МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ИНСТИТУТ ТЕХНОЛОГИЙ (ФИЛИАЛ) ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ» В Г. ВОЛГОДОНСКЕ РОСТОВСКОЙ ОБЛАСТИ

(Институт технологий (филиал) ДГТУ в г. Волгодонске)

УТВЕРЖДАЮ
Директор
И.В. Столяр
«26» апреля 2022 г.

Методические указания по самостоятельной работе
по дисциплине
«Детали машин и основы конструирования»
для обучающихся по направлению подготовки
15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств
профиль Технология машиностроения

2022 года набора

Волгодонск
2022

Лист согласования

Методические указания по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» составлены в соответствии с требованиями Федерального государственного образовательного стандарта высшего образования по направлению подготовки (специальности)
15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств

Рассмотрены и одобрены на заседании кафедры «*ТСиИТ*» протокол № 9 от «26» апреля 2022 г.

Пособие предназначено для студентов всех форм обучения и включает в себя простейшие инженерные задачи, часто встречающиеся в рядовой практической работе. Необходимый справочный материал для решения задач даётся в их условиях. Для облегчения решения задач приведены готовые формулы и порядок их решения.

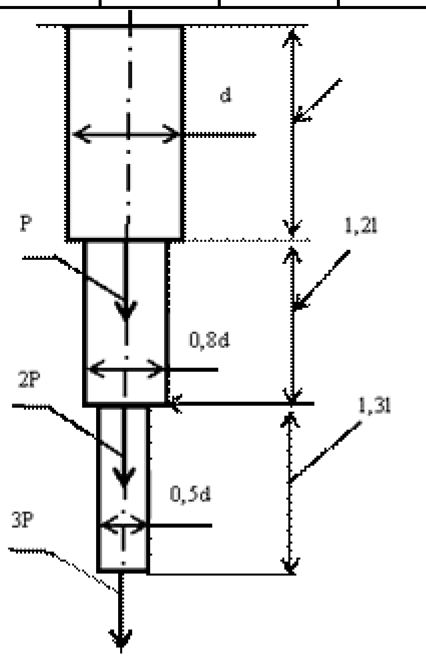
Задача 1

Определить полное удлинение жёстко заделанного круглого стержня от воздействия сил Р и напряжение растяжения в сечении стержня диаметром 0,8d. Принять следующие исходные данные: l=1м, d=0,02 м.

Модуль упругости материала стержня $E = 2 \cdot 10^5$ Мпа. Варианты значений силы P приведены в таблице.

Задачу решить по одному из вариантов.

P,кН	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,6	3



Порядок решения:

Полное удлинение стержня по закону Гука

$$\Delta l = \left(\frac{6Pl4}{\pi d^2} + \frac{5Pl \cdot 1{,}2 \cdot 4}{\pi d^2 0{,}64} + \frac{3Pl \cdot 1{,}3 \cdot 4}{0{,}25 \pi d^2} \right) \cdot \frac{1}{E}.$$

Напряжение в сечении стержня диаметром 0,8d

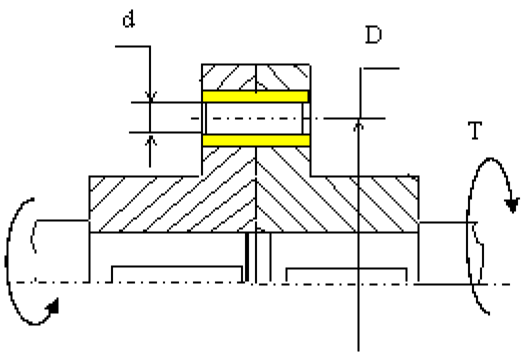
$$\sigma = \frac{5P \cdot 4}{0{,}64\pi d^2} = 9{,}95\frac{P}{d^2}$$

Задача 2

Определить необходимые диаметр и длину срезного пальца в, показанной на рис., муфте предельного момента исходя из следующих условий: диаметр D=200мм., количество пальцев n=4, допускаемое напряжение среза материала пальца $[\tau]_{ср}$=100 Мпа., напряжение смятия $[\sigma]_{см}$=200 Мпа.

Величина крутящего момента T приведена в таблице. Задачу решить по одному из вариантов.

T, Нм	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3500	4000	4500



Порядок решения:

Напряжение среза по сечению пальца $\tau = \frac{8T}{D\pi d^2 n}$, отсюда $d \geq \sqrt{\frac{8T}{\pi D n[\tau_{ср}]}}$.

Напряжение смятия на поверхности пальца $\sigma = \frac{2T}{DdL\pi}$, где L - длина пальца.

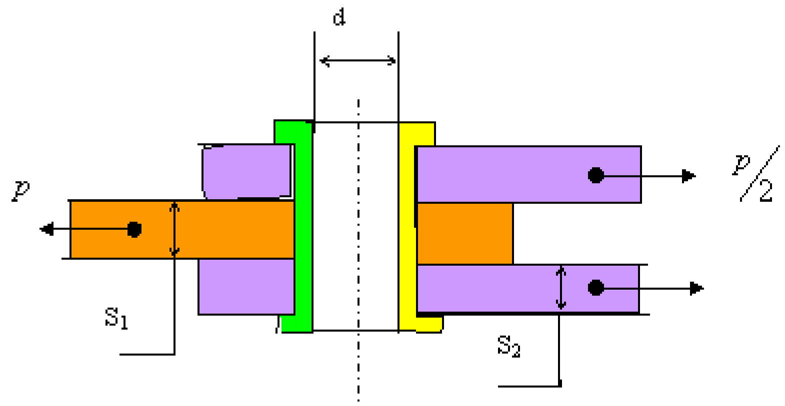
$$L = \frac{2T}{[\sigma_{см}]dDn}.$$

Задача 3

Определить внутренний диаметр заклёпки из условия её прочности на срез и проверить заклёпку на смятие.

Исходные данные: S_1=S_2=8 мм., диаметр заклёпки 15 мм., $[\sigma]_{сж}$ =120 Мпа, $[\tau]_{ср}$ =70 Мпа. Значение силы *P* приведено в таблице. Задачу решить по одному из вариантов.

Р,кН	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15



Порядок решения:

Напряжение среза в заклёпке $\tau = \dfrac{2P}{\pi\left(d^2 - d_0^2\right)}$ (имеем две площадки среза),

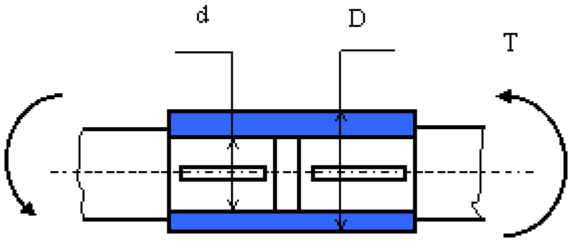
отсюда $d_0 \geq \sqrt{d^2 - \dfrac{2P}{\pi[\tau_{ср}]}}$. Напряжение смятия в заклёпке $\sigma_{см} = \dfrac{P}{d\delta_1} \leq [\sigma_{см}]$.

Задача 4

Определить наименьший наружный диаметр глухой муфты при следующих исходных данных: внутренний диаметр d =100 мм., допускаемое напряжение на кручение материала муфты и шпонки $[\tau]$=50 Мпа, внешний крутящий момент Т, запас прочности по крутящему моменту $К_з$=1,2.

Определить требуемую длину шпонки, если её ширина *b*=28 мм, высота *h*=16 мм, допускаемое напряжение смятия $[\sigma]$=200 Мпа. Ослаблением сечения муфты из-за шпоночного паза пренебречь. Величина крутящего момента приведена в таблице. Задачу решить по одному из вариантов.

T, Нм	3000	3100	3200	3300	3400	3500	3600	3700	3800	3900



Порядок решения:

Напряжение кручения в сечении муфты от действия крутящего момента

$$[\tau] = \frac{T}{W_\rho},$$

где $W_\rho = \frac{\pi(D^3 - d^3)}{16}$ - полярный момент сопротивления сечения без учёта шпоночного паза. Решая, получим: $D \ge K_3 \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]} + d^3}$.

Длина шпонки из условия смятия $L = \frac{4T}{h[\sigma_{см}]}$,

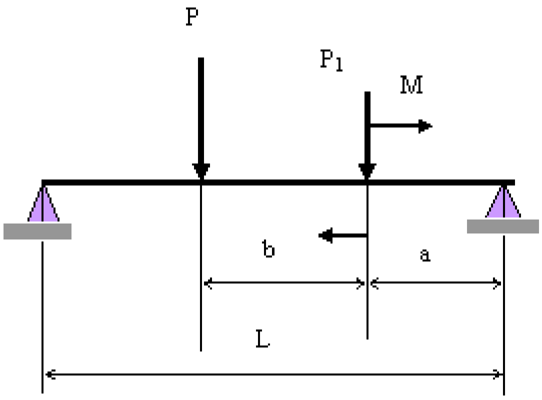
Длина шпонки из условия среза $L = \frac{2T}{b[\tau_{ср}]}$.

Сечение стандартной шпонки $b \times h = 28 \times 16$ мм.

Задача 5

Круглый брус длиной $\underline{L}$=1300 мм. Нагружен силой *P*=1000 Н и силой P_1= 1500 Н. Расстояние *a*= 300 мм, расстояние *b* =500 мм. Допускаемое напряжение изгиба материала бруса $[\sigma]_{из} = 240$ Мпа. Определить диаметр стержня в месте приложения силы P_1 и момента M. Варианты величины момента M приведены в таблице. Задачу решить по одному из вариантов.

M, Нм	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1700	2000



Порядок решения:

Напряжение изгиба бруса в сечении, где приложены сила P_1 и момент M.

$$\sigma = \frac{M_{из}}{W}, \quad W = \frac{\pi d^3}{32};$$

$$M_{из} = -R_b a + M.$$

$$M_{из} = R_a(L-b-a) - P_1 b + M.$$

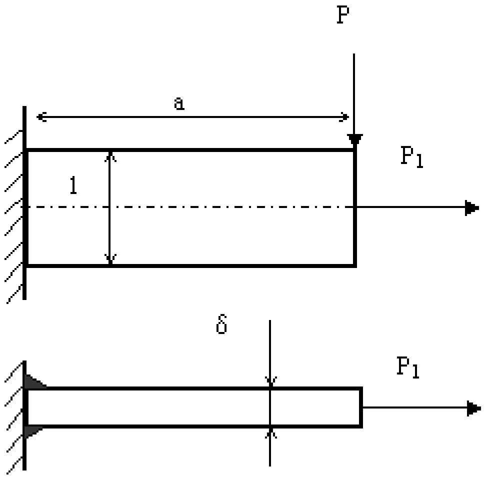
Определяем большее из этих значений $R_a = \frac{1}{L}\left[P_1(b+a) + P_2 a - M\right]$; $R_b\left[P_1(L-b-a) + P_2(L-a) + M\right]$.

Диаметр бруса $d = \sqrt[3]{\dfrac{32M_{из}}{\pi[\sigma_{из}]}}$.

Задача 6

Кронштейн приварен к стенке двумя угловыми швами. На кронштейн воздействуют силы P и P_1. Определить необходимую величину катета сварного шва. Допускаемое напряжение в сварном шве $[\tau]$ = 60 МПа. Определить толщину кронштейна δ из условия, что допускаемое напряжение материала кронштейна $[\sigma]_{из}=$ 100 МПа. Значения сил P и P_1 приведены в таблице. Задачу решить по одному из вариантов.

P, кН	1	1,2	1,5	2	2,5	2,5	2,5	3	3,5	4
P_1, кН	0,8	1	1	1,5	1,5	2	2,5	2,5	2	2,5



Порядок решения:

Суммарное напряжение в сварном шве $\tau = \tau_{м} + \tau_{p_1}$;

$\tau_{м} = \frac{Pa}{W} = \frac{Pa}{2l^2 0,7k}$; $\tau_{p_1} = \frac{P_1}{[\tau]2*0,7}$; где: $\tau_{м}$ - напряжение от изгибающего момента (от силы P), τ_{p_1} - напряжение от силы P_1, k - искомый катет шва.

Толщина кронштейна определится из условия его прочности.

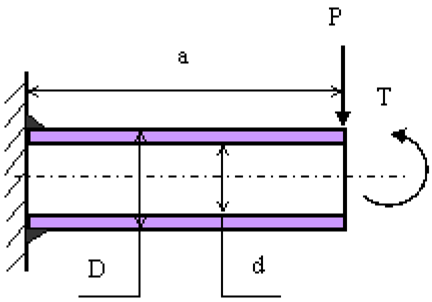
Суммарное напряжение в кронштейне $\sigma = \sigma_m + \sigma_{p1} = \frac{6Pa}{\delta l^2} + \frac{P_1}{\delta l} \le [\sigma]$; отсюда

$$\delta \ge \frac{1}{[\sigma]l}\left(\frac{6Pa}{l} + P_1\right).$$

Задача 7

Труба наружным диаметром D=150 мм, и внутренним диаметром d =150 мм приварена к вертикальной стенке. Длина трубы a = 300 мм. Труба нагружена осевой силой P= 10 кН и крутящим моментом T. Определить величину катета, которым необходимо приварить трубу, из условия, что допускаемое напряжение в сварном шве $[\tau]=60МПа.$ Значения крутящего момента T приведены в таблице. Задачу решить по одному из вариантов таблицы.

T, Нм	5000	10000	15000	20000	25000	30000	35000	40000	45000	50000



Порядок решения:

Суммарное напряжение в сварном шве возникает от изгибающего момента, создаваемого силой P, и от крутяшего момента T. Напряжения действуют во взаимно перпендикулярных плоскостях , т. е. $[\tau]=\sqrt{\tau_м^{\ 2}+\tau_T^2}$.

$\tau_м=\dfrac{Pa}{W_p}\cong\dfrac{2T}{0{,}7k\pi D^2}$ - здесь принято, что катет шва мал в сравнении с D и напряжения распределены равномерно по кольцевой площадке диаметром D .

$\tau_м=\dfrac{Pa}{W}\cong\dfrac{4Pa}{0{,}7k\pi D^2}$ - здесь принято, что $W\cong W_\rho$.

Решая, получим: $k\geq\dfrac{2}{0{,}7[\tau]\pi D^2}\sqrt{(T)^2+(2Pa)^2}$.

Если труба приварена стыковым швом, то $\sigma_{экв}=\sqrt{\sigma^2+3\tau^2}$; $\sigma=\dfrac{Pa}{W}$;

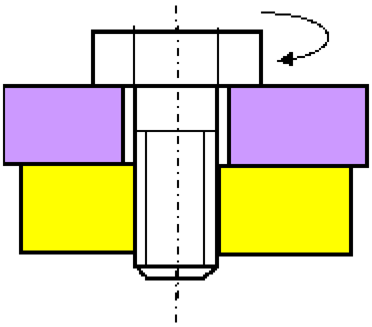
$\tau=\dfrac{T}{W_p}=\dfrac{T}{0{,}1(D^3-d^3)}$

.

Задача 8

Определить силу, которую необходимо приложить к ключу длиной L при завинчивании болта по приведенному рисунку, до получения в теле болта напряжений, равных пределу текучести (т.е. когда срежется головка болта при его завинчивании). Предел текучести материала болта по напряжениям среза – 150 МПа. Диаметр болта – 16 мм. Варианты длины ключа приведены в таблице. Задачу решить по одному из вариантов.

L, мм	150	200	250	300	350	400	450	500	500	600



Порядок решения:

Напряжение среза в теле болта $\tau = \frac{T_{зав}}{W_p}$, $T_{зав} = Pl$, где P - искомая сила.

$W_p = \frac{\pi d^3}{16}$ - полярный момент сопротивления сечения болта.

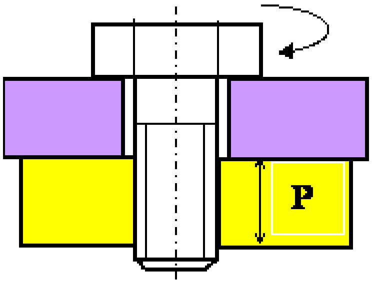
Решая данные зависимости, получим $P \geq \frac{\pi d^3 [\tau]}{16 l}$.

Задача 9

Определить силу, которую необходимо приложить к ключу длиной 300 мм при завинчивании болта с резьбой М16×2 по приведенному рисунку, до появления в резьбе болта напряжений смятия и напряжений среза. Трением на торце болта пренебречь.

Исходные данные: средний диаметр резьбы d_2 = 15 мм, предел текучести материала болта по напряжениям смятия $\sigma_{сж}$ =250 Мпа, по напряжениям среза $\tau_{ср}$ = 150 Мпа, коэффициент трения болта по гайке f= 0,15; угол профиля резьбы – 60^0, коэффициент неравномерности распределения нагрузки по виткам резьбы k= 0,87; коэффициент заполнения резьбы k_m= 0,65. Высота витка резьбы h= 1 мм. Высота гайки "H" приведена в таблице. Задачу решить по одному из вариантов.

H, мм	16	18	20	22	24	26	28	30	35	40



Порядок решения:

Напряжение среза в резьбе болта $\tau = \dfrac{P}{\pi d_1 H k k_m}$; напряжение смятия $\sigma_{см} = \dfrac{Pt}{\pi d_2 h H}$.

где P - осевая сила при затяжке болта, t - шаг резьбы.

$P = \dfrac{2T_{зав}}{d_2 tq(\varphi + \psi)}$; где $T_{зав} = P_{зав} l$ - завинчивающий момент и $P_{зав}$ - искомая сила.

Решая, получим $P_{зав} = \dfrac{1}{2l}\tau_{ср} d_2 tq(\psi + \varphi)\pi d_1 k k_m H$;

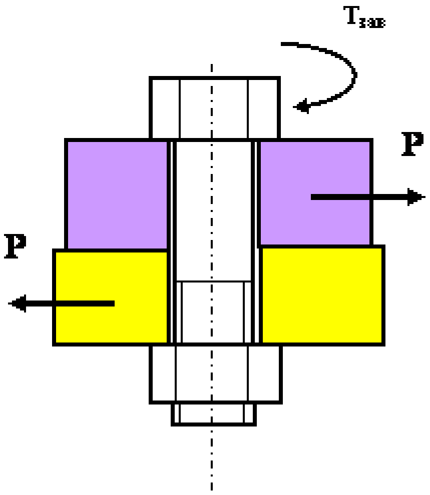
$P_{зав} \geq \dfrac{1}{2tl}\sigma_{см}\pi d_2^2 tq(\psi + \varphi) h H$;

$\psi = arqtq\dfrac{t}{\pi d_2}$; $\varphi = arqtqf$.

Задача 10

Определить завинчивающий момент, который необходимо приложить к, показанному на рисунке болтовому соединению, чтобы стягиваемые детали не разошлись от воздействия сил P. Исходные данные: средний диаметр резьбы d_2=15мм, угол подъёма резьбы ψ= 2,431^0; угол трения в резьбе φ=9,65^0; коэффициент трения в резьбе f= 0,15. Трением на торце гайки пренебречь. Значение силы P приведено в таблице.

P, кН	0,7	1	1,1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5



Порядок решения:

Необходимое усилие затягивания деталей $P_{зат} = \frac{P}{f}$;

Момент, прилагаемый к болтовому соединению, для получения $P_{зат}$

$T_{зат} = 0{,}5 P_{зат} d_2 tg(\psi + \varphi)$; где $\psi = arctg \frac{t}{\pi d_2}$ - угол подъёма резьбы, t -шаг резьбы.

$\varphi = arctg f_{пр}$ - приведенный угол трения в резьбе.

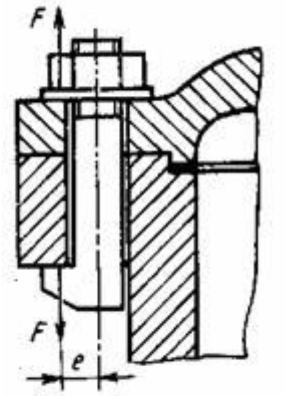
Совместное решение: $T_{зав} = \frac{P}{2f} d_2 tg\left(arctg \frac{t}{\pi d_2} + arctg f \right)$.

Задача 11

На рисунке показано крепление крышки резервуара болтами с эксцентрично приложенной нагрузкой (болтами с костыльной головкой). Болты затянуты силой F. Определить внутренний диаметр резьбы болта d из условия растяжения и изгиба, принимая допускаемое напряжение растяжения $[\sigma]_p =$ 100 МПа; величину e -эксцентриситета приложения нагрузки принять равной диаметру болта.

Задачу решить по одному из вариантов.

F, кН	1,5	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4



Порядок решения:

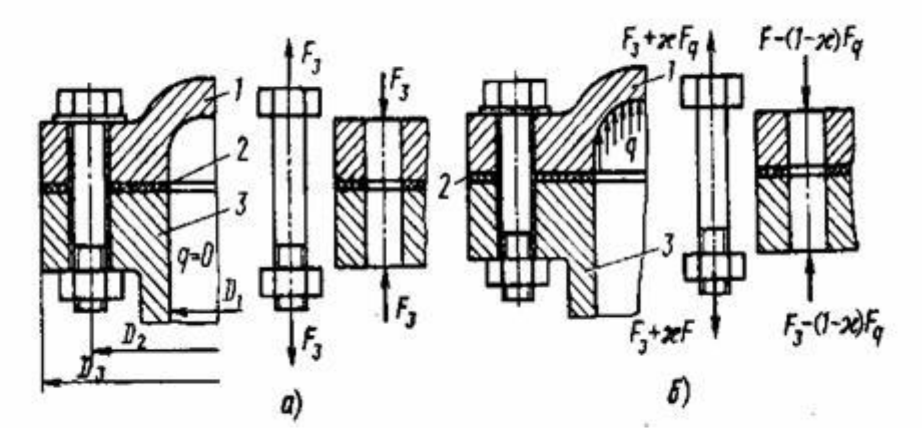
В приведенном на рисунке болте под действием силы F возникают напряжения растяжения равные $\sigma_p = \frac{4F}{\pi d^2}$ и напряжения изгиба $\sigma_u = \frac{Fe}{W}$, где $W = 0{,}1d^3$ - момент сопротивления стержня изгибу. Эквивалентное напряжение в теле болта вычисляется по формуле $\sigma_э = 1{,}3\sigma_p + \sigma_u < [\sigma]_p$, где 1,3 – коэффициент, учитывающий напряжение кручения при затяжке болта.

Отсюда искомый $d = \sqrt{\frac{11{,}65F}{[\sigma]_u}}$.

Задача 12

Определить усилие затяжки болтов крышки резервуара из условия нераскрытия стыка, при следующих исходных параметрах: - диаметр резервуара D_1= 200 мм; давление внутри резервуара постоянное $q = X$ (МПа); коэффициент запаса по затяжке k=1,5; коэффициент внешней нагрузки χ =0,5. Задачу решить по одному из вариантов.

X,МПа	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14



Порядок решения:

Для обеспечения нераскрытия стыка сила, сжимающая детали в стыке всегда должна быть больше нуля. В данном случае часть нагрузки от внутреннего давления, равная χF, дополнительно нагружает крепёжные болты, а остальная часть, равная $(1-\chi)F$, идёт на разгрузку стыка. Данное условие выражается в виде $F_з = k(1-\chi)F$. Сила от внутреннего давления $F = q \cdot \pi D_1^2 / 4$.

Задача 13

По рисунку и условиям задачи 12 определить диаметр болтов, стягивающих крышку и корпус резервуара, принимая количество болтов *n* = 8 шт и допускаемое напряжение на растяжение материала болтов равное 180 МПа. Задачу решить по одному из вариантов.

X, М	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14

Порядок решения:

Для обеспечения нераскрытия стыка сила, сжимающая детали в стыке всегда должна быть больше нуля. В данном случае часть нагрузки от внутреннего давления, равная χF, дополнительно нагружает крепёжные болты, а остальная часть, равная $(1-\chi)F$, идёт на разгрузку стыка. Данное условие выражается в виде $F_з = k(1-\chi)F$. Сила от внутреннего давления $F = q \cdot \pi D_1^2/4$. Осевая, растягивающая сила, действующая на затянутые болты равна $F_з + \chi F = [k(1-\chi)+\chi]F$.

Осевое растягивающее напряжение в сечении болта $\sigma = [k(1-\chi)+\chi]4F/n\pi d^2$.

Диаметр болта $d = 2\sqrt{[k(1-\chi)+\chi]F/n\pi\sigma}$

Задача 14

По рисунку и условиям задачи 12 определить напряжение среза τ_c в резьбе стягивающих болтов, принимая количество болтов *n* =8 шт., коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы K_1=0,7 и коэффициент заполнения резьбы *K*= 0,87. Внутренний диаметр резьбы болтов в зависимости от давления в резервуаре приведен в таблице. Высоту гайки принять равной 0,7 от внутреннего диаметра резьбы болтов. Задачу решить по одному из вариантов.

X, МПа	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
d, мм	13,8	15,3	17,3	17,3	19,3	19,3	20,75	20,75	21,8	24,8

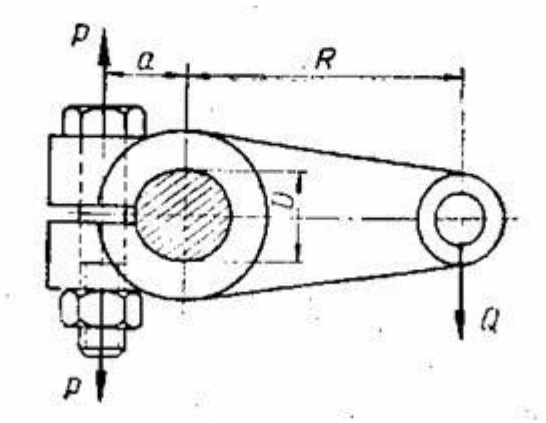
Порядок решения:

Для обеспечения нераскрытия стыка сила, сжимающая детали в стыке всегда должна быть больше нуля. В данном случае часть нагрузки от внутреннего давления, равная χF, дополнительно нагружает крепёжные болты, а остальная часть, равная $(1-\chi)F$, идёт на разгрузку стыка. Данное условие выражается в виде $F_з = k(1-\chi)F$. Сила от внутреннего давления $F = q \cdot \pi D_1^2/4$. Осевая растягивающая сила, действующая на затянутые болты равна $F_з + \chi F = [k(1-\chi)+\chi]F$.

Напряжение среза в резьбе болта $\tau_c = \frac{[k(1-\chi)+\chi]F}{8\pi d \cdot 0{,}7d \cdot KK_1}$.

Задача 15

На рисунке показано клеммовое крепление рычага на валу диаметром D =60 мм. Определить диаметр внутренней резьбы двух болтов, стягивающих клеммовое соединение, принимая силу Q = 2000 Н, размер R=300 мм, размер a=50 мм. Коэффициент трения между валом и рычагом f=0,12. Увеличение усилия затягивания на деформацию рычага принять $K_р$=1,5 от требуемого усилия затягивания, дополнительную нагрузку на болты от завинчивания гаек принять $K_з$=1,3 и коэффициент запаса по трению принять $K_п$=1,5. Допускаемое напряжение в теле болтов от растяжения $[\sigma]$= 160 МПа.



Порядок решения:

Момент, создаваемый силой Q должен быть уравновешен моментом сил трения от действия силы затяжки болтов. Записав уравнение моментов с учётом условий задачи, получим необходимую силу затяжки болтов

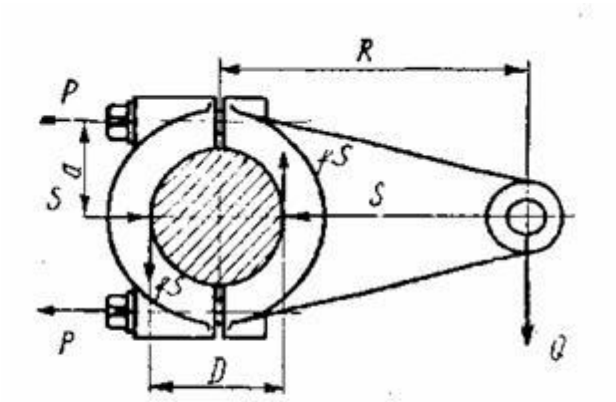
$P = \frac{K_p K_з K_n QR}{f(2a+D)z}$, где z - количество болтов.

Отсюда внутренний диаметр резьбы болта:

$$d = \sqrt{\frac{4K_p K_з K_n QR}{[\sigma]\pi f(2a+D)z^2}} = 13{,}5 \text{ мм}$$

Задача 16

На рисунке показано клеммовое крепление рычага на валу диаметром D =60 мм. Определить необходимую силу затяжки болтов, стягивающих клеммовое соединение, принимая силу Q= 2000 Н, размер R=500 мм, коэффициент трения по контакту рычага и вала f=0,12, коэффициент запаса по трению K_n=1.5. Определить контактное напряжение межу рычагом и валом, принимая ширину посадочной части рычага b=60 мм.



Порядок решения:

Момент, создаваемый силой Q должен быть уравновешен моментом сил трения от действия силы затяжки болтов. Записав уравнение моментов с учётом условий задачи, получим необходимую силу затяжки болтов

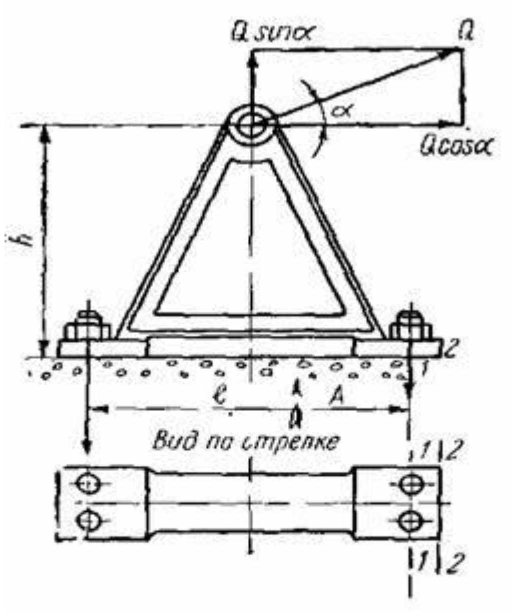
$$P = \frac{K_n QR}{fD} = 280300\ H$$

.

Контактное напряжение $\sigma = \dfrac{P}{Db} = 57{,}87\ МПа$.

Задача 17

На рисунке показана стойка опорного вала, на которую воздействует внешняя сила Q=4000 Н. Определить необходимую силу затяжки P наиболее нагруженного фундаментного болта, принимая коэффициент трения между стойкой и фундаментом f=0,2, размер l=500 мм, размер h=400 мм, Угол приложения силы Q к горизонту α =30^0, количество болтов z=4, коэффициент запаса по трению K_n=1,3.



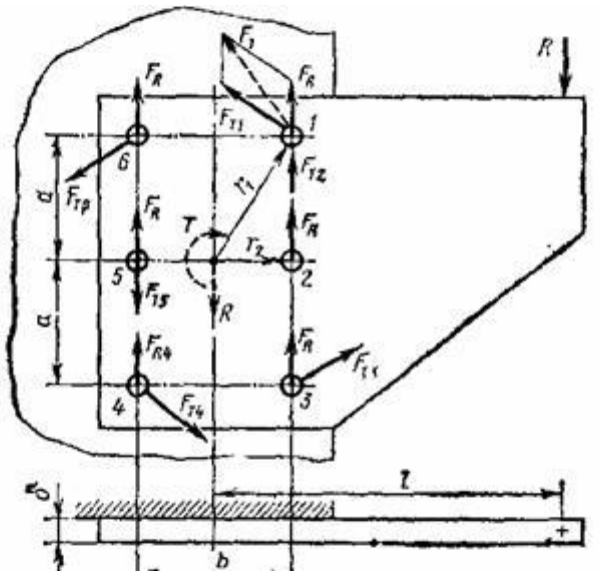
Порядок решения:

Сила затяжки наиболее нагруженного болта определяется из уравнений равновесия внешних сил и моментов и сил трения от прижатия стойки к фундаменту.

$$P = \frac{Q}{z}\left(tg\alpha + \frac{1}{f} + \frac{2h}{l}\right)K_n = 9330\ H$$

Задача 18

На рисунке показан кронштейн, смонтированный на стойке с помощью болтов, поставленных с зазором. Определить внутренний диаметр резьбы наиболее нагруженного болта при следующих условиях: внешняя нагрузка *R*=5000 Н, Размер *l*=500мм, размер *b*= 150 мм, размер *a*= 150 мм, коэффициент трения между подошвами кронштейна и стойки *f*=0,15, допускаемое напряжение растяжения в теле болта $[\sigma]$ = 100 Мпа, коэффициент увеличения напряжения в теле болта от завинчивания гайки K_n=1.3. Коэффициент запаса по затяжке *К*=1,5.



Порядок решения:

Внешняя сила *R* должна быть уравновешена силами трения от затяжки болтов. Составляя уравнение моментов, получим для данного случая

$$Rl = 4F_{T1}r_1 + 2F_{T2}r_2.$$

$$F_{T1}/F_{T2} = r_1/r_2.$$

$$F_{T1} = F_{T3} = \frac{Rl}{4\left(r_1 + 0{,}5\frac{r_2^2}{r_1}\right)} = 3391\ \text{Н}$$

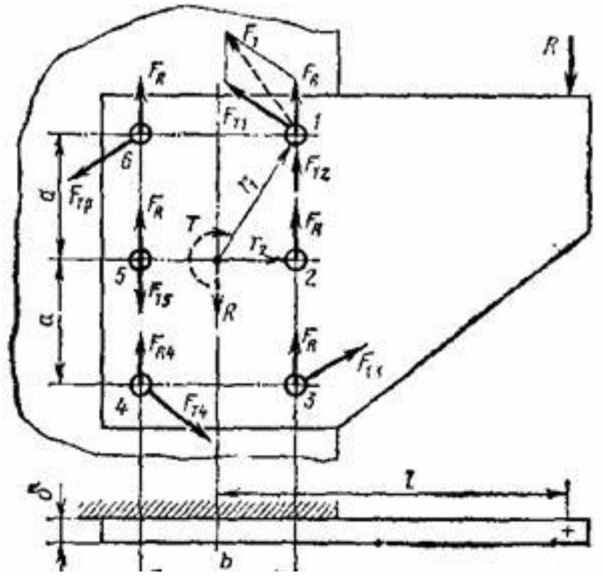
Нас интересует значение силы

Необходимая сила затяжки болта $P = \frac{KF_{T1}}{f} = 33910\ H$.

Искомый внутренний диаметр резьбы болта $d = 1{,}13\sqrt{\frac{K_n P}{[\sigma]}} = 23{,}73\ мм$.

Задача 19

На рисунке показан кронштейн, смонтированный на стойке с помощью шести заклёпок. Определить диаметр наиболее нагруженной заклёпки при следующих условиях: внешняя нагрузка *R*=5000 Н, Размер *l*=500 мм, размер *b*= 150 мм, размер *a*= 150 мм, допускаемое напряжение среза заклёпки $[\tau]$ = 60 Мпа. Определить напряжение смятия не поверхности данной заклепки, принимая толщину кронштейна δ =15 мм.



Порядок решения:

Внешняя сила R должна быть уравновешена силами среза заклёпок. Составляя уравнение моментов, получим для данного случая

$Rl = 4F_{T1}r_1 + 2F_{T2}r_2$.

$F_{T1}/F_{T2} = r_1/r_2$.

Нас интересует значение силы $$F_{T1} = F_{T3} = \frac{Rl}{4\left(r_1 + 0{,}5\frac{r_2^2}{r_1}\right)} = 3391\text{ Н}$$.

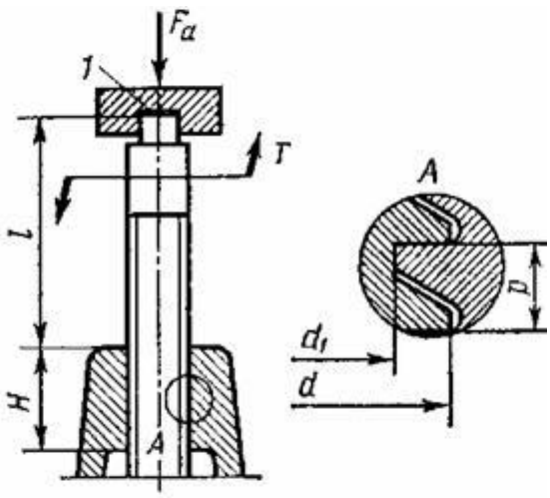
Искомый диаметр заклёпки $$d = \sqrt{\frac{4P}{[\tau]\pi}} = 8{,}5\text{ мм}$$.

Напряжение смятия $$\sigma_{см} = \frac{P}{d\delta} = 26{,}6\text{ Мпа}$$.

Задача 20

На рисунке схематично показан винтовой домкрат. Определить КПД домкрата; необходимую высоту гайки H и проверить винт на устойчивость при следующих исходных данных:

Резьба упорная 82x12, d_1=64,2 мм, d_2=76 мм, p=12 мм, высота профиля витка h=9 мм, грузоподъёмность F_a=150000 Н, коэффициент трения в резьбе f=0,1, высота подъёма груза L=1700 мм. Допускаемое напряжение смятия в резьбе $[\sigma]$ = 6 МПа. Модуль упругости материала винта $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.



Порядок решения:

Коэффициент полезного действия винтовой пары вычисляется по формуле

$\eta = tg\gamma / tg(\gamma + \rho) = 0{,}333$, где $\gamma = arctg\dfrac{p}{\pi d_2} = 2^0 52'$ - угол подъёма резьбы,

$\rho = arctgf = 5^0 42'$ - угол трения в резьбе.

Минимальное число витков резьбы из условия смятия $z = \dfrac{F_a}{\pi d_2 h[\sigma]} = 12$

Высота гайки из условия смятия в резьбе $H = zp = 144$ мм.

Проверим винт на устойчивость по формуле Эйлера $F_a < \dfrac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2} < 58360$ Н

,

где примем $\mu = 1$ как для шарнирного закрепления концов стержня.

Формула справедлива при условии:

$\mu l > 25 d_1$, т.е. >1600 мм, а у нас высота подъёма груза 1700 мм.

$I = \pi d_1^4 / 64 = 84534$ мм – момент инерции сечения винта.

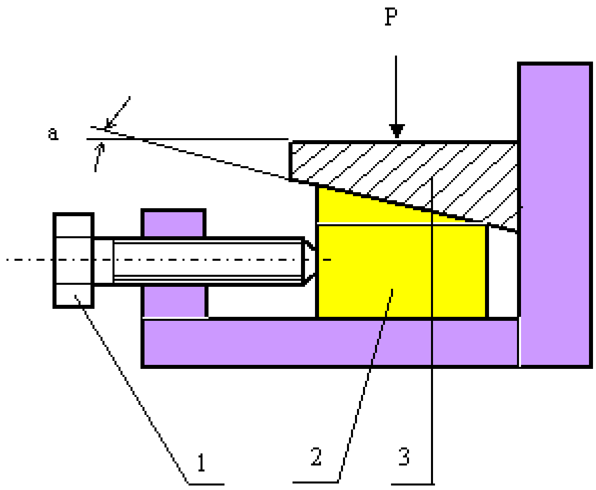
Вывод: винт по устойчивости не проходит. Необходимо уменьшить высоту подъёма груза или увеличить диметр резьбы.

Задача 21

Определить момент $T_{зав}$, прикладываемый к винту поз.1, для подъёма детали поз.3, нагруженной силой P, посредством перемещения клина поз.2. Исходные данные: средний диаметр резьбы винта d_2=15 мм, приведенный угол трения в резьбе φ=9,648^0, угол подъёма резьбы ψ= 2,431^0, угол клина поз.2 a = 10^0, коэффициент трения при перемещении клина по обеим поверхностям f=0,1. Трением на торце винта и детали поз. 3 пренебречь. Значение силы P приведено в таблице.

Задачу решить по одному из вариантов силы P.

P, к	35	40	50	60	70	80	90	100	110	120



Порядок решения:

Осевое усилие на винте для подъёма детали поз.3 $P_{oc} = Ptg(\varphi + a) + Pf + P_{ocf}f$, где

$Ptg(\varphi + a)$ - вертикальная сила, создаваемая при перемещении клина поз.2,

$\varphi = arctgf$ - угол трения в клине, P_f - сила трения между клином поз.2 и корпусом,

P_{ocf} - сила трения между деталью поз.3 и корпусом.

Момент, который необходимо приложить к винту поз.1 для получения силы P_{oc}

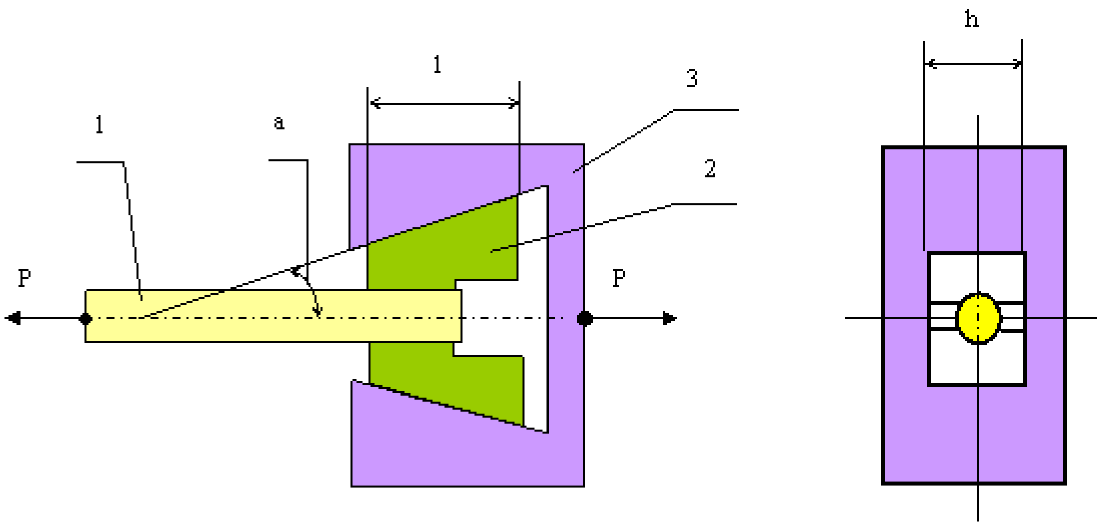
$T_{зав} = 0{,}5 P_{oc} tg(\psi + \varphi_1) d_2$, где $\varphi_1 = arctg f_{пр}$ - угол трения в резьбе, $\psi = arctg \dfrac{t}{\pi d_2}$ - угол

подъёма резьбы, t - шаг резьбы.

Окончательное решение

$$T_{зав} \geq \frac{d_2 P}{2(1-f)} \{[tq(a + arqtqf) + f]\} tq\left(frqtq \frac{t}{\pi d_2} + arqtqf_{пр}\right).$$

Задача 22



При исследовании механических характеристик материала, испытываемый образец 1 зажимается в клиновых плашках 2 клиновой головки 3 разрывной машины и подвергается растяжению силой Р.

Определить максимально возможный угол «*a*», при котором произойдёт самозаклинивание образца в плашках от силы растяжения, а также контактные напряжения между плашками и головкой.

Исходные данные:

коэффициент трения между плашками и образцом f_1 =0,3.

- высота плашек h =100 мм.

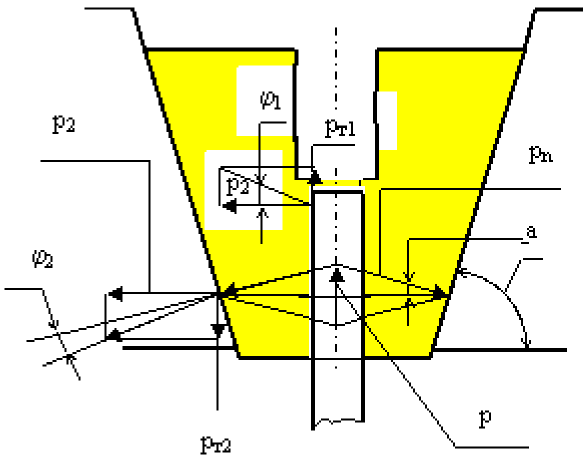
- длина плашек l =100 мм.

Величина силы P и коэффициента трения f_2 между плашками и клиновой головкой приведены в таблице.

Задачу решить по одному из вариантов.

P, кН	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
f_2	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11	0,1	0,09	0,08	0,06

Порядок решения:



Сила растяжения P передаётся на испытываемый пруток по контакту с плашками и на зажимную головку по контакту с плашками. Из рисунка видно $P_n = \frac{P}{2\sin a}$.

Контактное давление между плашкой и головкой $q = \frac{P_n}{lh} = 0{,}5\frac{P}{lhSina} \le [q]$.

Условие самозаклинивания будет выполнено если сила трения между прутком и плашками будет больше чем сила трения между плашками и головкой, т.е. $P_{m1} > P_{m2}$. $P_{m1} = P_2 f_1$ или $Pm_1 = P_2 tqatq\varphi_1$; $\varphi_1 = arqtqf_1$ - угол трения между прутком и плашкой. Сила трения P_{m2} (см. рис.) с учётом угла клина "a" $P_{m2} = P_2 tg(a+\varphi_2)$, где φ_2 - угол трения между плашкой и головкой ($\varphi_2 = arqtqf_1$).

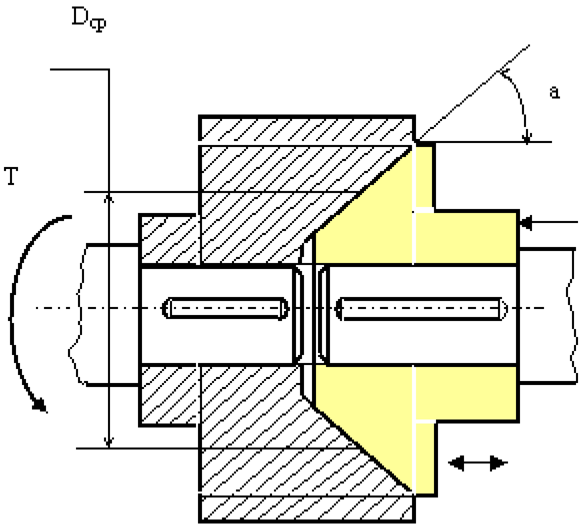
$P_2 tqatq\varphi_1 \geq P_2 tqatq(a+\varphi_2)$ или $tq\varphi_1 \geq tq(a+\varphi_2)$ или $\varphi_1 \geq a+\varphi_2$.

$a \leq arqtqf_1 - arqtqf_2$.

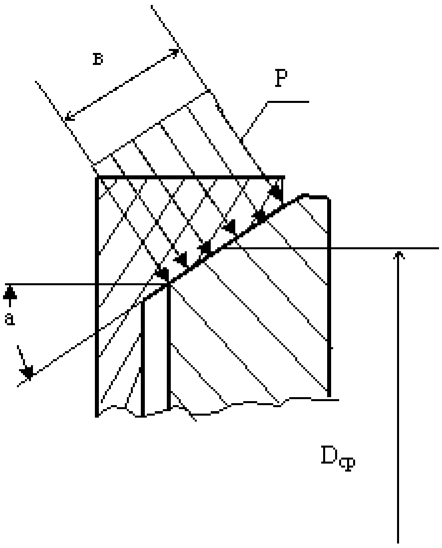
Задача 23

Определить силу F_a осевого прижатия простейшей конической муфты трения, необходимую для передачи крутящего момента T = 100 МПа при среднем диаметре муфты $D_{ср}$ = 200 мм и коэффициенте трения между полумуфтами f = 0,1. Значение угла a приведено таблице. Задачу решить по одному из вариантов.

a,град	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19



Порядок решения:



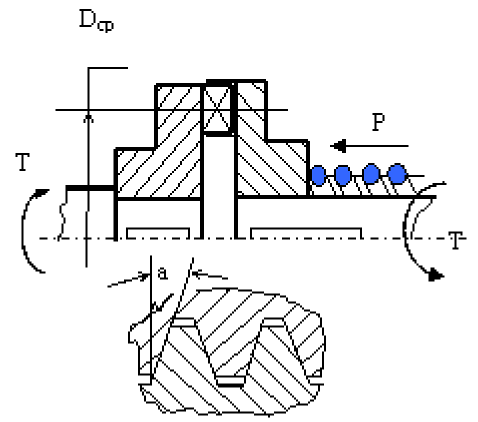
От действия силы F_a на конической поверхности соприкосновения полумуфт возникает удельное давление P и удельные силы трения P_f. Силы трения, направленные по касательной к окружности конуса, используются для передачи крутящего момента. Рассматривая равновесие правой полумуфты получим: $F_a = bP\pi Sina$ $KT = bP\pi f\frac{D_{cp}^{2}}{2}$, решаем совместно $F_a \geq \frac{2KTSina}{D_{cp}f}$, здесь K - коэффициент запаса по трению.

Минимально возможный угол конуса "a" должен быть больше угла трения материала полумуфт. Данная полумуфта не допускает смещения и перекоса соединяемых валов.

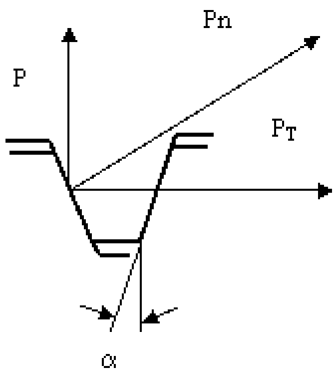
Задача 24

На рисунке упрощенно показана кулачковая муфта с пружинным прижимом одной полумуфты и профиль кулачков в зацеплении углом a. Определить максимальный крутящий момент, передаваемый муфтой при следующих исходных параметрах: коэффициент трения на поверхности кулачков f =0,1, угол a=30^0, трением полумуфты по поверхности вала пренебречь. Усилие прижима пружины P приведено в таблице.

P, кН	1	1,2	1,3	1,5	1,7	2	2,3	2,5	2,7	3



Порядок решения:



Осевая сила *"P"* пружины на полумуфту создаёт окружную силу $P_T = \dfrac{P}{tga}$

Максимальный крутящий момент, передаваемый полумуфтой $T \le \dfrac{1}{tq(a-\varphi)} P \dfrac{D_{ср}}{2} K_n$,

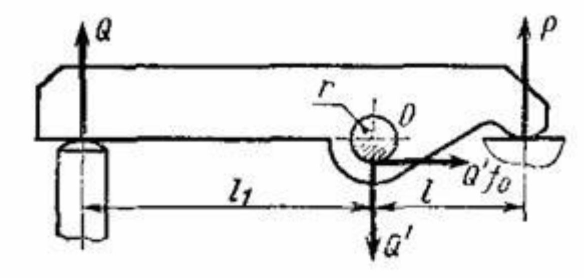
где $\varphi = arctgf$ - угол трения на кулачках муфты,

K_n = (0,8 - 0,9) - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по кулачкам муфты. Результаты решения без учета коэффициента K_n.

Задача 25

На рисунке схематично показан прихват детали к столу металлорежущего станка. Определить необходимую силу *Q* на штоке зажимного цилиндра при следующих условиях:

Сила прижима P=3000 Н, радиус поверхности штока r=10 мм, коэффициент трения на оси f_0=0,1, размер l=50 мм, размер l_1=150 мм. Определить контактное напряжение между прихватом и осью, принимая толщину прихвата s=15 мм.



Порядок решения:

Сумма моментов относительно центра оси $\sum M_0 = Ql_1 - Pl - Q'rf_0 = 0$

Или $Ql_1 = Pl + Q'rf_0$, но $Q' = Q + P$, тогда

$Ql_1 = Pl + (Q+P)rf_0 = Pl + Qrf_0 + rPf_0$;

$Ql_1 - Qrf_0 = Pl + rPf_0$;

$Q(l_1 - rf_0) = P(l + rf_0)$;

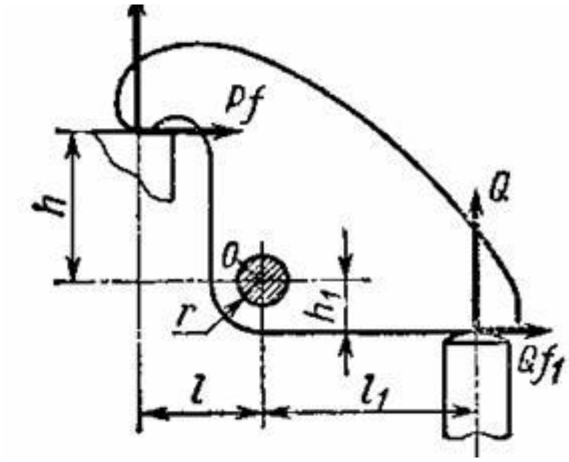
Из равенства следует $Q = P\dfrac{l + rf_0}{l_1 - rf_0} = 1027$ Н.

Контактное напряжение $\sigma = \dfrac{Q+P}{s \cdot 2r} = 115$ МПа.

Задача 26

На рисунке схематично показан прихват детали к столу металлорежущего станка. Определить необходимую силу *Q* зажимного цилиндра при следующих условиях:

сила прижима P=3000 Н, радиус поверхности штока r=10 мм, коэффициент трения на оси f_0=0,1, коэффициент трения между прижимом и деталью f=0,15, коэффициент трения между штоком цилиндра и прижимом f_1=0,12, размер l=50 мм, размер l_1=150 мм, размер h_1=20 мм, размер h=35 мм. Определить контактное напряжение между прихватом и штоком, принимая толщину прихвата s=15 мм.



Порядок решения:

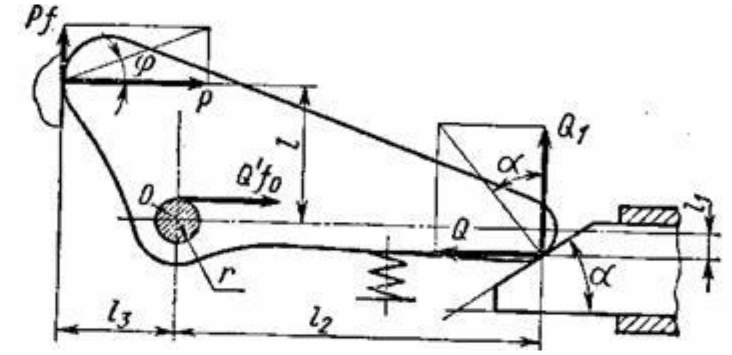
Составив и решив уравнения равновесия моментов относительно точки O, получим:

$$Q = P\frac{l + hf + rf_0}{l_1 - h_1 f_1 - rf_0} = 1136\ H,$$

Контактное напряжение $\sigma = \dfrac{Q + P}{s \cdot 2r} = 118\ МПа$

Задача 27

На рисунке схематично показан прихват детали к столу металлорежущего станка. Определить необходимую силу Q зажимного плунжера со скошенной поверхностью под углом α=30^0 при следующих условиях: сила прижима P=3000 Н, радиус оси r=10 мм, коэффициент трения на оси f_0=0,1, коэффициент трения между прижимом и деталью f=0,15, коэффициент трения между плунжером и прижимом f_1=0,12, размер l=50 мм, размер l_1=15 мм, размер l_2=150 мм, размер l_3=35 мм. Определить контактное напряжение между прижимом и плунжером, принимая толщину прихвата s=15 мм, радиус контактной поверхности прижима R=20 мм и модуль упругости материала плунжера и прижима $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.



Порядок решения:

Сумма моментов относительно оси:

$$\sum M_0 = Pl + Pfl_3 + Ql_1 - Q_1 l_2 + Q' f_0 r = 0;$$

$$Q_1 l_2 = Ql_1 + Q' f_0 r + Pl + Pfl_3;$$

$$Q_1 = Q ctg(a + \varphi)$$

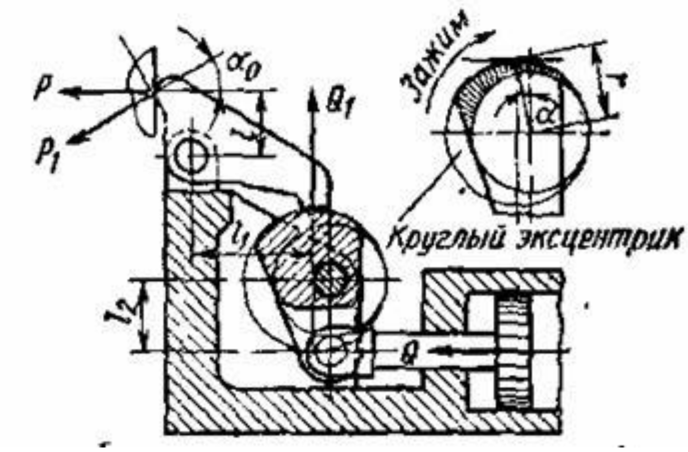
$$Q = P \frac{l + l_3 f + 0{,}96 r f_0}{[ctg(a+\varphi)](l_2 - 0{,}4 r f_0) - l_1} = 975\ H,$$ где $\varphi = arctgf = 8{,}53^0$ – угол трения на зажимаемой поверхности.

Контактное напряжение по формуле Герца $\sigma_н = 0{,}418 \sqrt{\frac{QE / \sin a}{Rs}} = 477$ МПа.

Отсюда следует, что контактируемые поверхности должны быть закалены.

Задача 28

На рисунке схематично показан прихват для зажима деталей с приводом от пневмоцилиндра через эксцентриковый кулачёк с углом подъёма кривой α=4^0. Определить необходимую силу Q на штоке пневмоцилиндра при следующих условиях: усилие прижима P_1=3000 Н, радиус кулачка r=50 мм, размер l=40 мм, размер l_1=60 мм, размер l_2=50 мм, коэффициент трения на поверхности эксцентрика $tg\varphi_1$ =0,12, коэффициент трения на оси эксцентрика $tg\varphi_2$ =0,1, коэффициент потерь от трения в зоне прижима принять $\eta =$ 0,9, угол отклонения силы P_1 принять $\alpha_0 =$ 15^0. Определить контактное напряжение между прижимом и кулачком, принимая толщину прижима $s =$ 20 мм, радиус контактирующей поверхности кулачка $r =$50 мм, и модуль упругости материала прижима и кулачка $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.



Порядок решения:

Рассматривая кулачок как клин с углом подъёма 4^0 и, составляя уравнения равновесия сил и моментов, получим:

$$Q = P\left[tq(a+\varphi_1)+tq\,\varphi_2\right]r\frac{l}{l_1 l_2}\frac{1}{\eta},$$

выражая силу через P_1, будем иметь $Q = P_1\left[tq(a+\varphi_1)+tq\,\varphi_2\right]r\frac{l}{l_1 l_2}Cosa_0\frac{1}{\eta} =$ 625 Н;

$$Q_1 = \frac{Ql_2}{r\left[tq(a+\varphi_1)+tq\,\varphi_2\right]} = 2145 \text{ Н}.$$

Контактное напряжение по формуле Герца $\sigma_н = 0{,}418\sqrt{\frac{Q_1 E}{Rs}} = 274$ МПа.

Задача 29

Рычаги 1, закреплённые на валу 2, поворачиваются с угловой скоростью ϖ и снимают заготовку 3 с рольганга для передачи на технологическую обработку. Определить мощность, необходимую для поворота вала 2 в подшипниках при следующих известных параметрах:

Масса заготовки - 100 кг.

Масса рычагов - 300 кг

Масса вала - 150 кг.

Диаметр стального вала - 0,1 м.

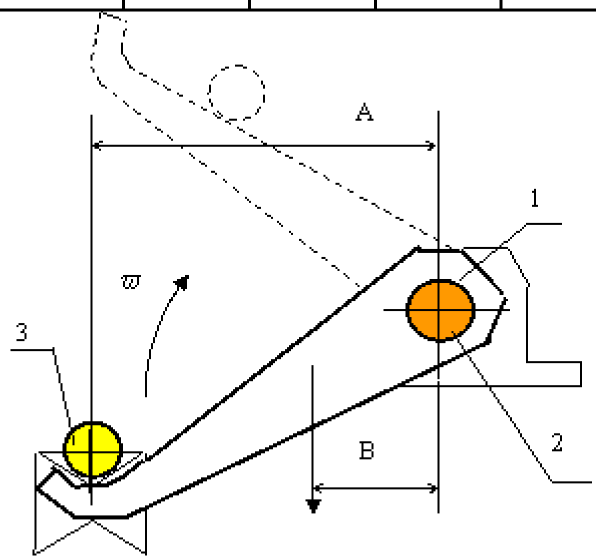
Размер *А* - 0,3 м.

Размер *В* до центра тяжести рычагов - 0,15 м.

Коэффициент трения в подшипниках - 0,1.

Варианты угловой скорости приведены в таблице.

ϖ, рад/с	3	2,7	2,5	2,2	2	1,9	1,8	1,6	1,3	1



Порядок решения:

Мощность для поворота вала определится из выражения $N = M\varpi$, где M - крутящий момент, приложенный к валу, ϖ - угловая скорость вала.

$M = gm_3A + gm_pB + g(m_3 + m_p + m_e)f\,d/2$, где mg - сила тяжести,

$mgdf/2$ - момент трения в подшипниках вала.

$$N = \varpi g\left[m_3A + m_pB + (m_3 + m_p + m_e)f\frac{d}{2}\right].$$

Задача 30

Рычаги 1, закреплённые на валу 2, поворачиваются с угловой скоростью ϖ и снимают заготовку 3 с рольганга для передачи на технологическую обработку. Определить пусковую мощность, необходимую для поворота вала 2 в подшипниках при следующих известных параметрах:

Время поворота рычагов – 2 с.

Масса рычагов - 300 кг.

Масса вала- 150 кг.

Диаметр стального вала - 0,1 м.

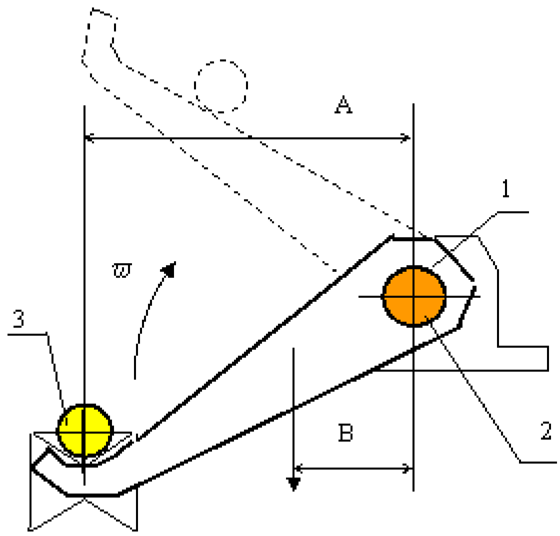
Размер *A* - 0,3 м.

Размер *B* до центра тяжести рычагов- 0,15 м.

Коэффициент трения в подшипниках 0,1.

Масса заготовки и варианты угловой скорости приведены в таблице.

ϖ, рад/с	3	2,7	2,5	2,2	2	1,9	1,8	1,6	1,5
m, кг.	100	120	140	150	160	180	200	220	250



Порядок решения:

Пусковая мощность для поворота вала определится из выражения

$N = \dfrac{\sum J\varpi^2(1+f)}{2t}$, где ΣJ - суммарный момент инерции составляющих системы относительно оси вала,

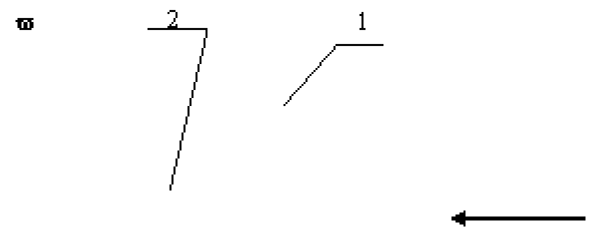
$\sum J = J_3 + J_p + J_b$. $J_3 = m_3 A^2$ -момент инерции заготовки, $m_3 g$ -сила тяжести заготовки.

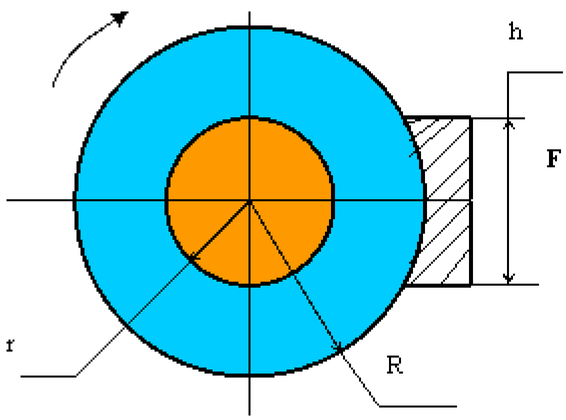
Момент инерции вала относительно его центра $J_b=\int_0^r \rho^2 dm$, где *dm* - масса тончайшего слоя вала, ρ - радиус этого слоя, *r* - радиус вала.

$$\int_0^r \rho^2 dm=\int_0^r l2\pi\gamma\rho\, d\rho=l2\pi\gamma\int_0^r \rho^3 d\rho=0{,}5\pi\ r^4 l\gamma$$, здесь $dm=2l\pi\gamma\rho d\rho$, γ - плотность материала вала, *l* - длина вала.

Учитывая, что масса вала $m_в=\pi r^2 l\gamma$ - получим $J_в=0{,}5m_в r^2=0{,}125m_в d^2$.

$$N=\frac{1}{2t}\left[m_в A\ +J_у+0{,}125m_в d^2\right]\varpi^2(1+f)$$.





Задача 31

Маховое колесо кривошипных ножниц 1 вращается на оси 2 с угловой скоростью ϖ. Радиус маховика *R*=0,4 м. Радиус оси *r* =0,075 м. Определить сколько оборотов *n* сделает колесо до полной остановки после прекращения действия внешнего крутящего момента при следующих условиях:

Коэффициент трения между колесом и осью *f* = 0,05.

Сила на тормозе *F* = 0.

Величина угловой скорости в вариантах приведена в таблице.

Задачу решить по одному из вариантов.

ϖ,рад/с	1,57	2,093	2,617	3,14	3,66	4,187	4,71	5,23	5,76	6,28

Порядок решения:

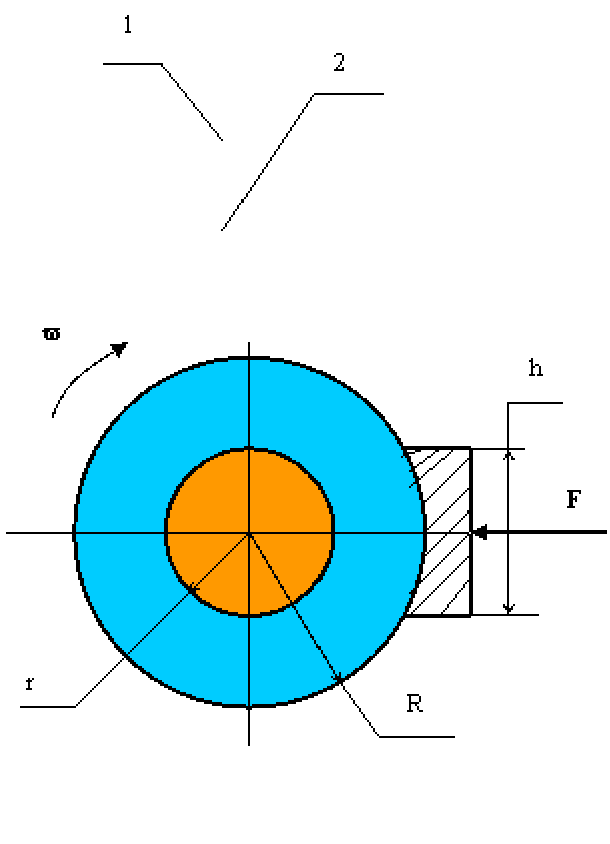
Кинетическая энергия вращения колеса должна быть равна работе сил трения на его торможение, т.е. $\frac{J\varpi^2}{2} = M_{тр}\varphi$, где J - момент инерции колеса, φ - угол по ворота колеса до полной остановки.

Момент трения - $M_{тр} = Nfr$, где N - нормальная реакция силы веса колеса, равная массе стального колеса m на ускорение силы тяжести - g, f - коэффициент трения между колесом и осью, r - радиус оси.

$0{,}5J\varpi^2 = mgfr\varphi$.

Число оборотов $n = \varphi/2\pi$.

Конечное решение $n = \frac{\varpi^2(R^2 + r^2)}{8\pi gfr}$.



Задача 32

Маховое колесо кривошипных ножниц 1 вращается на оси 2 с угловой скоростью ϖ. Радиус маховика R=0,4 м. Радиус оси r=0,075 м. Определить какую силу F необходимо приложить к тормозной колодке, чтобы колесо совершило до полной остановки 0,2 оборота, а также определить контактное напряжение между колодкой и колесом в момент приложения данной силы.

Принять следующие исходные данные:

Масса колеса m = 280 кг. Ширина колеса -100 мм. Высота колодки h=250 мм. Ширина колодки l = 0,1 м. Коэффициент трения между колесом и осью f= 0,05. Коэффициент трения между колесом и колодкой f_1 = 0,3. Величина угловой скорости приведена в таблице. Задачу решить по одному из вариантов таблицы.

ϖ рад/с	1,57	2,093	2,617	3,14	3,66	4,187	4,71	5,23	5,76	6,28

Порядок решения:

Кинетическая энергия вращения колеса должна быть равна работе сил трения на его торможение, т.е. $\frac{J\varpi^2}{2} = M_{тр}\varphi$, где J - момент инерции колеса, φ - угол по ворота колеса до полной остановки.

Момент инерции колеса относительно оси вращения вычисляется по формуле: $J = \frac{m}{2}(R_2 - r_2)$.

Момент трения - $M_{тр} = Nfr + Ff_1 2\pi n$, где N - нормальная реакция силы веса колеса, равная массе стального колеса m на ускорение силы тяжести g, f -коэффициент трения между колесом и осью, f_1 - коэффициент трения между колодкой тормоза и колесом, r - радиус оси, число оборотов $n = \frac{\varphi}{2\pi}$.

$$0{,}5J\varpi^2 = \left(Nfr + Ff_1 R\right)2\pi n$$.

$$F = \frac{m\ \varpi^2\left(R^2 + r^2\right)}{8\pi n f_1 R} - Nf\frac{r}{Rf} = m\left[\frac{\varpi^2\left(R^2 + r^2\right)}{8\pi n f_1 R} - g\frac{fr}{f_1 R}\right]$$

Контактное давление на поверхности колодки

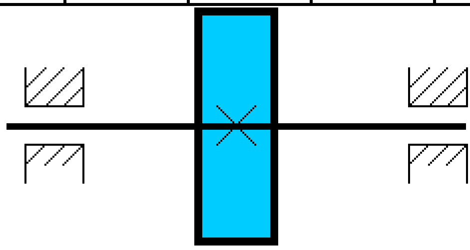
$$\sigma = \frac{F}{lh} = \frac{1}{lh}\left[\frac{m\varpi^2\left(R^2 + r^2\right)}{8\pi n f_1 R} - g\frac{fr}{f_1 R}\right] \le [\sigma]$$.

Задача 33

На вал диаметром d =100 мм и массой m =25 кг насажен маховик диаметром D =400 мм и массой m_1=100 кг. Валу сообщено вращение с частотой n =300 мин$^{-1}$. Определить время до полной остановки вала и угол поворота вала до полной остановки после прекращения внешнего воздействия. Коэффициент трения в подшипниках f приведен в таблице.

Задачу решить по одному из вариантов таблицы.

f	0.005	0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,07	0,08	0,1	0,12



Порядок решения:

Момент сил трения в подшипниках можно определить как реакцию от силы веса вала на коэффициент трения и плечо трения, т. е. $M_{тр} = (m + m_1)gf\frac{d}{2}$, где

g - ускорение силы тяжести.

Время до полной остановки вала $t = \frac{\overline{\varpi}}{\varepsilon}$; $\varpi = \frac{\pi n}{30}$;

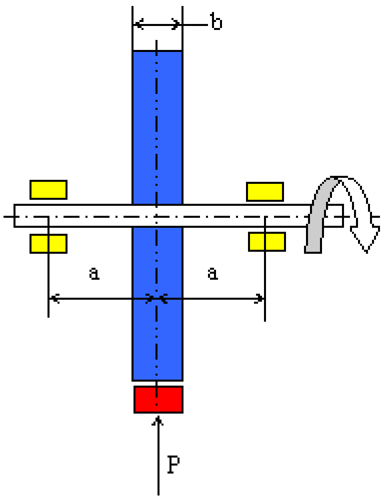
ε - угловое ускорение вала, которое можно определить из условия, что момент сил трения в подшипниках равен вращающему моменту вала: $J\varpi = M_{тр}$.

Суммарный момент инерции вала вместе с маховиком $J = 0,5\left(0,25md^2 + 0,25m_1D^2\right)$

Решая уравнения, получим $t = 0{,}013\dfrac{n\left(md^2 + m_1D^2\right)}{gfd\left(m + m_1\right)}$.

Задача 34

Вычислить максимальное касательное напряжение, возникающее в вале диаметром 65 мм при торможении, если вал с маховиком вращающийся со скоростью n= 1000 об/мин, после включения тормоза останавливается, сделав n_1=5 оборотов. Момент инерции маховика J= 50кГм^2. Силу торможения принять постоянной и движение вала равнозамедленным. Момент инерции вала не учитывать.



Порядок решения:

По условиям задачи вращение вала в процессе остановки является равнозамедленным. Начальная угловая скорость вала $\omega_0 = \pi n / 30$. Конечная угловая скорость вала $\omega_k = 0$.

Угловое ускорение вала $\varepsilon = \dfrac{\omega_0^2}{2\varphi} = \dfrac{(\pi n/30)^2}{2(\pi \cdot 2 \cdot 5)} = 175\ рад/с$,

где $\varphi = 2\pi n_1$ – угол поворота вала по заданию.

Крутящий момент, приложенный к валу силами инерции $T = J\varepsilon$.

Напряжение кручения в сечениях вала, нагруженных данным моментом

$[\tau] = \dfrac{T}{W_\rho} = \dfrac{16T}{\pi d^3} = \dfrac{16 \cdot 50 \cdot 175 \cdot 103}{3{,}14 \cdot 653} = 162{,}5\ МПа$, где

W_ρ – полярный момент сопротивления сечения вала.

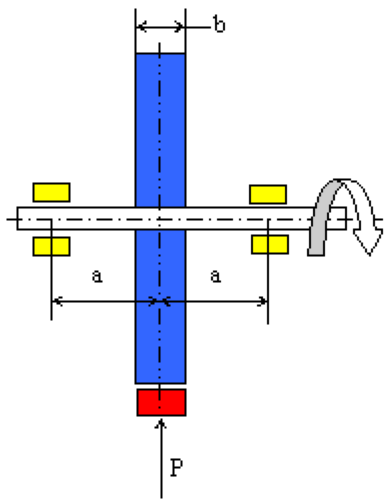
Задача 35

Вал с маховиком, вращающийся со скоростью n=1000 об/мин, после включения тормоза останавливается, сделав n_1=5 оборотов. Вычислить диаметр вала, принимая максимальное касательное напряжение, возникающее в вале при торможении, $[\tau]$= 80 МПа. Момент инерции маховика J = 50 кГм^2. Силу торможения принять постоянной и движение вала равнозамедленным. Момент инерции вала не учитывать.

Вычислить силу торможения, принимая коэффициент трения между тормозной колодкой и маховиком f = 0,25.

Потерями на трение в подшипниках вала пренебречь.

Вычислить контактное напряжение между колодкой тормоза и маховиком, принимая размер b=100 мм и высоту тормозной колодки 150 мм. Диаметр маховика D= 300 мм.



Порядок решения:

По условиям задачи вращение вала в процессе остановки является равнозамедленным. Начальная угловая скорость вала $\omega_0 = \pi n / 30$. Конечная угловая скорость вала $\omega_k = 0$.

Угловое ускорение вала $\varepsilon = \dfrac{\omega_0^2}{2\varphi} = \dfrac{(\pi n/30)^2}{2(\pi \cdot 2 \cdot 5)} = 175 \; рад/с$, где $\varphi = 2\pi n_1$ – угол поворота вала по заданию.

Крутящий момент, приложенный к валу силами инерции $T = J\varepsilon$.

Напряжение кручения в сечениях вала, нагруженных данным моментом

$$[\tau] = \frac{T}{W_\rho}.$$

Отсюда искомый диаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 175}{3{,}14 \cdot 80}} = 82{,}3\ мм$$

где $W_\rho = \pi d^3/16$ – полярный момент сопротивления сечения вала.

Уравнение движения вала в период торможения запишется в виде

$\dfrac{J\varpi^2}{2} = M_{тр}\varphi$, т.е. кинетическая энергия вращения вала будет затрачена на работу сил трения.

Момент сил трения $M_{тр} = Pf \cdot 0{,}5D$.

Из совместного решения уравнений

$$P = \frac{J\omega^2}{fD\varphi} = \frac{50 \cdot (3{,}14 \cdot 1000/30)^2}{0{,}25 \cdot 0{,}3 \cdot 2 \cdot 3{,}4 \cdot 5} = 233000\ Н$$

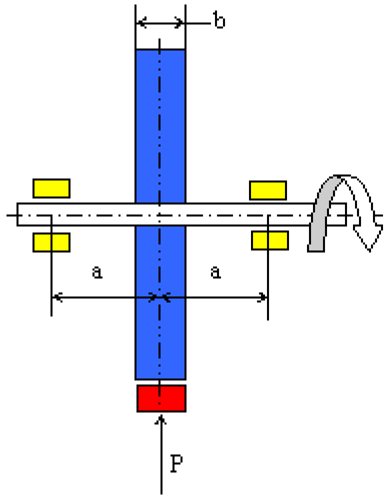
Контактное напряжение на поверхности колодки

$$\sigma = \frac{233000}{100 \cdot 150} = 46{,}6\ МПа.$$

Задача 36

Вал с маховиком, вращающийся со скоростью n= 1000 об/мин, после включения тормоза останавливается, сделав n_1=X оборотов. Вычислить диаметр вала, принимая максимальное касательное напряжение, возникающее в вале при торможении, $[\tau]$= 80 МПа. Момент инерции маховика J= 50кГм^2. Силу торможения принять постоянной и движение вала равнозамедленным. Момент инерции вала не учитывать. Вычислить силу торможения P, принимая диаметр маховика D= 300 мм, коэффициент трения между колодкой и маховиком f = 0,25. Потерями на трение в подшипниках вала пренебречь. Вычислить напряжение изгиба в сечении вала под маховиком, принимая расстояние a=100 мм.

X, об	5	6	7	8	9	10	11	12	13



Порядок решения:

По условиям задачи вращение вала в процессе остановки является равнозамедленным. Начальная угловая скорость вала $\omega_0 = \pi n/30$. Конечная угловая скорость вала $\omega_k = 0$.

Угловое ускорение вала $\varepsilon = \dfrac{\omega_0^2}{2\varphi} = \dfrac{(\pi n/30)^2}{2(\pi \cdot 2 \cdot 5)} = 175\ рад/с$,

где $\varphi = 2\pi n_1$ – угол поворота вала по заданию.

Крутящий момент, приложенный к валу силами инерции $T = J\varepsilon$.

Напряжение кручения в сечениях вала, нагруженных данным моментом

$$[\tau] = \frac{T}{W_\rho}.$$

Отсюда искомый диаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 175}{3{,}14 \cdot 80}} = 82{,}3\ мм$$

где $W_\rho = \pi d^3/16$ – полярный момент сопротивления сечения вала.

Уравнение движения вала в период торможения запишется в виде

$\frac{J\varpi^2}{2} = M_{mp}\varphi$, т.е. кинетическая энергия вращения вала будет затрачена на работу сил трения.

Момент сил трения $M_{mp} = Pf \cdot 0{,}5D$.

Из совместного решения уравнений

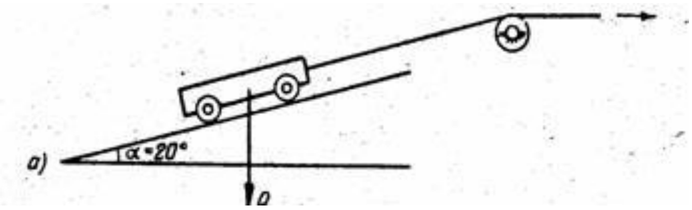
$$P = \frac{J\varpi^2}{fD\varphi} = \frac{50 \cdot (3{,}14 \cdot 1000/30)^2}{0{,}25 \cdot 0{,}3 \cdot 2 \cdot 3{,}4 \cdot 5} = 233000\ H$$

Напряжение изгиба в сечении вала от действия этой силы

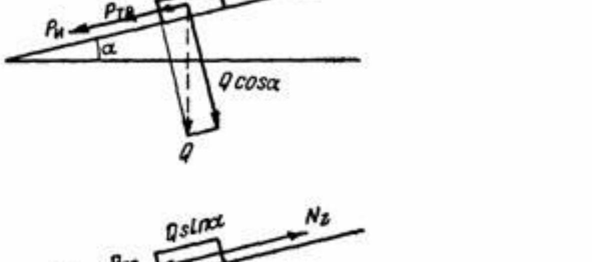
$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = \frac{0{,}5Pa \cdot 32}{\pi d^3} = \frac{0{,}5 \cdot 233000 \cdot 0{,}1 \cdot 32}{3{,}14 \cdot 82{,}3^3} = 213\ МПа.$$

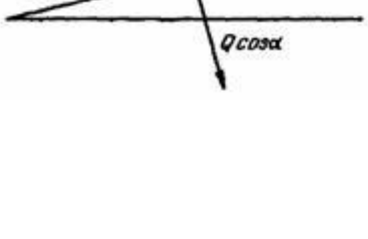
Задача 37

Вагонетка с грузом движется по наклонному пути с постоянным ускорением a= 2 м/с^2. Определить требуемый диаметр, наматываемого на приводной барабан троса, если масса вагонетки 4000 кг. Коэффициент трения принять f=0,1. Массой троса пренебречь. Допускаемое напряжение растяжения для троса $[\sigma]$ = 60 Мпа.



Порядок решения:





Сила инерции направлена в противоположную сторону силе натяжения троса и равна $P_u = ma$,

где m - масса тележки,

a - ускорение движения тележки.

Сила трения при движении тележки

$P_{mp} = -Qf\cos\alpha$.

Проецируем все силы на ось Z:

$N_z = Q\sin\alpha + Qf\cos\alpha + ma$.

Сила веса тележки $Q = mg$, где

g – ускорение свободного падения.

Окончательно получим

$N_z = mg\sin a + mgf\cos a + ma = mg(\sin a + f\cos a + a/g)$.

Напряжение растяжения в тросе $\sigma = \dfrac{N_z}{A}$, где A - площадь сечения троса $A = \dfrac{\pi d^2}{4}$.

Отсюда диаметр троса

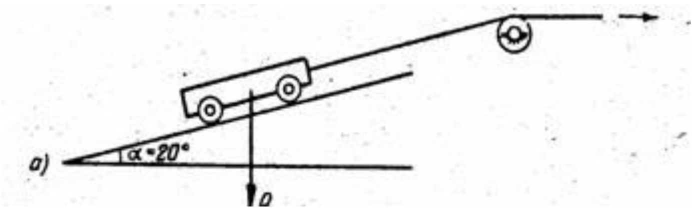
$$d = \sqrt{\frac{4mg(\sin\alpha + f\cos\alpha + a/g)}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4\cdot 4000\cdot 9{,}81(0{,}342 + 0{,}15\cdot 0{,}94 + 2/9{,}81)}{3{,}14\cdot 60\cdot 10^6}} = 0{,}024\ м = 24\ мм$$

В знаменателе под корнем значение 10^6 – это перевод МПа в Па.

Задача 38

Вагонетка с грузом трогается с места и движется по наклонному пути с постоянной скоростью V=2 м/с. Время разгона t=1 с. Определить пусковую и статическую мощность привода, приняв коэффициент трения покоя f=0,15, коэффициент трения установившегося движения f_1=0,1, КПД всей системы η = 0,7. Масса вагонетки 4000 кг. Момент инерции барабана вместе с тросом и валом $J_{пр}$ = 30кГм^2. Массой троса, наматываемого на барабан пренебречь. Диаметр барабана 400мм.

Рассчитать требуемый диаметр троса в момент разгона, приняв допускаемое напряжение растяжения для троса $[\sigma]$=60 Мпа.



Порядок решения:

Статическая мощность привода определится из выражения $N_{cm} = N_{zcm} \cdot V / \eta$, где N_{zcm} – сила натяжения каната при установившемся движении; V –линейная скорость движения тележки; η - КПД системы.

$$N_{zcm} = mg(\sin\alpha + f_1 \cos\alpha) = 4000 \cdot 9{,}81 \cdot (0{,}342 + 0{,}1 \cdot 0{,}94) = 17110\ H.$$

$$N_{cm} = 17110 \cdot 2 / 0{,}7 = 48890\ Bm = 48{,}9\ кBm.$$

Пусковая мощность привода сложится из мощности, затрачиваемой на разгон тележки и мощности, затрачиваемой на разгон вращающихся частей привода:

$$N_{пуск} = (N_z \cdot V + J_{np} \cdot \omega^2 / t_{пуск}) / \eta,$$

где V - скорость на участке разгона максимальная

$N_z = mg(\sin\alpha + f\cos\alpha + a/g)$ - из решения задачи №37

$a = V / t_{пуск} = 2\ м/c^2$ – ускорение на участке разгона,

$$N_z = 4000 \cdot 9{,}81 \cdot (0{,}342 + 0{,}15 \cdot 0{,}94 + 2/9{,}81) = 26953\ H.$$

Угловая скорость барабана $\omega = V / 0{,}5D_б = 2/(0{,}5 \cdot 4) = 10$ рад/с.

$D_б$ – диаметр барабана.

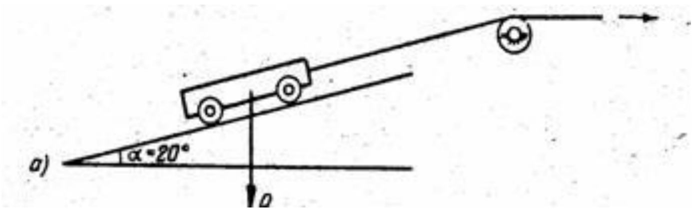
$$N_{пуск} = (26953 \cdot 2 + 30 \cdot 100/2)/0{,}7 = 79151\ вт = 79{,}2\ квт.$$

Диаметр троса из условия максимальной силы на участке разгона определится из выражения $d = \sqrt{\dfrac{4N_z}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\dfrac{4 \cdot 26953}{3{,}14 \cdot 60 \cdot 10^6}} = 0{,}024\ м = 24\ мм.$

Задача 39

Вагонетка с грузом трогается с места и движется по наклонному пути с постоянной скоростью V=2 м/с. Время разгона t=1 с. Определить пусковую и статическую мощность привода, приняв коэффициент трения покоя f=0,15, коэффициент трения установившегося движения f_1=0,1, КПД всей системы η =0,7. Масса вагонетки 4000 кг. Момент инерции барабана вместе с тросом и валом $J_{пр}$ = 30кГм^2. Массой троса, наматываемого на барабан пренебречь.

Определить минимальный диаметр вала, на котором посажен барабан, приняв диаметр барабана 400 мм, ширину барабана 600 мм, расстояние между опорами барабана 700 мм и допускаемое напряжение на кручение материала вала $[\tau]$=30 Мпа. Выбрать шарикоподшипники в опорах вала из расчёта на 10000 часов непрерывной работы.



Порядок решения:

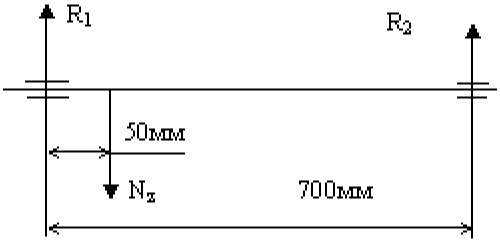
Из решения задачи №38 имеем силу натяжения троса N_z =26953Н.

Крутящий момент на валу барабана $T = N_z \cdot 0{,}5D_б = 26953 \cdot 0{,}2 = 5391\ Нм.$

Напряжение кручения вала $\tau = T / W_\rho$,

где $W_\rho = \pi d^3 / 16$ полярный момент сопротивления сечения вала.

Отсюда $$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5391 \cdot 10^3}{3{,}14 \cdot 30}} = 97\ мм.$$



Для выбора подшипников определим максимальные нагрузки. На рисунке приведена расчётная схема вала барабана, когда трос находится на барабане в крайнем левом положении. В данном случае нагрузка на левый подшипник составит $R_1 = N_z \cdot 0{,}65/0{,}7 = 25028$ Н.

Частота вращения вала $n = V/\pi D_б$, где

V – скорость движения тележки, $D_б$ – диаметр барабана.

$n = 2 \cdot 60/(3{,}14 \cdot 0{,}4) = 95{,}54$ об/мин.

Осевые нагрузки на подшипники отсутствуют и, принимая коэффициент безопасности $K_б = 1{,}5$, получим эквивалентную нагрузку на подшипник $P_{экв} = R_1 \cdot K_б = 25028 \cdot 1{,}5 = 37540$ Н.

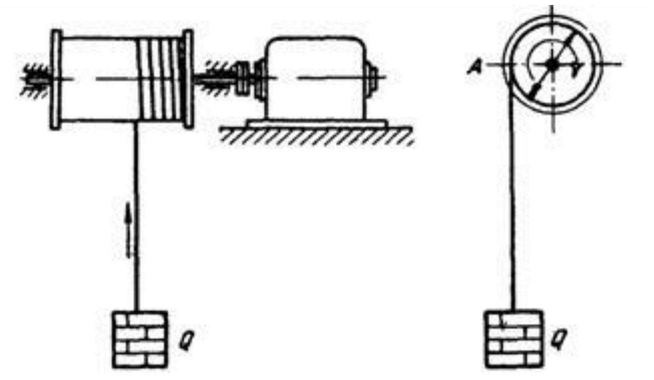
Требуемая динамическая грузоподъёмность подшипника определяется по известной зависимости

$$C_д = P_{экв} \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60n}{10^6}} = 25028 \cdot \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot 60 \cdot 95{,}54}{1000000}} = 96500 \text{ Н.}$$

где - L_h=10000 часов работы. Из каталога подшипников для данной грузоподъёмности может быть предложен шарикоподшипник лёгкой серии №220, у которого динамическая грузоподъёмность равна 124000 Н и внутренний диаметр 100 мм.

Задача 40

Движение барабана лебёдки в период пуска выражается уравнением $\varphi = 4t^3$ (φ в радианах, *t* в сек.) Вычислить напряжение в канате через одну секунду после включения двигателя. Диаметр каната – 25 мм. Масса поднимаемого груза – 1500 кг. Массу каната не учитывать. Диаметр барабана – 800 мм.



Порядок решения:

Сила растяжения каната F в период пуска будет складываться из силы веса груза $Q = mg$ (масса на ускорение свободного падения) и силы инерции при разгоне $P_u = ma$ (масса на ускорение перемещения).

$$F = mg + ma = m(g + a) = 1000(9{,}81 + 9{,}6) = 19410 \text{ Н.}$$

Ускорение а груза должно быть равно ускорению каната в точке А барабана, которое равно касательному ускорению при вращении барабана $a_t = \varepsilon \cdot 0{,}5D_б$, где $\varepsilon = \dfrac{d^2\varphi}{dt^2}$ - угловое ускорение барабана, $\varphi = 4t^3$ по условию задачи.

$$\varepsilon = \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{d^2}{dt}(4t^3) = 24t.$$

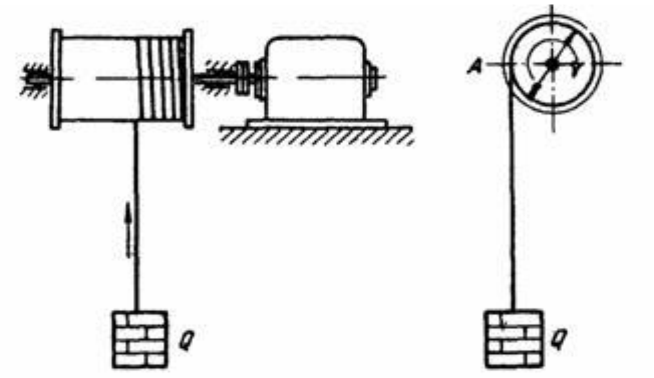
В конце первой секунды ускорение барабана $\varepsilon_{t=1} = 24$ 1/с^2 и касательное ускорение в этот момент

$$a_{t=1} = \varepsilon_{t=1} \cdot 0{,}5D_б = 24 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}8 = 9{,}6 \text{ м/с}^2.$$

Напряжение в канате $\sigma = \dfrac{F}{S} = \dfrac{F \cdot 4}{\pi d^2} = \dfrac{19410 \cdot 4}{3{,}14 \cdot 25^2} = 39{,}56 \text{ МПа.}$

Задача 41

Вращение барабана лебёдки в период пуска выполняется равноускоренно и через 2 сек. груз поднимается с постоянной скоростью V = 1 м/с. Вычислить пусковую и статическую мощность привода, принимая момент инерции привода, приведенный к валу барабана J = 50 Кгм^2, диаметр барабана 800 мм. Определить максимальное напряжение в канате. Диаметр каната – 25 мм. Масса поднимаемого груза – 1500 кг. Массу каната не учитывать. КПД всей системы принять η = 0,75.



Порядок решения:

Сила растяжения каната F в период пуска будет складываться из силы веса груза $Q = mg$ (масса на ускорение свободного падения) и силы инерции при разгоне $P_и = ma$ (масса на ускорение перемещения).

Ускорение при подъёме груза $a = V / t_{пуск} = 1/2 = 0{,}5\ м/с^2$.

Сила натяжения каната $F = 1500 \cdot (9{,}81 + 0{,}5) = 15465\ Н.$

Напряжение в канате $\sigma = \dfrac{F}{S} = \dfrac{F \cdot 4}{\pi d^2} = \dfrac{15465 \cdot 4}{3{,}14 \cdot 25^2} = 31{,}52\ МПа.$

Статическая мощность привода определится из выражения

$N_{ст} = F_{ст} \cdot V / \eta$, где $F_{ст}$ – сила натяжения каната при установившемся движении; V – линейная скорость движения груза; η - КПД системы.

$N_{ст} = 1500 \cdot 9{,}81 \cdot 1 / 0{,}75 = 19620\ вт = 19{,}62\ квт.$

Пусковая мощность привода сложится из мощности, затрачиваемой на подъём и разгон груза и мощности, затрачиваемой на разгон вращающихся частей привода.

$N_{пуск} = (F \cdot V + J_{пр} \cdot \omega^2 / t_{пуск}) / \eta$, где

V - скорость на участке разгона максимальная

Угловая скорость барабана $\omega = V / 0{,}5 D_б = 1/(0{,}5 \cdot 0{,}8) = 2{,}5$ рад/с.

$D_б$ – диаметр барабана.

$N_{пуск} = (15465 \cdot 1 + 50 \cdot 2{,}52 / 2) / 0{,}75 = 20830\ вт = 20{,}83\ квт.$

Задача 42

Определить длину l сварного соединения в нахлестку двух стальных листов толщиной δ =5,0 мм, шириной *a* = 100 мм, растягиваемых силами *F* = 25 кН.

Порядок решения:

При расчете предполагаем, что распределение срезывающих сварку напряжений равномерное: $\tau = \frac{F}{S}$, *S* – площадь сечения среза.

Площадь сечения среза при наличии лобового и фланговых швов

$$S = S_л + S_ф$$

Условие прочности сварочного соединения $\tau = \frac{F}{S_л + S_ф} \le [\tau]$,

где: $S_л$ – площадь среза лобового шва, $S_л = 2a \cdot 0{,}7\delta$,

a – длина шва

$S_ф$ – площадь среза фланговых швов, $S_ф = 2x \cdot 0{,}7\delta$,

x – длина флангового шва

$$\frac{F}{2a \cdot 0{,}7\delta + 2x \cdot 0{,}7\delta} \le [\tau], \qquad x \ge \frac{F}{1{,}4\delta[\tau]} - a$$

$$x \ge \frac{25 \cdot 10^3}{1{,}4 \cdot 5 \cdot 30} - 100 = 19 мм, \quad где \ [\tau] = 0{,}5[\sigma] = 0{,}5 \cdot 60 = 30 мПа$$

Принимаем *x* = 20 мм

$l = a + x = 100 + 20 = 120$ мм.

Задача 43

Два стальных листа соединены заклепками. Определить число заклепок, на срез $[\tau]$ = 80 МПа, диаметр заклепки $d_з$ = 8,0 мм, сила сдвига *Q* = 35 кН. Проверить прочность заклепки смятие, если толщина листа *h* = 7,0 мм.

Порядок решения:

Из условия прочности на срез определяем поверхность среза

$$\tau = \frac{Q}{S_{cp}} \le [\tau] \qquad S_{cp} \ge Q/[\tau] \qquad S_{cp} \ge 35 \cdot 10^3/80$$

Определяем число заклепок *n*

$$S_{cp} = n \cdot \frac{\pi d_4^{\ 2}}{4} \qquad n \ge \frac{4S_{cp}}{\pi d_{cp}^{\ 2}} = \frac{4 \cdot 437{,}5}{\pi \cdot 8^2} = 8{,}7$$

Принимаем число заклепок *n* = 9

Проверяем прочность заклепки на смятие

$$\sigma_{cм} = \frac{Q}{n \cdot S_{cм}} \le [\sigma_{cм}] \qquad S_{cм} = nh_л d_з$$

$$\sigma_{cм} = \frac{35 \cdot 10^3}{9 \cdot 7 \cdot 8} = 69 МПа$$

69 МПа < 160 МПа

Условие прочности на смятие выполняется.

Задача 44

Рассчитать винт домкрата, а так же определить его КПД. Резьба самотормозящая упорная грузоподъемность $F_а$ = 150 кН, *l* = 1,0 м, винт – сталь 35, гайка – чугун, подпятник – шариковый.

Порядок решения:

1. Определим диаметр винта из условия износостойкости, приняв

$[\sigma]_{cм}$= 6 МПа, $\psi_н$ = 1,8, ψ_h = 0,75

($\psi_н$ и ψ_h) – коэффициент высоты гайки и резьбы.

$$d_1 = \sqrt{150 \cdot 10^3 / \pi \cdot 1{,}8 \cdot 0{,}75 \cdot 6} = 77 мм$$

2. По таблицам стандарта выбираем резьбу х12

d = 85 мм, *p* = 12 мм шаг резьбы

d_1 = 64,2 мм, d_2 = 76 мм, *h* = 9 мм (коэффициенты резьбы),

коэффициент трения = 0,1

Угол подъема резьбы

$$\varphi = arctg\varphi = 5°50'$$

$$\psi = arctg[pl(\pi d^2)] = arctg[12/(\pi \cdot 76)] \approx 2°50'$$, что обеспечивает запас самоторможения.

3. Число витков: $Z = \frac{F_a}{\pi d_2 h[\sigma_{см}]} = \frac{150 \cdot 10^3}{\pi \cdot 76 \cdot 96} \approx 12$

$H = Z \cdot p = 12 \cdot 12 = 144$ мм

КПД домкрата (при наличии слабой смазки в винте = 0,1)

$$\eta = \frac{tg 2°50'}{tg(2°50' + 5°50')} = 0,32$$

Задача 45

Определить основные размеры цилиндрической фрикционной передачи привода транспортера. Передаваемая мощность P, ω_1 и ω_2 угловые скорости ведущего и ведомого катков.

Дано: P = 1,5 кВ, ω_1 = 90 с$^{-1}$, ω_2 = 30 с$^{-1}$.

Порядок решения:

Выбираем материалы катков: ведущий каток – текстолит ПТК, ведомого (большего) катка – чугун С4 – 18.

Передаточное число фрикционной передачи

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{90}{30} = 3$$

Вращающий момент на ведущем валу

$T_1 = P / \omega_1 = 1,5 \cdot 10^3 / 90 = 16,7$ Н/м

Задаемся коэффициент ширины катка ψ_a = 0,3, коэффициент запаса сцепления k = 1,3.

Допускаемое контактное напряжение для текстолитовых катков $[\sigma]_H$ = 100 МПа, коэффициент трения текстолита по чугуну = 0,3. Модули упругости текстолита $E_1 = 7 \cdot 10^3$ МПа, чугуна $E_2 = 1,1 \cdot 10^5$ МПа.

Приведенный модуль упругости:

$$E_{пр} = \frac{2E \cdot E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 7 \cdot 10^3 \cdot 1,1 \cdot 10^5}{7 \cdot 10^3 + 1,1 \cdot 10^5} = 1,32 \cdot 10^4$$ МПа

Находим межосевое расстояние

$$a = (u+1)\sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{[\sigma_н]}\right)^2 \frac{E_{пр}\cdot KT_1}{f\cdot\psi_a\cdot u}} = (3+1)\sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{100\cdot 106}\right)^2 \frac{1,32\cdot 10^{10}\cdot 1,3\cdot 16,7}{0,3\cdot 3\cdot 3}} = 0,106\,м = 106$$ мм

Определяем основные размеры катков:

диаметр ведущего катка $D_1 = 2a/(u+1) = 2\cdot 106/(3+1) = 53$ мм

диаметр ведущего катка $D_2 = D_1\cdot u = 53\cdot 3 = 159$ мм

ширина катков $b_2 = \psi_a\cdot a = 0,3\cdot 106 = 32$ мм

$b_1 = b_2 + 3 = 32 + 3 = 35$ мм.

Задача 46

Определить основные геометрические параметры зубчатой цилиндрической косозубой пары по следующим исходным данным: допускаемое контактное напряжение материала зубчатых колес σ_H = 410 МПа, крутящий момент на валу колеса T_2 =290 Нм, передаточное число зубчатой пары u = 4.

Порядок решения:

Примем коэффициент долговечности для длительно работающей передачи K_{HL}=1, коэффициент неравномерности нагрузки $K_{H\beta}$= 1,09, коэффициент ширины зубчатого венца ψ_{ba}= 0,4, примем предварительно угол наклона зубьев β=100.

Из условия контактной прочности межосевое расстояние равно

$$a_\omega = 43(u+1)\sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma]_H^2}} = 43(4+1)\sqrt[3]{\frac{290\cdot 10^3\cdot 1.09}{0.4\cdot 4^2\cdot 410^2}} = 148\,мм$$

.

Примем стандартное значение a_ω = 160 мм.

Нормальный модуль $m = (0,01...0,02)a_\omega = (0,01...0,02)\cdot 160 = (1,6...3,2)$ мм

Примем стандартное значение m=2 мм.

Число зубьев шестерни

$$Z_1 = \frac{2a_\omega\cdot\cos\beta}{(u+1)m} = \frac{2\cdot 160\cdot 0.98}{(4+1)\cdot 2} = 31$$

Число зубьев колеса $Z_2 = Z_1 u = 31 \cdot 4 = 124$

Фактический угол наклона зубьев

$$\cos\beta = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2a_\omega} = \frac{2(31 + 124)}{2 \cdot 160} = 0.9686$$

Угол β =14024'

Диаметры делительных окружностей

$$d_1 = \frac{m \cdot z_\Sigma}{cos\beta} = \frac{2 \cdot 155}{0.9686} = 64\,мм$$

$$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos\beta} = \frac{2 \cdot 124}{0.9686} = 256\,мм$$

Диаметры окружностей вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 64 + 2 \cdot 2 = 68мм$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 256 + 2 \cdot 2 = 260\,мм$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2.5m = 64 - 2.5 \cdot 2 = 59мм$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.5m = 256 - 2.5 \cdot 2 = 251мм$$

Ширина венца зубчатого колеса и шестерни

$$b_2 = \psi_{ba} a_w = 0.4 \cdot 160 = 64мм$$

$$b_1 = b_2 + (4 \ldots 6) = 64 + (4 \ldots 6) = (68 \ldots 70)мм,$$

примем $b_1 = 70мм$

Ответ: a_ω=160 мм, d_1=64 мм, d_2= 256 мм, d_{a1}=68 мм, d_{a2}=260 мм, d_{f1}=59 мм, d_{f2}=251 мм, b_1=70 мм, b_2=64 мм, m=2 мм, β=$14^0 24$'.

Задача 47

Выполнить предварительный проектный расчет вала зубчатого колеса по следующим исходным данным: крутящий момент на валу T=290 Нм, материал вала - сталь 45, допускаемое напряжение на кручение $[\tau]$=(20…30) МПа, вала ступенчатого типа.

Порядок решения:

1. Диаметр выходного конца вала определяем по крутящему моменту с учетом допускаемого напряжения на кручение

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0.2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{290 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 20}} = 18 мм$$

2. Диаметр вала под манжетой

$d_м = d + (4...6) = 18 + (4...6) = (22...24) мм$, примем $d_м$=24 мм.

3. Диаметр вала под подшипниками

$d_п = d_м + (4...6) = 24 + (4...6) = (28...30) мм$.

Внутренние посадочные диаметры подшипников кратны пяти, поэтому принимаем диаметр вала d_n=30 мм.

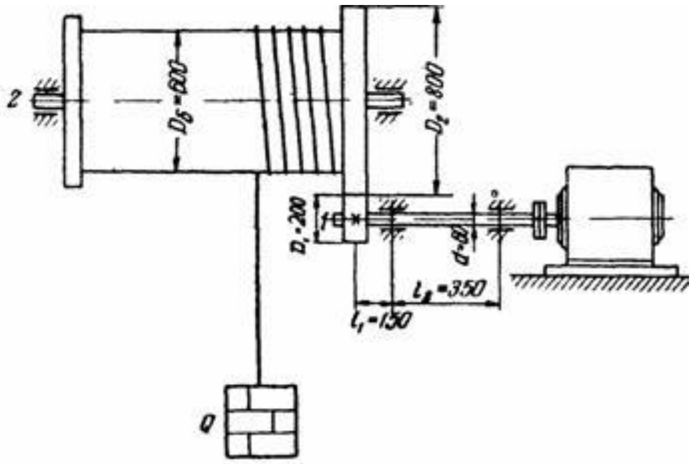
4. Диаметр вала под колесом

$d_к = d_п + (4…6) = 30 + (4…6) = (34…36)$ мм, принимаем $d_к$=36 мм.

Задача 48

Определить минимальный диаметр приводного вала 1 электрической лебёдки из расчёта в период разгона. Масса поднимаемого груза m=500 кг; момент инерции барабана и других деталей, вращающихся вместе с ним относительно оси вала 2: J=30 Кгм^2.

Моментом инерции вала 1 и посаженной на нём шестерни пренебречь. КПД системы привода η = 0,75. Принять, что в период разгона вал 1 вращается равноускоренно и через 2 сек. после включения приобретает рабочую скорость вращения $n_{двиг}$ = 710 об/мин. Допускаемое напряжение материала вала 1 при расчёте по касательным напряжениям принять $[\tau]$ = 30 Мпа.



Порядок решения:

Рабочая скорость подъёма груза $V = \pi D_б n_б = \pi D_б n_{двиг} \cdot 200/800 = 3{,}14 \cdot 0{,}6 \cdot 710 \cdot 0{,}25 = 335\ м/мин = 5{,}57\ м/с.$

Мощность двигателя в пусковом режиме будет складываться из мощности на подъём груза, мощности на разгон груза и мощности на разгон вращающихся частей привода.

$$N = (mgV + maV + J_{пр}\omega^2 / t_{пуск}) / \eta$$

где $a = V / t_{пуск} = 5{,}57/2 = 2{,}79$ м/с^2 – ускорение при подъёме груза.

$\omega = V / 0{,}5D_б = 2{,}79/(0{,}5 \cdot 0{,}6) = 9{,}3$ рад/с - угловая скорость барабана.

$\eta = 0{,}75$ – КПД системы привода по условиям задачи.

$$N = (500 \cdot 9{,}81 \cdot 5{,}57 + 500 \cdot 2{,}79 \cdot 5{,}57 + 30 \cdot 9{,}32/2)/0{,}75 = 48500\ вт = 48{,}5\ кВт.$$

Крутящий момент на вале 1

$T = N / \omega_{двиг} = 30N / \pi N_{двиг} = 30 \cdot 48{,}5/(3{,}14 \cdot 710) = 652{,}6$ Нм.

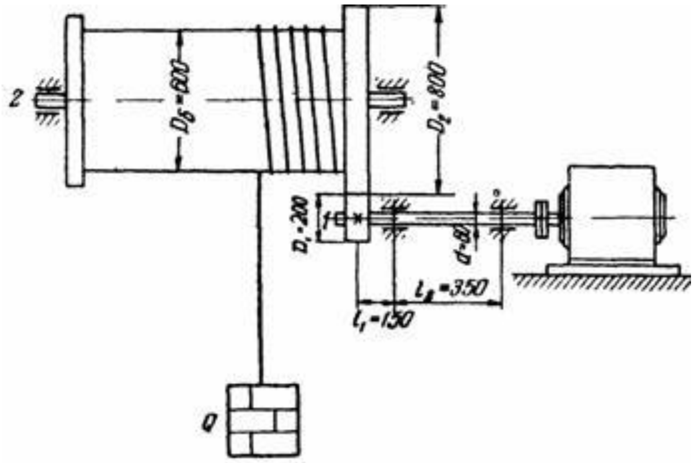
Диаметр вала из условия прочности на кручение

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 652{,}6 \cdot 10^3}{3{,}14 \cdot 30}} = 48\ мм.$$

Задача 49

Рассчитать нагрузки на наиболее нагруженном подшипнике приводного вала 1 электрической лебёдки в период разгона. Выбрать подшипник и рассчитать его на 5000 часов работы.

Масса поднимаемого груза Q= 1000 кг; момент инерции барабана и других деталей, вращающихся вместе с ним относительно оси вала 2: J=30 Кгм^2. Моментом инерции вала 1 и посаженной на нём шестерни пренебречь. Потери мощности не учитывать. Принять, что в период разгона вал 1 вращается равноускоренно и через 2 сек. после включения приобретает рабочую скорость вращения n= 960 об/мин. Допускаемое напряжение материала вала 1 при расчёте по максимальным касательным напряжениям принять $[\sigma]$= 100 Мпа.



Порядок решения:

В период разгона вал 2 передаёт момент, равный сумме трёх моментов:

а) статического сопротивления поднимаемого груза $T_Q = Qg \cdot 0{,}5D_б;$;

б) момента, расходуемого на разгон груза до заданной скорости $T_{Quu} = Qa \cdot 0{,}5D_б$;

в) момента, расходуемого на разгон вращающихся масс $T_{2ин} = J_2 \cdot \varepsilon_2$.

Таким образом, $T = Qg \cdot 0{,}5D_б + Qa \cdot 0{,}5D_б + J_2\varepsilon_2$.

Ускорение поступательного движения груза связано с угловым ускорением барабана зависимостью $a = \varepsilon_2 \cdot 0{,}5D_б$.

Угловое ускорение ε_2 вала 2 выражается через угловое ускорение вала 1: $\varepsilon_2 = \varepsilon_1 \cdot D_1 / D_2 = \varepsilon_1 \cdot 200/800 = 0{,}25\varepsilon_1$.

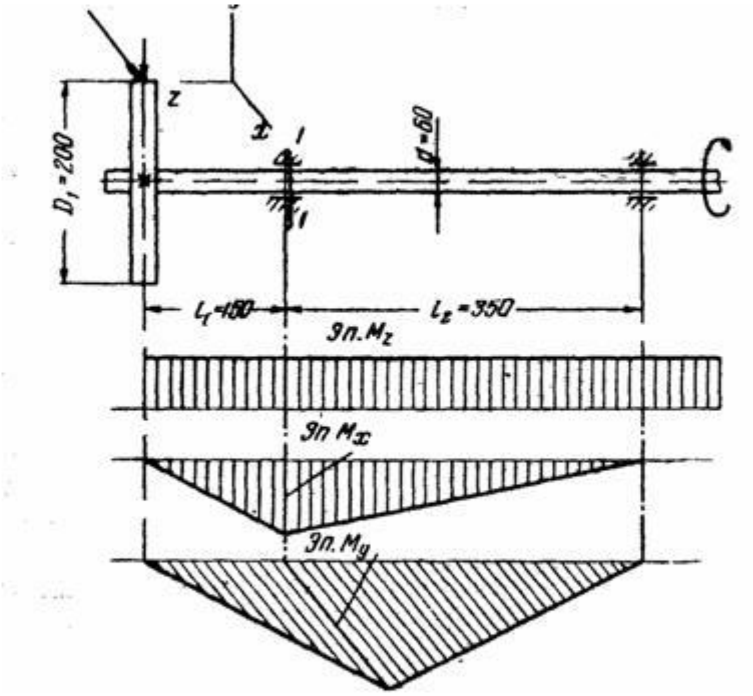
Угловое ускорение ε_1 вала 1 определяется из известного выражения

$\varepsilon_1 = \omega_1 / t_{пуск}$; $\omega_1 = \pi n_1 / 30 = 3{,}14 \cdot 960 / 30 = 100\ рад/сек$

; $\varepsilon_1 = 100/2 = 50\ рад/с$.

$\varepsilon_2 = 0{,}25 \cdot 50 = 12{,}5\ рад/с$.

Отсюда $T = 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}6 + 1000 \cdot 12{,}5 \cdot (0{,}5 \cdot 0{,}6)2 + 30 \cdot 12{,}5 = 4443\ Нм$.



Окружная сила в зацеплении зубчатых колёс $F_t = T / 0{,}5D_2 = 4443/(0{,}5 \cdot 0{,}8) = 11107\ H$.

Радиальная сила в зацеплении $F_r = F_t tg\alpha = 11107 tg200 = 4043\ H$.

(α - угол зацепления равный 200)

На рисунке показана расчётная схема вала 1 и последовательно эпюры: крутящего момента от силы F_t. $M_k = F_t \cdot 0{,}5D_1 = 1111\ Нм$,

изгибающего момента от силы F_r: $M_x = F_r l_1 = 4043 \cdot 0{,}15 = 607\ Нм$,

изгибающего момента от силы F_t: $M_y = F_t l_1 = 11107 \cdot 0{,}15 = 1666\ Нм$.

Эквивалентный момент под наиболее нагруженной опорой по гипотезе наибольших касательных напряжений

$$M_{экв} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2} = 2093\ Нм.$$

Эквивалентное напряжение в сечении вала под подшипником

$\sigma_{экв} = M_{экв} / W$, где $W = \pi d^3 / 32$ - момент сопротивления сечения вала.

Окончательно получим $\sigma_{экв} = 2093 \cdot 103 \cdot 32 / 3{,}14 \cdot 603 = 98{,}75\ МПа < [\sigma]$.

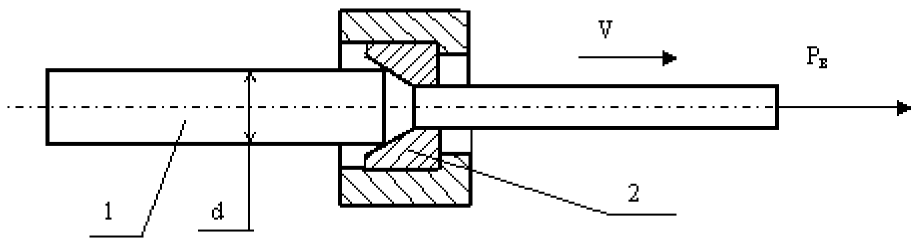
Суммарная нагрузка на левый подшипник $F = \sqrt{\left[\frac{F_t(150+350)}{350}\right]^2 + \left[\frac{F_r(150+350)}{350}\right]^2} = 16885\ Н$.

Требуемая грузоподъёмность подшипника $C_д = F \cdot K_б \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60n}{10^6}} = 16885 \cdot 1{,}2 \cdot \sqrt[3]{\frac{5000 \cdot 60 \cdot 710}{1000000}} = 121000\ Н$

По каталогу подшипников выбираем роликоподшипник №7312, у которого динамическая грузоподъёмность 128000Н и внутренний диаметр 60мм. ($K_б$=1,2 – коэффициент безопасности, L_h= 5000 ч – срок службы)

Задача 50

Стальной пруток 1 диаметром «*d*» протягивается через волоку 2 силой волочения «$P_в$» со скоростью «*V*». Определить скорость «отстрела» прутка в момент окончания волочения, принимая допущение, что потенциальная энергия его растяжения переходит в кинетическую энергию движения в направлении волочения. Учесть, что скорость "отстрела" складывается со скоростью волочения.



Исходные данные									
$P_в$, кН	50	60	70	80	100	150	200	250	300
d, мм	10	12	13	15	16	20	25	30	35
V , м/с	1,7	1,7	1,6	1,6	1,5	1,5	1,2	1	1

Порядок решения:

В соответствии с условиями задачи запишем, что потенциальная энергия растяжения прутка силой волочения $P_в$ равна кинетической энергии его движения в момент окончания процесса волочения:

$W_p = W_k$ или $0{,}5P_в\Delta l = 0{,}5mV_k^2$, где $\Delta l = \dfrac{P_в l}{EA}$ - относительное удлинение прутка при волочении по закону Гука

E - модуль упругости материала прутка,

A - площадь поперечного сечения материала прутка,

$V_к$ - скорость движения, приобретаемая прутком при снятии нагрузки растяжения.

Решая уравнение, получим: $V_k = 1{,}27\dfrac{P_в}{d^2}\sqrt{\dfrac{1}{E\gamma}}$,

Где γ - удельный вес (плотность) материала прутка равна 7,85 г/см^3.

Полная скорость $V_п = V + V_k$.

Задача 51

Для разрушения старых зданий часто используют передвижной кран, на стреле которого подвешен стальной шар массой *М*. Определить диаметр проволоки каната, на котором подвешивается шар из следующих условий:

- длина каната L=5 м.

- число проволок в канате N

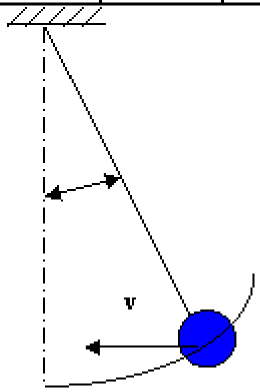
-запас прочности каната на разрыв $K_з$=6

-угол отклонения шара от вертикали 45^0.

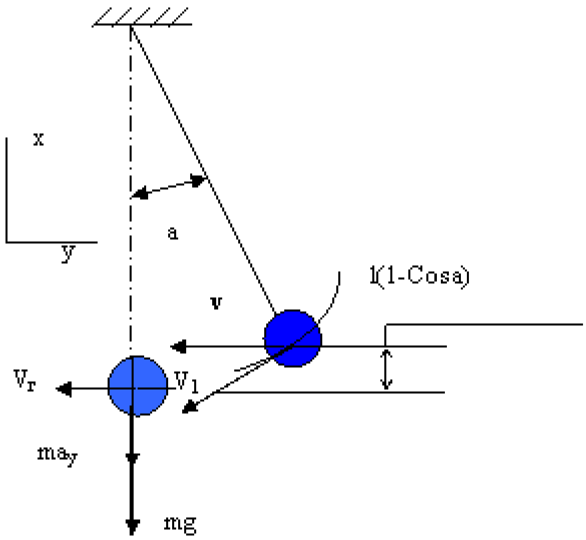
-начальная скорость, сообщаемая шару V=1 м/с.

-допускаемое напряжение растяжения материала проволоки каната 600 Мпа.

M, кг	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100
N, шт	48	48	64	64	80	96	112	128	144	160



Порядок решения:



Диаметр проволоки определится из уравнения прочности $[\sigma] = \frac{4Fk_3}{d^2 n\pi}$, т.е. $d \geq 2\sqrt{\frac{Fk_3}{\pi n[\sigma]}}$.

Сила натяжения каната определится из третьего закона Ньютона $F = ma_y + mg$ (сумма проекций на ось Y в вертикальном положении каната).

$a_y = V^2 / l$ - центробежное ускорение,

$V_г$ - горизонтальная (окружная) скорость шара, определяемая из условия сохранения энергии его движения $0{,}5mV_г^2 = 0{,}5mV_1^2 + mgl(1 - Cosa)$

$$V_1 = V/_{Cosa}\ ;\ V^2{}_2 = (V/_{\cos a})^2 + 2gl(1 - Cosa),$$

$$F = m\left[\frac{(V/_{Cosa})^2 + 2gl(1 - Cosa)}{l} + g\right],$$

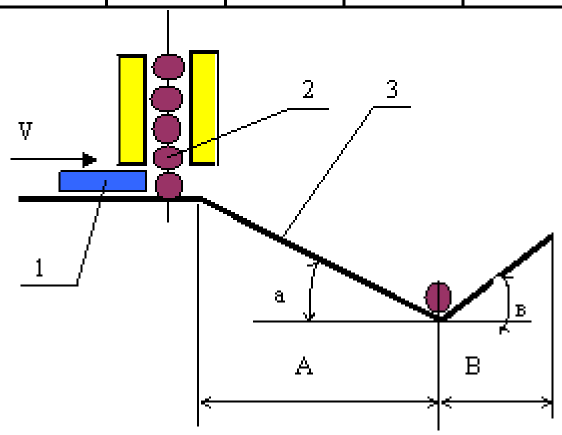
$$d \geq 2{,}257\sqrt{m\left[\frac{(V/_{Cosa})^2 + 2gl(1 - Cosa)}{l} + g\right]k_1\ {}^1/_{[\sigma]n}}$$

где g - ускорение силы тяжести.

Задача 52

Дозатор автоматической линии 1 отсекает один обрабатываемый ролик 2 и со скоростью V отправляет его в желоб 3 на последующую обработку. Углы наклона желоба: a = 15^0 , $в$ = 45^0. Размер желоба A= 200 мм. Определить минимальную длину желоба по размеру B, при которой ролик по инерции не выкатится за пределы желоба и вернётся в его центр. Принять скорость V= 0,5 м/с, коэффициент трения качения между роликом и поверхностью желоба k=0,0002 м. Варианты диаметров ролика приведены в таблице. Задачу решить по одному из вариантов.

d, мм	10	12	15	18	20	22	25	30	35	40



Порядок решения:

По закону сохранения энергии суммарная энергия ролика в нижней части желоба за вычетом работы сил трения на участке скатывания должна равняться работе подъёма ролика по крутой стенке желоба плюс работа сил трения на участке подъёма, т.е.

$$0.5mV^2 + mgAtqa - F_{тр}\frac{A}{\cos a} = mgBtqb + F_{тр}\frac{B}{Cosb};$$

где $0,5mV^2$ - кинетическая энергия ролика в начале движения,

$mgAtga$ - потенциальная энергия ролика в начале движения,

g - ускорение силы тяжести,

$F_{тр} = mg\frac{2k}{d}Cosa$ - сила трения при скатывании ролика, d -диаметр ролика,

$F_{тр} = mg\frac{2k}{d}Cosb$ - сила трения при подъёме ролика, k - коэффициент трения.

Общее решение уравнений $B \geq \left[0,5V^2 + gA\left(tqa - \frac{2k}{d}\right)\right] \frac{1}{g\left(tqb - \frac{2k}{d}\right)}$

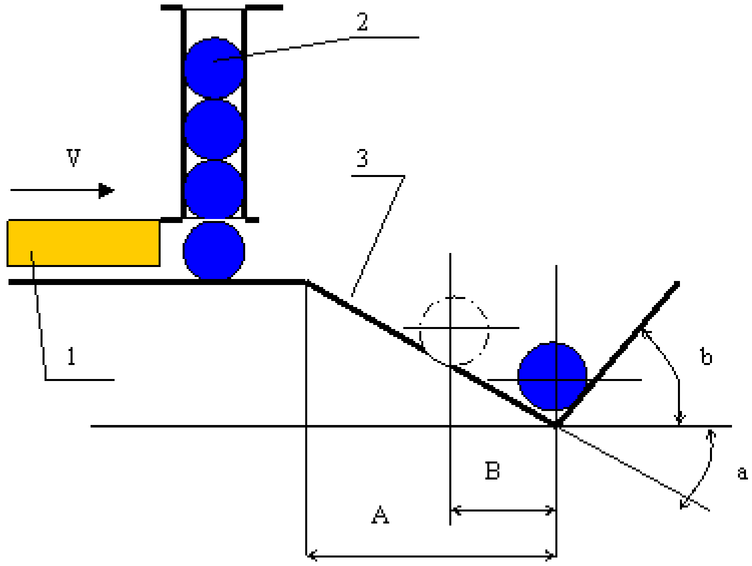
Задача 53

Дозатор 1 автоматической линии со скоростью *V*=0,5 м/с. отсекает один обрабатываемый ролик 2 и отправляет его в желоб 3 на последующую операцию. Углы наклона желоба $a=15^0$, $b=75^0$. Длина участка желоба *A*=0,2 м. После соударения со стенкой желоба ролик отскакивает на величину *B*=0,02 м. Определить контактное напряжение между стенкой желоба и роликом в момент соударения из следующих условий:

Ролик и желоб - стальные. Длина ролика *l* = 50 мм. Коэффициент трения качения между роликом и желобом принять *k*=0,0002 м. Потерями на деформацию ролика и желоба в момент соударения - пренебречь.

Модуль упругости материала и его плотность принять $2 \cdot 10^5$ Мпа, и 7,8 г/см^3. Расчёт выполнить для одного из диаметров ролика, представленных в таблице.

D,мм.	10	15	20	25	30	35	40	45	50



Порядок решения:

Кинетическая энергия вращения колеса должна быть равна работе сил трения на его торможение, т.е. $\frac{J\varpi^2}{2} = M_{mp}\varphi$, где J - момент инерции колеса, φ - угол по ворота колеса до полной остановки.

Момент трения - $M_{mp} = Nfr$, где N - нормальная реакция силы веса колеса, равная массе стального колеса m на ускорение силы тяжести - g, f - коэффициент трения между колесом и осью, r - радиус оси.

$0{,}5J\varpi^2 = mgfr\varphi$.

Число оборотов $n = \varphi / 2\pi$.

Конечное решение $n = \frac{\varpi^2\left(R^2 + r^2\right)}{8\pi gfr}$.

Задача 54

При выполнении лабораторной работы по изучению цилиндрического зубчатого редуктора были замерены следующие параметры косозубой зубчатой передачи:

A- межцентровое расстояние,

z_1- число зубьев шестерни,

z_2- число зубьев колеса.

m_n - нормальный модуль зацепления равный 3.

Определить угол наклона зуба по делительной окружности. Передача без смещения.

Варианты чисел зубьев приведены в таблице. Задачу решить по одному из вариантов.

z_1	24	23	22	21	21	23	23	24	25	26
z_2	42	42	43	44	43	43	41	41	40	39

Порядок решения:

Межосевое расстояние зубчатой пары $A = 0{,}5(d_1 + d_2) = 0{,}5(m_T z_1 + m_T z_2)$;

$m_T = m_n / \pi$ - торцевой модуль зацепления. Известно, что нормальный модуль зацепления $m_n = m_T / \cos\beta$; и $P_T = P_n / \cos\beta$.

Подставляя значения, получим: $\beta = arqCos \frac{m_n}{2\pi A}(z_1 + z_2)$.

Задача 55

При выполнении лабораторной работы по изучению червячных редукторов были измерены следующие параметры некоррегированной червячной пары:

d_{a1} – наружный диаметр червяка, z_2- число зубьев червячного колеса, z_1- число витков червяка, m_s- осевой модуль червяка, A – межосевое расстояние.

Определить угол подъёма винтовой линии на червячном колесе γ, коэффициент диаметра червяка q, передаточное число пары u, диаметр впадин зубьев червячного колеса d_{f2}. Варианты замеренных данных приведены в таблице.

A, мм	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160
d_{a1}	70	70	70	60	60	60	80	80	80	80

z_1	1	2	4	1	2	4	1	2	4	4
z_2	52	52	52	54	54	54	32	32	32	32
m_s	5	5	5	5	5	5	8	8	8	8

Порядок решения:

Известно, что $d_{a1}= d_1+2m$, $d_1=qm$, $m = P_T/\pi$. Отсюда, коэффициент диаметра червяка $q = \dfrac{d_{a1} - 2P_T/\pi}{P_T/\pi}$.

Делительный угол подъёма винтовой линии червяка $tq\gamma = \dfrac{P_T z_1}{\pi d_1} = \dfrac{z_1 P_T}{\pi\left(d_{a1} - 2\dfrac{P_T}{\pi}\right)}$.

Передаточное число пары $u = z_2/z_1$.

Диаметр впадин зубьев червячного колеса $d_{f1} = d_2 - 2{,}4m = m(z_2 - 2{,}4)$.

Задача 56

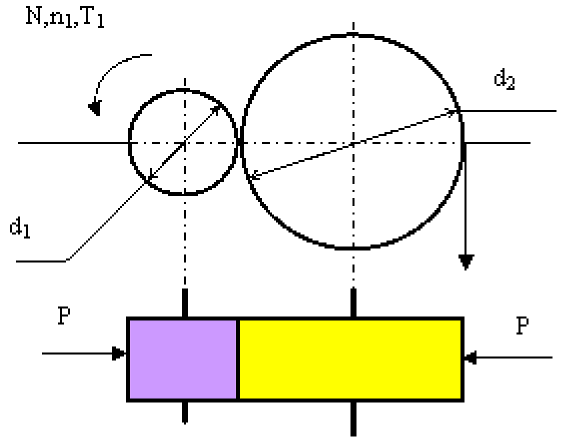
P_{T2},V

$_2$,T$_2$

В представленной на рис. фрикционной передаче известны: окружное усилие P_{T2}, окружная скорость V_2= 1,57 м/с, диаметр катка d_2=300 мм, передаточное число u= 2, коэффициент трения между катками f = 0,1, допускаемое давление между катками $[\sigma]_n$ =100 Мпа, коэффициент упругого скольжения между валками ε=0,01, коэффициент полезного действия передачи η = 0,98.

Определить силу прижатия катков P, ширину катков, мощность и частоту вращения привода. Значение окружной силы P_{T2} приведено в таблице. Задачу решить по одному из вариантов.

P_{T2}, Н	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	2000



Порядок решения:

Необходимая сила сжатия катков $P = \dfrac{P_{T2}}{f}$;

Ширина катков определится из формулы Герца для контактных напряжений

$$\sigma_н = 0{,}418\sqrt{qE_{пр}/\rho_{пр}} = 0{,}418\sqrt{\frac{PE_{пр}}{0{,}5b(d_1+d_2)}};\quad d_1 = \frac{d_2}{u}.$$

Отсюда $b \geq 0{,}35\dfrac{P_{T2}E_{пр}}{[\sigma_н]^2 d_2\left(1/u+1\right)}$.

Здесь $E = E_{пр} = 2\cdot 10^5$ Мпа - модуль упругости материала катков.

Мощность привода $N_1 = T_1\omega_1$.

$T_1 = P_{T2}\dfrac{0{,}5d_2}{u\eta}$ - крутящий момент на приводе.

Угловая скорость привода $\omega_1 = \dfrac{\omega_2 u}{1+\varepsilon} = \dfrac{2V_2 u}{d_2(1+\varepsilon)}$.

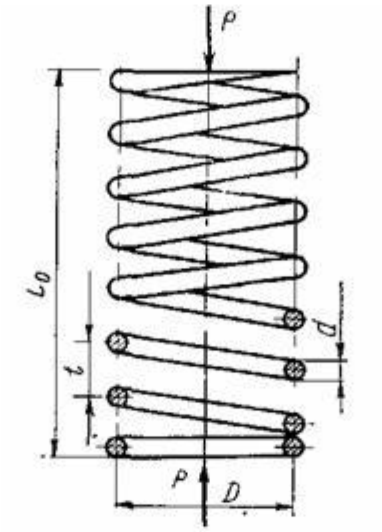
$$N_1 = \frac{P_{T2}V_2}{u^2\eta(1+\varepsilon)};\qquad n_1 = \frac{V_2}{\pi d_2 u(1+\varepsilon)}.$$

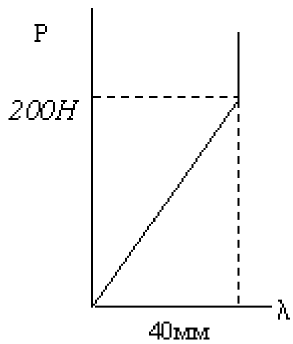
Задача 57

Спроектировать цилиндрическую пружину сжатия из проволоки круглого сечения. Характеристика пружины (зависимость осадки λ от нагрузки) показана на рисунке. Индекс пружины $c = D/d = 5$; Модуль сдвига материала проволоки $G = 8 \cdot 10^4$ МПа;

Допускаемое напряжение на кручение материала проволоки $[\tau]$= 230 МПа; значение поправочного коэффициента k принять из таблицы.

C	4	5	6	7	8	9	10
k	1,42	1,31	1,25	1,21	1,18	1,16	1,14





Порядок решения:

Напряжения в витках пружины вычисляются исходя из момента закручивания проволоки $T = P/0{,}5D$. Полярный момент сопротивления прутка круглого сечения $W_p = \dfrac{\pi d^3}{16}$. Отсюда напряжение кручения в витках пружины $\tau_{\max} = k\dfrac{8P_{\max}D}{\pi d^3}$ или $\tau_{\max} = k\dfrac{8cP_{\max}}{\pi d^2}$, где k – коэффициент, учитывающий кривизну витков и влияние поперечной силы в зависимости от индекса пружины $c = D/d$.

Принимая k= 1,3, при c=5 (см. таблицу) получим $d \geq \sqrt{\dfrac{k 8 P_{\max} c}{\pi[\tau]}} = 12\ мм$.

Диаметр пружины $D = cd = 60$ мм.

Осадка пружины $\lambda = \frac{8PD^3z}{Gd^4} = 40\ мм$, отсюда необходимое число рабочих витков $z = \frac{\lambda Gd^4}{8PD^3} = 19{,}2$.

Полное число витков $z_n = z + (1{,}5 - 2) = 21$

Минимальный зазор между витками пружины при полной нагрузке $\Delta = \frac{\lambda}{z}(0{,}1 - 0{,}2) = 0{,}3\ мм$.

Шаг пружины при максимальной нагрузке $t_c = \lambda / z + d + \Delta = 14{,}4\ мм$.

Длина пружины, сжатой до соприкосновения витков $L = (z_n - 0{,}5)d$ = 246 мм.

Длина ненагруженной пружины $L_0 = L + z(t_c - d)$ = 292 мм.

Длина пружины под нагрузкой равной *P* $L_1 = L_0 - \lambda = 252$ мм.

Шаг ненагруженной пружины $t = (L_0 - d)/z = 14{,}6$ мм.

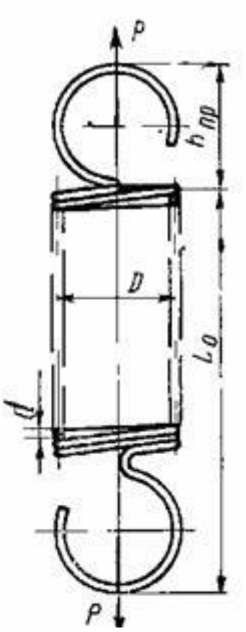
Длина проволоки для изготовления пружины $l = \frac{\pi D z_n}{\cos\alpha} \approx 3{,}2 D z_n = 4032\ мм$.

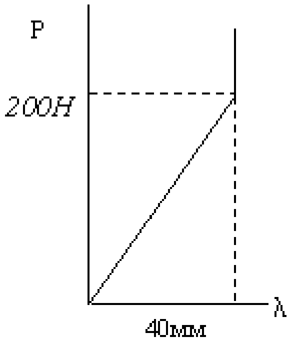
Задача 58

Спроектировать цилиндрическую пружину растяжения из проволоки круглого сечения. Характеристика пружины (зависимость осадки λ от нагрузки) показана на рисунке. Индекс пружины $c = D/d = 4$. Модуль сдвига материала проволоки $G = 8 \cdot 10^4$ МПа;

Допускаемое напряжение на кручение материала проволоки $[\tau]$= 240 МПа; значение поправочного коэффициента k принять из таблицы.

C	4	5	6	7	8	9	10
k	1,42	1,31	1,25	1,21	1,18	1,16	1,14





Порядок решения:

Напряжения в витках пружины вычисляются исходя из момента закручивания проволоки $T = P / 0{,}5D$. Полярный момент сопротивления прутка круглого сечения $W_p = \dfrac{\pi d^3}{16}$. Отсюда напряжение кручения в витках пружины $\tau_{\max} = k\dfrac{8P_{\max}D}{\pi d^3}$ или $\tau_{\max} = k\dfrac{8cP_{\max}}{\pi d^2}$, где *k* – коэффициент, учитывающий кривизну витков и влияние поперечной силы в зависимости от индекса пружины $c = D/d$.

Принимая *k*= 1,42, при *c*=4 (см. таблицу) получим $d \ge \sqrt{\dfrac{k8P_{\max}c}{\pi[\tau]}} = 3{,}5\ мм.$

Диаметр пружины $D = cd = 14$ мм.

Осадка пружины $\lambda = \dfrac{8PD^3z}{Gd^4} = 40\ мм$, отсюда необходимое число рабочих витков $z = \dfrac{\lambda Gd^4}{8PD^3} = 109{,}5.$

Шаг пружины $t = d$ = 3,5 мм.

Полное число витков $z_n = z + (0,5\text{-}1)d = 110$

Длина пружины в свободном состоянии $L_0 = (z_n + 1)d$ = 388,5 мм.

Длина пружины в свободном состоянии с зацепами $L = L_0 + 2h_{пр}$ =428 мм.

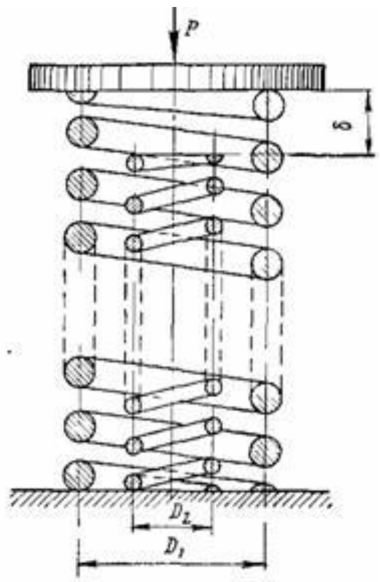
Длина зацепа $h_{пр} = (1\text{-}2)D$ =20 мм.

Длина пружины при максимальной деформации $L_{\max} = L + \lambda = 468\ мм$.

Задача 59

Две пружины вставлены одна в другую. До приложения к плите сила P = 1200 Н вторая пружина короче первой на δ = 20 мм. Найти наибольшие касательные напряжения $\tau_{\max}$ и вычислить перемещение плиты при следующих условиях:

Средние диаметры пружин равны соответственно D_1 =200 мм, D_2 = 100 мм. Диаметры проволоки пружин d_1 =20 мм, d_2 = 10 мм. Число витков z_1 =15, z_2 =10. Модуль сдвига материала проволоки $G = 8 \cdot 10^4$ МПа. Коэффициент приведения k в зависимости от индекса пружины $c = D/d$ принять по таблице



Порядок решения:

Если при рабочей нагрузке плита опустится на величину меньшую или равную δ, то сжиматься будет лишь большая пружина, и задача в этом случае статически определима. Если перемещение плиты больше δ, то сжимаются обе пружины и система статически не определима. Выясним прежде всего характер работы данной системы: найдём силу P_0, необходимую для сжатия первой пружины на δ = 20 мм и сопоставим эту силу с заданной.

$$\delta = \frac{8P_0D_1^3z_1}{Gd^4}$$, откуда $$P_0 = \frac{\delta Gd_1^4}{8D_1^3z_1} = 534\ H.$$

Следовательно при действии силы P =1200 Н нагружены обе пружины. При этом осадка первой пружины λ_1 на δ больше осадки второй пружины λ_2.

Уравнение перемещений $\lambda_1 - \lambda_2 = \delta = 20\ мм$.

Уравнение равновесия сил $P_1 + P_2 = P = 1200\ H$, или $P_1 = 1200\ H - P_2$.

Совместное решение данных уравнений даёт: P_1 =800 Н, P_2 = 400 Н.

Определяем максимальные касательные напряжения в пружинах

$$\tau_{1\max} = \frac{k_1 8P_1D_1}{\pi d_1^3} = 58\ МПа$$, где k_1 = 1,14 (по таблице при c = 10)

$$\tau_{2\max} = \frac{k_2 8P_2D_2}{\pi d_2^3} = 116\ МПа$$, где k_2 = 1,14 (по таблице при c = 10).

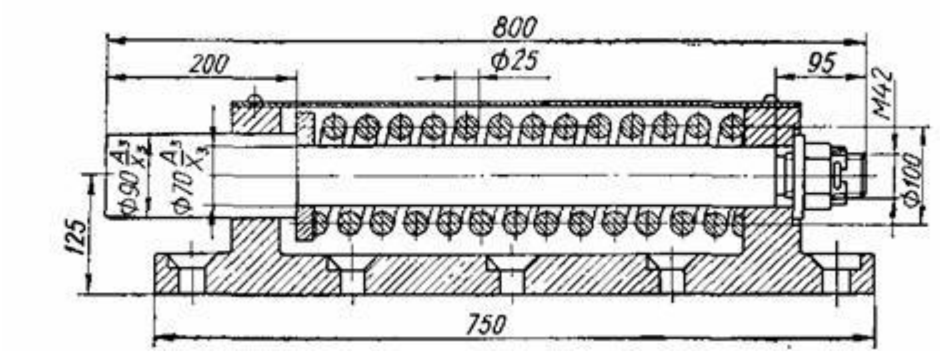
Определяем перемещение плиты, равное осадке первой пружины

$$\lambda_1 = \frac{8P_1D_1^3z_1}{Gd_1^4} = 60\ мм.$$

Задача 60

Гружёная тележка массой 42000 кг останавливается, ударяясь в два неподвижных буфера, показанных на рисунке. Допускаемое касательное напряжение в витках пружин $[\tau]$ = 500 МПа. Пружина имеет 12 рабочих витков и предварительно подтянута на 10 мм. Наименьший зазор между витками 3 мм. Индекс пружины $c = D/d$ =100/25 =4, поправочный коэффициент *k*=1,38. Модуль упругости материала проволоки $G = 8 \cdot 10^4$ МПа.

Определить допускаемую скорость тележки в момент удара и вычислить высоту пружины в свободном состоянии.



Порядок решения:

Допускаемое продольное усилие в пружине (см. решение предыдущей задачи 59)

$$[P] = \frac{\pi d^3[\tau]}{8Dk} = \frac{3{,}14 \cdot 25^3 \cdot 500}{8 \cdot 100 \cdot 1{,}38} = 22220\ H.$$

Осадка пружины $\lambda = \frac{8PD^3z}{Gd^4} = \frac{8 \cdot 22220 \cdot 100^3 \cdot 12}{8 \cdot 10^4 \cdot 25^4} = 68\ мм.$

Жёсткость пружины $C = P/\lambda = 22220/68 = 326{,}8$ Н/мм.

Согласно условию задачи предварительная деформация пружины λ_0 =10 мм.

При изменении деформации от λ_0 до λ каждая из двух пружин поглощает половину кинетической энергии тележки, т.е. работа сжатия пружин уменьшает кинетическую энергию тележки до нуля. Обозначив массу тележки - m и скорость её движения - v, пренебрегая потерями на трение, получим равенство $C \cdot \frac{\lambda^2 - \lambda_0^2}{2} = 0{,}5 \cdot \frac{mv^2}{2}$, откуда

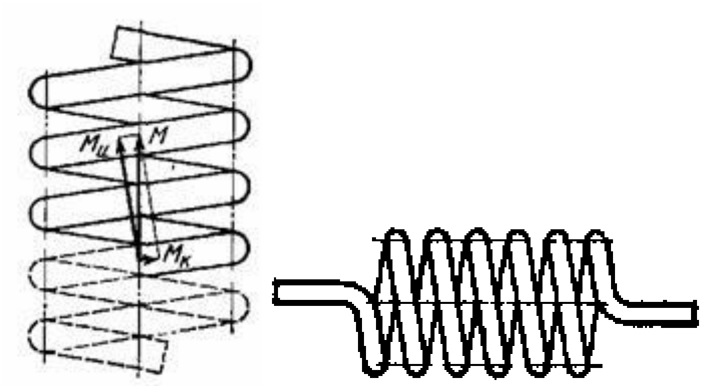
$$v = \lambda \cdot \sqrt{\frac{2C}{m}\left(1 - \frac{\lambda_0^2}{\lambda^2}\right)} = 68\sqrt{\frac{2 \cdot 326{,}8 \cdot 10^3}{42000}\left(1 - \frac{100}{4624}\right)} = 265\ мм/c = 15{,}9\ м/мин.$$

При заданном наименьшем зазоре между витками 3 мм необходимая в свободном состоянии высота пружины

$$H = z(d+3) + d + \lambda = 12 \cdot (23+3) + 25 + 68 = 430 \text{ мм}.$$

Задача 61

Спроектировать цилиндрическую пружину кручения из проволоки круглого сечения. Максимальный момент $M_к$ = 5000 Нмм, необходимый угол закручивания α=180^0, допускаемое напряжение изгиба материала проволоки $[\sigma]_и$=500 МПа, индекс пружины $c = D/d = 8$, (где d – диаметр проволоки, D – средний диаметр пружины). Модуль упругости материала пружины $E = 2 \cdot 10^5$ МПа. Коэффициент, учитывающий кривизну прутка вычислить по формуле $k = \dfrac{4c-1}{4c-4}$.



Порядок решения:

При нагружении пружины в каждом её сечении действует момент *M,* равный внешнему закручивающему моменту. Этот момент направлен вдоль оси пружины и раскладывается на момент $M_и = M\cos a$ - изгибающий виток и крутящий момент $M_k = M\sin a$ (a - угол подъёма витка). При расчёте пружины на кручение нас интересует напряжение изгиба, которое получается от закручивания и вычисляется по формуле $\sigma_{\max} = \dfrac{M_k}{W_и}$, где $W_и = \dfrac{\pi d^3}{32}$ - момент сопротивления изгибу сечения проволоки, $k = \dfrac{4c-1}{4c-4} = \dfrac{4 \cdot 8 - 1}{4 \cdot 8 - 4} = 1{,}11$ - коэффициент учитывающий кривизну прутка. Подставляя значения, получим требуемый диаметр проволоки

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_k}{[\sigma]_u \pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1{,}11 \cdot 5000}{500 \cdot 3{,}14}} = 4{,}8 \text{ мм.}$$

Принимаем проволоку диаметром 5мм.

Средний диаметр пружины $D = cd = 8 \cdot 5 = 40$ мм.

Угол закручивания пружины (рад) может быть определён как угол взаимного упругого наклона концевых сечений бруса длиной L, (равной суммарной длине витков пружины), под действием чистого изгиба

$\varphi = \dfrac{ML}{EJ}$, где $L = \pi Dz$ - длина пружины, $J = \dfrac{\pi d^4}{64}$ - момент инерции сечения проволоки, z – рабочее число витков пружины. Преобразовывая угол закручивания в градусы, определяем необходимое количество витков пружины

$$z = \frac{\alpha EJ}{180DM} = \frac{180 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 3{,}14 \cdot 5^4}{180 \cdot 40 \cdot 5000 \cdot 64} = 31{,}2$$

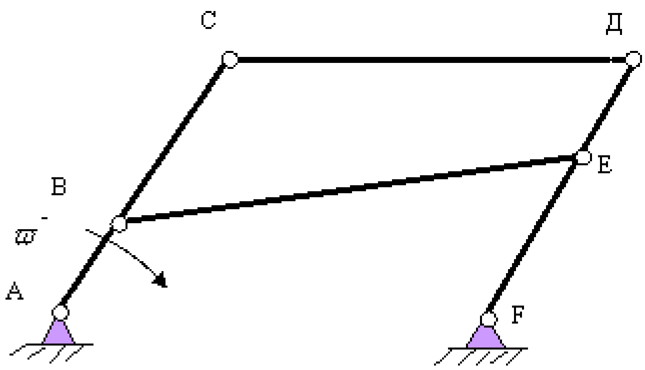
Шаг витков пружины $t = d + 0{,}5 \text{ мм} = 5{,}5 \text{ мм}$.

Высота пружины из принимаемого зазора между витками 0,5 мм,

$$H = z \cdot (d + 0{,}5) = 31 \cdot 5{,}5 = 170{,}5 \text{ мм.}$$

Задача 62

Определить степень подвижности, представленного на рисунке пятизвенного механизма. Все звенья соединены шарнирно. Звено *АС = ДF*. Звено *СД = AF*. Улучшить схему механизма.



Порядок решения:

Имеем плоский 5-тизвенный шарнирный механизм, степень подвижности которого определяется по формуле: $W = 3n - 2P_5 - P_4$, где $n = 4$ - число подвижных звеньев, $P_5 = 6$ - число кинематических пар пятого класса, $P_4 = 0$ - число кинематических пар четвёртого класса.

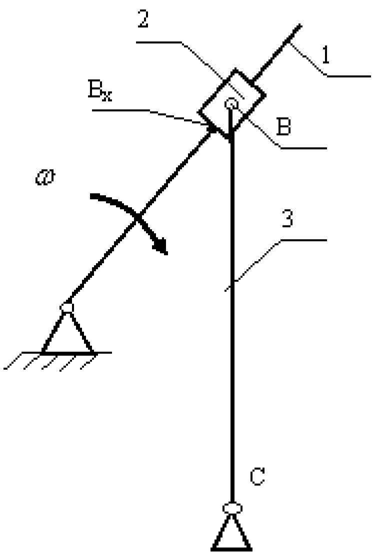
$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 - 0 = 0$.

Вывод - представленный механизм имеет нулевую степень подвижности, т.е. работать не может. Механизм сможет работать, если звено *ВЕ* выполнить параллельно звену *СД*.

Задача 63

Построить план скоростей 4-звенного механизма с тремя вращательными и одной поступательной парой. Ведущее звено 1 связано с ползуном 2 в поступательную пару. Звено 3 связано с ползуном 2 во вращательную пару. Известны: Угловая скорость "ω" звена 1, размеры: *АВ*, BB_x, *ВС*.

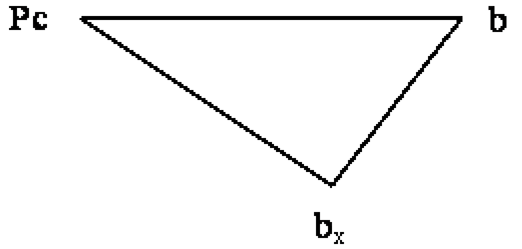
Порядок решения:



Составим уравнения движения звеньев в векторной форме: $\vec{V}_B = \vec{V}_C + \vec{V}_{BC}$; $\vec{V}_B = \vec{V}_{Bx} + \vec{V}_{BBx}$.

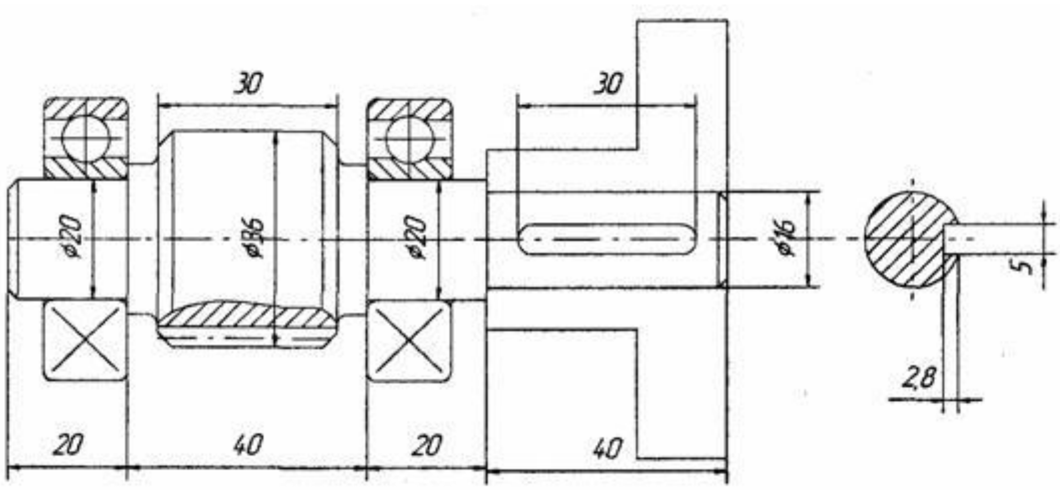
Точки *А* и *С* неподвижны и ставим их в полюс *Р*.

Проводим из полюса вектор P_{Bx}, т. е. вектор $\dddot{V}_{Bx}$ перпендикулярно звену 1. Длина вектора $\dfrac{\dddot{P}_{bx} * \omega}{\mu_V} = \dfrac{\dddot{V}_{Bx}}{\mu_V}$; где μ_V - масштаб скорости. К концу вектора $\dddot{P}_{bx}$ пристраиваем направление вектора $b_x b$ параллельно звену *AB*. Из полюса проводим направление вектора $\dddot{P}_b$ перпендикулярно звену *CB*. Пересечение векторов $\dddot{P}_b$ и $b\dddot{b}_x$ даёт на плане скоростей точку *b*. Получили: $bb_x = \dfrac{\dddot{V}_{BBx}}{\mu_V}$; $P_в = \dfrac{V_B}{\mu_V}$.

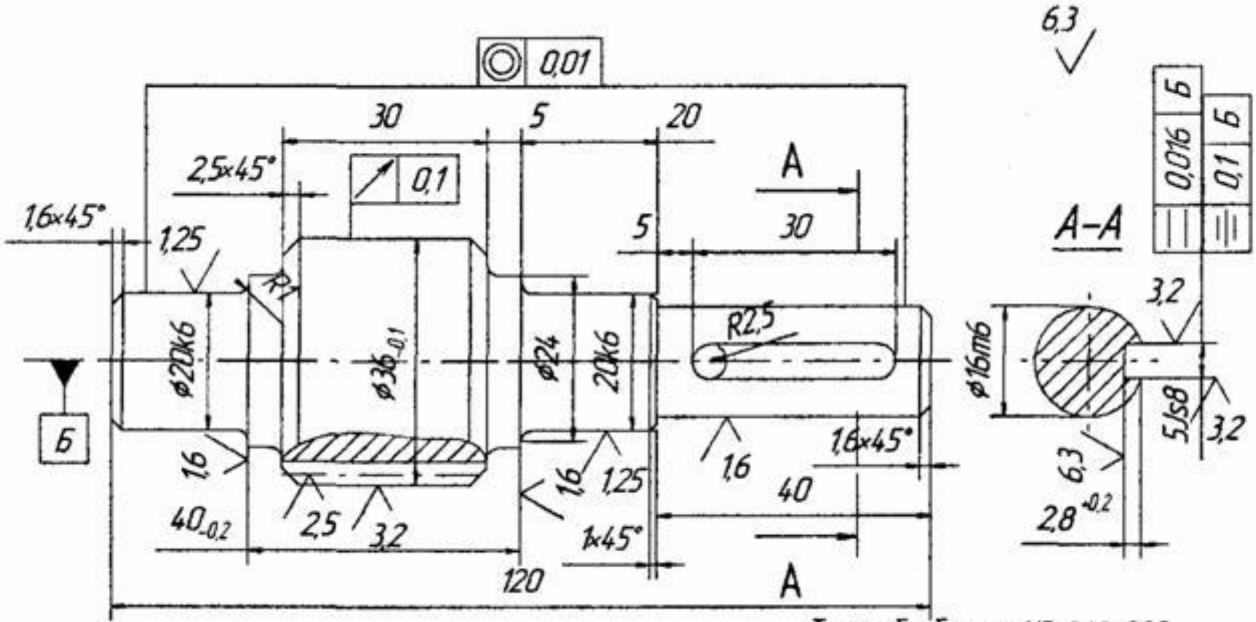


Задача 64

Приведен рисунок вала-шестерни редуктора. Назначить посадки и отклонения размеров, назначить шероховатость обрабатываемых поверхностей, ввести допуски формы и расположения геометрических элементов.



Решение:



Термообработка HB 260–290

Неуказанные предельные отклонения H14; h14 ; +/– IT14/2.