***Расчет соединений с натягом***

Примечание. Задание выбирается в соответствии с двумя последними числами ИКС

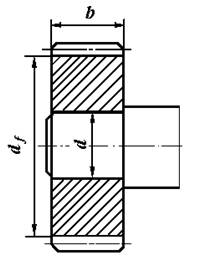
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Предпоследнее число ИКС | 0 - 1 | | 2 - 3 | | 4 - 5 | | 6 - 7 | | 8 - 9 | |
| Номер задачи | 1 | | 2 | | 3 | | 4 | | 5 | |
| Последнее число ИКС | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| № варианта | 10 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |

В конце представлен образец титульного листа, в обозначении выделено курсивом № ИКС.

Порядок решения и составляющие формул расписывать обязательно.

***Задача 1.***

Рассчитать цилиндрическое соединение с натягом, состоящее из вала, выполненного из стали 45, и шестерни, изготовленной из Стали 40ХН (рис.1). Диаметр вала под шестерней d, ширина шестерни b, диаметр окружности впадин шестерни df , и передаваемый шестерней момент T приведены в таблице 1. Недостающими данными задаться самостоятельно.



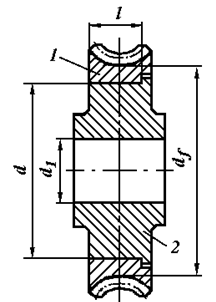
**Рис.1. Цилиндрическое соединение вала и шестерни с натягом**

Таблица 1. Исходные данные для задачи 1

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Варианты | | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| d, мм | 35 | 40 | 45 | 50 | 45 | 50 | 30 | 35 | 50 | 55 |
| b, мм | 30 | 45 | 40 | 60 | 50 | 40 | 30 | 40 | 50 | 60 |
| df, мм | 90 | 100 | 105 | 110 | 115 | 120 | 125 | 130 | 135 | 140 |
| T, Нм | 100 | 120 | 140 | 150 | 160 | 170 | 180 | 190 | 200 | 210 |

***Задача 2.***

Рассчитать цилиндрическое соединение с натягом, состоящее из зубчатого венца 1 червячного колеса, выполненного из бронзы БрА9Ж3Л и центра колеса 2 , выполненного из чугуна СЧ10. Посадочная поверхность диаметром d  длиной l. Диаметр отверстия для вала в центре колеса d1, диаметр окружности впадин зубчатого венца df; а передаваемый червячным колесом момент Т (рис.2, таблица 2).



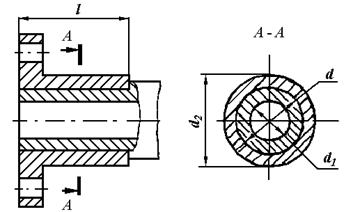
**Рис.2.** **Цилиндрическое соединение с натягом венца червячного колеса с центром**

Таблица 2. Исходные данные для задачи 2

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Варианты | | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| d, мм | 150 | 160 | 180 | 180 | 190 | 260 | 200 | 280 | 220 | 170 |
| d1, мм | 55 | 60 | 65 | 50 | 75 | 80 | 70 | 85 | 90 | 95 |
| *l*, мм | 30 | 45 | 40 | 60 | 50 | 60 | 40 | 50 | 70 | 60 |
| df, мм | 190 | 200 | 225 | 240 | 255 | 320 | 265 | 330 | 285 | 240 |
| T, Нм | 200 | 250 | 340 | 280 | 260 | 320 | 280 | 300 | 320 | 310 |

***Задача 3.***

Подобрать посадку, для передачи вращающего момента Т, в соединения с размерами (рис.3). Материал деталей - Сталь 50, шероховатость поверхностей - Ra1 и Ra2 (таблица 3).

****

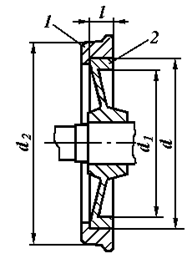
**Рис.3. Соединение с натягом**

Таблица 3. Исходные данные для задачи 3

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Варианты | | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| d1, мм | 40 | 60 | 50 | 80 | 100 | 70 | 40 | 30 | 40 | 50 |
| d, мм | 100 | 140 | 150 | 170 | 120 | 180 | 150 | 120 | 100 | 160 |
| d2, м | 180 | 220 | 230 | 240 | 150 | 220 | 220 | 180 | 150 | 135 |
| T, Нм | 400 | 500 | 450 | 300 | 600 | 550 | 600 | 700 | 900 | 650 |
| *l* , мм | 30 | 40 | 40 | 40 | 50 | 60 | 80 | 60 | 70 | 45 |
| Ra1,мкм | 0,8 | 1,6 | 3,2 | 3,2 | 1,6 | 1,6 | 3,2 | 1,6 | 3,2 | 1,6 |
| Ra2,мкм | 1,6 | 3,2 | 3,2 | 1,6 | 3,2 | 1,6 | 1,6 | 3,2 | 3,2 | 1,6 |

***Задача 4.***

Подобрать стандартную посадку с натягом венца шкива 1 плоскоременной передачи с центром 2 (рис.4). Соединение нагружено вращающим моментом Т. Размеры деталей соединения d, d1, d2, l, шероховатость поверхностей – Ra1 и Ra2 указаны в таблице 4.  Материал венца - Сталь 35Л, центра – чугун СЧ18.



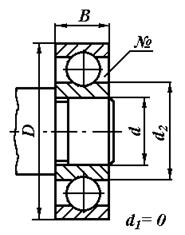
**Рис.4. Посадка с натягом венца шкива плоскоременной передачи с центром**

Таблица 4. Исходные данные для задачи 4

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Варианты | | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| T, Нм | 150 | 160 | 180 | 200 | 220 | 240 | 260 | 280 | 300 | 320 |
| d1, мм | 100 | 110 | 110 | 120 | 130 | 140 | 150 | 160 | 170 | 180 |
| d ,мм | 160 | 170 | 180 | 190 | 200 | 210 | 220 | 230 | 240 | 250 |
| d2,мм | 200 | 220 | 240 | 260 | 260 | 260 | 260 | 290 | 300 | 310 |
| *l*, мм | 30 | 30 | 40 | 40 | 40 | 50 | 50 | 50 | 60 | 60 |
| Ra1 | 1,6 | 1,6 | 1,6 | 1,6 | 1,6 | 3,2 | 3,2 | 3,2 | 3,2 | 3,2 |
| Ra2 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 3,2 | 2,5 | 3,2 | 6,3 | 6,3 | 6,3 | 6,3 |

***Задача 5****.*

Определить усилие, необходимое для запрессовки шарикоподшипника  № (рис.5). Допуски посадочных поверхностей деталей соединения приведены в таблице 9. Материал вала – Сталь 40Х, материал колец подшипников – Сталь ШХ15 (модуль упругости Е2 = 2,1∙105 МПа), шероховатость посадочной поверхности вала под внутреннее кольцо подшипника Ra1 =1,25 мкм и внутреннего кольца подшипника Ra2 =1,25 мкм.



**Рис.5. Запрессовка шарикоподшипника**

Таблица 5. Исходные данные для задачи 5

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Варианты | | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| № | 204 | 206 | 208 | 210 | 212 | 304 | 306 | 308 | 310 | 312 |
| Допуск вала | k6  http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image020.gif | m6  http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image022.gif | m6  http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image024.gif | k6  http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image026.gif | k6  http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image028.gif | k6  http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image020.gif | m6  http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image022.gif | m6  http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image024.gif | m6  http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image024.gif | k6  http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image028.gif |
| Допуск отверстия | L0  http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image030.gif | L0  http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image030.gif | L0  http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image032.gif | L0  http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image032.gif | L0  http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image034.gif | L0  http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image030.gif | L0  http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image030.gif | L0  http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image032.gif | L0  http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image032.gif | L0  http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image034.gif |

***Методические указания к решению задач***

**Подбор посадки с натягом**.

Исходные данные:

Т - вращающий момент на колесе, Нм;

Fa – осевая сила, Н; d - диаметр соединения, мм;

d1 - диаметр отверстия пустотелого вала, мм;

d2 - условный наружный диаметр втулки (ступицы колеса, внешний диаметр бандажа и др.), мм;

l - длина сопряжения, мм; материалы соединяемых деталей и шероховатость поверхностей.

При одновременном нагружении соединения вращающим моментом Т и осевой силой Fa расчет условно ведут по равнодействующей силе FΣ , составляющими которой являются окружная сила  T и осевая сила Fa

http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image084.gif

Осевую силу Fa, действующую в зацеплении, в расчет не принимают: как показывает анализ, после приведения сил Ft и Fa к диаметру d соединения, влияние осевой силы оказывается незначительным (с учетом силы Fa давление увеличивается для цилиндрических и червячных колес в 1,005 раза, а для конических колес с круговым зубом в 1,02 раза).

Подбор посадок производят в следующем порядке.

1) Среднее контактное давление (МПа)

http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image086.gif                                  (2)

где K - коэффициент запаса сцепления; f - коэффициент трения.

При действии на соединение изгибающего момента МИтребуемое давление определяют по выражению

http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image088.gif

Для предупреждения снижения несущей способности вследствие нестабильности коэффициента трения и контактной коррозии (изнашивания посадочных поверхностей вследствие их микроскольжения при действии переменных напряжений, пиковых нагрузок, особенно в период пуска и останова) или для уменьшения ее влияния в соединениях с натягом следует предусматривать определенный запас сцепления  K, который принимают K = 2,0…4,5.

Для определения числовых значений коэффициента трения f можно воспользоваться данными таблицы 6 в которой приведены значения коэффициента трения в случае соединения с валом, изготовленным из стали.

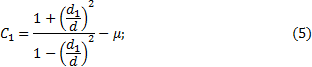
Таблица 6

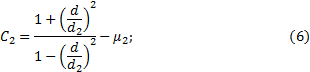
|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Способ сборки  соединения | Сталь | Чугун | Алюминиевые и магниевые   сплавы | Латунь | Пластмассы |
| Механический | 0,06…0,13 | 0,07… 0,12 | 0,02… 0,06 | 0,05… 0,10 | 0,6… 0,5 |
| Тепловой | 0,14… 0,16 | 0,07… 0,09 | 0,05… 0,06 | 0,05… 0,14 | - |

2)  Расчетный теоретический натяг (мкм):

http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image090.gif                    (4)

где C1, С2 - коэффициенты жесткости:





здесь Е - модуль упругости, МПа: для стали - 2,1∙105; чугуна - 0,9∙105; оловянной бронзы - 0,8∙105; безоловянной бронзы и латуни - 105;

μ - коэффициент Пуассона: для стали - 0,3; чугуна - 0,25; бронзы, латуни - 0,35.

**Индекс «1» для охватываемой детали (вала), индекс «2» для охватывающей детали (втулки).**

В задачах о посадке подшипника качения (задача 9) диаметры d1 и d2 необходимо определить по следующим зависимостям.

Диаметр по дну желоба (d2)

*d0 = 0,5·(D + d) – dw* ,                                                    (7)

диаметр борта (d1)

*d2 = d0 + 2·0,2·dw,*                                               (8)

где соответствующие размеры подшипника приведены в таблице.

3)  Поправка на обмятие микронеровностей (мкм)

u = 0,5·(Ra1 + Ra2),                                            (9)

где Ra1 и Ra2 - средние арифметические отклонения профиля поверхностей. Значения Ra, мкм принимают согласно чертежу детали или по таблице 7, где приведены рекомендуемые значения параметра шероховатости Raдля посадочных поверхностей отверстий и валов.

Таблица 7

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Интервалы  размеров, мм | Отверстие | | | Вал | | | |
| Квалитет | | | | | | |
| 6,7 | 8 | 9 | | 6, 7 | 8 | 9 |
| Ra, мкм | | | | | | |
| Свыше 18 до 50 | 0,8 | 1,6 | 3,2 | | 0,8 | 0,8 | 1,6 |
| Свыше 50 до 120 | 1,6 | | 3,2 | | 0,8 | 1,6 | |
| Свыше 120 до 500 | 1,6 | 3,2 | | | 1,6 | 3,2 | |
|  |  |  |  |  |  |  |  |

4)  *Поправка на температурную деформацию* (мкм). При подборе посадки зубчатых венцов червячных колес, которые нагреваются при работе передачи до относительно высоких температур, учитывают температурные деформации центра и венца колеса, ослабляющие натяг

http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image096.gif

Здесь t1 и t2 - средняя объемная температура соответственно обода центра и венца колеса. Значения коэффициентов α, 1/°С: для стали - 12∙10-6; чугуна - 10∙10-6; бронзы, латуни - 19∙10-6.

5)  *Минимальный натяг* (мкм), необходимый для передачи вращающего момента,

http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image098.gif                             (11)

6)  *Максимальный натяг* (мкм), допускаемый прочностью охватывающей детали (ступицы, венца и др.),

http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image100.gif                             (12)

7)  *Максимальная деформация* (мкм), допускаемая прочностью охватывающей детали,

http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image102.gif                           (13)

где http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image104.gif                    (14)

максимальное давление, допускаемое прочностью охватывающей детали (*σT* - предел текучести материала охватывающей детали, МПа).

8)  *Выбор посадки*. По значениям [N]min и [N]max выбирают по таблице одну из посадок, удовлетворяющих условиям (11) и (12).

Приводимые в таблице значения минимального Nmin и максимального Nmax вероятностных натягов подсчитаны по формулам, учитывающим рассеивание размеров вала и отверстия и, как следствие, рассеивание величины натяга.

9)  Для выбранной посадки определяют силу запрессовки или температуру нагрева детали.

Сила запрессовки, Н

http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image106.gif                              (15)

где http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image108.gif                  (16)

Pmax - давление от натяга Nmax выбранной посадки;

fП - коэффициент сцепления (трения) при прессовании (таблица 8).

Таблица 8

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Материал деталей  соединения | Сталь -сталь | Сталь - чугун | Сталь - бронза,  латунь | Чугун - бронза,  латунь |
| fП | 0,20 | 0,14 | 0,10 | 0,08 |

10)  Температура нагрева охватывающей детали, °С для обеспечения зазора при сборке

http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image110.gif

где *ZСб* - зазор для удобства сборки, мкм; этот зазор принимают в зависимости от диаметра вала d по таблице 9:

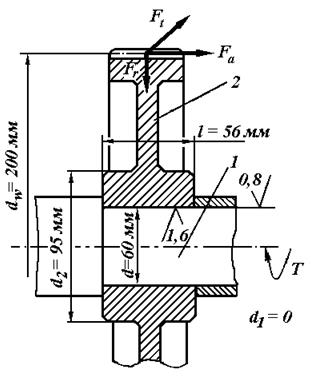
Таблица 9

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| d, мм | св. 30 до 80 | св. 80 до 180 | св. 180 до 400 |
| http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image112.gif, мкм | 10 | 15 | 20 |

Температура нагрева должна быть такой, чтобы не происходило структурных изменений в материале. Для стали [t] = 230… 240°С, для бронзы [t] = 150… 200°С.

**Пример 1.**

Косозубое цилиндрическое колесо передает на вал номинальный вращающий момент Т = 400 Нм. На зубья колеса действуют силы: окружная Ft = 4000 H; радиальная Fr, =1500 H и осевая Fa = 1000 Н; точка приложения этих сил расположена в середине зубчатого венца колеса на диаметре dw. Размеры деталей соединения даны на рис.33. Материал колеса и вала: сталь 40Х, термообработка - улучшение, твердость поверхности 240... 260 НВ, пределы текучести σT1=σT2 = 650 МПа. Сборка осуществляется запрессовкой. Требуется подобрать стандартную посадку для передачи заданной нагрузки.



**Рис.33**

**Решение.**

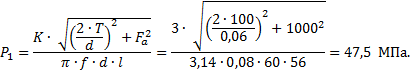
1. Коэффициент запаса сцепления принимаем K = 3 , так как на соединение действуют циклические напряжения изгиба. Напряжения изменяются потому, что силы Ft, Fr и Fa в пространстве неподвижны, а соединение вал-колесо вращается.

2. Коэффициент трения f = 0,08 (см. таблица 37), так как детали соединения стальные без покрытий и сборка осуществляется под прессом (запрессовка).

3. Действующий на соединение изгибающий момент от осевой силы Fa на колесе равен

*MИ = Fa dw/2* = 1000∙200/2 = 100 Нм = 100000 Нмм.

4. Потребное давление для передачи вращающего момента Т и осевой силы Fa  определяем по формулам (1) и (2)



5. Потребное давление для восприятия изгибающего момента MИ из условия нераскрытия стыка находим по формуле (3)

http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image122.gif

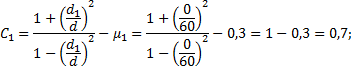
Для дальнейшего расчета в качестве потребного давления P выбираем большее значение, т. е. P = P1 = 47,5 МПа.

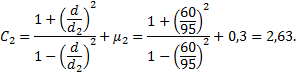
6. Расчетный теоретический натяг определяем по формуле Ляме (4)

http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image124.gif

Посадочный диаметр соединения d = 60 мм (см. рис.33), вал сплошной стальной с параметрами: d = 60мм**;** d1 = 0; μ1= 0,3; E1= 2,1∙105 МПа; ступица (зубчатое колесо) стальная с параметрами: d2 = 95мм**;** d**=** 60 мм; μ2= 0,3; E2= 2,1∙105 МПа, здесь условно принимают наружный диаметр d2 охватывающей детали равным диаметру ступицы зубчатого колеса.

Тогда по формулам (5), (6) коэффициенты





При этих параметрах потребный расчетный теоретический натяг равен (4)

http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image130.gif

6. Поправка на обмятие микронеровностей (4.9) составляет

u  = 5,5∙( Ra1 + Ra2) = 5,5∙(0,8 + 1,6) = 13,2 мкм,

где Ra1 = 0,8,   Ra2 = 1,6 согласно рис.33.

7. Температурную поправку *δt* принимаем равной нулю. Минимальный натяг, требуемый для передачи заданной нагрузки, равен (11)

http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image132.gif

8. Давление на поверхности контакта, при котором эквивалентные напряжения в ступице колеса достигают значения предела текучести материала ступицы *σT2* = 650 МПа, находим по формуле (14)

http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image134.gif

9. Расчетный натяг, соответствующий давлению [P]max, т. е. натяг, при котором эквивалентные напряжения у внутренней поверхности ступицы достигнут предела текучести материала ступицы, составляет (13)

http://www.detalmach.ru/kontrol7.files/image136.gif

10. Максимально допустимый натяг (12) по условию отсутствия зон пластических деформаций у охватывающей детали (ступице зубчатого колеса) равен

Nmax= [δmax] + и = 185,9 + 13,2 = 199,1 мкм

11. Для образования посадок принимаем систему отверстия. Допускаем вероятность появления (риск появления) больших и меньших натягов 0,14%, т.е. принимаем надежность Р(t) = 0,9986. Условия пригодности посадки

N min ≥ NРmin; NРmax ≤ Nmax.

12. Из числа рекомендуемых стандартных посадок пригодна посадка Ø 60 Н7/u7 , для которой вероятностный минимальный натяг NРmin= 66 мкм больше минимального натяга, требуемого для передачи заданной нагрузки, Nmin= 58,4 мкм, а максимальный вероятностный натяг NРmax = 108 мкм меньше максимального натяга по условию отсутствия пластических деформаций у ступицы колеса Nmax = 199,1 мкм.

Прочность деталей соединения, в частности ступицы зубчатого колеса, проверять не надо, так как у выбранной посадки максимальный вероятностный натяг NИmin  =108 мкм. При таком натяге эквивалентные напряжения в ступице будут меньше предела текучести, поскольку эквивалентные напряжения в ступице достигают предела текучести при натяге 199,1 мкм.

Қазақстан Республикасының білім және ғылым министрлігі

Министерство образования и науки Республики Казахстан

Северо – Казахстанский государственный университет имени

М. Козыбаева

Манаш Қозыбаев атындағы Солтүстік Қазақстан

мемлекеттік университеті

[Инженерлік және сандық технологиялар факультеті](http://www.nkzu.kz/page/view?id=121)

Факультет инженерии и цифровых технологий

«Көлік және машина жасау» кафедрасы

Кафедра «Транспорт и машиностроение»

РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА

по дисциплине «Детали машин»

5В0713 РГРД*14* 000.000.000 ПЗ

Орындады:

Выполнил: \_\_\_\_\_\_\_\_\_ Ахметжан Б.Е.

Тр-18 тобының студенті

Студент гр. Тр-18

Тексерді:

Проверил: \_\_\_\_\_\_\_\_\_ Дерман А.Л.

«КжМЖ» кафедрасының аға оқытушысы

ст. преп. кафедры «ТиМ»

Петропавл қ., 2020 ж.

г. Петропавловск, 2020 г.