МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ» (ДГТУ)

Факультет «Дорожно-транспортный»

Кафедра «Автомобильные дороги»

Зав. кафедрой «_____»
_____ к.т.н., доц. Николенко Д.А.
(подпись)
«___» _____ 2020 г.

Методические указания
для выполнения контрольной работы по дисциплине
«Средства механизации строительства»

Направление подготовки 08.03.01 «Строительство»

Профиль: «Промышленное и гражданское строительство»

Ростов-на-Дону
2020

Составители:
к.т.н., доцент А.А. Веремеенко

Средства механизации строительства: метод. указания и для выполнения контрольной работы / Издательский центр ДГТУ, Ростов – на – Дону, 2020, 20 с.

Методические указания предназначены для обучающихся заочной формы обучения по направлению 08.03.01- Строительство профиль подготовки «Промышленное и гражданское строительство»

© ДГТУ, 2020

Содержание

1. Резьбовые соединения 4
1.1. Геометрические параметры резьб 4
1.2. Расчет резьбовых соединений 5
2. Шпоночные соединения 11
2.1. Общие понятия 11
2.2. Расчет шпоночных соединений 12
3. Механические передачи 13
3.1. Общие понятия 13
3.2. Кинематические и динамические соотношения в механических передачах 14
Список литературных источников 19
Приложение 20

1. Резьбовые соединения

Соединения деталей с помощью резьбы являются одним из старейших и наиболее распространенных видов разъемного соединения. К ним относятся соединения с помощью болтов, винтов, винтовых стяжек и т. д. Силовые зависимости в винтовой паре (винт — гайка) и методы расчета являются общими для крепежных и ходовых резьб.

Резьба (рис. 1) — выступы, образованные на основной поверхности винтов или гаек и расположенные по винтовой линии.

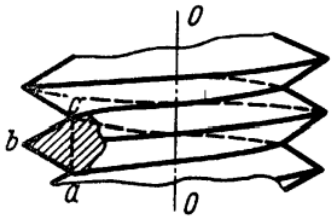

Рис. 1

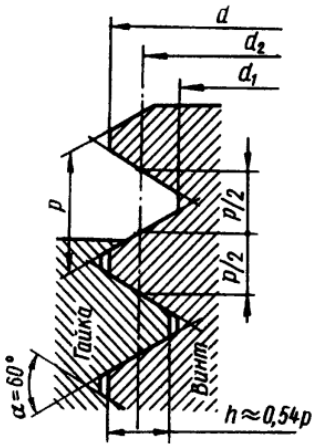

Рис. 2

1.1. Геометрические параметры резьб

В России и во многих странах в качестве основной крепежной резьбы применяется метрическая резьба (обозначается буквой «М»), имеющая треугольный профиль (рис. 2). Геометрические параметры метрической резьбы показаны на рис. 2: d – наружный диаметр; d_1 – внутренний диаметр (номинальные значения d и d_1 одинаковы для винта и гайки, зазоры во впадинах образуют за счет предельных отклонений размеров диаметров); d_2 – средний диаметр (диаметр воображаемого цилиндра, образующая которого пересекает резьбу в таком месте, где ширина выступа равна ширине впадины); h — рабочая высота профиля, по которой соприкасаются боковые стороны резьб винта и гайки; p — шаг (расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы); p_1 – ход (поступательное пере-

мещение образующего профиля за один оборот или относительное осевое перемещение гайки за один оборот). Для однозаходной резьбы $p = p_1$, для многозаходной $p_1 = np$, где n – число заходов; α – угол профиля (для метрической резьбы равен 60°, для трубной – 55°).

1.2. Расчет резьбовых соединений

Расчет болтов, нагруженных только осевой силой

Резьбовые соединения, нагруженные только осевой силой (рис. 3), рассчитываются на прочность при одноосном растяжении по внутреннему диаметру резьбы d_1.

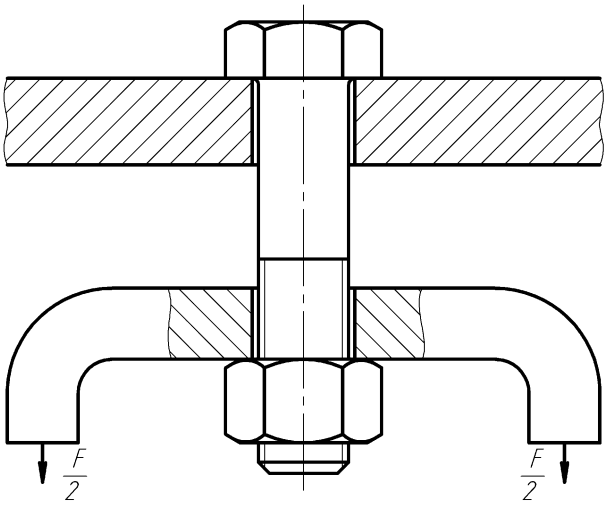

Рис. 3

Условие прочности:

$$\sigma = \frac{F}{A} \le [\sigma], \tag{1}$$

где A – поперечная площадь болта в опасном сечении (по диаметру d_1);

σ – нормальные напряжения,

[σ] – допускаемые напряжения.

Требуемый внутренний диаметр резьбы из условия прочности можно определить по формуле:

$$d_1 \ge \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} \approx 1{,}13\sqrt{\frac{F}{[\sigma]}}. \tag{2}$$

После определения минимального диаметра d_1 необходимо по таблицам ГОСТ 9150–81 подобрать подходящее большее значение и внешний диаметр резьбы d (см. табл. 1 приложения).

Пример решения задачи

Определить диаметр болта d и шайбы D из расчетов на прочность, если допускаемые напряжения на разрыв для болта равны 100 МПа, допускаемы напряжения на смятие для древесины 9 МПа, к скобе приложены силы F, равные 10 кН под углом α 30 ° (рис. 4). Внутренний диаметр шайбы принять больше принятого диаметра болта на 2 мм.

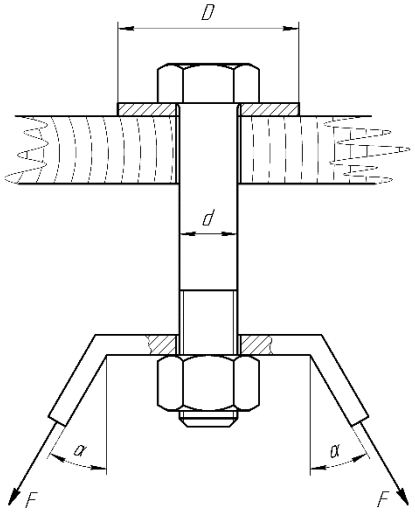

Рис. 4

Решение

1. Определим расчетную силу:

$$F_p = 2F\cos\alpha\ .$$

$$F_p = 2\cdot 10\cdot\cos 30° = 17{,}32\,кН\ .$$

2. Определим внутренний диаметр резьбы:

$$d_1 \geq 1{,}13\sqrt{\frac{F_p}{[\sigma_p]}}\ .$$

$$d_1 \geq 1{,}13\sqrt{\frac{17320}{100}} = 14{,}85\ мм\ .$$

По табл. 1 приложения принимаем болт М18 (d_1 = 15,294 *мм*).

3. Определим диаметр отверстия в шайбе:

$$d_{отв} = d + 2\,мм.$$

$$d_{отв} = 18 + 2 = 20\,мм.$$

4. Запишем условие прочности древесины на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{F_p}{A_{см}} \le [\sigma_{см}],$$

где $A_{см}$ – площадь смятия;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемые напряжения на смятие.

5. Определим минимально допустимую площадь смятия:

$$A_{см} \ge \frac{F_p}{[\sigma_{см}]}.$$

$$A_{см} \ge \frac{17320}{9} = 1924\,мм^2.$$

6. Определим площадь смятия и внешний диаметр шайбы.

$$A_{см} = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d_{отв}^2\right).$$

Откуда:

$$D \ge \sqrt{\frac{4A_{см}}{\pi} + d_{отв}^2}.$$

$$D \ge \sqrt{\frac{4 \cdot 1924}{3{,}14} + 20^2} = 53{,}35\,мм.$$

Принимаем внешний диаметр шайбы $54\,мм$ округлением в большую сторону до целого значения.

Расчет болтов, стягивающих пакет пластин

Задачей болтов, стягивающих пакет пластин, является удержание этих пластин от сдвига (рис. 5). Возможна установка болтов с зазором и с натягом (без зазора). В первом случае болт работает на растяжение и скручивание, во втором – на срез. При работе болта, поставленного с зазором, определяют минимальный внутренний диаметр резьбы по формуле (3). При работе болта, поставленного без зазора, определяют минимальный внешний диаметр болта по

формуле (4). Затем по табл. 1 приложения определяют необходимый диаметр болта.

$$d_1 \geq 1{,}3\sqrt{\frac{k_з F}{f[\sigma_p](n-1)}}; \qquad (3)$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau](n-1)}} \approx 1{,}13\sqrt{\frac{F}{[\tau](n-1)}}, \qquad (4)$$

где 1,3 – коэффициент, учитывающий момент затяжки болта и значение $\sqrt{\frac{4}{\pi}}$;

$k_з$ – коэффициент запаса;

f – коэффициент трения между пластинами;

n – количество стягиваемых пластин;

$[\tau]$ – допускаемые касательные напряжения.

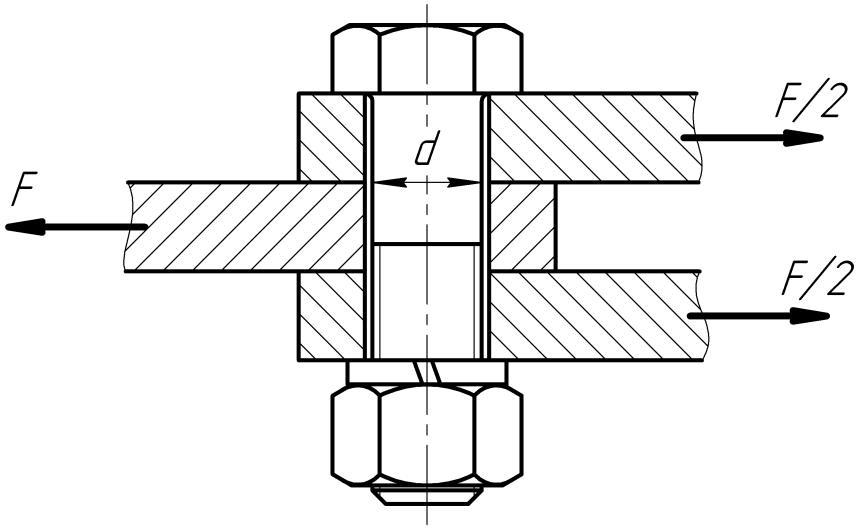

Рис. 5

Пример решения задачи

Определить необходимый диаметр болта (рис. 5), стягивающего плоские детали, поставленного с зазором, если коэффициент запаса равен *1,6*; допускаемые напряжения на разрыв для болта равны *100 МПа;* коэффициент трения равен *0,16;* сдвигающая сила равна *2 кН.*

Решение

1. Определим минимальный внутренний диаметр болта по формуле (3):

$$d_1 \geq 1{,}3\sqrt{\frac{1{,}6 \cdot 2000}{0{,}16 \cdot 100 \cdot (3-1)}} = 13 мм .$$

2. По табл. 1 приложения выбираем болт М16 с внутренним диаметром резьбы 13,835 мм.

Расчет болтов, предварительно затянутых и догруженных основной нагрузкой

В данном случае (рис. 6) речь идет о болтах, которые испытывают при затяжке одновременно растяжения от осевой нагрузки затяжки $F_з$ и скручивание от момента затяжки M (добавляет 30 % к осевой нагрузке). Осевая нагрузка $F_з$ при этом возникает в результате реакции стягиваемых деталей. Затем, после приложения основной нагрузки F, стык частично разгружается от действия этой нагрузки, и болт оказывается нагружен усилием затяжки, моментом затяжки и основной нагрузкой. Степень разгрузки стыка от действия основной нагрузки зависит от материала стыкуемых деталей, наличия прокладки и пр. Условно график распределения осевых нагрузок на болт представлен на рис. 7.

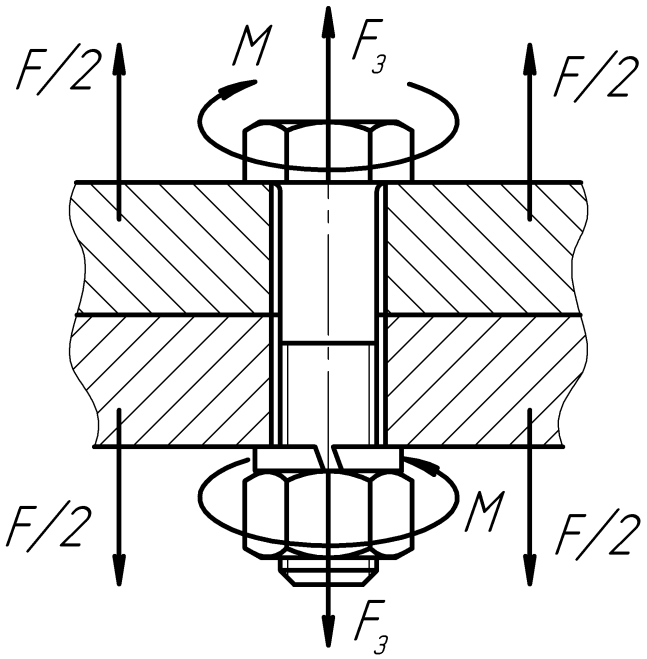

Рис. 6

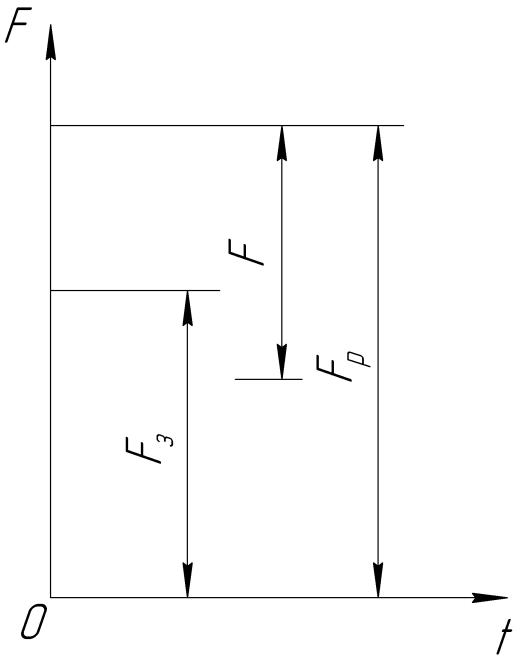

Рис. 7

В этом случае вначале определяют расчетную силу по формуле (5).

$$F_p = F\left[1{,}3k_з(1-\chi)+\chi\right], \qquad (5)$$

где 1,3 – коэффициент, учитывающий момент затяжки;

$k_з$ – коэффициент запаса (принимают равным 1,5…2,0 – для статической нагрузки, 2,0…4,0 – для динамической нагрузки, 5 – для особо ответственных случаев);

χ – коэффициент основной нагрузки (принимают равным 0,2…0,3 для стальных деталей, 0,8…0,9 – при наличии прокладки).

Затем с использованием формулы (2) по расчетной нагрузке определяют минимальный внутренний диаметр резьбы и, пользуясь табл. 1 приложения, выбирают необходимый болт.

Пример решения задачи

Определить диаметр болтов, прикрепляющих крышку цилиндра диаметром *D 400 мм* (рис. 8), если давление внутри *p* равно *0,5 МПа,* допускаемые напряжения на разрыв равны *90 МПа*, коэффициент основной нагрузки χ_1 равен *0,25*, коэффициент затяжки равен *2*, количество болтов *z* равно 12. Определить также диаметр болта при наличии прокладки (коэффициент основной нагрузки χ_2 равен *0,8*).

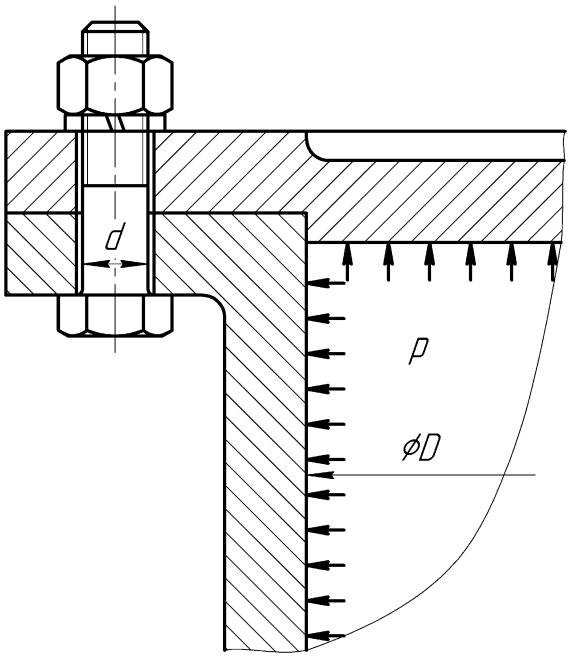

Рис. 8

Решение

1. Определим силу, действующую на болты:

$$F_{сум} = p \cdot \frac{\pi D^2}{4}.$$

$$F_{сум} = 0{,}5 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 400^2}{4} = 62800 H = 62{,}8 кН.$$

2. Определим силу, приходящуюся на каждый болт:

$$F = \frac{F_{сум}}{z}.$$

$$F = \frac{62{,}8}{12} = 5{,}23 кН.$$

3. Определим расчетные силы для болта по формуле (5):

$$F_p^I = 5{,}23 \cdot [1{,}3 \cdot 2 \cdot (1 - 0{,}25) + 0{,}25] = 11{,}51 кН;$$

$$F_p^{II} = 5{,}23 \cdot [1{,}3 \cdot 2 \cdot (1 - 0{,}8) + 0{,}8] = 6{,}904 кН.$$

4. Определим минимальные внутренние диаметры резьб:

$$d_1^I \geq 1{,}13\sqrt{\frac{11510}{90}} = 12{,}78 мм;$$

$$d_1^{II} \geq 1{,}13\sqrt{\frac{6904}{90}} = 9{,}90 мм.$$

5. По табл. 1 приложения выбираем болты М14 и М12 соответственно для первого и второго вариантов установки.

2. Шпоночные соединения

2.1. Общие понятия

Шпоночные соединения (рис. 9) относятся к разъемным соединениям и служат для закрепления деталей на осях и валах. Такими деталями являются шкивы, зубчатые колеса, муфты, маховики, кулачки и т. д. Соединения нагружаются в основном вращающим моментом. Виды шпонок: призматические, сегментные, клиновые, тангенциальные, фрикционные и пр.

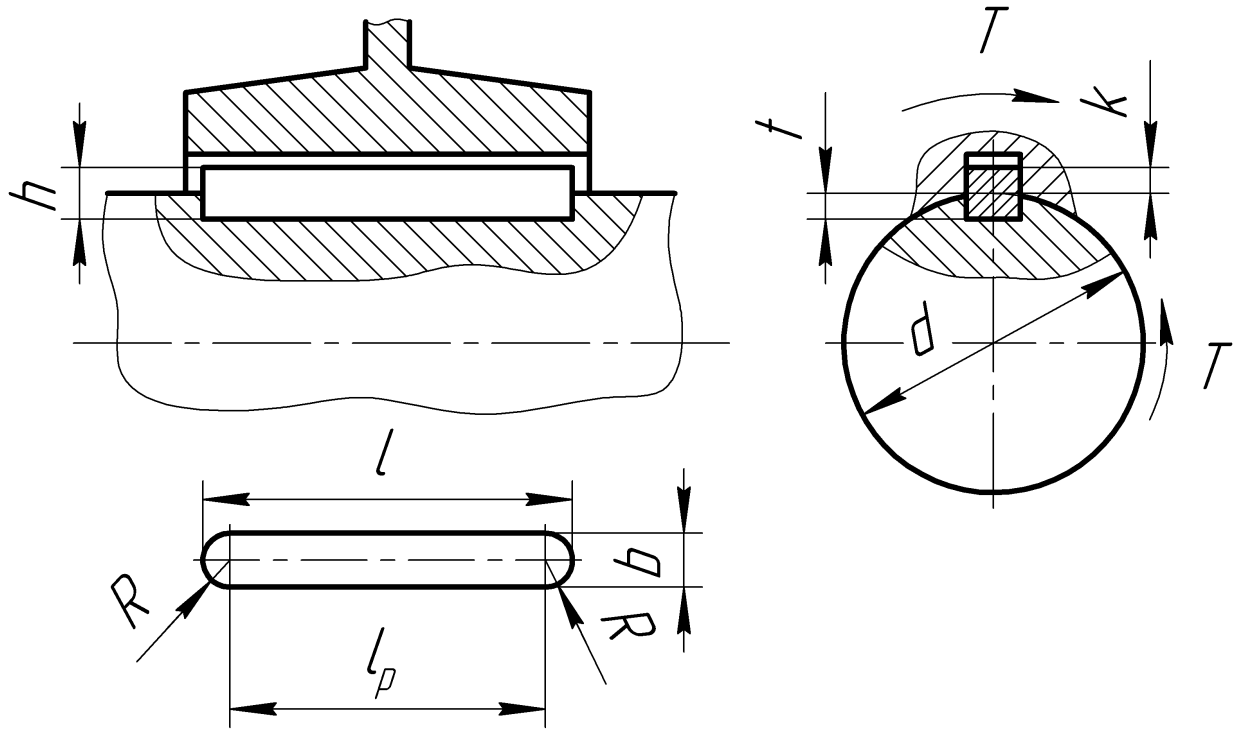

Рис. 9

2.2. Расчет шпоночных соединений

Шпонки рассчитываются на смятие и проверяются на срез. При этом считают, что сила приложена к окружности вала.

Условие прочности призматической шпонки (рис. 9) на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d(l-b)k} \le [\sigma_{см}], \tag{6}$$

где T – вращающий момент;

d – диаметр вала;

k – высота выступающей части шпонки;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия (принимается минимальное значение из допускаемых для вала, ступицы и шпонки);

b – ширина шпонки.

Необходимую длину призматической шпонки определяют по формуле:

$$l \ge \frac{2T}{dk[\sigma_{см}]} + b. \tag{7}$$

Размеры шпонок выбирают согласно ГОСТ 23360-78.

Пример решения задачи

Определить длину ступицы шестерни $l_{ст}$, если передаваемый крутящий момент T равен 1800 Нм, допускаемые напряжения на смятие $[\sigma_{см}]$ равны 100 МПа, ширина призматической шпонки b равна 18 мм, высота выступающей части шпонки k равна 4,8 мм, диаметр вала d равен 60 мм (рис. 10). Длину шпонки принимать кратно 5 мм, длину ступицы принять больше длины шпонки на 5 мм.

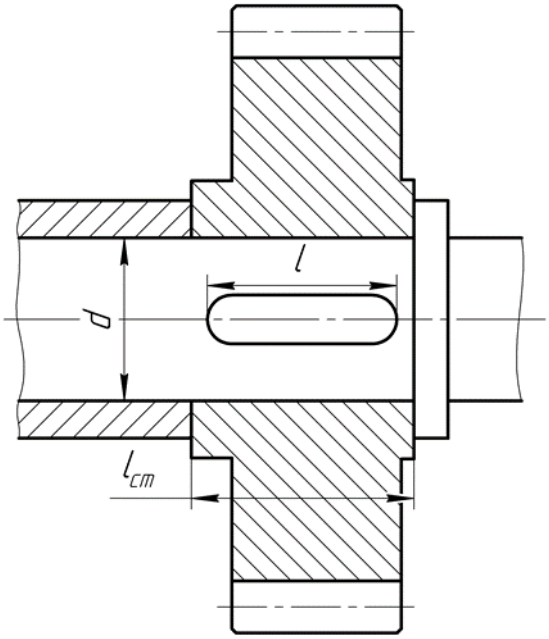

Рис. 10

Решение

1. Определим необходимую длину шпонки по формуле (8):

$$l \geq \frac{2 \cdot 1800}{0{,}06 \cdot 100 \cdot 4{,}8} + 18 = 143 мм.$$

2. Принимаем длину шпонки 145 мм, длину ступицы 150 мм.

3. Механические передачи

3.1. Общие понятия

Механические передачи предназначены для передачи движения от источника к потребителю. Наиболее часто передается вращательное движение. Механические передачи широко используются в механизмах трансмиссии

строительных машин. Трансмиссия предназначена для передачи энергии от двигателя к исполнительным механизмам.

Механические передачи подразделяются на передачи трением (фрикционные и ременные) и передачи зацеплением (зубчатые, червячные, цепные, винтовые).

3.2. Кинематические и динамические соотношения в механических передачах

Окружная (линейная) скорость:

$$V_t = \frac{dS}{dt}, \text{ м/с} \tag{8}$$

где dS – перемещение точки, м;

dt – время перемещения ds, с.

Угловая скорость:

$$\omega = \frac{V_t}{R}, \text{ рад/с} \tag{9}$$

где R – радиус окружности вращения.

Угловая скорость также может быть определена через частоту вращения по формуле:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} \approx 0{,}105n, \text{ рад/с,} \tag{10}$$

где n – частота вращения объекта, об/мин.

Вращающий (крутящий) момент:

$$T = F_t R = F_t \frac{d}{2}, \text{ Нм,} \tag{11}$$

где F_t – окружная сила, Н;

d – диаметр объекта, м.

Мощность:

$$P = \frac{A}{t} = \frac{F_t S}{t} = F_t V_t = F_t R \cdot \frac{V_t}{R} = T\omega, \text{ Вт,} \tag{12}$$

где A – работа силы F_t, Дж;

t – время совершения работы.

Учитывая вышеизложенное, можно получить следующую формулу вращающего момента:

$$T = 9550\frac{P}{n}, \text{ Нм}, \tag{13}$$

где P – мощность, кВт;

n – частота вращения, об/мин.

Передаточное отношение механической передачи – это отношение угловой скорости ведущего зубчатого колеса $\omega_{вх}$ к угловой скорости ведомого $\omega_{вых}$ колеса:

$$i = \frac{\omega_{вх}}{\omega_{вых}}. \tag{14}$$

Передаточное число – это отношение числа зубьев колеса $z_к$ к числу зубьев шестерни $z_ш$:

$$u = \frac{z_к}{z_ш}. \tag{15}$$

В отличие от передаточного отношения передаточное число всегда больше единицы либо равно ей.

Передаточное отношение многоступенчатой передачи (рис. 11) определяется как п р о и з в е д е н и е частных передаточных отношений:

$$i = \prod_{k=1}^{m} i_k, \tag{16}$$

где k – номер ступени;

m – количество ступеней;

i_k – передаточное отношение k-*й* передачи.

Для зубчатой передачи передаточное отношение можно найти, пользуясь соотношениями:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}, \tag{17}$$

где d_1, d_2 – диаметры начальных окружностей, ведущего и ведомого зубчатых колес соответственно;

z_1, z_2 – числа зубьев ведущего и ведомого зубчатых коле соответственно.

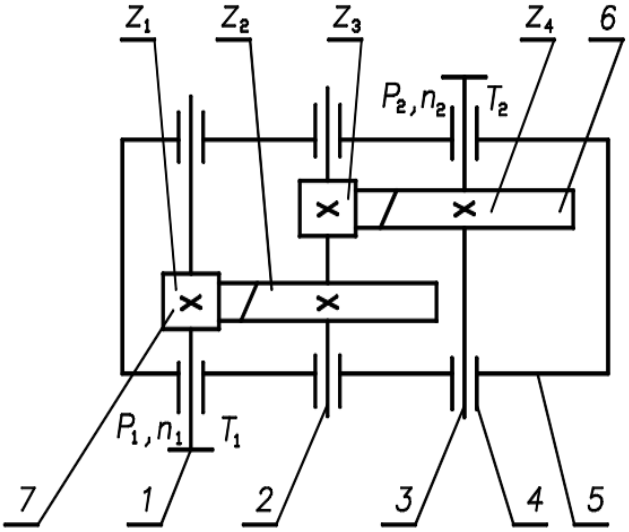

Рис. 11. Кинематическая схема двухступенчатого редуктора с косозубым зацеплением:
1 - вал быстроходный; 2 - вал промежуточный; 3 - вал тихоходный;4 - подшипниковые опоры валов; 5 - корпус редуктора;6 – выходное зубчатое колесо; 7 - входная шестерня

Под начальными окружностями понимают окружности, перекатываемые друг по другу без скольжения.

Коэффициент полезного действия (к.п.д.) – это отношение полезной работы к полной работе.

К.п.д. удобно находить как отношение мощностей полезной (P_n) к затраченной ($P_з$):

$$\eta = \frac{P_n}{P_з}. \tag{18}$$

К.п.д. зубчатого механизма:

$$\eta = \eta_{пп}^m \cdot \eta_з^n, \tag{19}$$

где $\eta_{пп}$ – к.п.д. пары подшипников;

$\eta_з$ – к.п.д. зацепления;

m – количество пар подшипников;

n – количество зацеплений.

Пример решения задач

Задача 1

Определить линейную скорость шлифовального круга диаметром $d = 200$ *мм* заточного станка, если количества зубьев зубчатых колес: $z_1 = 96$ и $z_2 = 16$, число оборотов приводной рукоятки $n_1 = 100$ *об/мин* (рис. 12).

Решение

1. Определим передаточное отношение воспользовавшись формулой (17).

$$i = \frac{16}{96} = \frac{1}{6} = 0{,}1667.$$

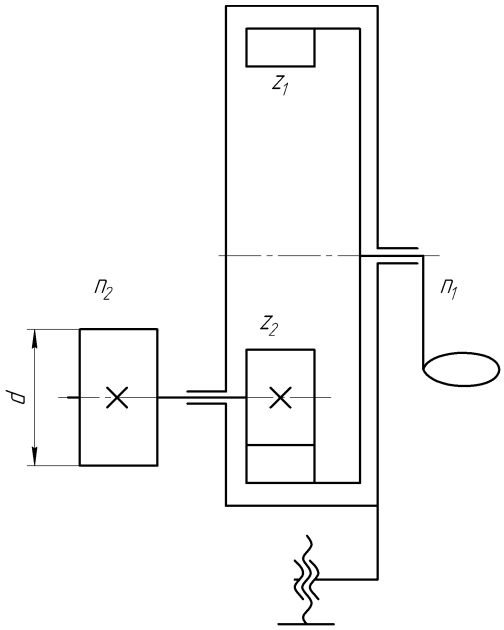

Рис. 12

1. Определим частоту вращения выходного вала, воспользовавшись формулой (17).

$$n_2 = \frac{n_1}{i};$$

$$n_2 = \frac{100}{0{,}1667} = 600\ об/мин.$$

2. Определим угловую скорость выходного вала по формуле (10). Она же и будет угловой скоростью шлифовального круга.

$$\omega_2 = \frac{3{,}14 \cdot 600}{30} = 62{,}8\ рад/с.$$

3. Определим линейную скорость круга, воспользовавшись формулой (9).

$$V_t = \omega_2 \frac{d}{2};$$

$$V_t = 62{,}8 \cdot \frac{0{,}2}{2} = 6{,}28 \ м/с.$$

Ответ. Линейная скорость круга 6,28 м/с.

Задача 2

Определить перемещение каната лебедки, представленной на рис. 13, за время *t = 10 с*, если диаметр барабана *D = 200 мм*, частота вращения барабана *n = 60 об/мин*.

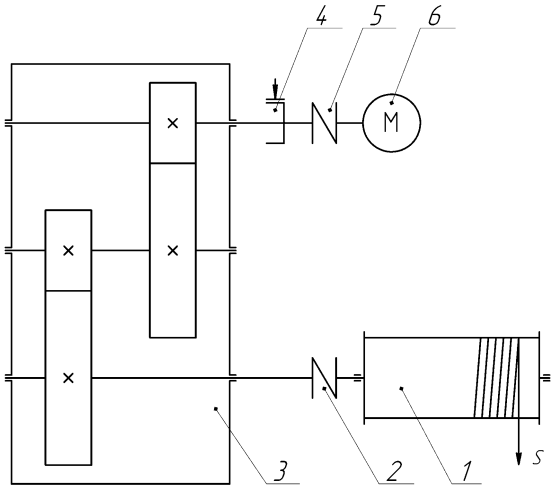

Рис. 13. Кинематическая схема лебедки:
1 – барабан; 2, 5 – муфта; 3 – цилиндрический редуктор;
4 – тормоз; 6 – электродвигатель

Решение

Определим угловую скорость барабана:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 60}{30} = 6{,}28 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Определим окружную скорость барабана:

$$v_t = \frac{\omega d}{2} = \frac{6{,}28 \cdot 0{,}2}{2} = 0{,}628 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Определим перемещение каната за 10 с:

$$S = v_t \cdot t = 0{,}628 \cdot 10 = 6{,}28 \text{ м}.$$

Ответ. Перемещение каната составляет 6,28 м.

Список литературных источников

1. Волков С.А., Евтюков С.А. Строительные машины: Учебник для строительных вузов/Под общ. ред. проф. С.А. Волкова. Изд. переработано и дополнено – СПб.: ДНК, 2012. – 597 с.

2. Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для студентов втузов/Под ред. Ф.А. Финогенова – 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 2000. – 383 с.: ил.

Приложение

Таблица 1

Геометрические размеры метрических резьб согласно ГОСТ 9150-81

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Резьбы с крупным шагом			
	Шаг резьбы p, мм	Внутренний диаметр d_1, мм	Средний диаметр d_2, мм	Расчетная площадь сечения винта A, см^2
6	1	4,918	5,350	0,178
8	1,25	6,647	7,188	0,329
10	1,5	8,376	9,026	0,523
12	1,75	10,106	10,863	0,763
(14)	2	11,835	12,701	1,045
16	2	13,835	14,701	1,440
(18)	2,5	15,294	16,376	1,750
20	2,5	17,294	18,376	2,260
(22)	2,5	19,294	20,376	2,820
24	3	20,752	22,051	3,240
(27)	3	23,752	25,051	4,270
30	3,5	26,211	27,727	5,180
(33)	3,5	29,211	30,727	6,470
36	4	31,670	33,402	7,600
(39)	4	34,670	36,402	8,610
42	4,5	37,129	39,077	10,450
(45)	4,5	40,129	42,077	12,260
48	5	42,752	44,752	13,750