Федеральное агентство по образованию

ГОУ ВПО

«Сибирский государственный технологический университет»

#### Факультет: Механический

Кафедра: технологии конструкционных материалов и машиностроения

Расчет вала механизма натяжения ремня вентилятора.

Пояснительная записка

Руководитель:

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_Гончарова Я.С.

(подпись)

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

(оценка) (дата)

Разработал:

Студент гр. 91-01

Горнаков \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

(подпись)

Содержание

1 Расчет посадки с натягом

1.1 Требования, предъявляемые к посадке с натягом

1.2 Расчет посадки с натягом

2 Выбор посадки для гладкого цилиндрического сопряжения и расчет

калибров

2.1 Выбор посадки для сопряжения «ось – распорная втулка»

2.2 Расчет исполнительных размеров калибров

3 Выбор посадки шлицевого соединения

4 Расчет и выбор посадок колец подшипника качения

4.1 Характеристика подшипников качения

4.2 Расчет и выбор посадок колец подшипника качения

4.3 Определение монтажного зазора

Список использованной литературы

# Задание на курсовое проектирование

Тема: «Расчет механизма натяжения ремня вентилятора»

Таблица А1 – Исходные данные для расчета(вариант 4)

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Сопряжение | | | | | | | | | | |
| а | | | | | б | в | | г | | |
| d, мм | d2,  мм | l,  мм | Мкр, Нм | Р,  Кн | d,  мм | Шпонка призматическая, соединение плотное | l,  мм | Номер подшип. | R,  кН | класс |
| 30 | 55 | 45 | 100 | 0,6 | 35 | 35 | 107 | 0,5 | 6 |

Примечание:

1. Узел работает спокойно, нагрузка спокойная
2. Материал вала – Сталь 45.
3. Материал втулки – Сталь 15.

Таблица А2 – Исходные данные для расчета размерной цепи

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| A1 | A2,A3 | A4 | A5 | A6 | A0 |
| 108H9 | 19h7 | 65h9 | 5js10 | 5js10 | 0.2-0.5 |

Привод вентилятора осуществляется 2-мя клиновыми ремнями. Крыльчатка вентилятора устанавливается на фланец шкива. Шкив установлен на 2-х подшипниках на оси. Ось запрессована в кронштейн. В оси нарезана резьба, в которую завинчивается натяжной болт с контргайкой. В кронштейне имеются отверстия – прорези, позволяющие перемещать на определенную величину вентилятор в сборе и тем самым регулировать натяжение ремня.

**2. Расчет посадки с натягом.**

***2.1 Требования, предъявляемые к посадке с натягом***

Посадки с натягом в механизмах и машинах применяют для соединения деталей и передачи крутящего момента. Прилагаемый к сопряжению крутящий момент должен передаваться за счет сил трения, возникающих на сопрягаемых поверхностях деталей под воздействием натяга. При выборе посадки для конкретного сопряжения необходимо выдержать два условия:

1.При наименьшем натяге должна обеспечиваться передача внешнего момента, осевой силы или их совместного действия.

2.При наибольшем натяге выбранная посадка не должна разрушать сопрягаемые детали.

***2.2Расчет посадки с натягом***

Для расчета предложено сопряжение шкиф - ось. По заданию (пункт «а», рис. 7) на сопряжение действует крутящий момент и осевая сила, поэтому расчет посадки с натягом будем вести для условия совместного действия крутящего момента и осевой силы.

Условия выбора посадки:

; ;

где ;- допустимый минимальный и максимальный натяги в сопряжении;

 ; - минимальный и максимальный натяги выбранной посадки.

Величину наименьшего натяга  при условии, что сопрягаемые поверхности идеально гладкие, рассчитывают по формуле

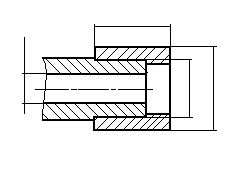
 (1.1)

где *pэ* – удельное эксплуатационное давление по поверхности контакта, Па;

*d*-номинальный диаметр соединения, м;

Е1, Е2 – модули упругости соединяемых деталей (Е1и Е2=2,0)

С1, С2 –коэффициент Ляме.



Определим величину удельного контактного эксплутационного давления:

 (1.2)

где n – коэффициент запаса прочности соединения на возможные перегрузки, принимаю n=1

Мкр – крутящий момент

Р – осевая сила

d, l- номинальные диаметр и длина соединения.

f- коэффициент трения.(приложения А.2)



Определим наименьший расчетный натяг , предварительно определив коэффициенты Ляме:

 (1.3)

 (1.4)

где *d1*, *d2,* - диаметры колец, мм;

 и - коэффициенты Пуассона для металлов вала и отверстия, принимаю равными =0,3 и =0,3.



;

;

Определим минимальный натяг [], обеспечивающий передачу заданного крутящего момента и осевой силы:

[]=; (1.5)

где - поправка на смятие неровностей детали;

 - поправка на различные температурные условия сборки и работы,а также различные коэффициенты линейного расширения деталей;

 - поправка на деформацию деталей от центробежных сил.

Учитывая, что сборка и эксплуатация механизма натяжения ремня вентилятора осуществляется с небольшой разницей температур, а скорость вращения колеса невысокая, примем поправки  и , равными 0.

Поправку определим из выражения:

; (1.6)

где -коэффициент смятия неровностей отверстия втулки и вала, К=0,25 для деталей из одинакового материала, сборка со смазкой.

и - высота неровностей поверхностей отверстия и вала. =3,2 и =6,3 (при точности изготовления вала по 6-му квалитету, а отверстия по 7-му)



[]= 3,2+5,8 = 9 мкм

Найдем [P] по формуле:

= (1.7)

= (1.8)

где Па; Па – предел текучести.

Определим , приняв для расчета меньшее значение [P]:

= (1.9)

Определим максимально допустимый натяг []

[]=; (1.10)

где  - поправка на увеличения контактного давления у торцов охватывающей детали, принимаем равной 1.

[]==95,8мкм.

Условия выбора посадки выполняются: =9,4мкм>[]=9мкм

=90мкм<[]=95,8мкм.

По стандарту ГОСТ25347-82 выберем предпочтительную посадку Ǿ45 

***2.3 Расчет деформаций сопрягаемых деталей.***

При расчете посадок с натягом, после выбора посадки по стандарту, в необходимых случаях производят расчет деформаций сопрягаемых деталей.

Расчет деформаций деталей выполняют в тех случаях, когда эти деформации могут повлиять на работу других деталей механизма, например, деформация кольца подшипника качения может привести к заклиниванию тел качения. В наших условиях деформация вала не влияет на работу других деталей.

Величину деформации шкива определим по формуле:

; (2.1)

где - удельное давление при максимальном натяге выбранной посадки;

 (2.2)



***2.4 Расчет усилия запрессовки деталей.***

Усилие запрессовки при сборке посадки с натягом определяется для того, чтобы выбрать оборудование и оснастку.

Рассчитаем необходимое усилие  при запрессовки собираемых деталей:

; (2.3)

где - коэффициент трения при запрессовки; =(1,5-1,2)f =1,4=0,21



**3. Выбор посадок шлицевых соединений.**

Посадки шлицевых соединений с прямобочным профилем ГОСТ 1139-84 строятся в системе отверстия. Они осуществляются по центрирующей поверхности и по боковым поверхностям впадин втулки и зубьев вала, т.е. по D и b. или по d и b. или только по b. Допуски на элементы шлицевого соединения являются комплексными. Они включают в себя погрешность размера элемента и погрешность взаимного расположения и формы этого элемента.

Для обеспечения собираемости шлицевых деталей предусматривается гарантированный боковой зазор между боковыми сторонами зубьев и впадин, а также между нецентрируемыми поверхностями. Эти зазоры компенсируют погрешность профиля и расположение шлицев вала и втулки.

**8\*36\*42**

**b=7**

**d1=33.5**

**a=1.02**

Выбираем центрирование по наружному диаметру D как наиболее технологичное. Нагрузка спокойная, соединение неподвижное.

Исходя из данных условий выбираем по ГОСТ 1139-84 посадку для шлицевого соединения:

Ǿ42 

Выбираю шлицевое соединение: D-8\*36\*42H7/h8\*7F8/h7

По ГОСТ 25347-82 определим предельное отклонение размеров:

Отверстие 42H7:

IT=22мкм; EI=0; ES=+22мкм;

Вал Ǿ42h8:

IT8=39мкм; es=0; ei=-39мкм

Ширина впадин отверстия: 7F8:

EI=0; IT=22 мкм; ES=+22мкм

Толщина зубьев вала: 7h7:

ei-=-22мкм; es=0; IT=22мкм

**4.Расчет и выбор посадок колец подшипника качения.**

***4.1 Характеристика подшипников качения.***

Подшипники качения являются наиболее распространенными стандартными узлами, изготовляемые на специализированных заводах. Они обладают полной внешней взаимозаменяемостью по присоединительным размерам, т.е. по наружному диаметру **D** наружного кольца и внутреннему диаметру **d** внутреннего кольца. Полная взаимозаменяемость по присоединительным поверхностям позволяет быстро монтировать и заменять изношенные подшипники качения.

По роду тел качения подшипники делятся на шариковые, роликовые и игольчатые, по виду воспринимаемой нагрузки они бывают радиальными, осевыми (упорные) и радиально-упорными, по величине воспринимаемой нагрузки делятся на пять серий: тяжелую, среднюю, легкую, особо легкую и сверхлегкую.

***4.2 Расчет и выбор посадок колец подшипника качения.***

По заданию выбрать посадки колец подшипника качения №209, класс точности 5, работающего в условиях спокойной нагрузки и радиальной нагрузке R=3,0 кН.

1. По стандарту ГОСТ520-89 определим основные размеры подшипника №109:

d=45мм; D=85мм; В=20мм; r=2,0мм

1. Определим виды нагружения колец подшипника:

а) внутреннее кольцо d=45мм имеет циркуляционное нагружение, т.к. в данной конструкции механизма оно является подвижным;

б) наружное кольцо D= 85мм имеет местное нагружение, т.к. в данной конструкции механизма оно является неподвижным;

1. Определим интенсивность нагружения наружного кольца и выберем посадку наружного кольца подшипника:

; (4.1)

где R- радиальная нагрузка;

b=В-2r=20-2\*2=16мм - рабочая длина посадочного места внутреннего кольца на вал.

K=1 – динамический коэффициент посадки. (при перегрузке до 150%, умеренных толчках и вибрации)

F=1– коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе. (вал сплошной)

F=1 – коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки

 н/мм

Вычисленному значению  соответствует посадка **85 G6;**

EI=-10мкм; ES=15мкм; IT6=15мкм

4. Выберем посадку для циркуляционно-нагруженного кольца подшипника качения d=45мм. При спокойной нагрузке и неразъемном корпусе необходимо выбрать посадку:

**45 К5** :

**es=+3мкм**; ei=-9мкм; IT5=16мкм

**5. Выбор посадки для гладкого цилиндрического сопряжения и расчет калибров.**

***5.1******Выбор посадки для сопряжения «ось – распорная втулка»***

Для сопряжения (пункт «б») ось – распорная втулка выберем посадку **45;**

Обоснованием для этого является:

а) распорная втулка предназначена для ограничения смещения в осевом направлении внутренних колец подшипников качения и во время работы относительно оси неподвижна, а поэтому принят низкий, 11-й квалитет.

б) при сборке (разборке) подшипникового узла распорная втулка должна надеваться на ось свободно, поэтому принята посадка с большим зазорам.

в) при выборе такой посадки ось будет иметь уменьшение диаметра между посадочными местами подшипников качения, что облегчит сборку подшипникового узла.

***5.2******Расчет исполнительных размеров калибров.***

Исполнительным размером калибра называется размер, который проставляется на рабочем чертеже калибра. Исполнительный размер калибра вычисляется по принципу максимума металла, т.е. на чертеже должен быть записан тот размер, когда на детали будет наибольшее количество металла. Таким образом для калибра-пробки это будет наибольший размер, а для калибра-скобы – наименьший размер.

1. По ГОСТ 25347-82 определим предельные отклонения отверстия и вала и вычислим их предельные размеры:

а) для отверстия 45Н11(+0,16): ;

, т.к. EI=0;

б) для вала 45d11():;

;

2. По ГОСТ 24853-81 определим данные для расчета исполнительных размеров калибров:

а) для отверстия 45Н11: H=11мкм; Z=22мкм; У=0мкм; =0.

б) для вала 45d11: H=11; Z=22мкм; У=0мкм; =0; H=2,5мкм:

1. Вычислим исполнительные размеры проходного и непроходного калибров:

а) калибры (пробки) для контроля отверстия 45Н11:

; (5.1)

; (5.2)

 (5.3)

Исполнительный размер калибра ПР 45,0275 мм.

 (5.4)

 (5.5)

\*сполнительный размер калибра НЕ 45,1655 мм.

б) калибры (скобы) для вала 45d11:

 (5.6)

 (5.7)

 (5.8)

Исполнительный размер калибра ПР44,9035мм:

 (5.9)

 (5.10)

Исполнительный размер калибра НЕ 44,7655 мм;

***5.3 Контрольные калибры.***

Контрольные калибры предназначены для контроля рабочих калибров-скоб и представляют собой бес шкальные инструменты в виде шайб (колец), поэтому при расчете исполнительных размеров контрольных калибров они рассматриваются как валы.

а) контркалибры к скобам для вала 45d11:

 (5.11)

 (5.12)

Исполнительный размер калибра К-ПР44,8992мм;

 (5.13)

 (5.14)

Исполнительный размер калибра К-НЕ44,76125мм;

 (5.15)

 (5.16)

Исполнительный размер калибра К-И44,9225мм;

**6. Расчет размерной цепи.**

По заданию на курсовое проектирование необходимо провести проверочный расчет размерной цепи, т.е. установить, обеспечивается ли в узле полная взаимозаменяемость при заданных размерах звеньев. Проверочный расчет размерной цепи будем вести по методу «минимума-максимума».

Исходные данные для расчета размерной цепи:

А=0,2-0,5мм- замыкающие звено, толщина стопорного кольца;

А=100Н9-длина участка ступицы, увеличивающее звено;

А=19h7 – высота бурта крышки, уменьшающее звено;

А=19h7 – ширина подшипника, уменьшающее звено;

А4=65h9 – ширина бурта крышки подшипника, уменьшающее звено;

А5=5js10 – длина распорной втулки, уменьшающее вено;

А6=5js10 – толщина прокладки, увеличивающее звено.

Условие полной взаимозаменяемости в цепи:

1. допуск замыкающего звена ТА должен быть меньше или равен заданному допуску [ТА];
2. наибольшее значение замыкающего звена размерной цепи Аmax должно быть меньше или равно наибольшему замыкающему звену заданному [Аmax];

Аmax<[Аmax]

1. наименьшее значение замыкающего звена Аmin должно быть больше или равно заданному значению замыкающего звена [Аmin];

Аmin>[Аmin]:

1.По ГОСТ25346-82 определим предельные отклонения и допуски составляющих звеньев:

А=108Н9=1080.087;IT9=87мкм.

А=A3=19h7=19-0.021 ; IT7=21мкм.

А4=65h9=16+0.074; IT9=74мкм.

A5= A6=5js10=5-0.024 ; IT10=24

2. Определим номинальный размер замыкающего звена:

А= А-( А+ А+A4+A5+A6)=108-(19+19+65+5+5)=0

3. Определим среднее отклонение Ес(А) замыкающего звена:

Ес(А)=

Ес(А;A3)=

Ес(А4)=

Ec(A5;A6)=

Ес(А)= Ес(А)-[ Ес(А)+ Ес(А)+Ес(А4)+Ес(А5)+Ес(А6)]=

=0,044-((-0,01)+(-0,01)+(-0,037)+(-0,012)+(-0,012))=0,125 мкм

4.Найдем допуск замыкающего звена:

Т А=Т А+Т А+Т А+Т∙А4+Т∙А5+Т∙А6=0,087+0,021+0,021+0,074++0,024+0,024=0,251мкм

Допуск исходного звена:

[ТА]=[Аmax]- [Аmin]=0,5-0,2=0,3мм

Допуски составляющих звеньев оставим без изменения, т.к.

Т А=0,251<[ТА]=0,3мм.

5. Вычислим предельные размеры замыкающего звена:

Еs(А)= Аmax= Ес(А)+

Еi(А)= Аmin= Ес(А)-мм

Сравним полученные результаты с заданными:

Аmin= -0,025>[Аmin]=0,2мм – условие не выполняется.

Аmax=0,275<[Аmax]=3,1мм.

Расчеты показывают, что одно из условий не выполняется, а значит в узле не будет обеспечиваться полная взаимозаменяемость.