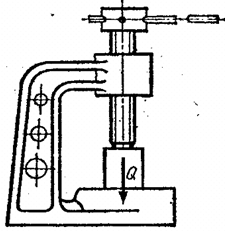
***Расчет силовых винтов***

Задание принимать согласно списка группы, вариант по последнему числу (например, для первого варианта, Задача 1 – вариант 1: для 12 варианта, - задача 12, вариант 2).

Титульный лист взять с предыдущего задания, в коде указывать вариант согласно списка группы, -5В0713 РГРД**01** 000.000.000 ПЗ.

***Задача 1.***

Рассчитать винт, гайку, а также размеры рукоятки ручного пресса (рис. 1). На пресс действует сила *Q*.  Усилие на рукоятке принять равным  200 Н.  Построить  для винта эпюры сил и крутящего момента. Данные брать из таблицы 1.



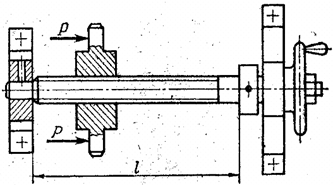
**Рис.1. Ручной пресс**

Таблица 1. Исходные данные для задачи 1

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Вариант | *Q, кН* | Профиль резьбы |
| 1 | 15 | Трапецеидальный |
| 2 | 20 |
| 3 | 25 |
| 4 | 28 |
| 5 | 32 |
| 6 | 36 | Прямоугольный |
| 7 | 40 |
| 8 | 4 |
| 9 | 48 |
| 0 | 50 |

***Задача 2.***

Рассчитать винт и гайку механизма отводки (рис. 2). На гайку действует сила *2P*. Длина винта *l*. Построить для винта эпюры сил и крутящего момента. Данные брать из таблицы 2.



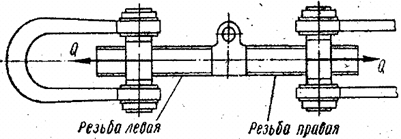
**Рис.2. Механизм отводки**

Таблица 2. Исходные данные для задачи 2

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Вариант | *P, кН* | *l, м* | Профиль резьбы |
| 1 | 6 | 0,7 | Трапецеидальный |
| 2 | 7 | 0,5 |
| 3 | 8 | 0,6 |
| 4 | 9 | 0,5 |
| 5 | 9,5 | 0,7 |
| 6 | 10 | 0,6 | Квадратный |
| 7 | 11 | 0,8 |
| 8 | 12 | 0,7 |
| 9 | 13 | 0,5 |
| 0 | 14 | 0,4 |

***Задача 3.***

Рассчитать винтовую стяжку (рис. 3), находящуюся под действием силы *Q*. Определить размеры винта, гайки и рукоятки. К концам приложено усилие двух рабочих *2P* = 400 Н. Построить для винта эпюры сил и крутящего момента. Данные брать из таблицы 3.



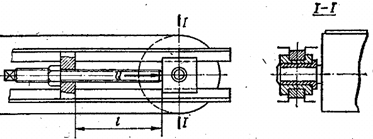
**Рис.3. Винтовая растяжка**

Таблица 3. Исходные данные для задачи 3

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Вариант | *Q, кН* | Число заходов | Профиль резьбы |
| 1 | 8 | 1 | Упорный |
| 2 | 10 |
| 3 | 12 |
| 4 | 14 | 2 | Трапецеидальный |
| 5 | 16 |
| 6 | 18 |
| 7 | 20 | 1 | Квадратный |
| 8 | 22 |
| 9 | 24 |
| 0 | 26 |

***Задача 4.***

Рассчитать винт и гайку натяжного устройства ведомого барабана ленточного конвейера (рис. 4). Усилие, действующее на винт *Q*, длина винта *l*. Построить для винта эпюры сил и крутящего момента. Данные брать из таблицы 4.



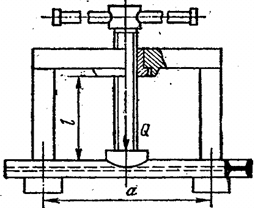
**Рис.4. Натяжное устройство ведомого барабана конвейера**

Таблица 4. Исходные данные для задачи 4

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Вариант | *Q, кН* | *l, м* | Профиль резьбы |
| 1 | 8 | 0,4 | Упорный |
| 2 | 9 | 0,5 |
| 3 | 10 | 0,6 |
| 4 | 11 | 0,5 |
| 5 | 12 | 0,4 |
| 6 | 13 | 0,4 | Квадратный |
| 7 | 14 | 0,45 |
| 8 | 15 | 0,5 |
| 9 | 16 | 0,55 |
| 0 | 17 | 0,6 |

***Задача 5.***

Рассчитать винтовую пару и рукоятку пресса (рис. 5). Установить номер швеллера, который можно выгибать на прессе. Создаваемое прессом усилие *Q*. Усилие на концах рукоятки 200 Н. Длина винта *l*, расстояние между опорами*a*. Построить для винта эпюры сил и крутящего момента. Данныебрать из таблицы 5.



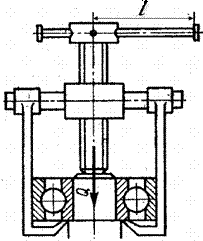
**Рис.5. Винтовой пресс**

Таблица 5. Исходные данные для задачи 5

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Вариант | *Q, кН* | *L, м* | *a, м* | Профиль резьбы |
| 1 | 10 | 0,55 | 0,7 | Трапецеидальный |
| 2 | 15 | 0,35 | 0,75 |
| 3 | 18 | 0.5 | 0,8 |
| 4 | 24 | 0,48 | 0,85 |
| 5 | 28 | 0,45 | 0,9 |
| 6 | 31 | 0.43 | 1 | Квадратный |
| 7 | 34 | 0,4 | 1,1 |
| 8 | 38 | 0,38 | 1,2 |
| 9 | 42 | 0,35 | 1,3 |
| 0 | 45 | 0,33 | 1,4 |

***Задача 6.***

Рассчитать винт и гайку съёмника (рис. 6). Сила давления на винт *Q*. Определить длину рукоятки *l*, если усилие, приложенное на её конце 200 Н. Построить для винта эпюры сил и крутящего момента. Данные брать из таблицы 6.



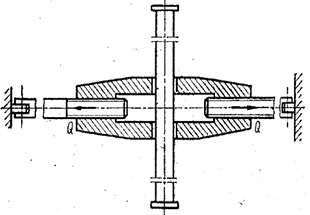
**Рис.6. Винтовой съемник**

Таблица 6. Исходные данные для задачи 6

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Вариант | *Q, кН* | Профиль резьбы |
| 1 | 7 | Трапецеидальный |
| 2 | 8 |
| 3 | 11 |
| 4 | 14 |
| 5 | 17 |
| 6 | 20 | Прямоугольный |
| 7 | 23 |
| 8 | 26 |
| 9 | 30 |
| 0 | 35 |

***Задача 7.***

Определить размеры винта и гайки стяжного соединения, находящегося под действием силы  *Q*, и размеры рукоятки (рис. 7). Усилие на концах рукоятки 200 Н. Построить для винта эпюры сил и крутящего момента. Данные брать из таблицы 7.



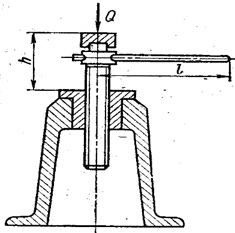
**Рис.7. Стяжное соединение**

Таблица 7. Исходные данные для задачи 7

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Вариант | *Q, кН* | Число заходов | Профиль резьбы |
| 1 | 12 | 2 | Трапецеидальный |
| 2 | 14 |
| 3 | 16 |
| 4 | 18 | Квадратный |
| 5 | 20 |
| 6 | 22 | 1 |
| 7 | 24 | Трапецеидальный |
| 8 | 26 |
| 9 | 28 |
| 0 | 30 |

***Задача 8.***

Рассчитать винт, гайку и рукоятку самотормозящего домкрата (рис. 8) грузоподъёмностью *Q*и высотой подъёма груза *h*. Усилие на рукоятке принять 300 Н. Построить для винта эпюры крутящего момента и сжимающих сил. Данные брать из таблицы 8.



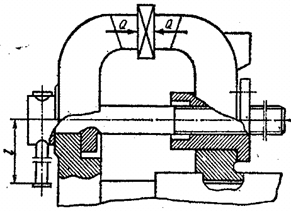
**Рис.8. Самотормозящий домкрат**

Таблица 8. Исходные данные для задачи 8

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Вариант | *Q, кН* | *h, м* | Профиль резьбы |
| 1 | 20 | 0,35 | Упорный |
| 2 | 24 | 0,45 |
| 3 | 28 | 0,55 |
| 4 | 32 | 0,5 | Квадратный |
| 5 | 36 | 0,55 |
| 6 | 40 | 0,65 |
| 7 | 44 | 0,60 | Трапецеидальный |
| 8 | 48 | 0,55 |
| 9 | 52 | 0,45 |
| 0 | 55 | 0,35 |

***Задача 9.***

Рассчитать винт и гайку параллельных тисков (рис. 9) и длину рукоятки *l*. Усилие прижатия детали *Q*, гаечное усилие на рукоятке принять равным200 Н. Построить для винта эпюры сил и крутящего момента. Данные брать из таблицы 9.



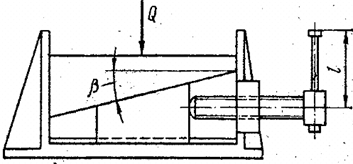
**Рис.9. Параллельные тиски**

Таблица 9. Исходные данные для задачи 9

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Вариант | *Q, кН* | Профиль резьбы |
| 1 | 7 | Трапецеидальный |
| 2 | 8 |
| 3 | 9 |
| 4 | 10 |
| 5 | 11 |
| 6 | 12 | Прямоугольный |
| 7 | 13 |
| 8 | 14 |
| 9 | 15 |
| 0 | 16 |

***Задача 10.***

Рассчитать винт и гайку клинового домкрата (рис. 10) грузоподъёмностью *Q*, а также определить длину рукоятки *l* и общий КПД домкрата. Усилие рабочего на конце рукоятки 200 Н, угол наклона клиньев β. Построить для винта эпюру сил и крутящего момента. Данные брать из таблицы 10.



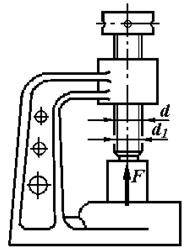
**Рис.10. Клиновой домкрат**

Таблица 10. Исходные данные для задачи 10

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Вариант | *Q, кН* | β, *рад* |
| 1 | 60 | π/12 |
| 2 | 70 | π/9 |
| 3 | 80 | π/12 |
| 4 | 90 | π/9 |
| 5 | 100 | π/12 |
| 6 | 110 | π/9 |
| 7 | 120 | π/12 |
| 8 | 130 | π/9 |
| 9 | 140 | π/12 |
| 0 | 150 | π/9 |

***Задача 11****.*

Рассчитать винт и гайку пресса (рис.11, таблица 11). На винт действует продольная сила *F.* Материал гайки - чугун СЧ18. Недостающие данные принять самостоятельно.



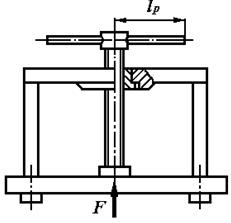
**Рис.11. Пресс**

Таблица 11. Исходные данные для задачи 11

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Варианты | | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| *F*, кН | 15 | 18 | 20 | 22 | 25 | 8 | 16 | 20 | 26 | 30 |
| Профиль резьбы | Упорный | | | | | Трапецеидальный | | | | |

***Задача 12****.*

Рассчитать винт и гайку пресса для сгибания балки. Сила, изгибающая балку *F* (рис.12, таблица 12). Материал гайки - бронза. Недостающиеданные принять самостоятельно.



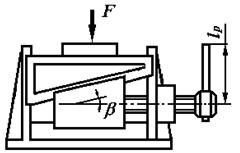
**Рис.12. Пресс для сгибания балки**

Таблица 12. Исходные данные для задачи 12

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Варианты | | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| *F*, кН | 16 | 28 | 30 | 35 | 40 | 18 | 22 | 24 | 28 | 32 |
| Профиль резьбы | Упорный | | | | | Трапецеидальный | | | | |

***Задача 13.***

У винтового клинчатого домкрата (рис.13) рассчитать винт, гайку и рукоятку. Угол наклона клиньев β = π/24. Материалы, коэффициент трения в резьбе и коэффициенты трения клин о клин и о направляющие рамы выбрать самостоятельно. Вес поднимаемого груза *F*задан в таблице 13.



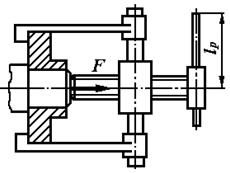
**Рис.13. Клинчатый домкрат**

Таблица 13. Исходные данные для задачи 13

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Варианты | | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| *F*, кН | 7,5 | 10 | 12 | 14 | 17 | 32 | 36 | 34 | 38 | 40 |
| Профиль резьбы | Трапецеидальный | | | | | Упорный | | | | |

***Задача 14.***

Рассчитать винт и гайку съемника (рис.14) при силе давления *F* на винт, приведенной в таблице 14. Материал гайки - чугун СЧ15. Недостающие данные принять самостоятельно.



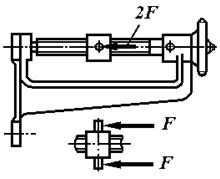
**Рис.14. Съемник**

Таблица 14. Исходные данные для задачи 14

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Варианты | | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| *F*, кН | 15 | 20 | 28 | 34 | 40 | 22 | 36 | 44 | 48 | 50 |
| Профиль резьбы | Упорный | | | | | Трапецеидальный | | | | |

***Задача 15.***

Рассчитать винт и гайку механизма отводки муфты (рис.15). Сила *2F,* действующая на гайку, приведена в таблице 15. Материал гайки – бронза, Недостающие данные принять самостоятельно.



**Рис.15. Механизм отводки муфты**

Таблица 15. Исходные данные для задачи 15

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Варианты | | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| *F*, кН | 16 | 18 | 20 | 22 | 24 | 24 | 22 | 20 | 18 | 16 |
| Профиль резьбы | Трапецеидальный | | | | | Упорный | | | | |

***Задача 16.***

Определить размеры винта и гайки стяжного соединения, находящегося под действием силы *F* (таблица 16), и размеры рукоятки (рис. 16). Материал гайки – бронза. Недостающие данные принять самостоятельно.



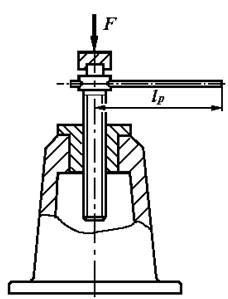
**Рис.16. Стяжное соединение**

Таблица 16. Исходные данные для задачи 16

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Варианты | | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| *F*, кН | 24 | 36 | 48 | 50 | 56 | 32 | 39 | 50 | 42 | 35 |
| Профиль резьбы | Трапецеидальный | | | | | Упорный | | | | |

***Задача 17.***

Рассчитать винтовую стяжку, находящуюся под действием силы *F* (рис.17, таблица 17). Определить размеры винта, гайки и рукоятки. К концам рукоятки приложено усилие двух рабочих**.** Материал гайки – чугун СЧ10. Недостающие данные принять самостоятельно.



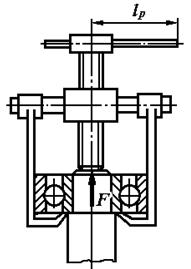
**Рис.17. Винтовая стяжка**

Таблица 17. Исходные данные для задачи 17

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Варианты | | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| *F*, кН | 10 | 14 | 24 | 35 | 42 | 12 | 19 | 34 | 48 | 55 |
| Профиль резьбы | Упорный | | | | | Трапецеидальный | | | | |

***Задача 18.***

Рассчитать винт и гайку съемника (рис.18). Сила давления на винт *F* приведена в таблице 18. Определить длину рукоятки  *l.* Материал гайки - чугун. Недостающие данные принять самостоятельно.



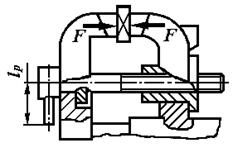
**Рис.18. Съемник**

Таблица 18. Исходные данные для задачи 18

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Варианты | | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| *F*, кН | 8 | 12 | 20 | 30 | 40 | 26 | 32 | 40 | 45 | 55 |
| Профиль резьбы | Трапецеидальный | | | | | Упорный | | | | |

***Задача 19.***

Рассчитать винт и гайку параллельных тисков и длину рукоятки *l* (рис.19). Усилие прижатия детали *F* приведено в таблице 19. Материал гайки – бронза. Недостающие данные принять самостоятельно.



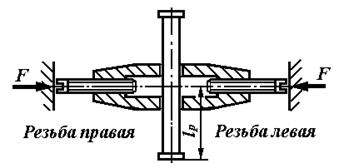
**Рис.19. Параллельные тиски**

Таблица 19. Исходные данные для задачи 19

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Варианты | | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| *F*, кН | 27 | 38 | 40 | 52 | 60 | 25 | 30 | 40 | 45 | 55 |
| Профиль резьбы | Упорный | | | | | Трапецеидальный | | | | |

***Задача 20.***

Рассчитать винт и гайку домкрата (рис.20). Вес поднимаемого груза*F* приведен в таблице 20. Материал гайки - чугун СЧ18. Недостающие данныепринять самостоятельно.



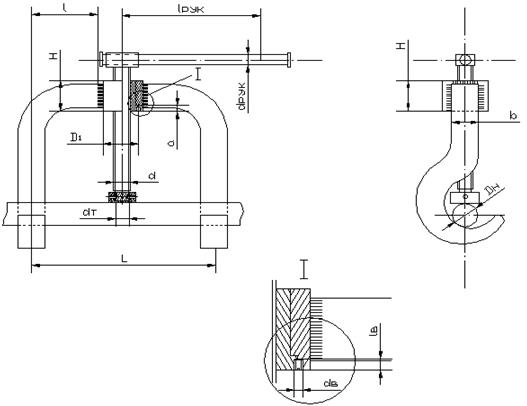
**Рис.20. Домкрат**

Таблица 20. Исходные данные для задачи 20

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Варианты | | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| *F*, кН | 20 | 25 | 30 | 40 | 35 | 45 | 50 | 55 | 65 | 60 |
| Профиль резьбы | Трапецеидальный | | | | | Упорный | | | | |

***Задача 21.***

Рассчитать винтовой гибочный пресс, имеющий пролет *L*(рис. 21). Пресс используется для гибки прутков.

****

**Рис. 21. Винтовой гибочный пресс**

В результате выполнения работы:

1) определить нагрузку *Q*, которую должен создавать пресс;

2) определить параметры резьбы силового винта;

3) определить параметры гайки винта;

4) определить КПД передачи винт-гайка;

5) определить длину и диаметр рукоятки;

6) определить катет сварного шва, соединяющего обойму гайки и боковой крюк;

7) выбрать стопорный винт (ГОСТ 1477-64) и проверить его на прочность (если это необходимо);

8) определить КПД всего механизма;

9) построить эпюры осевой силы и крутящих моментов.

При расчетах принять:

1. материал прутка – сталь 15;

2. материал обоймы гайки и боковых крюков – Ст.3;

3. расчетная длина винта *l*р=12*d*;

4. отношение *l/h*=1 (при расчете сварного шва).

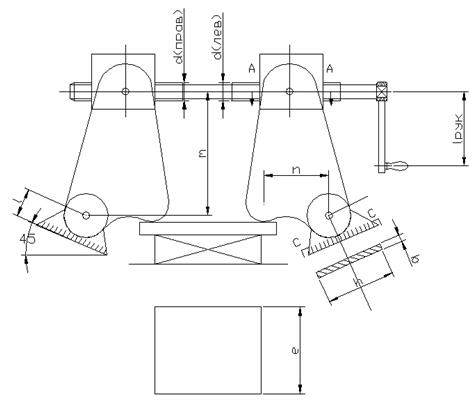
Остальные данные для расчетов взять из таблицы 21 в соответствии с заданным вариантом.

 Таблица 21. Исходные данные для задачи 21

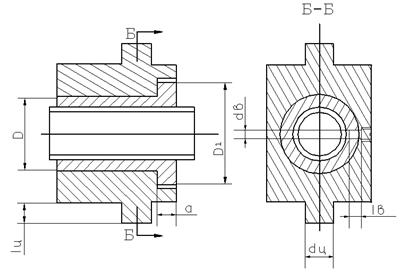
|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Варианты | Длина пролета  *L*, мм | Диаметр прутка  *D*н, мм | Материал | | Тип резьбы |
| винта | гайки |
| 1 | 765 | 60 | Ст. 4 | СЧ 12-28 | Прямоуг. |
| 2 | 710 | 60 | Ст. 4 | СЧ 12-28 | Прямоуг. |
| 3 | 640 | 60 | Ст. 4 | СЧ 12-28 | Прямоуг. |
| 4 | 610 | 60 | Ст. 4 | СЧ 12-28 | Прямоуг. |
| 5 | 610 | 60 | Ст. 4 | СЧ 12-28 | Прямоуг. |
| 6 | 160 | 40 | Ст. 5 | АЖ 9-4 | Трапецеид. |
| 7 | 150 | 40 | Ст. 5 | АЖ 9-4 | Трапецеид. |
| 8 | 145 | 40 | Ст. 5 | АЖ 9-4 | Трапецеид. |
| 9 | 200 | 30 | Ст. 5 | АЖ 9-4 | Трапецеид. |
| 10 | 190 | 30 | Ст. 5 | АЖ 9-4 | Трапецеид. |
| 11 | 315 | 50 | Сталь 45 | СЧ 15-32 | Упорная |
| 12 | 310 | 50 | Сталь 45 | СЧ 15-32 | Упорная |
| 13 | 300 | 50 | Сталь 45 | СЧ 15-32 | Упорная |
| 14 | 290 | 50 | Сталь 45 | СЧ 15-32 | Упорная |
| 15 | 280 | 50 | Сталь 45 | СЧ 15-32 | Упорная |

***Задача 22.***

Рассчитать винтовой рычажный пресс (рис. 22), предназначенный для прессования изделия, имеющего форму квадрата, сторона которого равна *е*. Для прессования необходимо удельное давление *q*.

****

**Вид А-А** (условно увеличено)

****

**Рис. 22. Рычажный пресс**

В результате выполнения работы:

1) определить осевую нагрузку на силовой винт;

2) определить параметры резьбы силового винта;

3) определить размеры гайки винта;

4) определить КПД передачи винт-гайка;

5) определить расчетную длину рукоятки;

6) определить катет сварного шва, соединяющего стойку с основанием;

7) определить диаметр dц и длину lц цапф обоймы гайки;

8) выбрать стопорный винт по ГОСТ 1476-64 и (если нужно) проверить его на прочность;

9) построить эпюры осевой силы и крутящих моментов.

При расчетах принять:

1. материал стойки и основания сталь Ст.2;

2. отношение *l/h* = 0,5 и соотношение *b/h* = 0,25 (см. рис. 22).

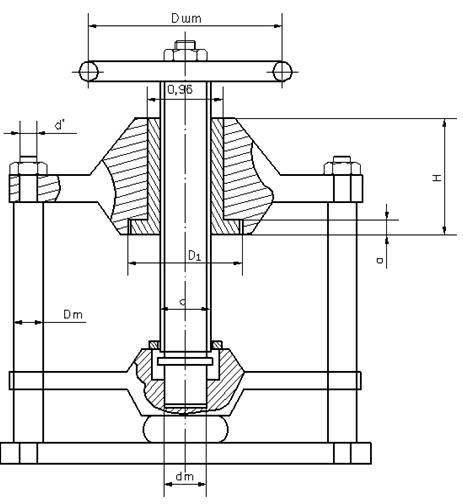
Остальные данные для расчетов взять из таблицы 22.

Таблица 22. Исходные данные для задачи 22

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Варианты | *e*, мм | *q*, МПа | *i=m/n* | Материал | | | Тип резьбы |
| винт | гайка | обойма |
| 1 | 590 | 0.49 | 5 | Ст. 4 | СЧ28-48 | Сталь 40 | Прямоуг. |
| 2 | 640 | 0.44 | 4.5 | Ст. 4 | СЧ28-48 | Сталь 40 | Прямоуг. |
| 3 | 670 | 0.43 | 4 | Ст. 4 | СЧ28-48 | Сталь 40 | Прямоуг. |
| 4 | 900 | 0.25 | 3.5 | Ст. 4 | СЧ28-48 | Сталь 40 | Прямоуг. |
| 5 | 100 | 0.21 | 3 | Ст. 4 | СЧ28-48 | Сталь 40 | Прямоуг. |
| 6 | 640 | 0.47 | 6 | Ст. 5 | Бр.АЖ9-4 | Сталь 45 | Трапецеид. |
| 7 | 680 | 0.43 | 5.5 | Ст. 5 | Бр.АЖ9-4 | Сталь 45 | Трапецеид. |
| 8 | 1000 | 0.21 | 5 | Ст. 5 | Бр.АЖ9-4 | Сталь 45 | Трапецеид. |
| 9 | 700 | 0.46 | 4.5 | Ст. 5 | Бр.АЖ9-4 | Сталь 45 | Трапецеид. |
| 10 | 650 | 0.55 | 4 | Ст. 5 | Бр.АЖ9-4 | Сталь 45 | Трапецеид. |
| 11 | 1000 | 0.21 | 5 | Сталь 45 | Бр.0Ф10-1 | Сталь 40 | Упорная |
| 12 | 910 | 0.26 | 4.5 | Сталь 45 | Бр.0Ф10-1 | Сталь 40 | Упорная |
| 13 | 670 | 0.5 | 4 | Сталь 45 | Бр.0Ф10-1 | Сталь 40 | Упорная |
| 14 | 890 | 0.3 | 3.5 | Сталь 45 | Бр.0Ф10-1 | Сталь 40 | Упорная |
| 15 | 690 | 0.53 | 3 | Сталь 45 | Бр.0Ф10-1 | Сталь 40 | Упорная |

***Задача 23.***

Рассчитать винтовой пресс (см. рис. 23) на давление *Q*.

****

**Рис. 23. Винтовой пресс нагружения**

В результате выполнения работы:

1) определить параметры резьбы силового винта;

2) определить размеры гайки силового винта;

3) определить КПД передачи винт-гайка;

4) определить диаметр штурвала *Dшт*;

5) определить диаметр резьбы у направляющих стоек;

6) выбрать стопорный винт по ГОСТ 1478-64 и проверить его на прочность (если нужно);

7) определить КПД всего механизма;

8) построить эпюры осевой силы и крутящих моментов.

При расчетах принять:

1. материал направляющих стоек сталь Ст.3;

2. коэффициент трения на торце винта *fоп* = 0,12;o:p>

3. расчетная длина винта 12*d*;

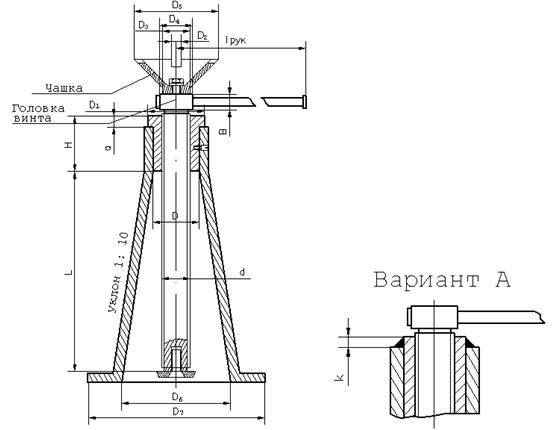
Остальные данные для расчета взять из таблицы 23.

Таблица 23. Исходные данные для задачи 23

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Варианты | *Q*, Н | Материал | | Тип резьбы |
| винта | гайки |
| 1 | 15000 | Ст. 4 | СЧ 18-36 | Квадратная |
| 2 | 18000 | Ст. 4 | СЧ 18-36 | Квадратная |
| 3 | 20000 | Ст. 4 | СЧ 18-36 | Квадратная |
| 4 | 25000 | Ст. 4 | СЧ 18-36 | Квадратная |
| 5 | 30000 | Ст. 4 | СЧ 18-36 | Квадратная |
| 6 | 25000 | Ст. 5 | СЧ 24-44 | Трапецеид. |
| 7 | 30000 | Ст. 5 | СЧ 24-44 | Трапецеид. |
| 8 | 35000 | Ст. 5 | СЧ 24-44 | Трапецеид. |
| 9 | 36000 | Ст. 5 | СЧ 24-44 | Трапецеид. |
| 10 | 40000 | Ст. 5 | СЧ 24-44 | Трапецеид. |
| 11 | 42000 | Сталь 40 | Бр.0Ф10-1 | Упорная |
| 12 | 45000 | Сталь 40 | Бр.0Ф10-1 | Упорная |
| 13 | 48000 | Сталь 40 | Бр.0Ф10-1 | Упорная |
| 14 | 50000 | Сталь 40 | Бр.0Ф10-1 | Упорная |
| 15 | 52000 | Сталь 40 | Бр.0Ф10-1 | Упорная |

***Задача 24.***

Рассчитать домкрат общего назначения (рис. 24) грузоподъемностью *Q* с максимальной высотой подъема груза*L*.



**Рис. 24. Домкрат общего назначения**

В результате выполнения работы:

1) определить параметры резьбы силового винта;

2) определить параметры гайки силового винта;

3) определить к. п. д. передачи винт-гайка;

4) определить основные размеры головки и гайки домкрата;

5) определить длину и диаметр рукоятки;

6) определить катет сварного кольцевого шва, поставленного вместо бурта гайки (рис. 24, А);

7) определить внутренний и наружный диаметры основания домкрата;

8) выбрать стопорный винт (ГОСТ 1478-64) и (если нужно) рассчитать его на прочность;

9) определить к. п. д. всего механизма;

10) построить эпюры осевой силы и крутящих моментов.

При расчете сварного шва условно принять, что гайка и корпус домкрата выполнены из стали Ст.3.

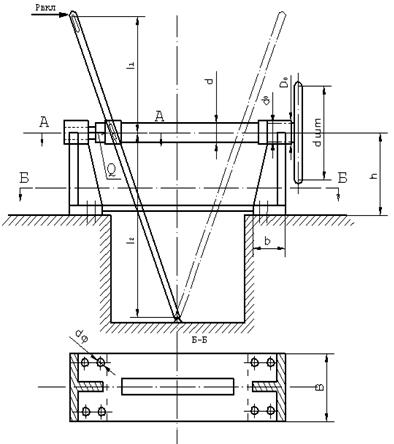
Данные для расчета взять из таблицы 24.

 Таблица 24. Исходные данные для задачи 24

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Варианты | *Q*, H | *L*, мм | Материал | | Тип резьбы |
| винта | гайки |
| 1 | 22000 | 400 | Ст. 5 | СЧ 15-32 | Квадратная |
| 2 | 28000 | 400 | Ст. 5 | СЧ 15-32 | Квадратная |
| 3 | 18000 | 300 | Ст. 5 | СЧ 15-32 | Квадратная |
| 4 | 42000 | 300 | Ст. 5 | СЧ 15-32 | Квадратная |
| 5 | 50000 | 400 | Ст. 5 | СЧ 15-32 | Квадратная |
| 6 | 24000 | 350 | Ст. 4 | Бр.АЖ9-4 | Трапецеид. |
| 7 | 45000 | 450 | Ст. 4 | Бр.АЖ9-4 | Трапецеид. |
| 8 | 40000 | 400 | Ст. 4 | Бр.АЖ9-4 | Трапецеид. |
| 9 | 30000 | 300 | Ст. 4 | Бр.АЖ9-4 | Трапецеид. |
| 10 | 30000 | 400 | Ст. 4 | Бр.АЖ9-4 | Трапецеид. |
| 11 | 21000 | 350 | Ст. 5 | СЧ 24-44 | Упорная |
| 12 | 24000 | 400 | Ст. 5 | СЧ 24 | Упорная |
| 13 | 24000 | 300 | Ст. 5 | СЧ 24 | Упорная |
| 14 | 42000 | 400 | Ст. 5 | СЧ 24 | Упорная |
| 15 | 50000 | 450 | Ст. 5 | СЧ 24 | Упорная |

***Задача 25.***

Рассчитать винтовой механизм включения муфты (рис. 25). На отводку муфты действует усилие включения *Р*вкл. Корпус механизма укреплён на бетонном основании фундаментными болтами



A-A (условно увеличено)



**Рис. 25. Винтовой механизм включения муфты**

В результате выполнения работы:

1) определить нагрузку на силовой винт;

2) определить параметры резьбы силового винта;

3) определить размеры гайки винта;

4) определить к.п.д. передачи винт-гайка;

5) определить диаметр штурвала *D*span>шт;

6) определить диаметр *d*ц и длину *l*ц цапф обоймы гайки;

7) определить диаметр *d*ф фундаментных болтов;

8) определить длину *L* и ширину *b* корпуса механизма;

9) определить к.п.д. всего механизма;

10) построить эпюры осевой силы и крутящих моментов;

При расчетах принять:

1) размер штанги *l*1 равен размеру *l*2;

2) внутренний диаметр упорной шайбы *d*0 = *d*, наружный диаметр *D*0 = 1,5*d*;

3) расчетная длина винта *l*p = 15*d*;

4) соотношения основных размеров корпуса механизма *h* = 0,4*L*, *b* = 0,25*L* и *e* = 0,2*L*;

5) материал фундаментных болтов сталь Ст.3.

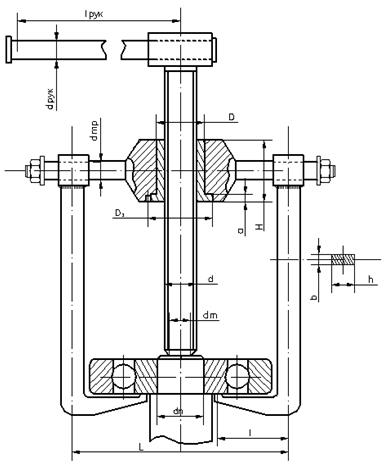
Остальные данные для расчета взять из таблицы 25 в соответствии с заданным вариантом.

Таблица 25. Исходные данные для задачи 25

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Варианты | *Р*вкл, Н | Материал | | Тип резьбы |
| Винта | Гайки |
| 1 | 7000 | Ст. 5 | СЧ 18-36 | Квадратная |
| 2 | 7500 | Ст. 5 | СЧ 18-36 | Квадратная |
| 3 | 8000 | Ст. 5 | СЧ 18-36 | Квадратная |
| 4 | 900 | Ст. 5 | СЧ 18-36 | Квадратная |
| 5 | 8500 | Ст. 5 | СЧ 18-36 | Квадратная |
| 6 | 8500 | Ст. 4 | Бр. АЖ9-4 | Трапецеид. |
| 7 | 9000 | Ст. 4 | Бр. АЖ9-4 | Трапецеид. |
| 8 | 9500 | Ст. 4 | Бр. АЖ9-4 | Трапецеид. |
| 9 | 10000 | Ст. 4 | Бр. АЖ9-4 | Трапецеид. |
| 10 | 11000 | Ст. 4 | Бр. АЖ9-4 | Трапецеид. |
| 11 | 11000 | Ст. 5 | СЧ 22-44 | Упорная |
| 12 | 12000 | Ст. 5 | СЧ 22-44 | Упорная |
| 13 | 12500 | Ст. 5 | СЧ 22-44 | Упорная |
| 14 | 10000 | Ст. 5 | СЧ 22-44 | Упорная |
| 15 | 9000 | Ст. 5 | СЧ 22-44 | Упорная |

***Задача 26.***

Рассчитать винтовой съемник для демонтажа подшипников качения (рис. 26) при усилии для демонтажа равном *Q* и расстоянии между лапами *L*.

****

**Рис. 26. Винтовой съемник для демонтажа подшипников качения**

 В результате выполнения работы:

1) определить параметры резьбы силового винта;

2) определить размеры гайки винта;

3) определить КПД передачи винт-гайка;

4) определить длину и диаметр рукоятки;

5) определить катет сварного углового шва, соединяющего лапу с подвижной опорой;

6) определить диаметр траверсы *d*тр;

7) выбрать стандартный топорный винт (ГОСТ 1477-61) и, если нужно, рассчитать его на прочность;

8) определить КПД всего механизма;

9) построить эпюры осевой силы и крутящих моментов.

При расчетах принять:

1. материал траверсы – сталь 45;

2. диаметр торца винта *d*т=0,5*d*;

3. расчетная длина винта *l*р=12*d*;

4. отношение размеров сечения лап *b/h*=0,5.

Остальные данные для расчета взять из таблицы 26 в соответствии с заданным вариантом.

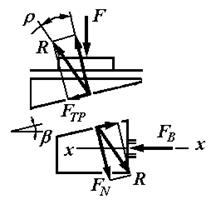
Таблица 26. Исходные данные для задачи 26

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Варианты | *Q*, H | *L*, мм | *d*n, мм | Материал | | | Тип резьбы |
| винта | Гайки | лап |
| 1 | 9000 | 150 | 40 | Ст. 4 | СЧ12-28 | Ст. 3 | Квадратная |
| 2 | 10500 | 175 | 50 | Ст. 4 | СЧ12-28 | Ст. 3 | Квадратная |
| 3 | 13000 | 175 | 50 | Ст. 4 | СЧ12-28 | Ст. 3 | Квадратная |
| 4 | 13000 | 200 | 60 | Ст. 4 | СЧ12-28 | Ст. 3 | Квадратная |
| 5 | 15000 | 200 | 60 | Ст. 4 | СЧ12-28 | Ст. 3 | Квадратная |
| 6 | 15000 | 235 | 70 | Ст. 5 | Бр.АЖ9-4 | Ст. 2 | Трапецеид. |
| 7 | 19000 | 240 | 70 | Ст. 5 | Бр.АЖ9-4 | Ст. 2 | Трапецеид. |
| 8 | 20000 | 250 | 80 | Ст. 5 | Бр.АЖ9-4 | Ст. 2 | Трапецеид. |
| 9 | 18000 | 260 | 80 | Ст. 5 | Бр.АЖ9-4 | Ст. 2 | Трапецеид. |
| 10 | 20000 | 270 | 85 | Ст. 5 | Бр.АЖ9-4 | Ст. 2 | Трапецеид. |
| 11 | 20000 | 270 | 85 | Сталь 35 | СЧ24-44 | Ст. 3 | Упорная |
| 12 | 25000 | 275 | 85 | Сталь 35 | СЧ24-44 | Ст. 3 | Упорная |
| 13 | 26000 | 295 | 90 | Сталь 35 | СЧ24-44 | Ст. 3 | Упорная |
| 14 | 28000 | 295 | 90 | Сталь 35 | СЧ24-44 | Ст. 3 | Упорная |
| 15 | 34000 | 300 | 90 | Сталь 35 | СЧ24-44 | Ст. 3 | Упорная |

***Методические указания к решению задач***

Некоторые затруднения вызывает расчет клинчатого домкрата, показанного на рис.13.

В этом случае необходимо обратить внимание на то, что усилие на винт *FВ* в явном виде не задано, а его необходимо определить из уравнения равновесия клина ΣX=0 (рис.27).



**Рис.27**

Сила*F*, действующая со стороны груза, уравновешивается силой нормального давления *FN* и силой трения *Fтр*. Равнодействующая реакция *R* на стыке ползунов отклонена от нормали на угол трения **. Проецируя равнодействующую *R* на направление *x-x* получим силу, которая приложена к винту.

FB = R∙sin ( +ρ) = F∙sin ( +ρ)/ cos (β + ρ) = F∙tg(β + ρ)

Теперь можно перейти к расчету передачи винт-гайка по стандартной методике, приведенной в литературе, указанной выше.

1) *Назначают материалы* для изготовления винта и гайки или принимают в соответствие с заданием. Механические характеристики материалов приведены в справочных данных.

2) *Определяют допускаемые напряжения* σр, σсж для материала винта, σр, σсм, τс - для материала гайки,

Допускаемое напряжение [σр] на растяжение или сжатие стальных винтов вычисляют, назначая коэффициент запаса [*s*] = 2,5… 3,0.

σр] = σт / [*s*],                                                 (1)

где σт - предел текучести основного металла.

Допускаемые напряжения для материала гайки обычно принимают следующими:

- на смятие бронзовой (чугунной) гайки по чугуну или стали σсм = 42... 55 МПа;

- на растяжение: для бронзы σр = 34… 44 МПа, для чугуна σр = 20… 24 МПа.

3) *Принимают допускаемое давление* *q* между витками резьбы винта и гайки. Для пар трения: сталь по чугуну *q* = 5…6 МПа, сталь по бронзе *q*= 8…10 МПа, закаленная сталь по бронзе *q* = 10…12 МПа.

4) *Задаемся (или задано в условии задачи) профилем резьбы* и относительной рабочей высотой профиля ψ*h,* учитывая величину и направление осевой нагрузки. Так для прямоугольной и трапецеидальной резьбы ψ*h*= 0,5; для упорной ψ*h* = 0,75; для треугольной ψ*h* = 0,541.

5) *Выбираем конструкцию гайки* - цельная, разъемная - и принимаем коэффициент высоты гайки: для цельных гаек ψ*H* = 1,2… 2,5; для разъемных - ψ*H* = 2,5… 3,5 (большие значения для резьб меньших диаметров).

6) *Определяем средний диаметр резьбы*из условия износостойкости

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image088.gif,                           (2)

по которому подбирают ближайшие стандартные значения параметров резьбы – диаметры: внутренний*d1*, средний*d2*, наружный*d,*шаг *P*.

Резьба, параметры которой определены из расчета на износостойкость, обычно имеет избыточный запас прочности на срез, поэтому резьбу винта и гайки на срез обычно не проверяют.

7) *Определяется угол подъема*винтовой линии ψи проверяется условие самоторможения

tgψ = n∙P/(𝜋∙d2),                                            (3)

𝜓<𝜌,                                                             (4)

где *n –*число заходов резьбы; ρ= arctg *f*  - угол трения; *f* - коэффициент трения скольжения (таблица 27)

Таблица 27

|  |  |
| --- | --- |
| Сталь по стали (в масле) | 0,04… 0,05 |
| Сталь по стали или чугуну (всухую) | 0,15… 0,18 |
| Текстолит, ретинакс по чугуну или стали (всухую) | 0,30… 0,35 |
| Металлокерамика по стали (всухую) | 0,30… 0,35 |
| Сталь по бронзе (периодическое смазывание) | 0,08… 0,10 |

8) *Определяются расчетные и конструктивные размеры гайки*.

а) *Высота гайки*

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image090.gif.                                                    (5)

б) *Число витков гайки* определяют, учитывая неравномерность распределения осевой нагрузки по виткам резьбы, выдерживая условие

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image098.gif

в) *Наружный диаметр* *D* определяется из условия ее прочности на растяжение и кручение:

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image100.gif

где *FРАСЧ=*1,3∙*F*;  *d* - наружный диаметр резьбы.

Отсюда

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image102.gif

г) *Диаметр бурта гайки*

*DБ =*(1,25... 1,35) ·*D.*(9)

9) *Винт проверяется на прочность*. Этот расчет выполняется как проверочный. Так как тело винта одновременно подвергается сжатию (или растяжению) и кручению, то, согласно энергетической теории, условие прочности винта записывается так:

Т http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image104.gif                                      (10)

Здесь

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image108.gif

где *F -* осевая сила; *d*1*-*внутренний диаметр резьбы;

*τ*= *TР /*(0,2*d13*) ;                                   (12)

где*TР*- момент сил в резьбе.

Приближенно можно провести проверочный расчет винта на прочность по расчетной осевой силе *FРАСЧ=1,3F* (см. расчет затянутых болтов) по условию

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image110.gif

10) *Проводится расчет винта на устойчивость*. Этот расчет также выполняется как проверочный для работающих на сжатие длинных винтов. Условие устойчивости имеет вид

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image112.gif

Здесь φ - коэффициент продольного изгиба, зависящий от материала винта и гибкости λ стержня (таблица 28). Гибкость стержня можно определить по формуле

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image114.gif

где μ - коэффициент приведения длины (для двухопорных винтов μ = 1; если опорной является гайка, то μ = 2); *l* - расчетная длина винта (длядвухопорных винтов - расстояние между опорами; если опорой является гайка, то расстояние от середины гайки до свободного конца *l* = *l0*– *HГ/*2); *i* - радиус инерции сечения (для винта http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image115.gif).

Таблица 28

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *𝜇lР/ i* | 0 | 30 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 120 | 140 | 160 |
| *𝜑* | 1,00 | 0,91 | 0,86 | 0,82 | 0,76 | 0,70 | 0,62 | 0,51 | 0,37 | 0,29 | 0,24 |
| 1,00 | 0,91 | 0,83 | 0,79 | 0,72 | 0,65 | 0,55 | 0,43 | 0,30 | 0,23 | 0,19 |

*Нижние значения 𝜑 относятся к сталям повышенного качества.*

11) *Определяется длина рукоятки*. Усилие, прикладываемое на рукоятке винтового механизма, должно обеспечивать преодоление момента сил трения в резьбе

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image116.gif

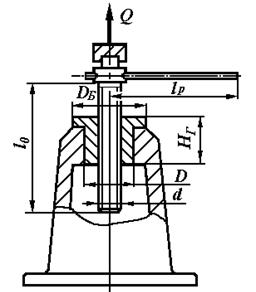
Длину рукоятки определим из равенства моментов силы трения в резьбе и усилия, приложенного к рукоятке, приняв при этом усилие рабочего на рукоятку *FP*=200 Н, тогда

*TP= lP*∙*FP ,*откуда  *lP = TP / FP* .                   (17)

***Примеры решения задач***

***Пример 1.***

Рассчитать основные параметры ручного домкрата (рис.28) грузоподъемностью *Q* = 50 кН. Длина винта *l0* = 500мм, его материал - сталь 45, материал гайки - серый чугун СЧ18. Резьба трапецеидальная.



**Рис.28**

***Решение.***

1.  **Расчет винта**

1.1. Вес груза *Q* сжимает винт таким же по величине усилием, т.е. *F = Q*. Для обеспечения самоторможения принимаем однозаходную резьбу.

1.2. По условию износостойкости (2) резьбы определяем ее средний диаметр *d*2*,* приняв ψh= 0,5, ψH*=*2,5; допускаемое давление в резьбе [*q*] = 6 МПа (см. п.п. 3, 4, 5)

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image119.gif

Принимаем стандартную трапецеидальную (по заданию) резьбу винта с параметрами: наружный диаметр *d =*50мм, внутренний диаметр *d*1 = 41 мм, средний диаметр *d*2*=* 46мм**,** шаг резьбы *p* = 8 мм.

1.3. Определяем угол подъема резьбы *ψ* на среднем диаметре (3) и проверяем наличие самоторможения (4), приняв по таблице 21 коэффициент трения *f* = 0,15 (угол трения ρ = 8,53°)

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image121.gif  тогда  ψ≈ 3,17.

Условие самоторможения соблюдено, так как ρ ψ.

1.4. Проверка винта на прочность*.* Принимая допускаемое напряжение на растяжение [σp] = 90 МПа, определяем напряжение (7)

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image123.gif

Прочность винта обеспечена.

1.5. Проверка винта *на устойчивость.* Расчетная длина винта *lР* (при высоте гайки (5) *HГ=ψН∙D2*= 2,5∙46 = 115 мм) равна

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image125.gif

Тогдагибкость винта (при μ = 2; *i=d1/4* = 41 / 4 = 10,25 мм) будет равна (15)

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image126.gif

1.6. По таблице 28 находим коэффициент продольного изгиба φ = 0,6 .

Тогда, приняв по (1)

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image127.gif

будем иметь по (14)

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image129.gif

Устойчивость винта обеспечена.

2. **Расчет гайки**

2.1. Определим ее наружный диаметр *D*гайки по формуле (8)*,* приняв [σp] = 22 МПа, тогда:

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image131.gif

Принимаем *D* = 80мм.

2.2. Диаметр бурта *DБ* определяем по эмпирической зависимости (9)

*DБ*=1,35 *D*= 1,35·80 = 108 мм.

Принимаем *DБ* = 110 мм.

2.3. Выполним проверку бурта на смятие

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image133.gif

что значительно меньше допускаемого напряжения [σсм] = 90 МПа.

3. **Расчет рукоятки**

3.1. Момент сил трения в резьбе по формуле (16)

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image135.gif

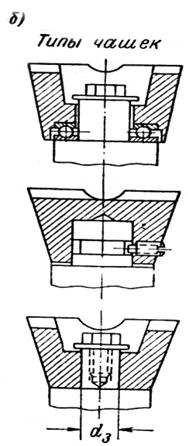
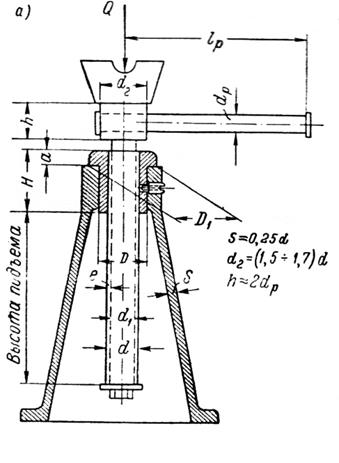
3.2. Длина рукоятки по формуле (17)

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image137.gif

Примем длину рукоятки равной 1190 мм.

***Пример 2.***

Рассчитать винт и гайку домкрата (рис.29) грузоподъемностью *Q=*1∙103 Н с высотой подъёма*lo*= 0,5 м.

**

**Рис.29**

***Решение.***

Предварительное определение внутреннего диаметра винта из условия прочности

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image141.gif

Для стали Ст.5 можно принять [σ] = 80 МПа, тогда при β =1,3

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image143.gif

- Выбор резьбы винта.

По ГОСТ 9484-80 принимаем резьбу с ближайшим большим *d: d =*60 мм; *d1 =*51 мм;*S =*8 мм.

Резьба с *d1 =*46 мми *d =*55 ммне рекомендована к применению (размер 55 поставлен в скобках).

- Проверка винта на совместное действие сжатия и кручения:

а) Максимальное касательное напряжение в поперечном винте при действии момента

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image145.gif

Средний диаметр винта

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image147.gif

Угол подъема резьбы

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image148.gif

Принимая далее в запас прочности наибольшее возможное значение коэффициента трения*f*=0,18, находим приведенный угол трения ρ/ :

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image149.gif

и тогда

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image151.gif

Максимальное касательное напряжение

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image153.gif

б) Напряжение сжатия

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image155.gif

в) Эквивалентное напряжение

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image157.gif

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image159.gif

- Расчет резьбы на износ и определение необходимой высоты гайки

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image161.gif

Примем для пары стальной винт–гайка из бронзы ОЦС-5-5-5, допускаемое давление [ρ]=10 МПа.

Тогда

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image163.gif

Однако вследствие неравномерности распределения нагрузки между витками, не рекомендуется Z>10. Поэтому для уменьшения требуемого числа витков переходим к следующему большему размеру резьбы:

*d =*70 мм;   *d1 = 59 мм;   S =*10 мм.

Тогда

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image165.gif

Принимаем *z* = 10 витков.

Пересчитываем также величину *Mρ*:

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image167.gif

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image169.gif

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image171.gif

Высота гайки

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image173.gif

- Проверка винта на устойчивость.

Определяем гибкость винта при его расчетной длине

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image175.gif

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image177.gif

Определяем критическую силу по формуле Тетмайера – Ясинского

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image179.gif

Коэффициент запаса устойчивости

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image181.gif

- Наружный диаметр тела гайки *D* находим из условия прочности на растяжение, принимая [σp]=40 МПа,

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image183.gif

Откуда

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image185.gif

- Определение размеров рукоятки домкрата.

Найдем сначала величину момента Mвр, который требуется для подъема груза, преодоления трения в резьбе и на опорной поверхности чашки:

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image187.gif,

где *Мвр* - момент на рукоятке домкрата; Мр - момент в резьбе (в данном случае *Мр*=770∙103 Нмм); *Моп*  - момент, необходимый для преодоления трения на опорной поверхности:

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image189.gif

*f* - коэффициент трения стали по стали; http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image191.gif – средний радиус кольцевой поверхности трения между винтом и чашкой.

Принимаем

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image193.gif

Получаем

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image195.gif

Тогда

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image197.gif

Этот момент должен быть создан усилием рабочего

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image199.gif

Усилие одного рабочего не должно превышать 200-400 Н (меньшая величина – при продолжительной работе); тогда

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image201.gif

Это недопустимо много. Принимаем, что подъем груза производят двое рабочих

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image203.gif

(коэффициент 0,9 учитывает уменьшение усилия из-за неудобства совместной работы).

Следовательно, нужно изменить конструкцию чашки, установив её на упорный подшипник. Тогда величина *Моп* будет пренебрежительно мала и *lp* получит значение

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image205.gif

Диаметр рукоятки определяем из расчета на изгиб при [*σ*u]=160 Н/мм2.

http://www.detalmach.ru/kontrol4.files/image274.gif

С лекции

9. Расчет резьбовых соединений на прочность.



где, Fo — осевая сила, растягивающая винт;

[σ]р — допускаемое напряжение при растяжении (см. ниже);

Ар — расчетная площадь поперечного сечения нарезанной части винта (см. сечение А — А на рис. 24). Это сечение сложное по конфигурации и при расчете трудно вычислить его площадь. Эта площадь на 20...30 % боль­ше площади круга диаметром d3. Поэтому стандартом принята номинальная расчетная площадь Ар поперечного сечения винта с крупным шагом резьбы:



где, dp – условный расчётный диаметр резьбы винта:

 (9)

Здесь d2 — средний диаметр резьбы; d3 — внутренний диаметр резьбы винта по дну впадины (см. табл. 1).

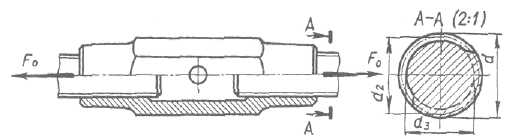


Рисунок 24 - Винтовая стяжка.

Длину болта, винта или шпильки выбирают в зависимости от тол­щины соединяемых деталей. Остальные размеры деталей резьбового соединения (гайки, шайбы и др.) принимают, исходя из номиналь­ного диаметра d резьбы, который определяется расчетом.

Рассмотрим основные случаи расчета резьбовых соединений.

Случай 1. Болт затянут силой Fo, внешняя нагрузка отсутствует. Примером являются болты для крепления крышек корпусов механиз­мов и машин (см. рис. 19.3). В момент затягивания болт испытывает растяжение и скручивание.

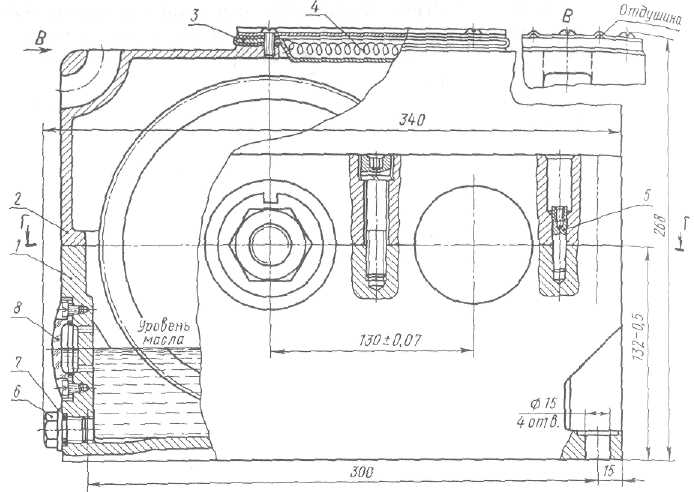


Рисунок 25 - Редуктор цилиндрический одноступенчатый (Ц-130—4,89):

1 — корпус; 2 —крышка корпуса; 3 — крышка смотрового люка с отдушиной, окантованная с двух сторон привулканизированной резиной; 4—фильтр из тонкой проволоки; 5 — установочный штифт конический; 6 - пробка маслослива; 7— уплотняющая прокладка (кольцо) из маслостойкой резины;

8— маслоуказатель; 9— крышка подшипника закладная; 10— компенсаторное кольцо; 11 — манжетное уплотнение.

Напряжение растяжения от силы F0:



Напряжение скручивания от момента сопротивления в резьбе:



Эквивалентное напряжение в стержне по гипотезе энергии формоизменения:



Отношение напряжений:



Приняв для метрической резьбы с крупным шагом средние значе­ния d2=1,1dр, ψ = 2030', а также f=0,2 (при γ=30°, φ'=9°45'), полу­чим τк/σр = 0,5. Тогда

 (10)

Таким образом, расчет винтов, работающих на совместное действие растяжения и скручивания, можно вести на одно растяжение, принимая при этом не силу затяжки F0, а увеличенную с учетом скручивания силу Fрасч.

Для метрических резьб в среднем

 (11)

Для трапецеидальных резьб Fрасч=l,25F0.

Для упорных и прямоугольных резьб Fpaсч =1,2F0.

Минимально допустимое значение расчетного диаметра dр/, резьбы болта определяют из условия прочности:



откуда

 (12)

где, [σ]p — допускаемое напряжение растяжения:

 (13)

Здесь σт — предел текучести материала болта; [s]Т - коэффициент за­паса прочности.

Коэффициент запаса прочности [s]T при расчете болтов с неконтро­лируемой затяжкой принимают по табл. 3 в зависимости от материала и диаметра резьбы d.

Таблица 3. Значения коэффициента запаса прочности [s]Т, при расчете болтов с неконтролируемой затяжкой.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Сталь | Значения коэффициента [s]Т при d, мм | | |
| 6...16 | 16...30 | 30...60 |
| Углеродистая Легированная | 5…4  6...5 | 4...2,5  5...3,3 | 2,5...1,6 3,3...3,0 |

В начале проектировочного расчета ориентировочно задаются номинальным диаметром d резьбы и по табл. 3 принимают [s]T. Если в результате расчета получают диаметр d, который не лежит в ранее принятом интервале диаметров, то задаются новым значением d и расчет повторяют.

Минимально допустимое значение расчетного диаметра dp/ резьбы вычисляют по формуле (12) и по стандарту (см. табл. 1) принимают диаметры d, d2 и d3. По формуле (9) определяют расчетный диаметр dР принятой резьбы и проверяют условие dp > dр/.

Для силовых соединений не применяют болты диаметром d<8 мм, так как болты малых диаметров легко разрушить при неконтролируе­мой затяжке.

Приведенный выше расчет применяют также и для винтовых стя­жек (рис. 24).

При контролируемой затяжке (контроль осуществляют динамометрическими ключами, деформируемыми шайбами и др.) значение [s]Т не зависит от диаметра d резьбы. В этом случае, для углеродистых сталей - [s]T=1,7...2,2; для легированных — [s]T = 2...3.

Расчет резьбового соединения ведут в последовательности, изло­женной в решении примера 2.

Пример 2. Винтовая стяжка имеет два резьбовых отверстия с правой и левой мет­рической резьбой крупного шага (рис. 24). Определить номинальный диаметр резьбы винтов, если на соединение действует осевая сила F0=20 кН. Материал винтов — сталь марки 20, класс прочности 4.6. Затяжка неконтролируемая.

Решение. 1. Для резьбового соединения с неконтролируемой затяжкой по табл. 3 принимаем [s]T = 3 в предположении, что номинальный диаметр d резьбы находится в интервале 16...30 мм. По табл. 4 σт =240 Н/мм2.

Таблица 4. Классы прочности и марки сталей для болтов, винтов, шпилек и гаек (выборка)

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Класс прочности | Временное сопротивление σв, Н/мм2 | Предел текучести σТ, Н/мм2 | Марка стали | |
| болта | гайки |
| 4.6  5.6  6.8  10.9 | 400  500  600  1000 | 240  300  480  900 | 20  30, 35 45, 40г 30ХГСА | Ст3кп  10, 10кп  20, 20кп, 35 16ХСН |

Допускаемое напряжение [формула (13)]



2. Расчетная сила [формула (11)]



3. Минимально допустимое значение расчетного диаметра резьбы винтов [формула (12)]



По табл. 1 принимаем резьбу М24х3, для которой d = 22,051 мм; d3 = 20,319 мм.

По формуле (9)

dp = (d2 + d3)/2 = (22,051 + 20,319)/2 = 21,185 мм > dp/ = 20,3 мм.

Для стяжки резьбы М24х3 (правая) и М24х3 — LH (левая) пригодны.

Случай 2. Болтовое соединение нагружено с двигающей силой F. Чаще всего в таком соединении (рис. 26) болт ставят с зазором в отверстия деталей.

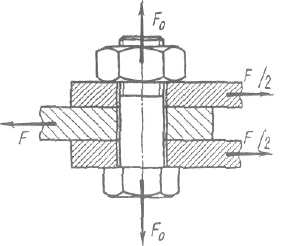


Рисунок 26 - Схема для расчета болтового соединения, нагруженного

сдвигающей силой F.

При затяжке болта на стыке деталей возникают силы трения, которые препятствуют относительному их сдвигу. Внешняя сила F непосредственно на болт не передается.

Расчет болта проводят по силе затяжки F0:

 (14)

где, К= 1,4...2 — коэффициент запаса по сдвигу деталей;

f — коэффициент трения, для стальных и чугунных поверхностей f=0,15...0,20;

i — число стыков (на рис. 26 i = 2);

z — число болтов.

При затяжке болт работает на растяжение и скручивание, следовательно, F=1,3Fо [см. формулу (6.11)].

Расчетный диаметр резьбы болта определяют по формуле (6.12). Допуска­емое напряжение [σ]р подсчитывают так же, как в первом случае расчета.

В болтах, поставленных с зазором, сила затяжки Fo значительно больше сдвигаю­щей силы F, что требует больших диа­метров болтов или большого числа их. Так, при К=1,5, i=1, f=0,15 и z=1 по формуле (6.14)

Fo= 1,5F/(1×0,15×1) = 10F.

Для уменьшения силы затяжки болта при нагружении соединения сдвигающей силой применяют различные замки, втул­ки, штифты и др. (рис. 27). Роль болта в таких случаях сводится к обеспечению плотного соединения деталей.

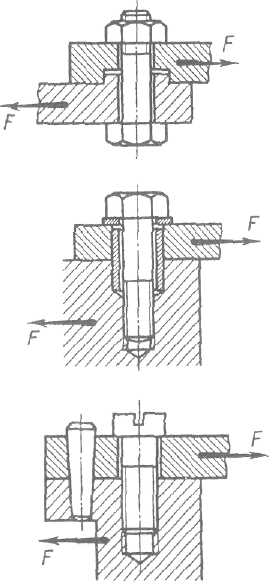


Рисунок 27 - Устройства для разгрузки резьбовых деталей от сдвигающих сил.

Для уменьшения диаметров болтов применяют также болты для отверстий из-под развертки. Они могут быть (рис. 28) цилиндрическими (а) или конусными (б). Затяжка соединения гайкой предохра­няет болт от выпадения, увеличивает не­сущую способность соединения за счет трения на стыке. Работают такие болты на срез, как штифты. Диаметр стер­жня болта d0 определяют из условия проч­ности на срез:

 (15)

где, i=1...2 — число плоскостей среза (на рис. 28, i=1);

z — число болтов;

[τ]ср — допускаемое напряжение на срез стерж­ня болта:

[τ]ср = (0,2...0,3)σт. (16)

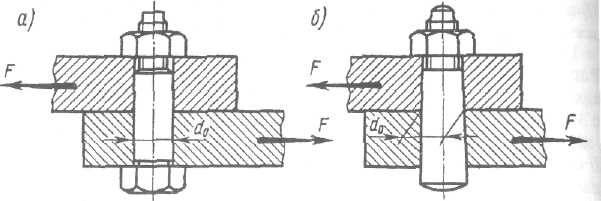


Рисунок 28 - Схема для расчета болтов, поставленных без зазора в отверстия из-под развертки.

Пример 6.3. Стальные полосы соединены с помощью двух болтов, поставленных в отверстия с зазором, и нагруженных постоянной силой F=2,8 кН (см. рис. 26). Материал болтов – сталь марки 20, класс прочности 4.6. Затяжка неконтролируемая. Определить резьбу болтов.

Решение.

1. Для болтового соединения с неконтролируемой затяжкой по табл. 3 принимаем [s]T = 3,5 в предположении, что номинальный диаметр резьбы находится и интервале 16...30 мм. По табл. 4 σТ = 240 Н/мм2.

Допускаемое напряжение растяжения [формула (13)]



2. Принимаем коэффициент запаса по сдвигу листов К=1,6 и коэффициент тренья f=0,16. Число стыков i=2 (см. рис. 26).

Необходимая сила затяжки болта [формула (14)]



3. Расчетная сила [формула (11)]



4. Минимально допустимое значение расчетного диаметра резьбы [формула (12)]



По табл. 6.1 принимаем резьбу М16х2 с шагом р=2 мм, для которой d2= 14,701 мм; d3= 13,546 мм.

По формуле (9):

dр = (d2 + d3)/2 = (14,701 + 13,546)/2= 14,123 мм >dp/ =13 мм.

Болт с резьбой М16×2 пригоден.

Случай 3. Болтовое соединение предварительно затянуто при сбор­ке и нагружено внешней осевой растягивающей силой. Этот случай соединения часто встречается в машиностроении для крепежных кры­шек цилиндров (рис. 29, а, б), находящихся после сборки под давле­нием, головок блоков цилиндров ДВС, крышек подшипниковых узлов и т. п.

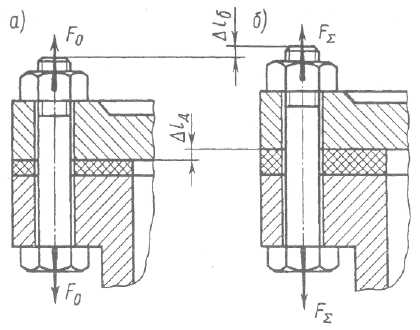


Рисунок 29 - Схема для расчета болтового соединения:

а — болт затянут, соединение не нагружено;

б — болт затянут, соединение нагружено.

Обозначим:

F0 —сила предварительной затяжки болта при сборке;

F— внешняя растягивающая сила, приходящаяся на один болт.