α / cos αW =* 34 ∙ *cos* 20˚ / *cos* 26˚50' = 35,8 мм

*rW2 = r2 ∙ cos α / cos αW =*  60 ∙ *cos* 20˚ / *cos* 26˚50' = 63,2 мм

Межцентровое расстояние

*aW = rW1 + rW2 =* 35,8 + 63,2 = 99 мм

Радиусы окружностей впадин

*rf1 = r1 –* 1,25 *∙ m + X1 ∙ m =* 34 – 1,25 ∙ 4 + 0,968 ∙ 4 = 32,9 мм

*rf2 = r2 –* 1,25 *∙ m + X2 ∙ m =* 60 – 1,25 ∙ 4 + 0,495 ∙ 4 = 56,98 мм

Радиусы окружностей вершин

*ra1 = aW – rf2 –* 0,25 *∙ m =* 99 – 56,98 – 0,25 ∙ 4 = 41,05 мм

*ra2 = aW – rf1 –* 0,25 *∙ m =* 99 – 32,9 – 0,25 ∙ 4 = 65,15 мм

Шаг зацепления по делительной окружности

р = π · m = 3,14 · 4 = 12,56 мм

Определение коэффициента перекрытия

Аналитическим способом:



.



*αa1 = arccos* (*rb1 / ra1*) *= arccos* (32 / 41,05) = 38,78º

*αa2 = arccos* (*rb2 / ra2*) *= arccos* (56,4 / 65,15) = 30°

***3.3 Расчет планетарного механизма***

Задаваясь значением *х = 30 / 41,* находим величину *у = х ·(-U16(H)) = 3;*

По формуле

,



где *к* – число сателлитов, определяем количество зубьев *z3* на сателлите 3:

*Z3 = 164·a;* *Z4 = y · Z3 = 492а;*

из равенства *(х + 1)·Z2·q = Z4- Z3* находим величину *Z2:*

*Z2 = 328 · 41a /71*, Принимая *а = 1/2*, получаем:

*Z1 = 69; Z2 = 95; Z3 = 82; Z4 = 246.*

Полученные числа зубьев удовлетворяют условиям соосности, соседства и сборки, а также требования наименьших габаритов механизма.

Расчет размеров колес планетарного механизма

*d1* = *mI* ∙ *Z1* = 4 ∙ 69 = 276 мм

*d2* = *mI* ∙ *Z2* = 4 ∙ 95 = 380 мм

*d3* = *mI* ∙ *Z3* = 4 ∙ 164 = 328 мм

*d3* = *mI* ∙ *Z3* = 4 ∙ 246 = 984 мм

Масштаб построения схемы механизма *μl* = 0,0041 м/мм

Скорость точек на ободе колеса 1

128,11 · 0,276/2 = 17,68 м/с



Масштаб построения картины линейных скоростей

17,68 / 100 = 0,1768 м/с·мм



Масштаб построения картины угловых скоростей

128,11/ 130 = 0,98 1/с2·мм



**IV Проектирование кулачкового механизма**

**(графическая часть – лист №4)**

***4.1 Построение графика первой производной и перемещения толкателя в зависимости от угла поворота кулачка. Определение масштабов построения.***

После построения графиков рассчитываются масштабные коэффициенты:

Масштаб углов



Масштаб графика перемещения толкателя



Масштаб аналога скорости



Масштаб аналога ускорения



Для определения оптимального размера кулачкового механизма производятся необходимые графические построения (см. лист №4).

Из построения *RMIN =* 0,04728 м = 47 мм.

***4.2 Построение профиля кулачка по заданному закону движения выходного звена***

Масштаб построения профиля

*μl =* 0,0624/149 = 0,000419 м / мм.

**Список использованной литературы:**

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учебник для втузов. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1988. – 640 с.
2. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: Учебное пособие для инж.-техн. спец. вузов. / В. К. Акулич, П.П.Анципорович и др.; Под общ. ред. Г.Н. Девойно. – Минск: Выш. шк., 1986. – 825 с.
3. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: Учебное пособие для инж.-техн. спец. вузов. / Кореняко А.С. и др. – Киев: Вища школа, 1970. – 332 с.
4. Сборник задач по теории механизмов и машин. / И. И. Артоболевский, Б. В. Эдельштейн. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1973. – 256 с.