**Анализ нагруженности плоских рычажных механизмов**

**Содержание**

Исходные данные

Введение

1. Динамический анализ механизма

1.1 Структурный анализ механизма

1.2 Кинематический анализ механизма

1.2.1 Построение плана скоростей

1.2.2 Построение плана ускорений

1.3 Силовой анализ механизма

1.3.1 Силовой анализ группы 4-5

1.3.2 Силовой анализ группы 2-3

1.3.3 Силовой анализ группы 0-1

2. Проектный расчет механизма на прочность

2.1 Выбор расчетной схемы

2.2 Построение эпюр

2.3 Подбор сечений

Выводы

**ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ**

|  |  |
| --- | --- |
| Параметры | Значение |
| Частота вращения n, об/мин | 540 |
| LAB, мм | 25 |
| LBC, мм | 90 |
| LCE, мм | 26 |
| LCD, мм | 50 |
| Масса звена CD, кг | 5 |
| LEF, мм | 50 |
| Масса звена EF, кг | 8 |
| Расстояние d, мм | 65 |
| Масса ползуна F, кг | 11 |
| Наибольшая сила сопротивления Р, Н | 120 |
| Масса звена AB, кг | 4 |
| Масса звена BE, кг | 15 |
| Момент инерции звена | J=ml2/12 |

**ВВЕДЕНИЕ**

Механикой называется область науки, цель которой – изучение движения и напряжённого состояния элементов машин, строительных конструкций под действием приложенных к ним сил. Принцип работы большинства приборов заключается в том, что реакция элемента на изменение измеряемой величины выражается в механическом перемещении. Непосредственное измерение этих малых перемещений с высокой точностью невозможно без передаточного механизма, увеличивающего неравномерные перемещения чувствительного элемента в равномерное движение и передающего их на устройство.

Механику принято делить на теоретическую и прикладную. В теоретической механике устанавливаются общие закономерности изучаемых объектов вне связи с их конкретными приложениями. Под термином прикладная механика понимают область механики, посвящённую изучению движения и напряжённого состояния реальных технических объектов - конструкций, машин и т. п. С учётом основных закономерностей, установленных в теоретической механике.

Проектирование, изготовление и правильная эксплуатация механизмов предполагают знание физических процессов, положенных в основу работы устройств, применяемых способов расчёта, принципа конструирования узлов и деталей.

Каждый механизм состоит из большого количества деталей, определенным способом соединённых между собой. Длительность их функционирования зависит от конструктивной формы, точности изготовления, материала и других факторов. При создании любых механизмов нужно уделять внимание вопросам технологичности и экономичности.

**1. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА**

**1.1 Структурный анализ механизма**

Подвижно соединенные между собой части механизма называются звеньями. В механизме различают неподвижные и подвижные звенья, которые могут совершать разные типы движений.

Структурно-кинематической схемой механизма называется условное изображение взаимосвязанных неподвижных звеньев, выполненное в принятом стандартном масштабе длин с принятием условных обозначений кинематических пар.

Определение ступени свободы механизма:

Ступень движения механизма определим по уравнению Чебышева

W = 3n – 2P5 – P4

где n – количество движущихся звеньев механизма;

 ,  – количество кинематических пар 4-го и 5-го классов.

Для механизма, что исследуется, количество движущихся звеньев n=4, кинематических пар 5-го класса P5=7 , кинематических пар 4-го класса нет.

Имеем:

W = 3 \* 5 – 2 \* 7 - 0 = 1

Для работы механизму необходима только одно ведущее звено, так как ступень движимости равна единице.

**1.2 Кинематический анализ механизма**

**1.2.1 Определение скоростей точек и звеньев механизма**

Планом скоростей называется диаграмма, на которой изображены векторы скоростей точек плоского механизма.

Для определения скоростей точек и звеньев механизма воспользуемся методом планов скоростей. Скорость точки А (равно, как и скорость точки D) равна нулю, и поэтому построение планов скоростей начинаем со скорости точки B ведущего звена АB (так как можно определить его угловую скорость ω и известна длинна данного звена АВ)

Найдем скорость ведущего звена ω, беря во внимание, что нам известна частота вращения n; ω - обороты в минуту, 1 оборот = 2П, ω = , отсюда:

ω = 56,52 (об/мин)

Учитывая, что скорость ведущего звена ω теперь известна, скорость точки B определим из уравнения

VВ = ω \* LАВ

где LAB – длина звена АB, м.

VB = 56,52 \* 0,025 = 1,41 (м/с)

Вектор VB направлен перпендикулярно звену АB.

От произвольно взятой точки Pv (полюса плана скоростей) отложим вектор скорости точки В, перпендикулярен звена АВ и направлен в сторону вращения.

Выбираем масштабный коэффициент скорости μ (определим из уравнения):

μV=VB/PVв

где VB – скорость точки, м/с;

PVв– длина вектора, мм.

μ= 1,41/97,5= 0,014 ()

Определяя скорость точки С будем исходить из того, что эта точка одновременно принадлежит двум звеньям ВС и CD.

Для определения скорости точки C будем использовать теорему о разложении скоростей.

По принадлежности точки C звену ВС записываем первое векторное уравнение:

VС = VВ +VСВ

В этой векторной сумме известно первое слагаемое (из построения графика скорости точки В), а VСВ – только направление (этот вектор перпендикулярен звену СВ). Проводим соответствующую линию на плане скоростей через точку В.

По принадлежности точки C звену СD записываем второе векторное уравнение:

VС = VD +VСD

Из этого уравнения сразу можно выделить, что VD = 0, так как точка D – неподвижна, а про VСD известно лишь то, что этот вектор перпендикулярен ВА. Таким образом мы можем провести вектор, перпендикулярный СD и проходящий через полюс PV, а скорость точки С определяется:

VC = *вс* \* μV = 73 \* 0,014

где вс – вектор, взятый из плана скоростей, мм

Для нахождения скорости точки Е необходимо составить пропорцию, из которой мы получим величину отрезка се.

ВС/СЕ = *вс/се;*

*се* = СЕ \* *вс* / ВС

так как: ВС = 180 мм; СЕ = 52 мм; *вс* = 70 мм

*се* =20,2 мм

Данную полученную величину откладываем на плане скоростей от точки *с* по продолжению прямой *вс*. Рассчитываем VE

VE = PV*е* \* μV = 62,5 \* 0,014 = 0,966

Определим скорость точки F. Точка F принадлежит звену EF и ползуну 5 (траектория движения ползуна – прямая постоянная горизонтальная линия).

Сложим векторное уравнение:

VF =VE + VFE

В этой векторной сумме известно первое слагаемое, а VFE – только направление (этот вектор перпендикулярен звену EF). Проводим соответствующую линию на плане скоростей через точку е.

Высчитаем скорость точки F как:

VF = PV *f* \* μV = 52 \* 0,014 = 0,728

VFE = *ef* \* μV = 32 \* 0,014 = 0,448

В данном разделе мы определили Скорости точек и звеньев механизма методом построения планов скоростей, значения которых сведены в таблице 1.1

|  |  |
| --- | --- |
| Точка | Скорость точки, м/с |
| VА | 0 |
| VВ | 1,4 |
| VС | 0,966 |
| VD | 0 |
| VE | 0,875 |
| VF | 0,728 |

**1.2.2 Построение плана ускорений**

Для определения ускорений точек и звеньев механизма воспользуемся методом планов ускорений.

Построению планов ускорений предшествует построение планов скоростей, так как нам понадобятся все значения скоростей (Таблица 1.1)

Ускорение точки имеет 2 составляющих: Нормальную (центростремительную) и касательную (тангенциальную)

Полное ускорение будет суммой этих двух составляющих.

Построение планов ускорений начинаем с точки В ведущего звена механизма АВ (точка А ускорения не имеет). В данном случае есть только нормальная составляющая (из формулы , где ) направленная по радиусу вращения к центру вращения (точка А).

Масштабный коэффициент ускорений найдём таким образом:

μ*а*= = 78,4/98 = 0,8 ()

Где величина *Рав* длинна первого произвольного вектора *в* на плане ускорений.

Находим ускорение точки С относительно точки В из уравнения:





Где при делении на μ*а* мы найдем расстояние в мм, которое следует отложить на плане ускорений. Данный вектор С вокруг В мы переносим параллельно звену ВС на план ускорений из вектора *в*. Рассмотрим тангенциальное ускорение, оно будет перпендикулярно данному отрезку .

Находим точку С относительно точки D:

=

Полученную в мм величину отложим из полюса *Ра* параллельно звену CD. Данному вектору построим перпендикуляр этому ветору и на пересечении двух перпендикуляров (данного и перпендикуляра ) будет точка *с,* вектор, проведенный из полюса *Ра* к точке *с* будет полным ускорением точки *с*.

Точка *е* на плане ускорений будет лежать на отрезке *вс* на некотором расстоянии от точки *с*, найти которое можно составив пропорцию

ВС/СЕ = *вс/се;*

*се* = СЕ \* *вс* / ВС

так как: ВС = 180 мм; СЕ = 52 мм; *вс* = 50 мм

*се* = 14,5 мм

Находим ускорение для точки F (ползун) из уравнения:



=

Данную величину откладываем от точки *е* параллельно звену FE и строим перпендикулярную тангенциальную составляющею. В точке пресечения с линией траектории движения ползуна F проходящей через полюс *Ра* зафиксируем точку *f*, а расстояние *Ра f* будет ускорением точки F.

Для последующих расчетов нам понадобятся:

*СВ = свnс\*μа*=48,5\*0,8=38,8

*С = сnс\*μа*=87,5\*0,8=70

*FE = ef\*μа*=28,5\*0,8=22,8

|  |  |
| --- | --- |
| В, м/с2 | 78,4 |
| СВ | 13 |
| С | 23,33 |
| fe | 5,017 |
| СВ | 38,8 |
| e | 70 |
| fe | 22,8 |

А также угловые ускорения:

0

=38,8/0,09=431,11

=70/0,05=1400

=22,8/0,05=456

|  |  |
| --- | --- |
|  | 0 |
|  | 431,11 |
|  | 1400 |
|  | 450 |

Ускорения центров масс (которые по условию находятся в центре звена) найдем по формуле: *a*Sn = Р*а*Sn \* *μа*

*μа = 0,8*

*a*S1 = Р*а*S1 \* *μа* = 48,5 \* 0,8 = 38,8

*a*S2 = Р*а*S2 \* *μа* = 90\* 0,8 = 72

*a*S3 = Р*а*S3 \* *μа* =45\* 0,8 = 36

*a*S4 = Р*а*S4 \* *μа* = 44,5\* 0,8 = 35,6

*a*S5 = Р*а*S5 \* *μа* = 43,5 \* 0,8 = 34,8

|  |  |
| --- | --- |
| aS1 | 38,8 |
| aS2 | 72 |
| aS3 | 36 |
| aS4 | 35,6 |
| aS5 | 34,8 |

Имея данные вышеобчисленные величины, находим силы инерции:

**= - 4\*38,8 = 155,2

**= - 15\*72 = 1080

**= -5\*36 = 180

**= - 8\*35,6 = 284,8

**= - 11\*34,8 = 382,8

|  |  |
| --- | --- |
|  | -155,5 |
|  | -1080 |
|  | -180 |
|  | -284,8 |
|  | -382,8 |

**1.3 Силовой анализ механизма**

Метод силового анализа механизма с использованием сил инерции и установления динамического уравнения носит название кинестатического расчета. Этот расчет основан на принципе д'Аламбера, который предполагает, что в общем случае все силы инерции звена, совершающие сложное движение, могут быть сведены к главной векторной силе инерции (которые для каждого звена были рассчитаны в предыдущем пункте) и к паре сил инерции, которая определяется по формуле:

 ,

где  – момент инерции звена относительно оси проходящей через центр масс звена;

– угловое ускорение звена.

Сила инерции звена направлена противоположно ускорению, а момент инерции  в сторону обратную направлению углового ускорения.

Делим механизм на группы Ассура. Таких групп три, и анализ следует начать с наиболее отдаленной группы – группы 4-5.

**1.3.1 Силовой анализ группы 4-5**

Из условия равновесия мы знаем, что сумма моментов относительно точки F будет равняться нулю, запишем уравнение:



Из данного уравнения можно легко найти неизвестную величину:



G4 = mEF\*9,8 = 8\*9,8 = 78,4

G5 = mF\*9,8 = 11\*9.8 = 107,8

Рп.с. = 120 Н

** = 284,8

** = 382,8

 = 456



 = 1,0488

Имея все перечисленные данные можем высчитать:

 = (-284,8\*0,0035)+(78,4\*0,0495)+1,0488/0,05= =78,656

Для построения силового многоугольника выберем масштабный коэффициент, составим векторное уравнение и согласно данным получим силовой многоугольник:

*μF* = G5/PFG5=6 (Н/мм)

Значит при перенесении сил на план силы к длине вектора будут соотносится по принципу в 1 мм – 6 Н

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Сила | Сила, Н | Длинна отрезка, мм |
|  | 284,8 | 47,5 |
|  | 382,8 | 63,8 |
| G4 | 78,4 | 13 |
| G5 | 107,8 | 18 |
| Рп.с. | 120 | 20 |
|  | 78,656 | 13 |

Строим план сил в соответствии с уравнением:

Рп.с.+ **+ G4+ G5+ *+*++=0

Построив все известные силы проведем на силовом многоугольнике  перпендикулярно  (так как нормальная и тангенциальная составляющая ускорения всегда взаимоперпендикулярны), и проведем также , которая замкнет многоугольник.

На пересечении  и  получим точку , в которую будет входить вектор .

Далее, измеряв длину всех искомых отрезков выполним процедуру обратного перевода величин:

 = 38,5мм = 231Н

 = 2 мм = 24 Н

 = 41 мм = 246 Н

**1.3.2 Силовой анализ группы 2-3**

Силовой анализ группы 2-3 производится по аналогии предыдущего пункта. Составим уравнения равновесия для звеньев 2 и 3 соответственно.

Уравнение относительно точки В:



Уравнение относительно точки D:



Так, как:

 = 431,11

 = 1400

G2 = 147

G3 = 49





=7,25

=1,456

Имея расчетные данные можем определить реакции опор:

 = -(1080\*0,048)+

+(147\*0,112)+7,25+(246\*0,232)-(180\*0,072)+(49\*0,18)/0,78=16,35

 = (180\*0,048)-

(147\*0,078)-1,456+(1080\*0,111)-(49\*0,1)+(246\*0,084)+7,25/0,1665=584,3

Для построения силового многоугольника выберем масштабный коэффициент, составим векторное уравнение и согласно данным получим силовой многоугольник:

*μF* = /PF=7 (Н/мм)

По этим данным на плане сил 1мм отрезка будет соответствовать 7 Н

Данные внесем в таблицу

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Сила | Сила, Н | Длинна отрезка, мм |
|  | 1080 | 154,3 |
|  | 180 | 26 |
| G2 | 16,35 | 2,3 |
| G3 | 584,3 | 83,5 |
|  | 246 | 35 |
|  | 147 | 21 |
|  | 49 | 7 |

Строим план сил в соответствии с уравнением:

+++ G2+ G3++++++

Соответственно с направлениями и полученными величинами длин построим известные силы. К началу векторов  и  проведем перпендикуляры. На пересечении перпендикуляров получим точку, которая будет началом вектора  и . Замкнем треугольники и получим  и  соответственно. Далее, измеряв длину всех искомых отрезков выполним процедуру обратного перевода величин:

 = 129 мм = 903 Н

 = 154 мм = 1078 Н

 = 50,5 мм = 353,5 Н

 = 51 мм = 357 Н

**1.3.3 Силовой анализ группы 0-1**

Составим уравнение моментов относительно точки А:



G1 = 39,2

 = 1078 H

Определим Рур:



Для построения силового многоугольника выберем масштабный коэффициент, составим уравнение и построим силовой многоугольник:

*μF* = /PF=30 (Н/мм)

Проведем расчеты и полученные данные внесем в таблицу:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Сила | Сила, Н | Длинна отрезка, мм |
|  | 155,2 | 5,2 |
| G1 | 39,2 | 1,3 |
| Рур | 2149,73 | 71,65 |
|  | 1078 | 35,9 |

Строим план сил в соответствии с уравнением:

+ G1+Рур++

Соответственно с уравнением и полученными величинами длин построим известные силы (от полюса) , G1, Рур,  . Замкнем силовой многоугольник, получим вектор . Далее измеряем длину вектора и переведем ее обратно:  = 79 мм = 2370 Н

**2. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМА НА ПРОЧНОСТЬ**

**2.1 Выбор расчетной схемы**

В результате динамического анализа плоского рычажного механизма были определены внешние силы, которые действуют на каждое звено и кинематическую пару. Такими внешними силами являются силы инерции , моменты инерции  и реакции в кинематических парах R. Под воздействием внешних сил звенья плоского механизма подвергаются деформации изгиба и растяжения (или сжатия)

Для расчета звена на прочность была выбрана группа 4-5.

Данное звено находится одновременно под воздействием деформации изгиба и растяжения

На стадии проектирования механизму необходимо дать оценку на прочность его элементов. Для этого следует определить с помощью метода сечений величину внутренних усилий, которые действуют в звеньях данного механизма.

**2.2 Построение эпюр**

Для звена 4-5 (FE) выделим 2 участка: FS4, S4E, в произвольной точке каждого выделенного участка берется сечение с условной длинной Z1 и Z2 соответственно.

Методом сечений рассчитаем Nz:

Nz1 = *+* Рп.с = 502,8

Nz2 =  = 246

По этим уравнениям строится эпюра Nz

Для поперечной силы Qy также запишем уравнения:

Qy1 =  - G5 = -83,8

Qy2 =  - G5 + *τ\*cosβ -* G4 = - 147,7

По данным уравнениям строим эпюры Qy

Для изгибающего момента высчитаем и построим эпюры по следующим уравнениям:

Mx1 = ( - G5)\*Z 1

Mx2 = -Z2

Для первого участка 0 <= Z1 => 0,025, отсюда:

Mx1 (при Z1 = 0) = 0

Mx1 (при Z1 = 0,025) = -2,12

Для второго участка 0 <= Z2 => 0,05, отсюда:

Mx2 (при Z2 = 0) = 0

Mx2 (при Z2 = 0,05) = -3,93

По данным значениям строим эпюры.

**2.3 Подбор сечений**

Проанализировав все данные эпюры мы находим опасное сечение (в данном случае – опасное сечение проходит через точку S4, в особенности потому что в ней изгибающий момент наибольший:

**-1,2

Деформация изгибающего момента обуславливает появление в материале нормальное напряжение, которое не должно быть больше допустимого [σ]:

Это уравнение дает возможность найти геометрические размеры опасного сечения через подбор параметров W.

Проведем расчеты для прямоугольного сечения с параметрами *h* x *b*? При этом *h* = 2*b.* Тогда:

 =

Подстановка в уравнение для напряжения дает

*,*

 = 2,5 мм

Тогда:

h=4,4\*2 = 8,8(мм)

Для круглого сечения:

*.*

Подстановка в уравнение для напряжения дает

,

 = 6,94 мм

Для сложного сечения геометрические параметры найдем подбором. Для этого рассчитаем Wx, приняв за , по формуле:

 *= 32,75 (мм3)*

Материал для данного механизма – СТ 3, .

Данному двутавровому сечению соответствует профиль № 10 со следующими параметрами:

h=100 мм, b=70 мм, d=4.5 мм, t=7.2 мм, R=7.0 мм, r=3.0 мм

**ВЫВОДЫ**

Во время данного учебного курсового проектирования мы на конкретном практическом задании закрепили знания, полученные во время изучения материала курса «Теоретическая и прикладная механика»

Целью проекта было решение поставленной задачи: определение нагруженности плоского рычажного механизма по заданной схеме и исходным характеристическим данным.

Был проведен комплексный динамический и силовой анализ, во время которого выяснили, что механизм состоит из четырех кинематических пар, также были построены планы скоростей, ускорений, а так же планы сил для каждой группы звеньев (согласно разбиению на группы Асура), после чего были определены опасные сечения.

Для определения нагруженности было выбрано звено EF (опасное сечение для данного звена находится в точке S4, согласно построенным эпюрам)

В завершении работы были проведены расчеты определения параметров сечений звена механизма для прямоугольного, круглого и двутаврого сечений.