

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
"ХАРЬКОВСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ"**

**ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К ОБЯЗАТЕЛЬНОМУ ДОМАШНЕМУ ЗАДАНИЮ
ПО РАЗДЕЛУ «ТРЕНИЕ В МАШИНАХ»
ДЛЯ СТУДЕНТОВ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ**

УТВЕРЖДЕНО
редакционно–издательским
советом университета,
протокол № 4
от 19.12.2003 г.

Харьков НТУ «ХПИ» 2004

Теория механизмов и машин. Методические указания к обязательному домашнему заданию по разделу «Трение в машинах» для студентов машиностроительных специальностей / Сост. Н. А. Ткачук, А. А. Зарубина, З. С. Сафонова, И. Я. Храмцова – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. – 48 с.

Составители: Н. А. Ткачук
А. А. Зарубина
З. С. Сафонова
И. Я. Храмцова

Рецензент О. В. Устиненко

Кафедра теории механизмов, машин и роботов

СОДЕРЖАНИЕ

Вступление.....	4
1. Трение скольжения в поступательной кинематической паре.	
Закон Кулона – Амонтона.....	4
1.1. Трение на наклонной плоскости.....	4
1.2. Трение в клинчатом ползуне.....	6
1.3. КПД поступательной пары.....	7
2. Трение скольжения во вращательной паре.....	8
2.1. Трение в паре вал – подшипник.....	
2.2. Трение в паре пята – подпятник.....	8
3. Трение в винтовой паре.....	9
4. Трение в механизмах с гибкими звеньями. Формула Эйлера.....	10
5. Трение в механизмах с парами качения.....	11
Список источников информации	12
Приложение А. Варианты заданий.....	13
Приложение Б. Резьбы.....	37
Приложение В. Образец решения задач.....	40

ВСТУПЛЕНИЕ

При работе машин и механизмов происходит явление, которое сопровождается рассеиванием кинетической энергии. Это явление называется трением. Подсчитано, что около 33% мировых энергетических ресурсов бесполезно затрачивается на работу, связанную с трением.

Вполне закономерно, что эти затраты необходимо сделать минимальными, т.е. уменьшить силы трения. В технике чаще всего встречается полусухое и полужидкостное трение. Первое из них обычно принимают за сухое. Например, во фрикционных, ременных и других передачах – сухое трение, а в подшипниках и подпятниках жидкостное трение, иногда переходящее в сухое. По видам движения контактирующих звеньев различают: трение скольжения и трение качения.

В данных методических указаниях остановимся на изложении элементарных сведений по теории трения, необходимых для решения простейших задач теории механизмов и машин [1, 2].

Для механизма можно записать уравнение:

$$N_{dc} + N_{nc} + N_{vc} = 0,$$

где N_{dc} – мощность движущих сил; N_{nc} – мощность сил полезного сопротивления; N_{vc} – мощность сил вредного сопротивления.

Механическим КПД (η) будем называть отношение мощности сил полезного сопротивления к мощности сил движущих:

$$\eta = \frac{N_{nc}}{N_{dc}}.$$

Примеры решения задач рассмотрены в прил. В.

1. Трение скольжения в поступательной кинематической паре

Рассмотрим условие равновесия ползуна 2 веса G , движущегося с трением по направляющей 1 (рис. 1) с постоянной скоростью под действием горизонтальной силы P . Сила трения по закону Кулона – Амонтона определяется так

$$F \leq fN,$$

где f – коэффициент трения скольжения; $N = G$ – величина нормального давления.

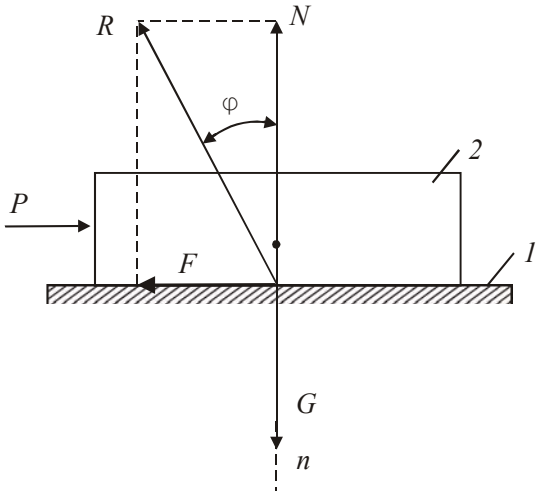


Рис. 1

Ползун 2 находится в равновесии под действием силы веса G , силы трения F , реакции N и силы P . Сложив графически \vec{F} и \vec{N} получим результирующую реакцию \vec{R} . Угол между результирующей реакцией \vec{R} и \vec{N} называется углом трения φ ; $\text{tg } \varphi = \frac{F}{N} = f$. Реакция \vec{R} является образующей так называемого конуса трения. Для определения неизвестных сил \vec{P} и реакции \vec{R} необходимо построить силовой многоугольник, из которого и определяются неизвестные величины. Для решения удобно использовать известную из математики теорему синусов.

Для определения неизвестных сил \vec{P} и реакции \vec{R} необходимо построить силовой многоугольник, из которого и определяются неизвестные величины. Для решения удобно использовать известную из математики теорему синусов.

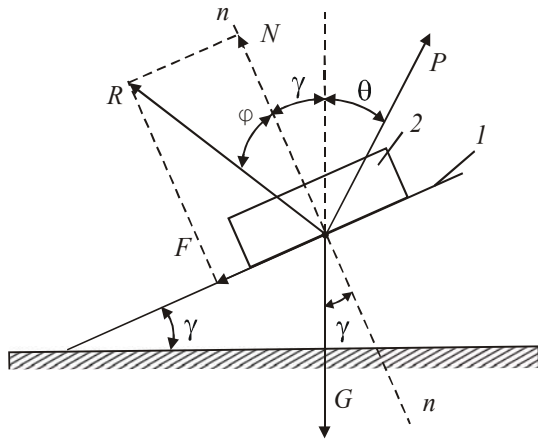


Рис. 2

1.1. Трение на наклонной плоскости

1.1.1 Ползун 2 располагается на наклонной плоскости 1, угол наклона которой к горизонту α , на ползун 2 действует движущая сила P , расположенная под углом β к вертикали. Коэффициент трения f ползуна известен (рис. 2). Определим, при каких условиях ползун 2 будет равномерно подниматься по плоскости.

Запишем условие равновесия ползуна

$$\vec{G} + \vec{P} + \vec{R} = 0.$$

Построим треугольник сил (рис. 3).

По теореме синусов имеем:

$$\frac{R}{\sin \theta} = \frac{P}{\sin(\gamma + \varphi)};$$

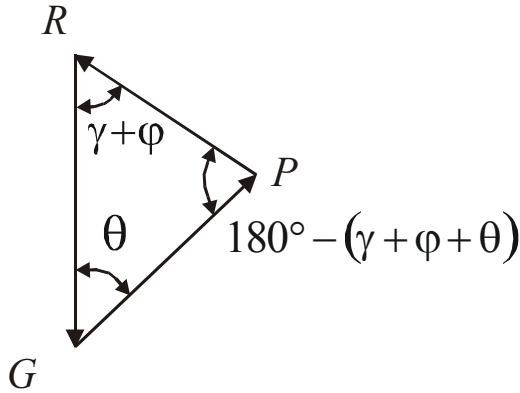


Рис. 3

$$R = P \frac{\sin \theta}{\sin(\gamma + \varphi)}; \quad (1)$$

$$\frac{R}{\sin \beta} = \frac{G}{\sin(\gamma + \varphi + \theta)};$$

$$R = \frac{G \sin \theta}{\sin(\gamma + \varphi + \theta)}. \quad (2)$$

Приравнявая (1) и (2) получим:

$$\frac{P \sin \beta}{\sin(\gamma + \varphi)} = \frac{G \sin \theta}{\sin(\gamma + \varphi + \theta)};$$

$$P = G \frac{\sin(\gamma + \varphi)}{\sin(\gamma + \varphi + \theta)}. \quad (3)$$

1.1.2. Ползун 2, на который действует сила P , равномерно опускается по наклонной плоскости. В этом случае сила трения изменит свое направление, и угол трения φ должен быть отложен в противоположную сторону. Тогда уравнение (3) примет вид

$$P = G \frac{\sin(\gamma - \varphi)}{\sin(\gamma + \theta - \varphi)}.$$

Если α меньше угла φ , то P получает отрицательное значение, то есть для того, чтобы ползун двигался равномерно вниз по наклонной плоскости, необходимо силу P приложить в направлении, противоположном выбранному. Сила P будет содействовать движению. При отсутствии силы P ползун под действием силы тяжести не будет перемещаться на плоскости. Такой механизм, состоящий из ползуна и наклонной плоскости, называется самотормозящимся.

1.2. Трение в клинчатом ползуне

Поверхность соприкосновения ползуна и направляющей в поперечном сечении имеет вид двугранного угла, или желоба. Такой ползун называется клинчатым (рис. 4). Если на ползун действует горизонтальная сила P и сила веса G , то для равномерного движения ползуна в направляющей должно соблюдаться условие $P = 2F$, где F величина сил трения F_1 и F_2 , возникающих на каждой грани желоба, причем $F_1 = F_2 = F$; так как $F = Nf$, то

$$P = 2Nf.$$

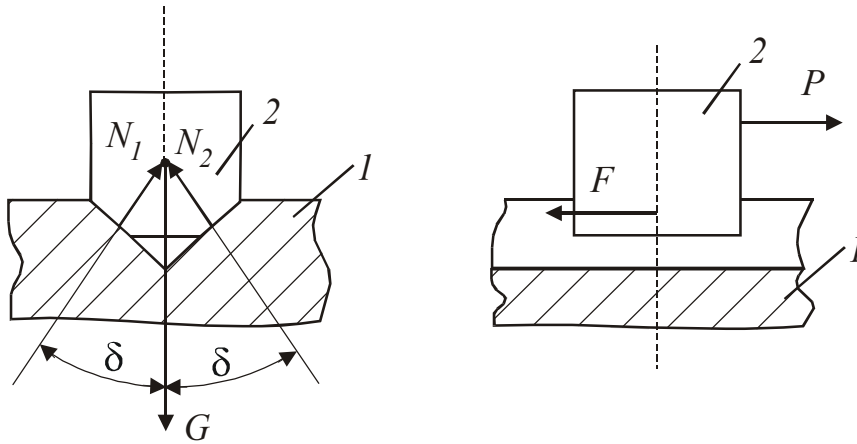


Рис. 4

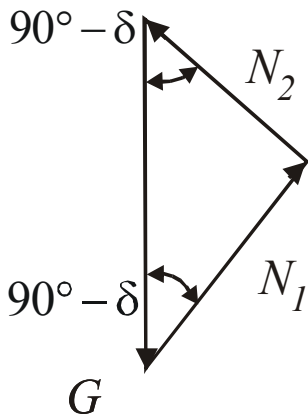


Рис. 5

Величины $N_1 = N_2 = N$ определяются из треугольника сил (рис. 5), если воспользоваться уравнением

$$\bar{N}_1 + \bar{N}_2 + \bar{G} = 0.$$

Из плана сил имеем

$$N = \frac{G}{2 \sin \delta}$$

следовательно,

$$P = 2 \frac{G}{2 \sin \delta} f = G \frac{f}{\sin \delta} = G f',$$

где $f' = \frac{f}{\sin \delta}$ – приведенный коэффициент трения клинчатого ползуна [2].

1.3. КПД поступательной пары

КПД механизмов, рассмотренных в п. 1.1.1 и 1.1.2 определяем следующим образом:

$$\eta = \frac{\lim_{f \rightarrow 0} P}{P}, \quad (4)$$

где в числителе имеем идеальную движущую силу $P_{ид}$, т.е. силу, необходимую для движения в отсутствии трения, а в знаменателе реальную движущую силу, по (4) определяем КПД прямого хода.

Для определения КПД обратного хода достаточно составить дробь, обратную дробь прямого хода, и изменить знак коэффициента трения на противоположный.

Если данная система сил способна сообщить механизму прямой ход и неспособна реализовать его обратный ход, то $\eta > 0$, $\eta_{обр} \leq 0$, и механизм называется самотормозящим. Этому условию удовлетворяют, например, грузоподъемные машины, несущие груз на весу; прессующие механизмы с выстоем на отрезке времени, когда изделие зажато в прессе и т.д.

Если данная система сил неспособна реализовать прямой ход механизма, но способна осуществить обратный ход, то $\eta \leq 0$, $\eta_{обр} > 0$ и механизм называется самозаклинивающимся.

Примером самозаклинивающегося механизма является механизм зажима прутка в корпусе металлообрабатывающего станка.

2. Трение скольжения во вращательной паре

2.1. Трение в паре вал – подшипник

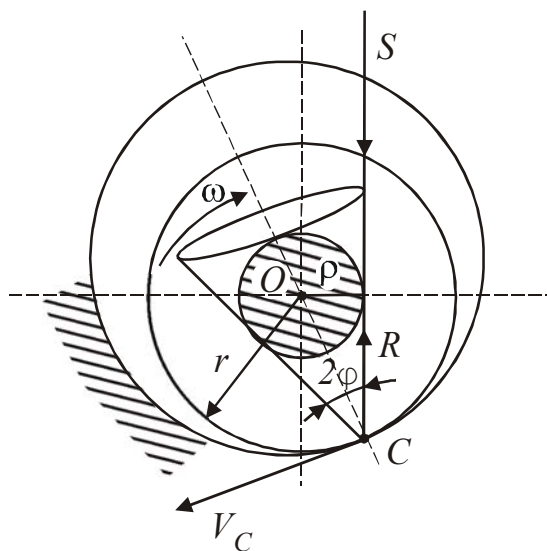


Рис. 6

Рассмотрим вращательную пару (рис. 6), элементами которой являются круговые цилиндрические поверхности. Эти поверхности имеют неодинаковые радиусы для того, чтобы разделить их промежуточным слоем смазки. Пусть подвижным будет звено радиуса r , которое вращается с постоянной угловой скоростью ω в направлении, указанном стрелкой. Реакцию R неподвижного звена надо направить по одной из образующих конуса трения, которая удовлетворяет неравенству $R \cdot V_C < 0$, где V_C – скорость точки C

вершины конуса трения [1].

Ось конуса пересекает ось относительного вращения звеньев пары. Впишем в конус трения окружность с центром в точке O . Радиус окружности равен

$$\rho = r \sin \phi,$$

где ϕ – угол трения.

Момент трения во вращательной паре

$$M_{тр} = R\rho.$$

Круг радиуса ρ с центром на оси вращения кинематической пары называется кругом трения.

При любом сочетании материалов звеньев вращательной пары можно положить $\sin \varphi \approx \operatorname{tg} \varphi \approx f$ и тогда момент трения вращательной пары $M_{\text{тр}} = Rfr$.

2.2. Трение в пятах

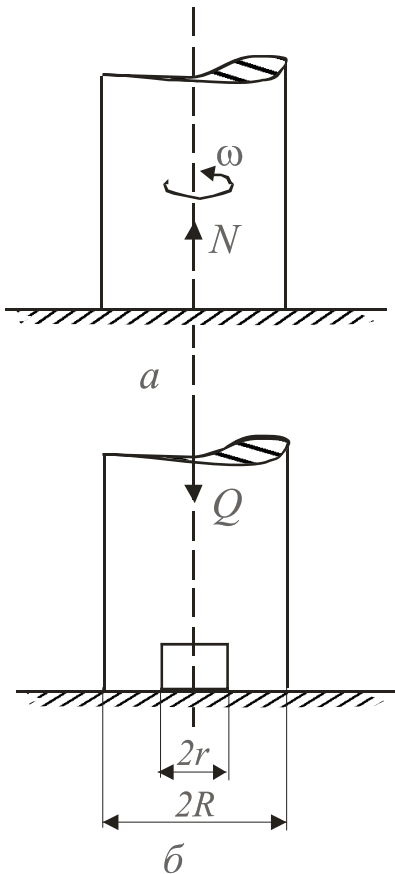


Рис. 7

Вращательная пара на рис. 7 имеет плоские элементы и реакция N одного элемента, приложенная ко второму, направлена по оси относительного вращения звеньев пары. Если одно из звеньев пары неподвижно в системе стойки, то элемент этого звена называется подпятником. Второй элемент пары называется пятой.

Пяты бывают сплошные (рис. 7, а) и кольцевые (рис. 7, б). Момент трения в пяте определяется:

$$M_{\text{пяты}} = Qf\rho,$$

где Q – сила, действующая вдоль вала; f – коэффициент трения; ρ – приведенный радиус круга трения пяты, который определяется:

$$\rho = \frac{2}{3} \left(\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \right) -$$

для новых пят, еще не «приработавшихся» к подпятнику;

$$\rho = \frac{1}{2}(R + r) -$$

для пят после завершения приработки пары.

3. Трение в винтовой паре

В винтовой паре возникает момент трения, который определяется:

$$M_{\text{в.п.}} = Qr_{\text{ср}} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{\text{пр}}),$$

где Q – осевая сила; $r_{\text{ср}} = \frac{d_{\text{в}} + d_{\text{н}}}{4}$ – средний радиус резьбы винта; α – угол подъема винтовой линии, определяется:

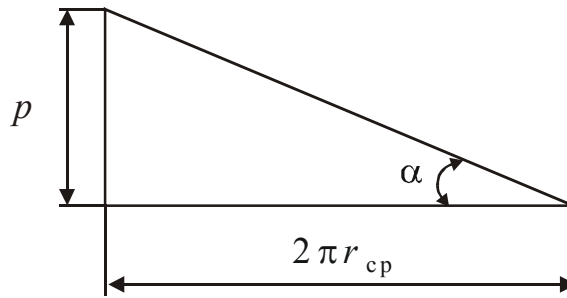


Рис. 8

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{p}{2\pi r_{\text{cp}}}$$

где p – шаг резьбы.

$\varphi_{\text{пр}}$ – приведенный угол трения, определяется:

$$\varphi_{\text{пр}} = \frac{f}{\cos \beta}$$

где β – угол профиля резьбы.

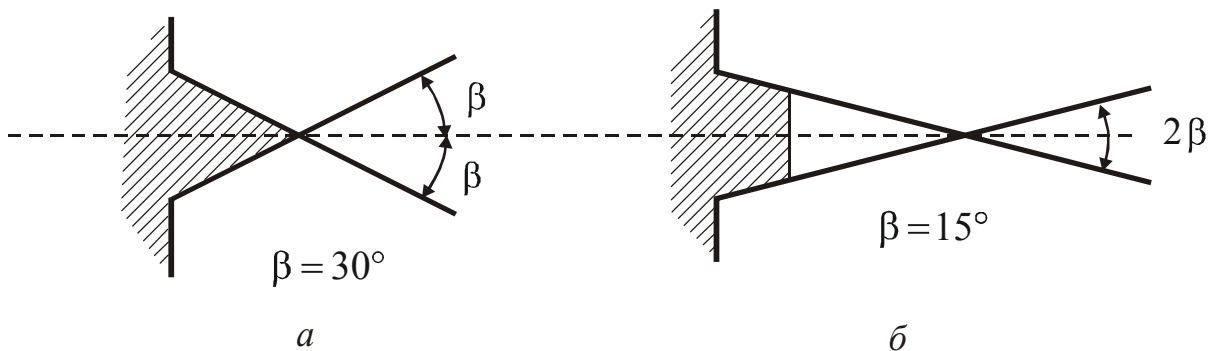


Рис. 9

4. Трение в механизмах с гибкими звеньями.

Формула Эйлера

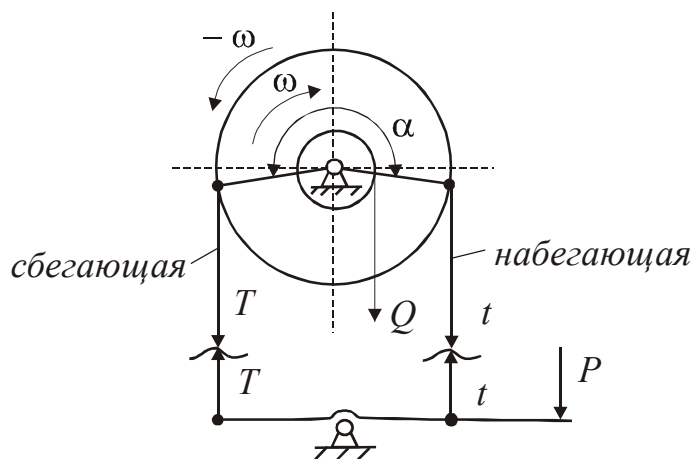


Рис. 10

Многие механизмы и устройства имеют гибкое звено, скользящее по цилиндрической поверхности смежного звена. Таким звеном служит трос, стальная лента, канат, ремень и т. д. Рассматриваем такое звено как невесомую, абсолютно гибкую, нерастяжимую нить. Задачу об учете трения нити по сопряженной цилиндрической поверхности

решил еще в 1765 году Л. Эйлер. Формула Эйлера (5) имеет и в настоящее время большое практическое значение.

$$T = t \cdot e^{f\alpha}, \quad (5)$$

где T – усилие в сбегавшей ветви ленты; t – усилие в набегающей ветви ленты; α – угол обхвата лентой барабана; $e = 2,7$ – число « e »; f – коэффициент трения ленты о барабан [1].

Чтобы определить, какой конец ленты тормоза является набегающим, сообщим всей системе вращение около оси грузового вала (барабана) с угловой скоростью $-\omega$, где ω – угловая скорость вала при движении груза сверху вниз. В обратном движении лента набегаёт на неподвижную шайбу своей правой ветвью (рис. 10).

5. Трение в механизмах с парами качения

Пусть цилиндрический каток катится без скольжения по горизонтальному рельсу с некоторой постоянной угловой скоростью ω . Мгновенный центр скоростей абсолютно неупругого катка, если он без скольжения катится по неупругому рельсу, лежит, как известно, в одном диаметральном сечении с силой G , где G – вес катка. Элементы идеальной пары качения имеют контакт по образующей a

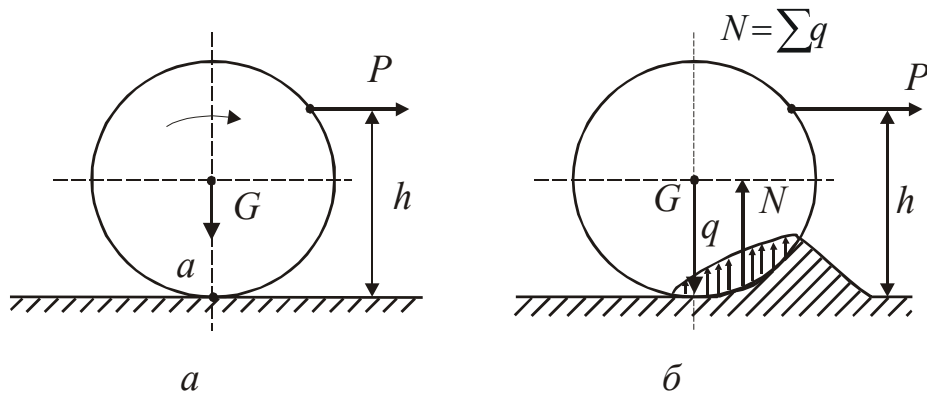


Рис. 11

(рис. 11, *a*). Элементы же упругого катка и упруго-податливого рельса соприкасаются по некоторой деформированной площадке (рис. 11, *б*). Упрощая картину движения деформированного катка по деформированному рельсу, приведем систему элементарных сил реакций q рельса к одной равнодействующей N . Точка приложения силы N лежит вне диаметральной плоскости силы G (рис. 12). Опыт показывает, что деформированный рельс «выпучивается» впереди катка. Подвижные бугорки выпученного

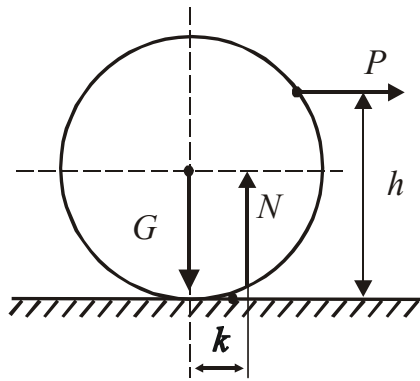


Рис. 12

рельса всегда опережают деформированный каток. Пусть k – расстояние от точки приложения силы N до линии действия силы G ; $N = G$. В данном случае к катку приложена пара сил P и N , которые создают движущие моменты $M_{дс} = Ph$, момент вредного сопротивления $M_{тр.к} = Nk$, называемый моментом трения качения, а k – параметр трения качения. Параметр « k » имеет линейную размерность (м) [1].

Список источников информации

1. Теория механизмов и машин: Учеб. для ВТУЗов/К. В. Фролов, С. А. Попов и др./ Под ред. К. В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987 – 496 с.
2. Теория механизмов и машин. /Системный подход: Учеб. Пособие/ А. А. Грунауэр, И. Д. Долгих. – К.: УМК ВО, 1992. – 384 с.
3. В. И. Анурьев. Справочник конструктора машиностроителя. Книга 1. – М.: Машиностроение, 1973. – 416 с.

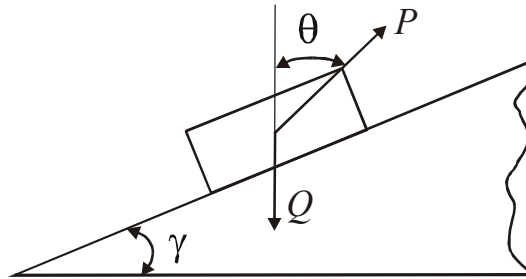
Варианты заданий

Рис. 13

Таблица 1

Варианты	1	2	3	4	5
γ , град	10	12	14	15	18
θ , град	60	50	40	75	90
Коэффициент трения f	0,10	0,11	0,12	0,12	0,14
Вес Q , Н	1000	800	900	750	700

Задача № 1

Найти модуль силы P , если ползун 2 движется вверх по плоскости равномерно (прил. А, рис. 13). Исходные данные (Q, f, γ, θ) в табл. 1.

Задача № 2

Найти модуль силы P , если ползун 2 движется вниз по плоскости равномерно (прил. А, рис. 13). Исходные данные (Q, f, γ, θ) в табл. 1.

Задача № 3

Определить КПД (в %) подъёма ползуна 2 по наклонной плоскости (прил. А, рис. 13). Исходные данные (f, γ, θ) в табл. 1.

Задача № 4

Определить КПД (в %) равномерного опускания ползуна 2 по наклонной плоскости (прил. А, рис. 13). Исходные данные (f, γ, θ) в табл. 1.

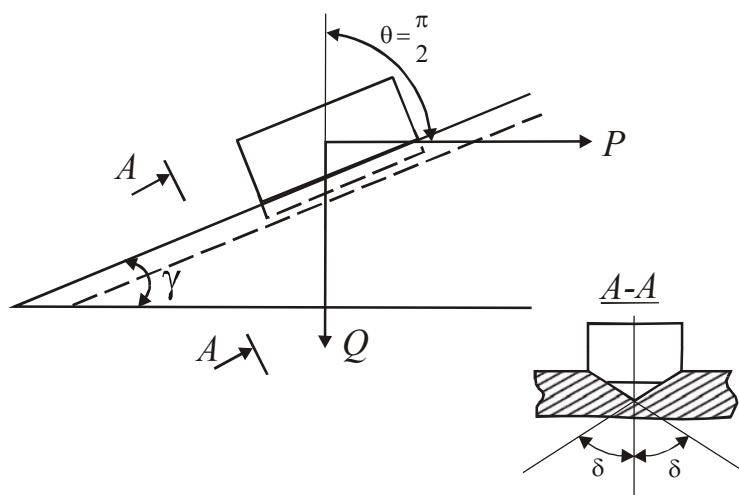


Рис. 14

Таблица 2

Варианты	1	2	3	4	5
η вверх	0,625	0,706	0,754	0,711	0,780
Вес Q , Н	302,5	582	334	520	876
P , Н	265	258	450	424	462
γ град	25	15	35	30	20
Коэффициент трения f	0,14	0,14	0,10	0,12	0,11
δ , град	70	85	60	65	55

Задача № 5

Определить угол наклона γ наклонного желоба, если задан КПД подъема клинчатого ползуна и прочие величины (прил. А, рис. 14). Исходные данные (η, f, δ) в табл. 2.

Задача № 6

Определить коэффициент трения скольжения между клинчатым ползуном и наклонным желобом (прил. А, рис. 14), если даны следующие величины (γ, f, δ) в табл. 2.

Задача № 7

Определить КПД (в %) равномерного подъема клинчатого ползуна по наклонному желобу (прил. А, рис. 14), если даны следующие величины (γ, f, δ) в табл. 2.

Задача № 8

Определить движущую силу P , под действием которой ползун весом Q равномерно движется вверх по наклонному желобу (прил. А, рис. 14), если даны следующие величины (Q, γ, f, δ) в табл. 2.

Задача № 9

Определить вес Q клинчатого ползуна, равномерно перемещающегося вверх по наклонному желобу (прил. А, рис. 14), если даны следующие величины (P, γ, f, δ) в табл. 2.

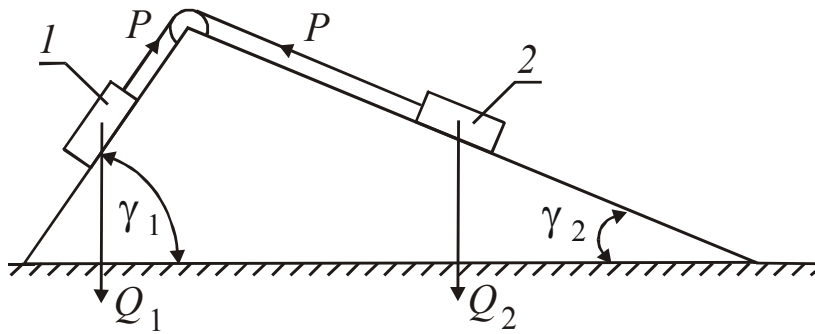


Рис. 15

Таблица 3

Варианты	1	2	3	4	5
Вес Q_1 , Н	375	356	276	254	156,5
Вес Q_2 , Н	750	800	850	900	950
γ_1 , град	45	40	35	40	35
γ_2 , град	30	25	20	20	15
Коэффициент трения f	0,12	0,12	0,13	0,14	0,15

Задача № 10

Два ползуна, связанные абсолютно гибкой нитью, находятся на двух наклонных плоскостях (прил. А, рис. 15). Пренебрегая трением в блоке, определить вес Q_2 ползуна 2, необходимый для равномерного подъёма ползуна 1. Исходные данные ($Q_1, \gamma_1, \gamma_2, f$) в табл. 3.

Задача № 11

Определить вес Q_2 ползуна 2 (прил. А, рис. 15), допускающий равномерное опускание ползуна 1. Исходные данные ($Q_1, \gamma_1, \gamma_2, f$) в табл. 3.

Задача № 12

Определить коэффициент трения скольжения, если ползун 1 поднимается, а ползун 2 равномерно опускается (прил. А, рис. 15). Исходные данные ($Q_1, Q_2, \gamma_1, \gamma_2$) в табл. 3.

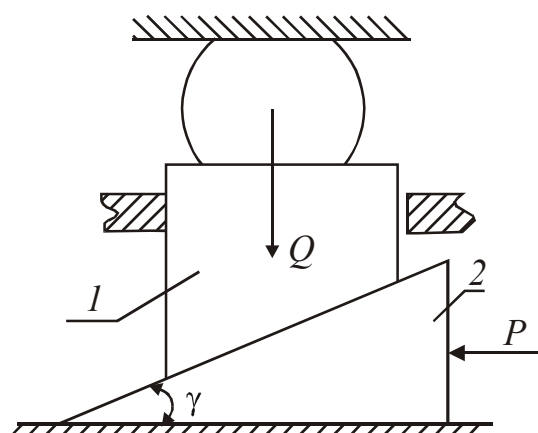


Рис. 16

Варианты	1	2	3	4	5
Сила Q , Н	3000	4000	5000	2010	1580
γ , град	7	5	4	6	7
Коэффициент трения f	0,10	0,11	0,10	0,12	0,11
Сила P , Н	1065	1265	1390	720	560
КПД η	0,367	0,279	0,252	0,293	0,347

Таблица 5

Варианты	1	2	3	4	5
γ , град	14	7	14	15	14
Коэффициент трения f	0,1	0,4	0,12	0,14	0,13

Задача № 13

Определить модуль действующей силы P пресса при прессовании (прил. А, рис. 16), если известно, что коэффициент трения во всех кинематических парах одинаковый и перекосов у клиньев 2 и 3 нет. Заданные величины (Q , γ , f) в табл. 4.

Задача № 14

Определить силу Q сопротивления прессуемого тела (прил. А, рис. 16). Заданные величины (P , γ , f) в табл. 4.

Задача № 15

Определить коэффициент выигрыша в силе $k = Q/P$ (прил. А, рис. 16). Заданные величины (γ , f) в табл. 4.

Задача № 16

Определить КПД прессования рабочего хода (прил. А, рис. 16). Заданные величины (γ , f) в табл. 4.

Задача № 17

Определить, является ли клиновой пресс самотормозящим, если γ и f следующие величины (прил. А, табл. 5, рис. 16).

Задача № 18

Определить коэффициент трения скольжения в клиновом прессе (прил. А, рис. 16). Заданные величины (γ , f) в табл. 5.

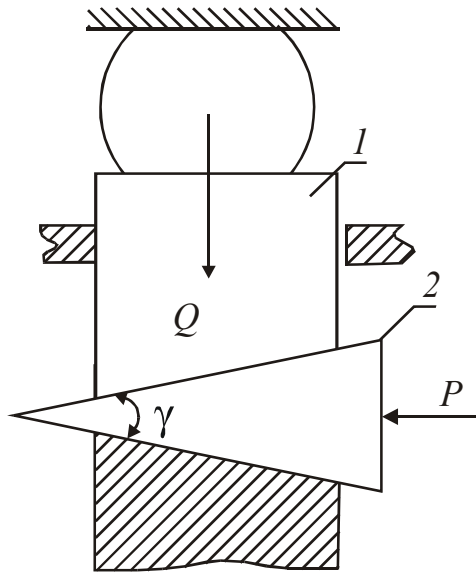


Рис. 17

Таблица 6

Варианты	1	2	3	4	5
Q , Н	2485	2580	1567,5	1710	1700
P , Н	1065	1260	1405	845	697
γ , град	12	14	13	12	10
Коэффициент трения f	0,12	0,11	0,10	0,12	0,11

Задача № 19

Определить модуль действующей силы P пресса при прессовании (прил. А, рис. 17), если известно, что коэффициент трения во всех кинематических парах одинаковый и перекосов у клиньев нет. Заданные величины (Q , γ , f) в табл. 6.

Задача № 20

Определить силу Q прессования (прил. А, рис. 17). Заданные величины (P , γ , f) в табл. 6.

Задача № 21

Определить КПД прессования (прил. А, рис. 17). Заданные величины (γ , f) в табл. 6.

Задача № 22

Определить, является ли пресс самотормозящим (прил. А, рис. 17). Заданные величины (γ , f) в табл. 6.

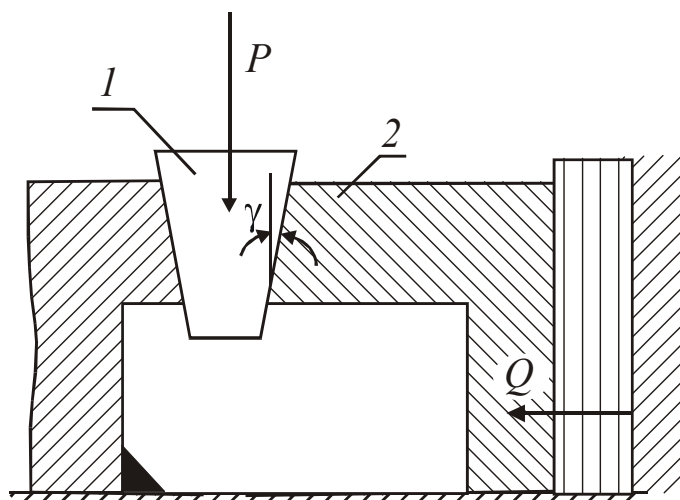


Рис. 18

Таблица 7

Варианты	1	2	3	4	5
Q , Н	1000	900	600	700	800
γ , град	5	4	6	7	8
Коэффициент трения f	0,10	0,12	0,15	0,16	0,11

Задача № 23

По заданному углу γ заострения клина и по заданной силе Q , сопротивлению прессующих изделий, найти движущую силу P пресса (прил. А, рис. 18). Коэффициент трения во всех кинематических парах одинаковый и перекосов у клиньев нет.

Задача № 24

Определить КПД пресса, изображенного на рис. 18 в прил. А, считая, что коэффициент трения для всех кинематических пар одинаков и перекосов у клиньев нет. Заданные величины (γ, f) в табл. 7.

Задача № 25

При каком значении угла γ клиновый пресс (прил. А, рис. 18) будет самотормозящим? Коэффициент трения для всех кинематических пар одинаков и перекосов у клиньев нет. Заданные величины (f) в табл. 7.

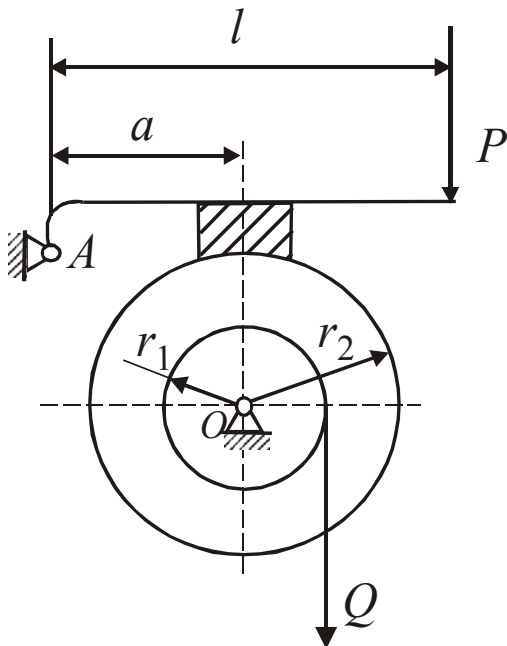


Рис. 19

Варианты	1	2	3	4	5
Сила P , Н	150	160	180	200	220
a , мм	400	450	500	550	600
r_1 , мм	100	150	180	200	220
r_2 , мм	300	350	400	450	500
Вес Q , Н	920	980	960	950	900
Длина рукоятки l , мм	800	850	1000	1100	1200
Коэффициент трения f	0,25	0,4	0,45	0,5	0,50

Таблица 9

Варианты	1	2	3	4	5
Сила P , Н	220	200	180	160	150
a , мм	600	550	500	450	400
r_1 , мм	220	200	180	150	100
r_2 , мм	500	450	400	350	300
Вес Q , Н	400	400	350	300	250
Длина рукоятки l , мм	1200	1100	1000	850	800

Задача № 26

По заданным в табл. 8 величинам (P , l , a , r_1 , r_2 , f) определить наибольший вес груза Q , который может быть удержан на весу колодочным тормозом; к рукоятке тормоза приложена сила P (прил. А, рис. 19).

Задача № 27

По заданным в табл. 8 величинам (Q , l , a , r_1 , r_2 , f) определить силу P , которую надо приложить к рукоятке колодочного тормоза, чтобы удержать груз весом Q (прил. А, рис. 19).

Задача № 28

По заданным в табл. 9 величинам (P , Q , l , a , r_1 , r_2) найти коэффициент трения колодки по шкиву (прил. А, рис. 19).

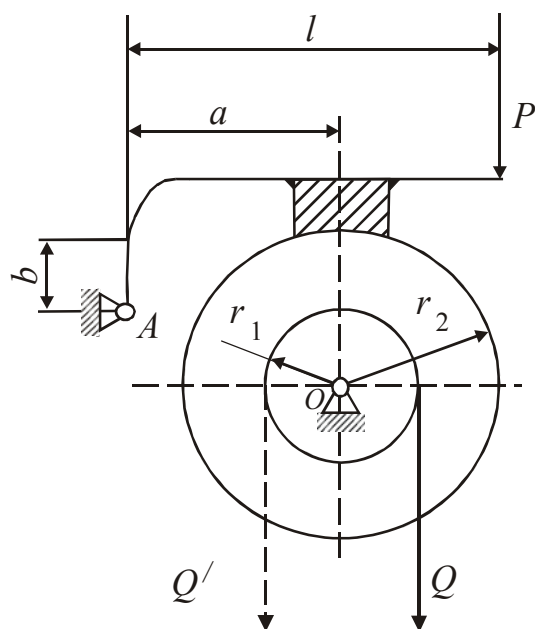


Рис. 20

Варианты	1	2	3	4	5
Сила P , Н	160	180	200	220	250
Вес Q , Н	600	500	450	400	550
a , мм	500	550	570	580	600
b , мм	100	120	130	140	150
r_1 , мм	100	150	180	200	220
r_2 , мм	400	450	480	500	550
Длина руко- ятки l , мм	1000	1100	1140	1160	1200
Коэффициент трения f	0,4	0,45	0,35	0,35	0,38

Таблица 11

Варианты	1	2	3	4	5
Вес Q , Н	500	400	400	550	550
Сила P , Н	250	220	200	180	160
a , мм	600	580	570	550	500
b , мм	150	104	130	120	100
r_1 , мм	220	200	180	150	100
r_2 , мм	550	500	480	450	400
Длина руко- ятки l , мм	1120	1160	1140	1100	1000

Задача № 29

Определить по величинам (P, l, a, b, r_1, r_2, f) заданным в табл. 10, наибольший вес груза Q , который может быть удержан на весу колодочным тормозом; к рукоятке тормоза приложена сила P (прил. А, рис. 20).

Задача № 30

Определить для колодочного тормоза, изображенного на рис. 20 в прил. А, по величинам (Q, l, a, b, r_1, r_2) заданным в табл. 10, силу P , способную удержать груз Q на весу.

Задача № 31

По данным в табл. 11 величинам (P, Q, a, b, r_1, r_2, l) найти коэффициент трения колодки по тормозному шкиву (прил. А, рис. 20).

Задача № 32

Для колодочного тормоза (прил. А, рис. 20, табл. 11) указать, при каком расположении груза (Q или Q') относительно оси барабана, сила P имеет меньшее значение.

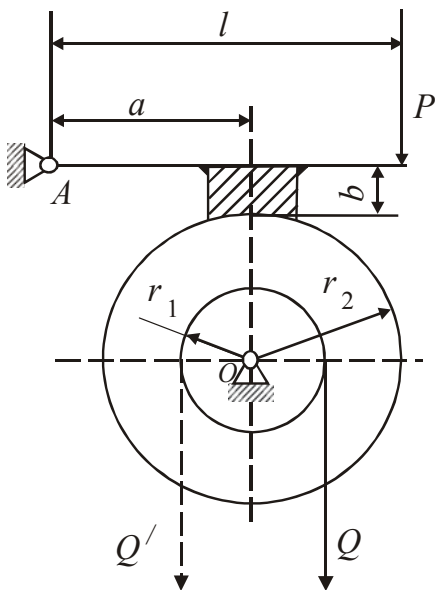


Рис. 21

Варианты	1	2	3	4	5
Сила P , Н	150	160	180	200	220
Длина рукоятки l , мм	1000	1100	1140	1160	1200
a , мм	500	550	600	6250	600
b , мм	30	30	40	40	30
r_1 , мм	100	150	200	250	300
r_2 , мм	400	450	500	550	600
Сила Q , Н	450	500	550	600	650
Коэффициент трения f	0,4	0,45	0,35	0,35	0,33

Таблица 13

Варианты	1	2	3	4	5
Сила P , Н	150	160	170	180	200
Вес Q , Н	2500	2000	2000	1300	1500
a , мм	100	120	120	140	150
b , мм	30	30	40	40	30
r_1 , мм	100	150	200	250	100
r_2 , мм	550	500	480	450	300
Длина рукоятки l , мм	1000	1100	1200	1250	1200

Задача № 33

По величинам (P, l, a, b, r_1, r_2, f), заданным в табл. 12, наибольший вес груза Q , который может быть удержан на весу колодочным тормозом, к рукоятке которого приложена сила P (прил. А, рис. 21).

Задача № 34

Для колодочного тормоза (прил. А, рис. 21) указать при каком расположении груза (Q или Q') относительно оси барабана сила P имеет меньшее значение.

Задача № 35

По величинам (Q, l, a, b, r_1, r_2) заданным в табл. 12, определить силу P , способную удержать груз Q на весу (прил. А, рис. 21).

Задача № 36

По данным в табл. 12 величинам (P, Q, a, b, r_1, r_2) найти коэффициент трения колодки по тормозному шкиву (прил. А, рис. 21).

Задача № 37

По заданным в табл. 13 величинам (l, a, b, r_1, r_2, f) определить, во сколько раз изменится модуль силы P , приложенной к рукоятке колодочного тормоза (прил. А, рис. 21), при вращении грузового барабана в двух противоположных направлениях. Вес груза Q в обоих случаях принят одинаковым.

Задача № 38

По заданному весу груза Q , удерживаемого на весу колодочным тормозом, и по заданной силе P на рукоятке тормоза, найти коэффициент трения колодки по тормозному шкиву (прил. А, рис. 21). Исходные данные в табл. 13.

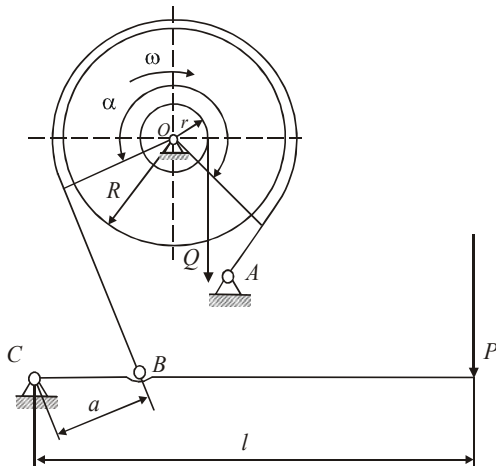


Рис. 22

Варианты	1	2	3	4	5
Вес Q , Н	4000	5000	6000	7000	6500
a , мм	100	120	100	100	100
l , мм	800	1000	1200	1200	1300
r , мм	180	200	250	300	320
R , мм	400	450	600	600	600
Угол обхвата α , град	300	310	315	320	330
Коэффициент трения f	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55

Задача № 39

По заданным в табл. 14 величинам (Q, a, l, r, R, α, f), найти силу P на рукоятке ленточного тормоза; трением в шарнирах пренебречь (прил. А, рис. 22).

Задача № 40

По заданным в табл. 14 величинам (Q, a, l, r, R, α, f), найти во сколько раз сила P на рукоятке ленточного тормоза уменьшится, если груз стремится сообщить барабану вращение в противоположном направлении (прил. А, рис. 22).

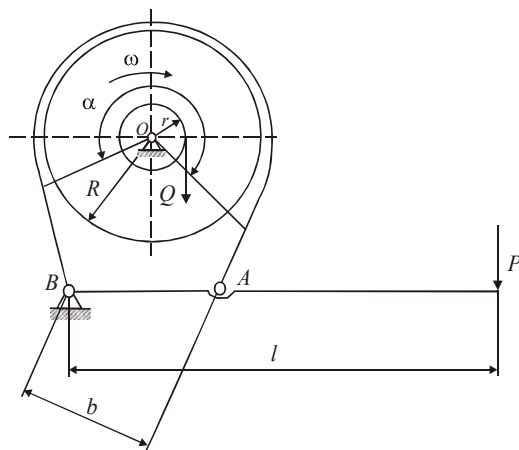


Рис. 23

Таблица 15

Варианты	1	2	3	4	5	
Вес Q , Н	20000	45000	68000	80000	75000	
Угол обхвата α , град	200	210	215	220	225	
Коэффициент трения f	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	
Плечи рукоятки, мм	l	670	680	700	720	750
	b	45	50	55	60	65
Радиусы тормозного барабана и тормозного шкива, мм	r	140	150	160	170	180
	R	250	350	400	450	500

Задача № 41

По заданным в табл. 15 величинам найти силу P на рукоятке ленточного тормоза. Трением в шарнирах пренебречь (прил. А, рис. 23).

Задача № 42

Во сколько раз сила P на рукоятке ленточного тормоза возрастет, если груз будет стремиться вращать барабан в противоположном направлении. Заданные величины в табл. 15. Трением в шарнирах пренебречь (прил. А, рис. 23).

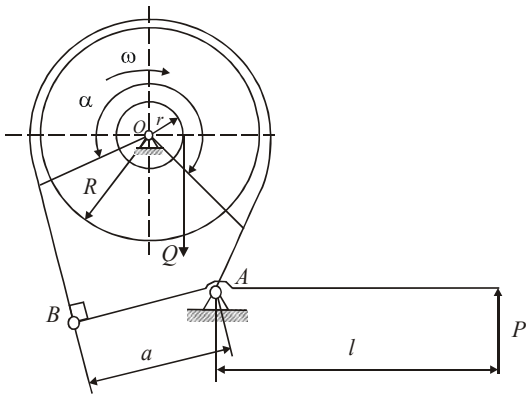


Рис. 24

Варианты	1	2	3	4	5	
Вес Q , Н	1500	1000	750	1000	600	
Угол обхвата α , град	210	210	130	230	240	
Коэффициент трения f	0,3	0,35	0,2	0,25	0,28	
Плечи рукоятки, мм	a	350	500	450	550	600
	l	1000	1100	1140	1160	1200
Радиусы тормозного барабана и тормозного шкива, мм	r	100	150	180	200	220
	R	400	450	480	500	550

Задача № 43

По заданным в табл. 16 величинам, найти модуль силы P на рукоятке ленточного тормоза, выбрав целесообразное направление вращения грузового барабана. Трением в шарнирах пренебречь (прил. А, рис. 24).

Задача № 44

По заданным в табл. 16 величинам, найти модуль силы P на рукоятке ленточного тормоза. Трением в шарнирах пренебречь (прил. А, рис. 24).

Таблица 17

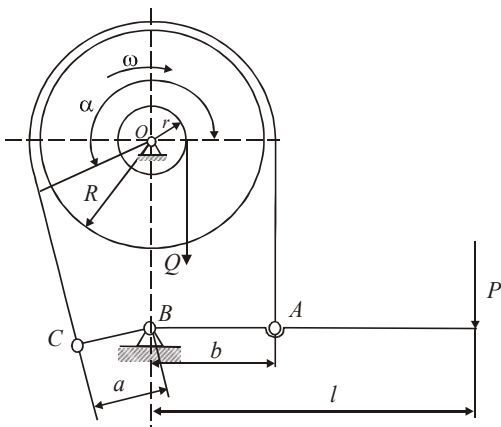


Рис. 25

Варианты	1	2	3	4	5	
Сила P , Н	140	150	160	170	180	
Угол обхвата α , град	210	220	230	240	300	
Коэффициент трения f	0,25	0,22	0,20	0,28	0,30	
Плечи рукоятки, мм	a	45	45	50	40	55
	b	150	140	160	170	280
	l	800	700	850	900	870
Радиусы тормозного барабана и тормозного шкива, мм	r	200	250	280	270	300
	R	400	450	500	550	600

Задача № 45

По заданным в табл. 17 величинам, найти при двух возможных положениях силы Q , наибольшее её значение, которое может быть удержано на весу ленточным тормозом. Трением в шарнирах пренебречь (прил. А, рис. 25).

Задача № 46

По заданным в табл. 17 величинам, найти вес груза Q , который может быть удержан на весу ленточным тормозом, если груз Q будет стремиться вращать барабан в противоположном направлении (прил. А, рис. 25). Трением в шарнирах пренебречь.

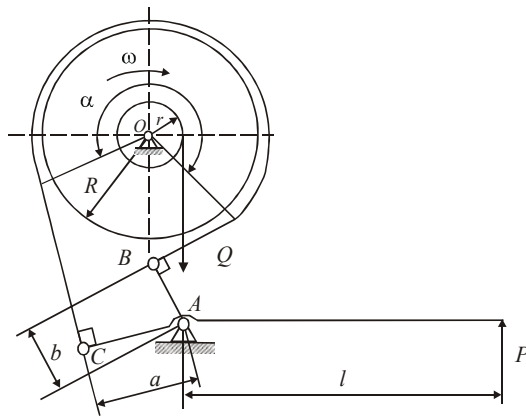


Рис. 26

Варианты	1	2	3	4	5	
Сила P , Н	150	160	170	180	200	
Угол обхвата α , град	250	260	270	280	290	
Коэффициент трения f	0,4	0,45	0,35	0,35	0,38	
Плечи рукоятки, мм	a	100	120	130	140	150
	b	150	155	160	180	190
	l	1000	1100	1140	1600	1200
Радиусы тормозного барабана и тормозного шкива, мм	r	100	150	200	250	300
	R	400	450	500	550	600

Задача № 47

По заданным в табл. 18 величинам, найти при двух возможных положениях груза Q , наибольшее его значение, которое может быть удержано на весу ленточным тормозом. Трением в шарнирах пренебречь (прил. А, рис. 26).

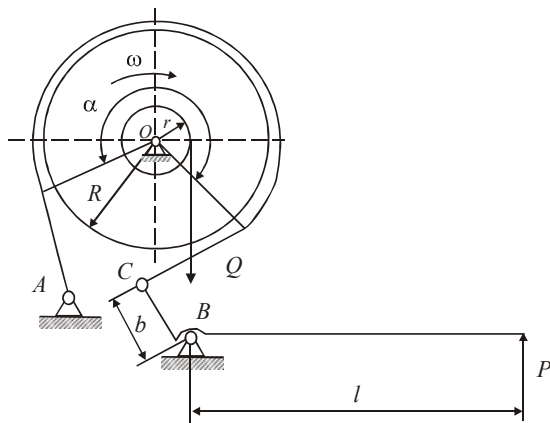


Рис. 27

Таблица 19

Варианты	1	2	3	4	5	
Сила P , Н	150	160	170	180	200	
Угол обхвата α , град	310	320	300	290	300	
Коэффициент трения f	0,25	0,22	0,25	0,28	0,30	
Плечи рукоятки, мм	b	150	140	160	170	165
	l	800	700	840	900	870
Радиусы тормозного барабана и тормозного шкива, мм	r	200	250	280	290	320
	R	400	450	500	600	650

Задача № 48

По заданным в табл. 19 величинам, найти при двух возможных положениях силы Q , наибольшее её значение, которое может быть удержано на весу ленточным тормозом. Трением в шарнирах пренебречь (прил. А, рис. 27).

Задача № 49

По заданным в табл. 19 величинам, найти во сколько раз уменьшится груз Q , если он будет стремиться вращать барабан в противоположном направлении (прил. А, рис. 27). Трением в шарнирах пренебречь.

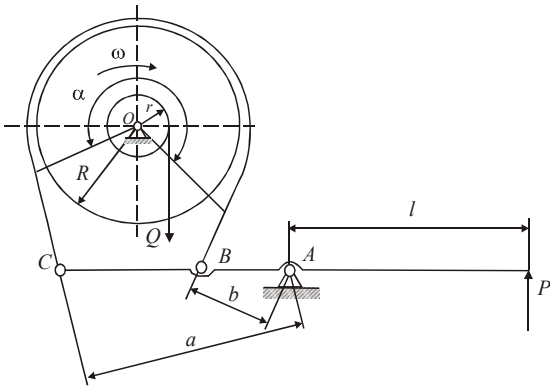


Рис. 28

Варианты		1	2	3	4	5
Вес Q , Н		1200	1300	1400	1500	1600
Угол обхвата α , град		210	210	220	230	240
Коэффициент трения f		0,28	0,30	0,40	0,30	0,40
Плечи рукоятки, мм	a	150	180	200	220	250
	b	50	80	100	120	150
	l	750	800	850	900	950
Радиусы	грузового барабана r , мм	200	250	300	350	350
	тормозного барабана R , мм	400	500	600	650	700

Задача № 50

По заданным в табл. 20 величинам найти силу P на рукоятке ленточного тормоза.

Задача № 51

По заданным в табл. 20 величинам, найти силу P , если груз Q будет стремиться вращать барабан в противоположном направлении (прил. А, рис. 28). Трением в шарнирах пренебречь.

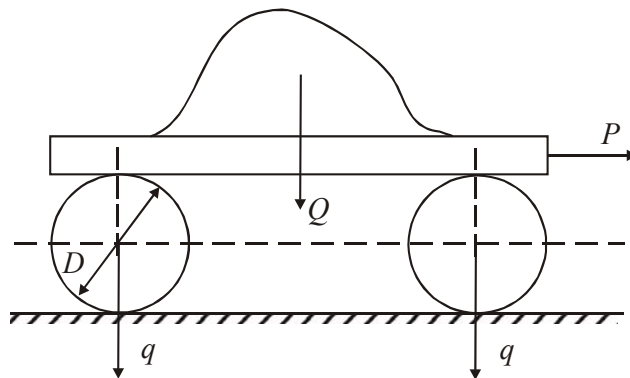


Рис. 29

Таблица 21

Варианты	1	2	3	4	5
Вес Q груза с платформой, Н	12000	15000	17000	18000	20000
Вес q одного катка, Н	100	150	150	200	150
Диаметр D катка, м	0,1	0,12	0,05	0,06	0,07
Коэффициент трения качения k , м	0,0005	0,0005	0,0006	0,0005	0,0003

Задача № 52

На двух катках перемещают груз, расположенный на платформе (прил. А, рис. 29). Задаваясь для всех пар одинаковым коэффициентом трения качения, определить силу P , если груз перемещают равномерно по горизонтальному настилу. Исходные данные в табл. 21.

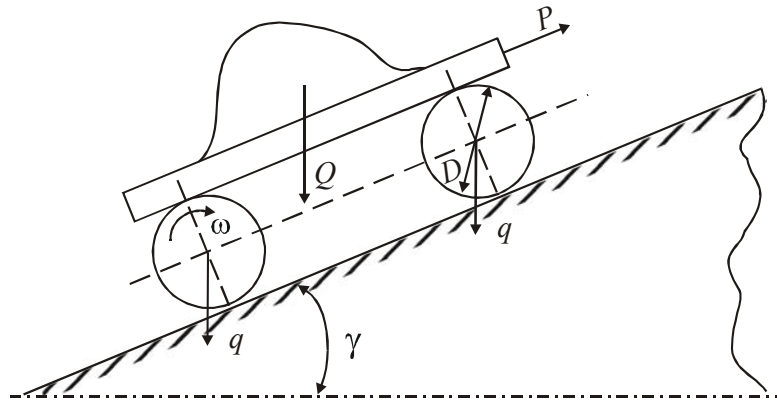


Рис. 30

Таблица 22

Варианты	1	2	3	4	5
Вес Q груза с платформой, Н	1200	1500	1700	1800	2000
Вес q одного катка, Н	100	150	150	200	150
Диаметр D катка, м	0,1	0,12	0,05	0,06	0,07
Коэффициент трения качения k , м	0,0005	0,0005	0,0006	0,0005	0,0003
Угол γ , град	5	7	8	9	10

Задача № 53

На двух катках перемещают груз, расположенный на платформе (прил. А, рис. 30). Задаваясь для всех пар одинаковым коэффициентом трения качения, определить силу тяги P , если груз перемещают равномерно вверх по уклону под углом γ . Исходные данные в табл. 22.

Задача № 54

По данным задачи № 53 определить силу P , если груз перемещают равномерно вниз (прил. А, рис. 30). Исходные данные в табл. 22.

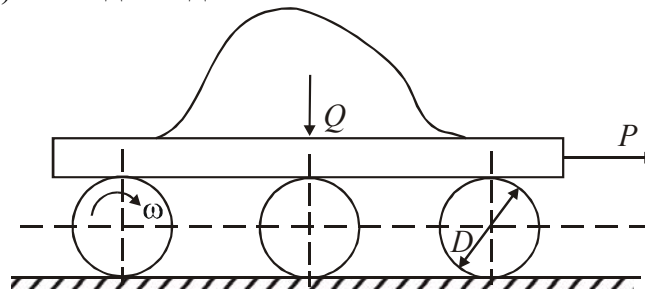


Рис. 31

Таблица 23

Варианты	1	2	3	4	5
Вес Q груза с платформой, Н	12000	15000	17000	18000	20000
Вес q одного катка, Н	1000	1000	1500	1500	1000
Диаметр D катка, м	0,1	0,1	0,12	0,12	0,1
Коэффициент трения качения k , м	0,0006	0,0003	0,0003	0,0005	0,0004

Задача № 55

Груз веса Q , расположенный на платформе (прил. А, рис. 31), перемещают на трех катках по горизонтальной плоскости. По заданным в табл. 23 величинам найти силу тяги P , если платформа движется равномерно. Коэффициент трения качения для всех пар одинаков.

Продолжение прил. А
Таблица 24

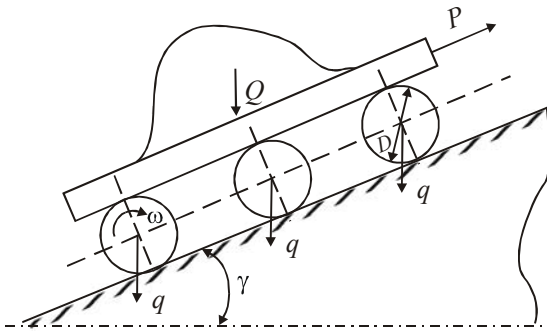


Рис. 32

Варианты	1	2	3	4	5
Вес Q груза с платформой, Н	12000	15000	17000	18000	20000
Вес q одного катка, Н	1000	1000	1500	1500	1000
Диаметр D катка, м	0,1	0,1	0,12	0,12	0,1
Коэффициент трения качения k , м	0,0006	0,0003	0,0003	0,0005	0,0004
Угол γ , град	5	7	8	9	10

Задача № 56

Груз веса Q , расположенный на деревянной платформе, перемещают на трех катках по ленточному настилу вверх под углом γ (прил. А, рис. 32). По заданным в табл. 24 величинам найти силу тяги P , если платформа движется равномерно вверх.

Задача № 57

По условию задачи № 56 определить силу P , если платформа движется равномерно вниз (прил. А, рис. 32). Исходные данные в табл. 24.

Таблица 25

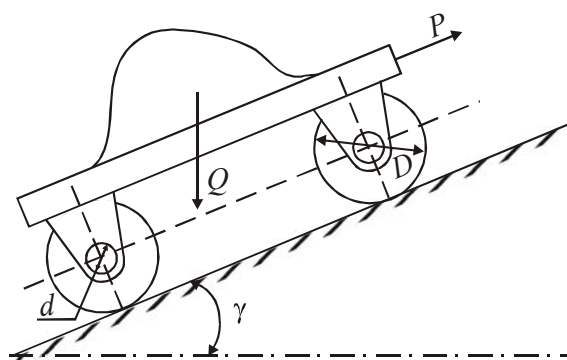


Рис. 33

Варианты	1	2	3	4	5
Вес Q груза с платформой, Н	20000	25000	30000	35000	40000
Диаметр D колес, м	0,4	0,45	0,5	0,6	0,7
Диаметр d буксы, м	0,05	0,05	0,06	0,07	0,08
Угол γ , град	25	28	30	32	35
Коэффициент трения качения k , м	0,0003	0,0005	0,0004	0,0006	0,0006
Коэффициент трения скольжения f	0,10	0,11	0,12	0,12	0,13

Задача № 58

Определить силу P для равномерного подъема грузовой вагонетки по наклонной плоскости, образующей с горизонтом угол γ (прил. А, рис. 33, табл. 25). Сила тяги P направлена параллельно наклонной плоскости.

Задача № 59

По условию задачи № 57 определить силу P при равномерном спуске вагонетки по наклонной плоскости (прил. А, рис. 33). Исходные данные в табл. 25.

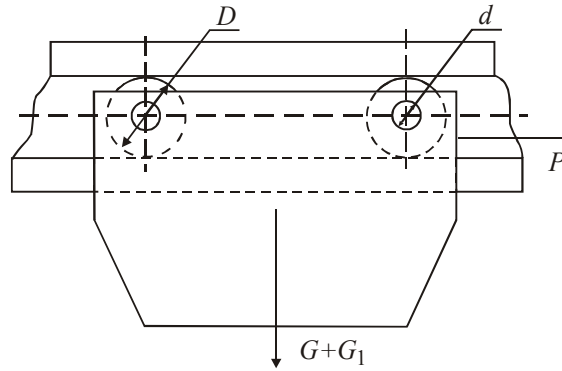


Рис. 34

Таблица 26

Варианты	1	2	3	4	5
Вес G тельфера, Н	4400	5000	5500	6000	6500
Вес G_1 груза, Н	10000	12000	15000	15000	18000
Диаметр D колес, м	0,2	0,25	0,3	0,35	0,35
Диаметр d буксы, мм	0,06	0,08	0,085	0,08	0,09
Коэффициент трения качения k , м	0,0001	0,00005	0,00006	0,00008	0,00008
Коэффициент трения скольжения f	0,12	0,14	0,15	0,16	0,15

Задача № 60

Тельфер с грузом веса G_1 перемещается на четырех колесах. Определить силу тяги P , если вес груза и тельфера равномерно распределен между катками (прил. А, рис. 34, табл. 26)

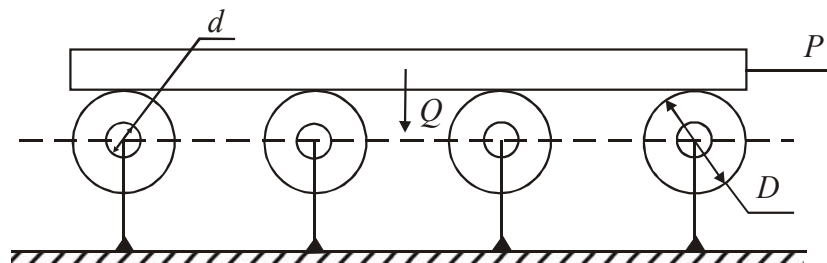


Рис. 35

Таблица 27

Варианты	1	2	3	4	5
Вес Q груза, кН	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0
Вес q одного ролика, кН	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
Диаметр D ролика, м	0,1	0,12	0,14	0,15	0,16
Диаметр d цапф, м	0,04	0,042	0,045	0,05	0,055
Коэффициент трения качения k , м	0,0001	0,0002	0,0004	0,0005	0,0006
Коэффициент трения скольжения f	0,1	0,12	0,14	0,15	0,16

Задача № 61

Определить силу тяги P для равномерного перемещения рольгангом стальной полосы весом Q (прил. А, рис. 35, табл. 27).

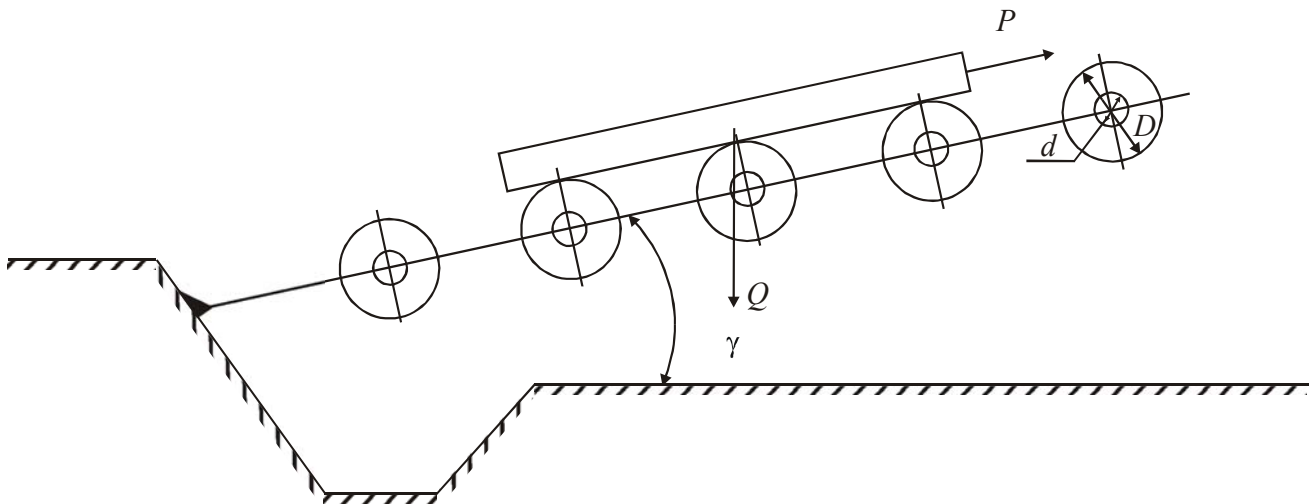


Рис. 36

Таблица 28

Варианты	1	2	3	4	5
Вес Q груза, кН	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0
Вес q одного ролика, кН	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
Диаметр D ролика, м	0,1	0,12	0,14	0,15	0,16
Диаметр d цапф, м	0,04	0,042	0,045	0,05	0,055
Коэффициент трения качения k , м	0,0001	0,0002	0,0004	0,0005	0,0006
Коэффициент трения скольжения f	0,1	0,12	0,14	0,15	0,16
Угол γ , град	5	7	8	9	10

Задача № 62

Определить силу тяги P для перемещения стального слитка весом Q вверх по рольгангу (прил. А, рис. 36, табл. 28).

Задача № 63

Определить силу тяги P для перемещения стального слитка весом Q вниз по рольгангу (прил. А, рис. 36, табл. 28).

Таблица 29

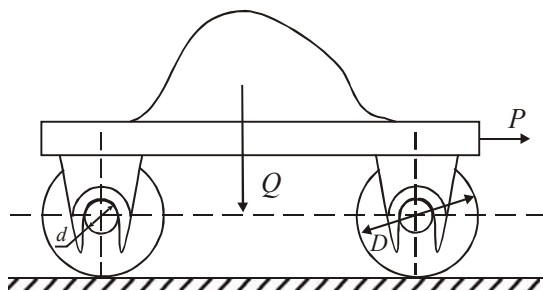


Рис. 37

Варианты	1	2	3	4	5
Вес Q грузовой вагонетки, кН	2	3	3,5	4	5
Вес G всех скатов, кН	0,1	0,12	0,15	0,18	0,20
Диаметр D колеса, м	0,22	0,25	0,3	0,35	0,4
Диаметр d буксы, м	0,035	0,04	0,045	0,05	0,06
Коэффициент трения качения k , м	0,0006	0,0005	0,0003	0,0004	0,0003
Коэффициент трения f	0,12	0,11	0,13	0,14	0,15

Задача № 64

Определить силу тяги P для равномерного перемещения грузовой вагонетки по горизонтальному пути (прил. А, рис. 37, табл. 29).

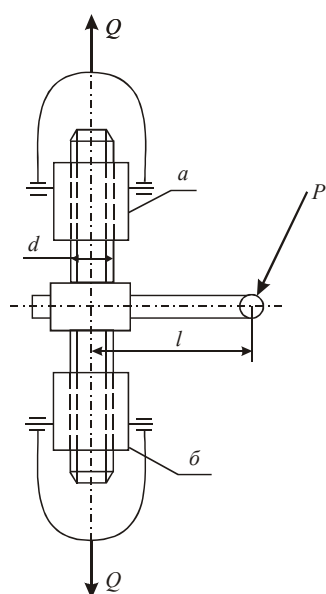


Рис. 38

Варианты		1	2	3	4	5
Сила P , Н		150	160	180	200	220
Длина рукоятки l , мм		250	250	300	300	350
Коэффициент трения f		0,08	0,09	0,01	0,11	0,12
Резьба	Тип трап	a	$d_1 \times p$ ГОСТ 9484-81			
		$б$	$d_1 \times p$ ГОСТ 9484-81			
	Наружный диаметр d , мм	38	40	44	48	50
	Шаг p , мм	10	10	12	12	12

Задача № 65

Определить для винтовой стяжки силу производственного сопротивления по заданной силе P , приложенной к рукоятке (прил. А, рис. 38, табл. 30).

Задача № 66

Определить КПД винтовой стяжки (прил. А, рис. 38). Значение коэффициента трения и данные по резьбе взять в табл. 30.

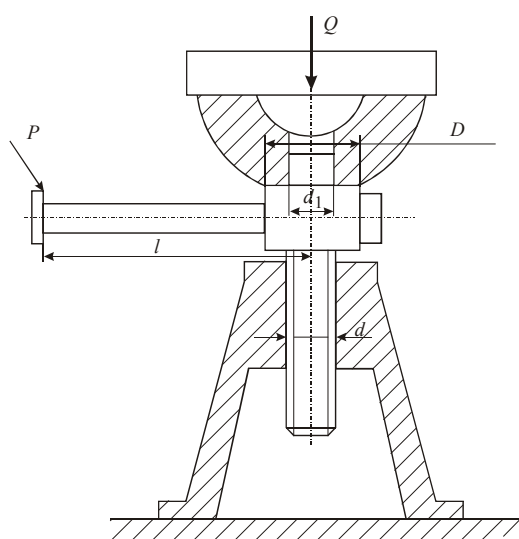


Рис. 39

Таблица 31

Варианты		1	2	3	4	5
Резьба	Тип	Трап $d \times p$ ГОСТ 9484-81				
	Наружный диаметр d , мм	38	40	44	48	50
	Шаг p , мм	10	10	12	12	12
Коэффициент трения винтовой пары f_v		0,08	0,09	0,10	0,11	0,10
Наружный диаметр кольцевой пяты D , мм		50	60	66	70	70
Внутренний диаметр кольцевой пяты d_1 , мм		30	36	40	44	50
Коэффициент трения пяты $f_{п}$		0,12	0,14	0,16	0,18	0,20
Груз Q , Н		2000	2500	3000	3500	4000
Длина рукоятки l , мм		150	170	200	220	250

Задача № 67

Определить КПД домкрата (прил. А, рис. 39, табл. 31).

Задача № 68

Определить движущую силу P , приложенную к рукоятке домкрата (прил. А, рис. 39), необходимую для поднимания груза весом Q . Исходные данные в табл. 31.

Варианты		1	2	3	4	5
Вес груза Q , Н		5000	6000	9000	12000	16000
Длина рукоятки l , мм		200	250	300	360	400
Резьба	Тип	Трап $d \times p$ ГОСТ 9484-81				
	Наружный диаметр d , мм	40	44	46	48	50
	Шаг p , мм	10	12	12	12	12
Кольцевая пята	Наружный диаметр D , мм	70	70	76	80	86
	Внутренний диаметр d_1 , мм	46	50	56	60	66
Коэффициент трения	Во вращательной паре f_1	0,12	0,14	0,15	0,16	0,18
	В винтовой паре f_2	0,1	0,09	0,12	0,14	0,15

Задача № 69

По заданному весу Q поднимаемого груза, определить движущую силу P на рукоятке домкрата (прил. А, рис. 39, табл. 32).

Задача № 70

Проверить, удовлетворяет ли домкрат условию самоторможения (прил. А, рис. 39, табл. 32).

Таблица 33

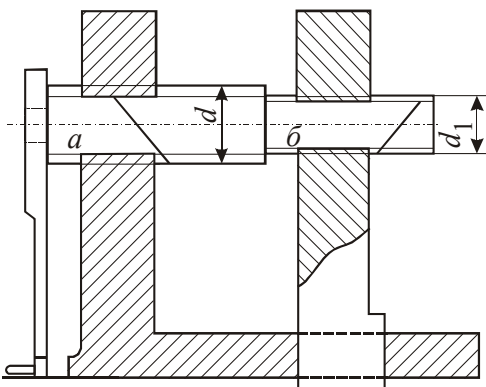


Рис. 40

Варианты		1	2	3	4	5
Резьба	Тип	Метрическая $Md \times p$ ГОСТ 9484-81				
	a правая	M24×2	M30×2	M36×3	M42×3	M48×3
	b левая	M20×2	M24×2	M30×2	M36×3	M42×3
Коэффициент трения f		0,09	0,10	0,12	0,13	0,08

Задача № 71

Определить КПД механизма дифференциального винта, пренебрегая трением в поступательной паре и перекосом (прил. А, рис. 40, табл. 33).

Таблица 34

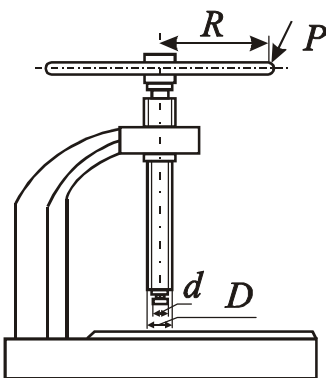


Рис. 41

Варианты		1	2	3	4	5
Сила P , Н		100	200	140	160	180
Радиус маховика R , мм		350	400	420	430	460
Резьба	Тип	Прямоугольная				
	Наружный диаметр D , мм	40	44	46	48	50
	Шаг p , мм	6	6	8	8	8
Коэффициент трения винтовой пары f_1		0,1	0,12	0,13	0,14	0,15
Диаметр сплошной пяты d , мм		33	35	37	39	41
Коэффициент трения пяты f_2		0,08	0,09	0,10	0,11	0,12

Задача № 72

По заданной силе P , приложенной к маховику пресса, определить силу прессования (прил. А, рис. 41, табл. 34)

Таблица 35

Варианты		1	2	3	4	5
Резьба	Тип	Квадратная				
	Наружный диаметр D , мм	40	44	46	48	50
	Шаг p , мм	6	6	8	8	8
Диаметр пяты d_1 , мм		33	35	37	39	41
Коэффициент трения	Винтовой пары f_1	0,1	0,12	0,13	0,14	0,15
	Вращательной пары f_2	0,18	0,09	0,10	0,11	0,12

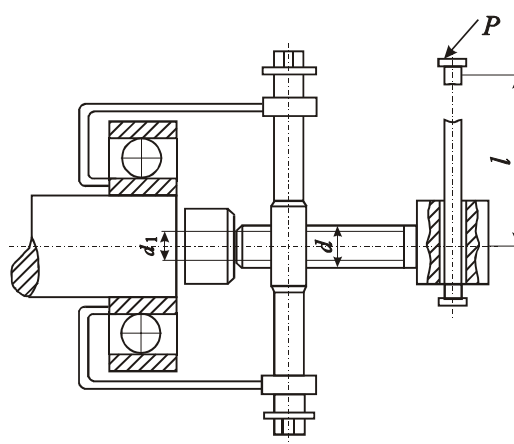
Задача № 73

По величинам, заданным в табл. 35, определить КПД пресса (прил. А, рис. 41).

Задача № 74

По величинам, заданным в табл. 35, определить удовлетворяет ли пресс (прил. А, рис. 41), условию самоторможения.

Таблица 36



Варианты		1	2	3	4	5
Сила P , Н		100	200	140	160	180
Длина рукоятки l , мм		350	400	420	430	460
Резьба	Тип	Метрическая $Md \times p$ ГОСТ 9484-81				
	Наружный диаметр d , мм	24	27	30	36	42
Диаметр пяты d_1 , мм		20	23	25	30	36
Коэффициент трения	Винтовой пары f_1	0,1	0,12	0,13	0,14	0,15
	Вращательной пары f_2	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12
Сила Q , Н		300	400	500	600	700

Рис. 42

Задача № 75

Выпрессовывая съёмником вал из обоймы шарикоподшипника, рабочий прикладывает силу P к концу рукоятки (прил. А, рис. 42, табл. 36). Определить силу сопротивления выпрессовыванию и КПД съёмника.

Задача № 76

Выпрессовывая съёмником вал из обоймы шарикоподшипника, рабочий прикладывает силу P к концу рукоятки (прил. А, рис. 42, табл. 36). Определить КПД съёмника.

Задача № 77

Выпрессовывая съёмником вал из обоймы шарикоподшипника, рабочий прикладывает силу P к концу рукоятки (прил. А, рис. 42, табл. 36). Определить силу P , если задана сила сопротивления выпрессовыванию Q .

Задача № 78

По величинам, заданным в табл. 36, определить удовлетворяет ли механизм съёмника условию самоторможения (прил. А, рис. 42).

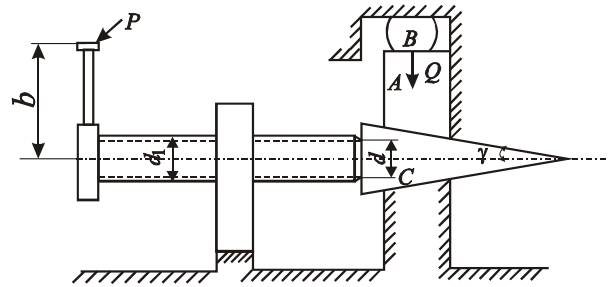


Рис. 43

Таблица 37

Варианты		1	2	3	4	5
Сила P , Н		1000	2000	3000	4000	5000
Сила сопротивления прессованию Q , Н		600	650	670	700	800
Длина рукоятки b , мм		500	550	600	650	700
Угол заострения клина γ , град		3	4	5	5	7
Резьба	Тип	Трап $d_1 \times p$ ГОСТ 9484-81				
	Наружный диаметр d_1 , мм	40	44	48	50	50
	Шаг p , мм	10	12	12	12	12
Диаметр пяты d , мм		32	36	40	42	45
Коэффициент трения	В поступательных парах f_1	0,11	0,08	0,09	0,10	0,12
	В винтовой паре f_2	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14
	Во вращательной паре f_3	0,12	0,11	0,16	0,11	0,11

Задача № 79

Вращая рукоятку, перемещают равнобокий клин C , который поднимает клин A , прессующий тело B (прил. А, рис. 43). Определить по заданным в табл. 37 величинам (f_3 , P , γ , d_1 , d , f_1 , f_2 , b) силу Q сопротивления прессованию.

Задача № 80

Вращая рукоятку, перемещают равнобокий клин C , который поднимает клин A , прессующий тело B (прил. А, рис. 43). Определить по заданным в табл. 37 величинам (γ , d_1 , d , f_1 , f_2 , f_3) КПД прессы.

Задача № 81

Вращая рукоятку, перемещают равнобокий клин C , который поднимает клин A , прессующий тело B (прил. А, рис. 43). Определить силу P , приложенную к рукоятке прессы. Заданные величины (γ , d_1 , d , f_1 , f_2 , f_3) в табл. 37.

Задача № 82

Вращая рукоятку, перемещают равнобокий клин C , который поднимает клин A , прессующий тело B (прил. А, рис. 43). Определить силу P , приложенную к рукоятке прессы. Заданные величины (Q , b , p , γ , d_1 , f_1 , f_2 , f_3) в табл. 37.

Задача № 83

Вращая рукоятку, перемещают равнобокий клин C , который поднимает клин A , прессующий тело B (прил. А, рис. 43). Определить приложенный к рукоятке момент сил, необходимый только для преодоления трения. Заданные величины (Q , b , γ , d_1 , d , f_1 , f_2 , f_3) в табл. 37.

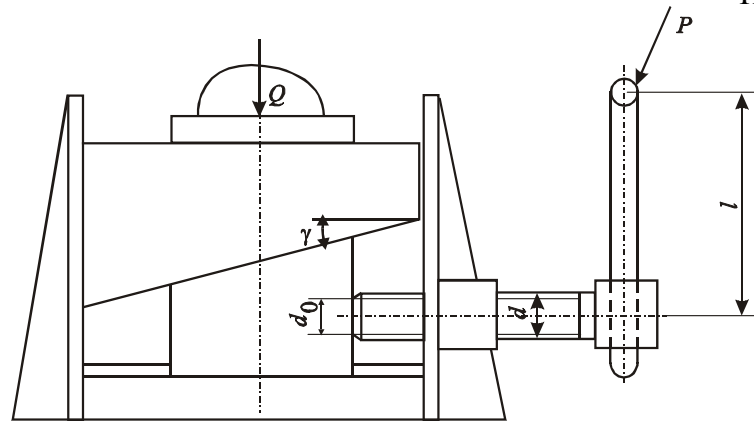


Рис. 44

Таблица 38

Варианты		1	2	3	4	5
Сила сопротивления прессованию Q , Н		600	800	1000	1200	1400
Движущая сила на рукоятке P , Н		150	160	180	200	250
Длина рукоятки l , мм		250	300	350	400	450
Угол γ заострения клиньев, град		8	9	10	11	12
Резьба	Тип	Прямоугольная				
	Наружный диаметр d , мм	40	44	48	52	60
	Внутренний диаметр d_1 , мм	32	36	40	42	50
	Шаг p , мм	4	4	4	5	5
Диаметр пяты d_0 , мм		30	32	38	40	50
Коэффициент трения	В винтовой паре f_1	0,08	0,09	0,10	0,08	0,08
	Во вращательной паре f_2	0,10	0,12	0,15	0,09	0,10
	В поступательных парах f_3	0,12	0,13	0,14	0,11	0,10

Задача № 84

Для механизма (прил. А, рис. 44) по заданным в табл. 38 величинам ($P, l, \gamma, f_1, f_2, f_3, d_0, d, d_1, p$), определить силу сопротивления Q . Перекосом ползунов в направляющих пренебречь.

Задача № 85

Для механизма (прил. А, рис. 44) по заданным в табл. 38 величинам ($P, l, \gamma, f_1, f_2, f_3, d, d_1, p$), определить КПД. Перекосом ползунов в направляющих пренебречь.

Задача № 86

По заданным в табл. 38 величинам ($\gamma, f_1, f_2, f_3, d, d_1, p$), определить является ли механизм, кинематическая схема которого дана на рис. 44 в прил. А, самотормозящим.

Задача № 87

Для механизма (прил. А, рис. 44) по заданным в табл. 38 величинам ($Q, l, \gamma, f_1, f_2, f_3, d_0, d, d_1, p$), определить силу P , приложенную к рукоятке винта Перекосом ползунов в направляющих пренебречь.

Задача № 88

Для механизма (прил. А, рис. 44) по заданным в табл. 38 величинам ($Q, l, \gamma, f_1, f_2, f_3, d_0, d, d_1, p$), определить приложенный к рукоятке винта момент сил, необходимый только для преодоления трения.

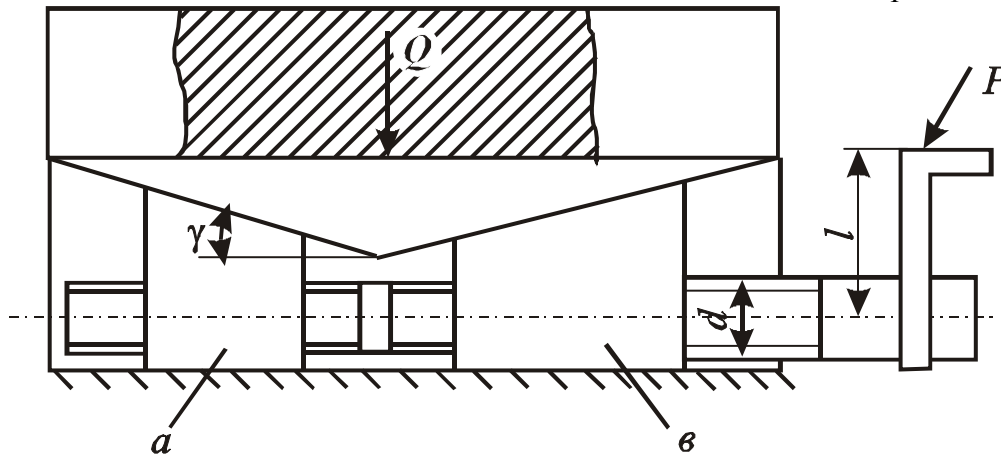


Рис. 45

Таблица 39

Варианты		1	2	3	4	5
Сила сопротивления прессованию Q , Н		400	500	800	1000	1200
Движущая сила на рукоятке P , Н		100	120	140	160	180
Длина рукоятки l , мм		600	500	400	300	200
Угол γ заострения клиньев, град		10	12	14	16	18
Резьба	Тип	Метрическая Md ГОСТ 9484-81				
	Наружный диаметр d , мм	24	27	30	36	48
Коэффициент трения	В поступательных парах f_1	0,15	0,14	0,17	0,10	0,12
	В винтовых парах f_2	0,10	0,12	0,15	0,09	0,10

Задача № 89

Для пресса (прил. А, рис. 45) по заданным в табл. 39 величинам (l , γ , f_1 , f_2 , тип резьбы, d), определить силу сопротивления прессованию Q .

Задача № 90

Для пресса (прил. А, рис. 45) по заданным в табл. 39 величинам (l , γ , f_1 , f_2 , тип резьбы, d), определить КПД.

Задача № 91

По величинам, заданным в табл. 39 (тип резьбы, d , γ , f_1 , f_2), проверить, будет ли пресс самотормозящим (прил. А, рис. 45).

Задача № 92

Для пресса (прил. А, рис. 45) по заданным в табл. 39 величинам (Q , l , γ , f_1 , f_2 , тип резьбы, d), определить силу P , приложенную к рукоятке пресса.

Задача № 93

Для пресса (прил. А, рис. 45) по заданным в табл. 39 величинам (Q , l , γ , f_1 , f_2 , тип резьбы, d), определить приложенный к рукоятке пресса момент силы, необходимый только для преодоления трения.

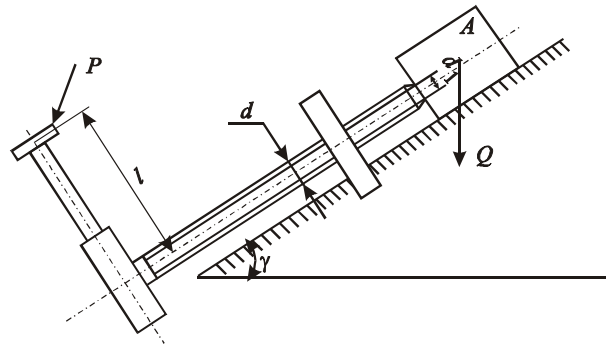


Рис. 46

Таблица 40

Варианты		1	2	3	4	5
Движущая сила P , Н		200	300	400	500	600
Вес тела Q , Н		30000	32000	35000	38000	40000
Длина рукоятки l , мм		300	350	400	450	500
Угол γ наклона плоскости, град		10	11	12	13	14
Резьба	Тип	Трап $d \times p$ ГОСТ 9484-81				
	Шаг p , мм	10	10	10	10	12
	Наружный диаметр d , мм	36	38	40	44	46
Диаметр пяты d_1 , мм		28	30	32	32	34
Коэффициент трения	В поступательной паре f_1	0,12	0,14	0,16	0,16	0,18
	Во вращательной паре f_2	0,10	0,10	0,10	0,12	0,12
	В винтовых парах f_3	0,08	0,08	0,07	0,07	0,08

Задача № 94

Посредством винта, гайки которого жестко связаны с наклонной плоскостью, поднимают равномерно вверх по плоскости груз A весом Q (рис. 46). По заданным в табл. 40 величинам ($Q, l, \gamma, d, d_1, f_1, f_2, f_3$, тип резьбы), найти модуль движущей силы P , приложенной рукоятке винта.

Задача № 95

Посредством винта, гайка которого жестко связана с наклонной плоскостью, поднимают равномерно вверх по плоскости груз A весом Q (прил. А, рис. 46). По заданным в табл. 40 величинам ($Q, l, \gamma, d, d_1, f_1, f_2, f_3$, тип резьбы), определить момент сил, приложенный рукоятке винта, необходимый только для преодоления трения.

Задача № 96

Посредством винта, гайка которого жестко связана с наклонной плоскостью, поднимают равномерно вверх по плоскости груз A весом Q (прил. А, рис. 46). По заданным в табл. 40 величинам ($Q, l, \alpha, d, d_1, f_1, f_2, f_3$, тип резьбы), определить КПД подъемного устройства.

Задача № 97

Посредством винта, гайка которого жестко связана с наклонной плоскостью, поднимают равномерно вверх по плоскости груз A весом Q (прил. А, рис. 46). По заданным в табл. 40 величинам ($Q, l, \gamma, d, d_1, f_1, f_2, f_3$, тип резьбы), определить удовлетворяет ли механизм условию самоторможения.

Задача № 98

Посредством винта, гайка которого жестко связана с наклонной плоскостью, поднимают равномерно вверх по плоскости груз A весом Q (прил. А, рис. 46). По заданным в табл. 40 величинам ($P, l, \gamma, d, d_1, f_1, f_2, f_3$, тип резьбы), определить какой груз может быть поднят (сила Q) если к рукоятке приложена заданная сила P .

РЕЗЬБЫ

МЕТРИЧЕСКАЯ РЕЗЬБА

Основные размеры метрической резьбы ГОСТ 9150-81 [3]

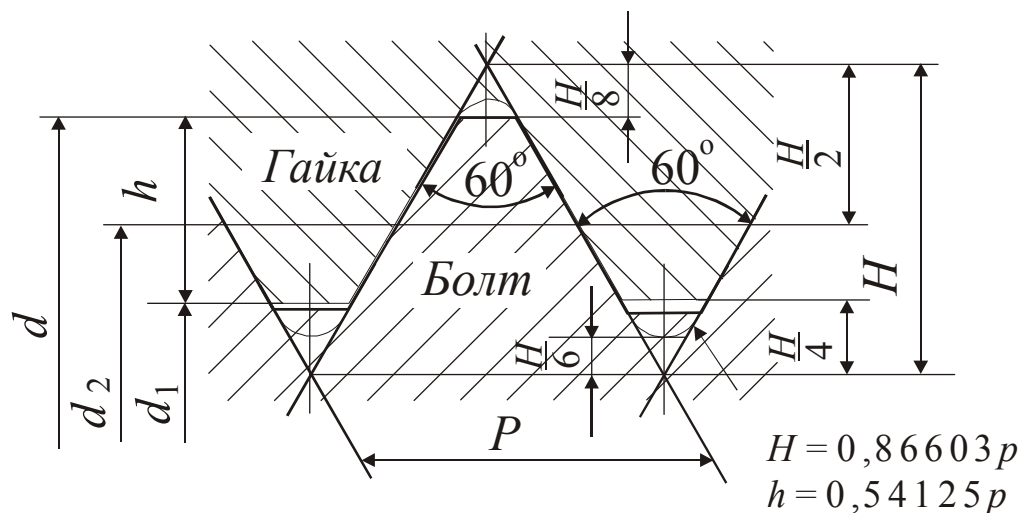


Рис. 47

Таблица 41

Шаг резьбы p , мм	Диаметр резьбы			Шаг резьбы p , мм	Диаметр резьбы		
	наруж- ный	средний d_2 , мм	внутренний d_1 , мм		наруж- ный	средний d_2 , мм	внутрен- ний
0,45	2,5	2,308	2,013	2,5	(22)	20,376	19,294
0,50	3	2,675	2,459	3	24	22,051	20,752
0,60	(3,5)	3,110	2,850	3	(27)	25,051	23,752
0,70	4	3,546	3,242	3,5	30	27,727	26,211
0,75	(4,5)	4,013	3,688	3,5	(33)	30,727	29,211
0,80	5	4,480	4,134	4	36	33,402	31,670
1	6	5,350	4,918	4	(39)	36,402	34,670
1,25	8	7,188	6,647	4,5	42	39,077	37,129
1,5	10	9,026	8,376	4,5	(45)	42,077	40,129
1,75	12	10,863	10,106	5	48	44,752	42,587
2	(14)	12,701	11,835	5	(52)	48,752	46,587
2	16	14,701	13,835	5,5	56	52,428	50,046
2,5	(18)	16,376	15,294	5,5	(60)	56,428	54,046
2,5	20	18,376	17,294	6	64	60,103	57,505
				6	(68)	64,103	61,505

ТРАПЕЦЕИДАЛЬНАЯ ОДНОХОДОВАЯ РЕЗЬБА

Профиль и основные размеры ГОСТ 9484-81 [3]

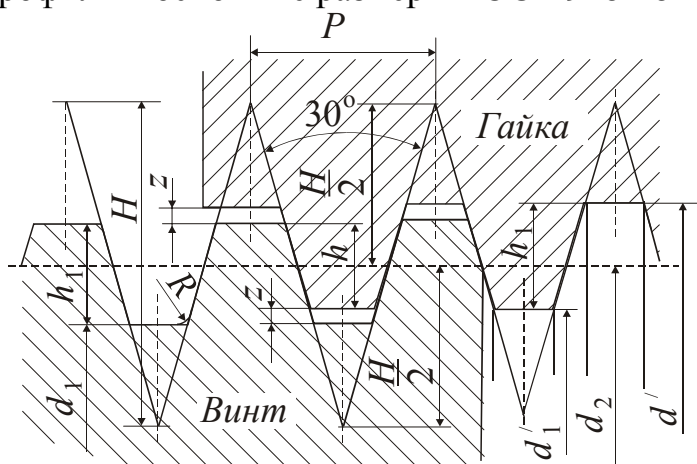


Рис. 48

Таблица 42

Шаг резьбы p , мм	Диаметр резьбы, мм					Площадь сечения стержня F , см ²	Шаг резьбы p , мм	Диаметр резьбы, мм					Площадь сечения стержня F , см ²
	винта		винта и гайки	гайки				винта		винта и гайки	гайки		
	наружный, d , мм	внутренний, d_1 , мм	средний, d_2 , мм	наружный, d' , мм	внутренний, d'_1 , мм			наружный, d , мм	внутренний, d_1 , мм	средний, d_2 , мм	наружный, d' , мм	внутренний, d'_1 , мм	
2	10	7,5	9	10,5	8	0,44	3	48	44,5	46,5	48,5	45	15,55
	12	9,5	11	12,5	10	0,71		50	46,5	48,5	50,5	47	16,98
	14	11,5	13	14,5	12	1,04		52	48,5	50,5	52,5	49	18,47
	16	13,5	15	16,5	14	1,43		55	51,5	53,5	55,5	52	20,83
	18	15,5	17	18,5	16	1,89		60	56,5	58,5	60,5	57	25,70
	20	17,5	19	20,5	18	2,41	4	16	11,5	14	16,5	12	1,04
	22	19,5	21	22,5	20	2,99		18	13,5	16	18,5	14	1,43
	24	21,5	23	24,5	22	3,63		20	15,5	18	20,5	16	1,89
	26	23,5	25	26,5	24	4,34		62	57,5	60	62,5	58	25,97
	28	25,5	27	28,5	26	5,11		65	60,5	63	65,5	61	28,75
3	10	6,5	8,5	10,5	7	0,33		70	65,5	68	70,5	66	33,70
	12	8,5	10,5	12,5	9	0,57		75	70,5	73	75,5	71	39,04
	14	10,5	12,5	14,5	11	0,87		78	73,5	76	78,5	74	42,43
	30	26,5	28,5	30,5	27	5,52		80	75,5	78	80,5	76	44,77
	32	28,5	30,5	32,5	29	6,38		5	22	16	19,5	23	17
	34	30,5	32,5	34,5	31	7,31	24		18	21,5	25	19	2,54
	36	32,5	34,5	36,5	33	8,30	26		20	23,5	27	21	3,14
	38	34,5	36,5	38,5	35	9,35	28		22	25,5	29	23	3,80
	40	36,5	38,5	40,5	37	10,46	85		79	82,5	86	80	49,02
	42	38,5	40,5	42,5	39	11,64	90		84	87,5	91	85	55,42
	44	40,5	42,5	44,5	41	12,88	95		89	92,5	96	90	62,21
	46	42,5	44,5	46,5	43	14,19	100		94	97,5	101	95	69,40
							110		104	107,5	111	105	84,95

Шаг резьбы p , мм	Диаметр резьбы, мм					Площадь сечения стержня F , см ²	Шаг резьбы p мм	Диаметр резьбы, мм					Площадь сечения стержня F , см ²
	винта		винта и гайки	гайки				винта		винта и гайки	гайки		
	наружный, d , мм	внутренний, d_1 , мм		средний, d_2 , мм	наружный, d' , мм			внутренний, d'_1 , мм	наружный, d , мм		внутренний, d_1 , мм	средний, d_2 , мм	
6	30	23	27	31	24	4,16	10	42	31	37	43	32	7,55
	32	25	29	33	26	4,91		62	51	57	63	52	20,43
	34	27	31	35	28	5,73		65	54	60	66	55	22,90
	36	29	33	37	30	6,61		70	59	65	71	60	27,34
	38	31	35	39	32	7,55		75	64	70	76	65	32,17
	40	33	37	41	34	8,55		78	67	73	79	68	35,26
	42	35	39	43	36	9,62		80	69	75	81	70	37,39
	120	113	117	121	114	100,29		200	189	195	201	190	280,55
	130	123	127	131	124	118,82		210	199	205	211	200	311,03
	140	133	137	141	134	138,93		220	209	215	221	210	343,07
8	22	13	18	23	14	1,33	12	44	31	38	45	32	7,55
	24	15	20	25	16	1,77		46	33	40	47	34	8,55
	26	17	22	27	18	2,27		48	35	42	49	36	9,62
	28	19	24	29	20	2,84		50	37	44	51	38	10,75
	44	35	40	45	36	9,62		52	39	46	53	40	11,95
	46	37	42	47	38	10,75		55	42	49	56	43	13,85
	48	39	44	49	40	11,05		60	47	54	61	48	17,35
	50	41	46	51	42	13,20		85	72	79	86	73	40,72
	52	43	48	53	44	14,52		90	77	84	91	78	46,57
	55	46	51	56	47	16,62		95	82	89	96	83	52,81
	60	51	56	61	52	20,43		100	87	94	101	88	59,45
	160	151	156	161	152	179,08		110	97	104	111	98	73,90
	170	161	166	171	162	203,58		240	227	234	241	228	404,71
	180	171	176	181	172	229,66		250	237	244	251	238	441,15
190	181	186	191	182	257,30	260	247	254	261	248	479,16		
10	30	19	25	31	20	2,84	280	267	274	281	268	559,90	
	32	21	27	33	22	3,46	300	287	294	301	288	646,93	
	34	23	29	35	24	4,16	320	307	314	321	308	740,23	
	36	25	31	37	26	4,91	340	327	334	341	328	839,82	
	38	27	33	39	28	5,73	360	347	354	361	348	945,69	
	40	29	35	41	30	6,61	380	367	374	381	368	1057,84	
							400	387	394	401	388	1176,28	

ОБРАЗЕЦ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача №1

Клино-винтовой пресс

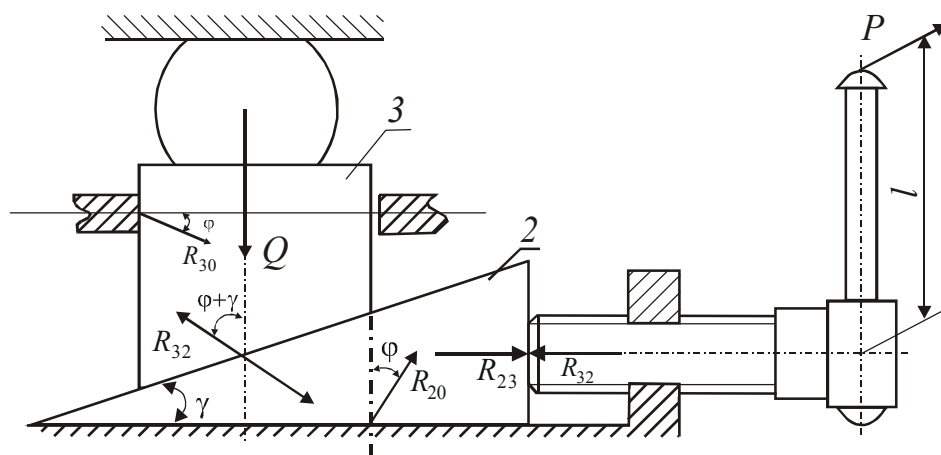


Рис. 49

Исходные данные: $\gamma = 10^\circ$ - угол наклона клина 2; $Q = 2500$ Н – сила сопротивления прессованию; $f_{\text{п}} = 0,15$ – коэффициент трения скольжения в поступательных парах; $f_{\text{в}} = 0,1$ – коэффициент трения скольжения во вращательных и винтовых парах; резьба винта – метрическая М24 ГОСТ 9484-81; $d_{\text{н}} = 24$ мм – наружный диаметр резьбы; $l = 500$ мм – длина рукоятки.

Определить:

1. P – движущую силу на рукоятке;
2. η – КПД клинового пресса;
3. Удовлетворяет ли механизм условию самоторможения.

Решение.

1. Подсчитываем количество подвижных звеньев данного механизма: $n = 3$.
2. Рассмотрим условия равновесия каждого подвижного звена. Начинать надо с того звена, к которому приложена известная сила. (В данном случае это звено 3, к которому приложена сила прессования Q). Определим направления реакций со стороны отброшенных звеньев. Направления реакций показаны на приведенной схеме механизма. Для определения отклонения реакций от нормали в поступательных парах учитываем относительное движение звеньев.

Решение задачи проводим в общем виде. Итак, на звено 3 действуют Q – сила сопротивления прессованию; R_{30} – реакция со стороны неподвижного звена

0 ; R_{32} – реакция со стороны подвижного звена 2. Если звено совершает поступательное движение, то условие равновесия целесообразно записывать в виде: $\sum \bar{F}_i = 0: \bar{Q} + \bar{R}_{30} + \bar{R}_{32} = 0$.

В уравнение входят две неизвестные силы: R_{30} и R_{32} . Решать это векторное уравнение удобно графическим способом – построим треугольник сил без масштаба, учитывая направления векторов сил (прил. В, рис. 50).

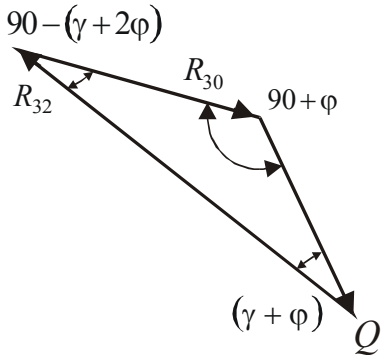


Рис. 50

Покажем на плане сил углы: между реакцией R_{30} и силой Q – $(90 + \varphi)$; между R_{32} и Q – угол $(\gamma + \varphi)$; а третий угол – $180^\circ - (90 + \varphi + \gamma + \varphi) = 90^\circ - (\gamma + 2\varphi)$.

Определим реакцию R_{32} , воспользовавшись теоремой синусов:

$$\frac{Q}{\sin[90^\circ - (\gamma + 2\varphi)]} = \frac{R_{32}}{\sin(90 + \varphi)} \text{ или}$$

$$\frac{Q}{\cos(\gamma + 2\varphi)} = \frac{R_{32}}{\cos \varphi}.$$

Откуда:

$$R_{32} = \frac{Q \cos \varphi}{\cos(\gamma + 2\varphi)}. \quad (6)$$

Для звена 2, которое также движется поступательно, условие равновесия будет иметь вид: $\sum \bar{F}_i = 0: \bar{R}_{23} + \bar{R}_{20} + \bar{R}_{21} = 0$.

Строим треугольник сил (прил. В, рис. 51):

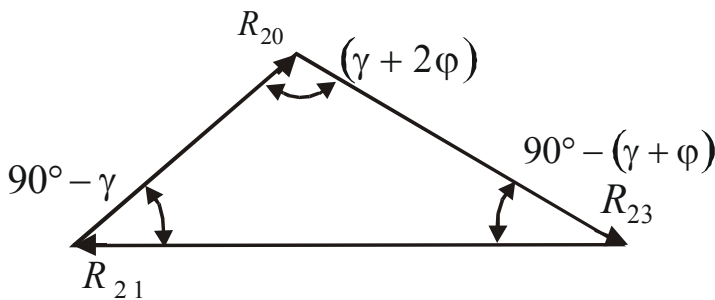


Рис. 51

Углы на плане сил: между реакцией R_{23} и R_{20} – $(90^\circ - \varphi)$; между R_{23} и R_{21} – $[90^\circ - (\gamma + \varphi)]$, а третий угол равен

$$180^\circ - [90^\circ - \varphi + 90^\circ - (\gamma + \varphi)] = (\gamma + 2\varphi).$$

Запишем выражение для реакции R_{23} , по теореме синусов:

$$\frac{R_{21}}{\sin(\gamma + 2\varphi)} = \frac{R_{23}}{\sin(90^\circ - \varphi)}$$

или

$$\frac{R_{21}}{\sin(\gamma + 2\varphi)} = \frac{R_{23}}{\cos \varphi}.$$

Откуда

$$R_{21} = \frac{R_{23} \sin(\gamma + 2\varphi)}{\cos \varphi}.$$

Учтем значение R_{23} из выражения (1) $|\bar{R}_{23}| = |\bar{R}_{32}|$ и определим

$$R_{21} = Q \operatorname{tg}(\gamma + 2\varphi), \quad (7)$$

где $\varphi = \operatorname{arctg} f = \operatorname{arctg} 0,1 = 5,7^\circ$.

Звено I – винтовая пара с подпятником, так как звено I совершает вращательное движение, для звена I условие равновесия сил запишем в виде $\sum M = 0$. При этом движущим моментом является момент на рукоятке, а моментами сопротивления – момент в винтовой паре $M_{\text{в.п.}}$ и в пяте ($M_{\text{пяты}}$)

$$M_{\text{д}} = M_{\text{в.п.}} + M_{\text{пяты}}, \quad (8)$$

где $M_{\text{д}} = Pl$; $M_{\text{в.п.}} = R_{12} r_{\text{ср}} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{\text{пр}})$; $|R_{12}| = |\bar{R}_{21}| = Q \operatorname{tg}(\gamma + 2\varphi)$; $M_{\text{пяты}} = R_{12} f_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{пр}}$.
 $r_{\text{ср}} = \frac{d_{\text{н}} + d_{\text{в}}}{4} = \frac{24 + 20,75}{4} = 11,02$ – средний радиус резьбы; α – угол подъема резьбы винта определяем из построенной развертки одного витка резьбы (прил. В, рис. 52).

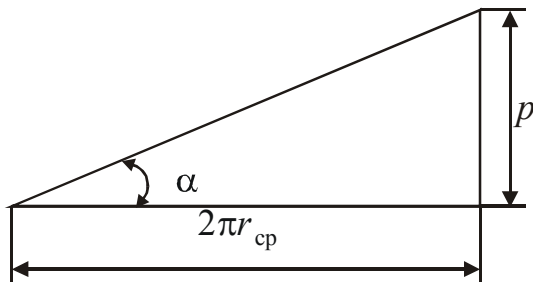


Рис. 52

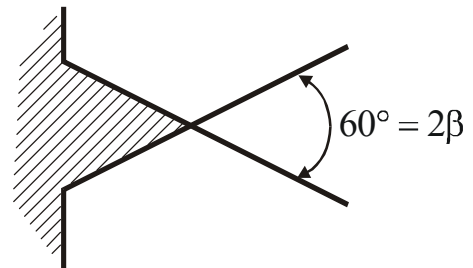


Рис. 53

$\operatorname{tg} \alpha = \frac{p}{2\pi r_{\text{ср}}} = \frac{3}{2\pi \cdot 11,02} = 0,04335$, $p = 3$ мм – шаг резьбы; $\alpha = 2,5^\circ$. $\varphi_{\text{пр}}$ – приведенный угол трения; для метрической резьбы (прил. В, рис. 53):

$$\varphi_{\text{пр}} = \operatorname{arctg} \frac{f_{\text{в}}}{\cos \beta} = \operatorname{arctg} \frac{0,1}{\cos 30^\circ} = 6,6^\circ,$$

параметры резьбы ($d_{\text{н}}$, $d_{\text{в}}$, p , β) взяты из прил. Б.

$\rho_{\text{пр}} = \frac{2}{3} \left(\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \right)$ – приведенный радиус кольцевой пяты, у которой R – наруж-

ный радиус, r – внутренний радиус; для сплошной пяты: $\rho_{\text{пр}} = \frac{2}{3} \cdot R = \frac{2}{3} \cdot 12 = 8$ мм.

Подставляя в (3) все необходимые величины и учитывая (2), получим выражение для движущей силы P .

$$Q \operatorname{tg}(\gamma + 2\varphi)[r_{\text{cp}} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{\text{пр}}) + f_{\text{в}} \rho_{\text{пр}}] = Pl.$$

Откуда

$$\begin{aligned} P &= \frac{1}{l} Q \operatorname{tg}(\gamma + 2\varphi)[r_{\text{cp}} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{\text{пр}}) + f_{\text{в}} \rho_{\text{пр}}] = \\ &= \frac{1}{500} 2500 \operatorname{tg}(10^\circ + 2 \cdot 5,8^\circ)[11,02 \operatorname{tg}(2,5^\circ + 6,6^\circ) + 0,1 \cdot 8] = 5,0 \text{ Н} \end{aligned}$$

Определим КПД клинового пресса – это предел отношения идеальной движущей силы к реальной движущей силе:

$$\begin{aligned} \eta &= \lim_{\varphi, f \rightarrow 0} \frac{P_{\text{ид}}}{P} = \frac{Q \operatorname{tg} \gamma r_{\text{cp}} \operatorname{tg} \alpha}{Q \operatorname{tg}(\gamma + 2\varphi)[r_{\text{cp}} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{\text{пр}}) + f_{\text{в}} \rho_{\text{пр}}]} = \frac{\operatorname{tg} \gamma r_{\text{cp}} \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\gamma + 2\varphi)[r_{\text{cp}} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{\text{пр}}) + f_{\text{в}} \rho_{\text{пр}}]} = \\ &= \frac{\operatorname{tg} 10^\circ \cdot 11,02 \operatorname{tg} 2,5^\circ}{Q \operatorname{tg}(10^\circ + 2 \cdot 5,8^\circ)[11,02 \operatorname{tg}(2,5^\circ + 6,6^\circ) + 0,1 \cdot 8]} = \frac{0,0848}{1,0052} = 0,084 \end{aligned} \quad (9)$$

$P_{\text{ид}}$ – усилие, которое необходимо было бы приложить к рукоятке в условиях отсутствия трения. Выражение $P_{\text{ид}}$ получают из выражения для P , подставив в него $\varphi = 0$, $f_{\text{в}} = 0$, $\varphi_{\text{пр}} = 0$ – параметры трения.

Определим, является ли заданный механизм самотормозящим. Для этого необходимо определить КПД обратного хода; если $\eta_{\text{ох}} \leq 0$ тогда механизм обладает самоторможением. Чтобы получить $\eta_{\text{ох}}$ надо в выражении (4) для КПД прямого хода перед коэффициентами и углами трения поменять знак на обратный и поменять местами числитель и знаменатель. В результате получим:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{ох}} &= \frac{\operatorname{tg}(\gamma - 2\varphi)[r_{\text{cp}} \operatorname{tg}(\alpha - \varphi_{\text{пр}}) - f_{\text{в}} \rho_{\text{пр}}]}{\operatorname{tg} \gamma \cdot r_{\text{cp}} \operatorname{tg} \alpha} = \\ &= \frac{\operatorname{tg}(10^\circ - 11,4)[11,02 \operatorname{tg}(2,5^\circ - 6,6) - 0,1 \cdot 8]}{\operatorname{tg} 10 \cdot r_{\text{cp}} \operatorname{tg} 11,02 \operatorname{tg} 2,5^\circ} = \frac{0,03885}{0,08484} = 0,458. \end{aligned}$$

$\eta_{\text{ох}} = 0,458$, так как значение КПД обратного хода положительное, то такой механизм не удовлетворяет условию самоторможения.

Анализируя формулу для $\eta_{\text{ох}}$ можно сделать вывод, что для обеспечения условия самоторможения необходимо иметь большее значение угла γ .

Задача №2

Механизм ленточного тормоза

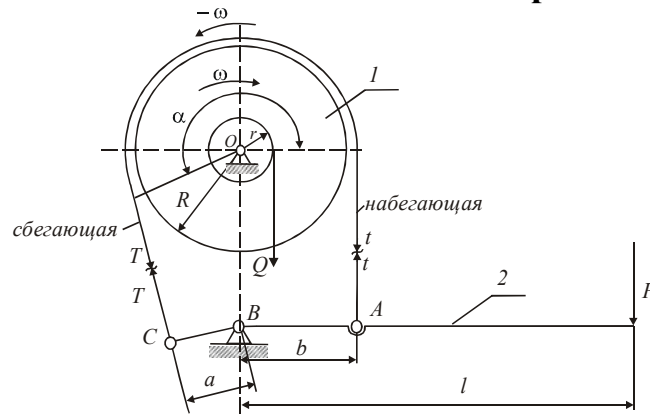


Рис. 54

Исходные данные: $P = 140$ Н – сила, приложенная к рукоятке ленточного тормоза; $\alpha = 230^\circ$ – угол обхвата лентой тормозного шкива; $f = 0,2$ – коэффициент трения ленты о тормозной шкив; $a = 45$ мм; $b = 100$ мм; $l = 700$ мм – плечи рукоятки; $r = 200$ мм; $R = 400$ мм – радиусы тормозного барабана и шкива.

Определить: вес груза Q , который может быть удержан на весу ленточным тормозом. Трением в шарнирах пренебречь.

Решение.

Подсчитаем количество подвижных звеньев $n = 2$ (барабан со шкивом 1 и рукоятка 2). Кроме силы P и веса груза Q в ленте при рассмотрении условий равновесия каждого звена действуют усилия натяжения ленты t и T , которые связаны между собой по теореме Эйлера формулой

$$T = t \cdot e^{f\alpha},$$

где T – усилие в сбегающей ветви ленты; t – усилие в набегающей ветви ленты; $e = 2,72$ – показатель натурального логарифма.

Чтобы определить набегающую и сбегающую ветви ленты, применим метод обращения движения, то есть задаем всему механизму вращение в противоположном направлении с угловой скоростью, равной $-\omega$, тогда шкив остановится, а ветвь ленты по направлению $-\omega$ будет набегающей, а вторая ветвь – сбегающей. Допустим, что лента невесома, идеально гибкая и работает на растяжение. Условно рассекаем левую и правую ветвь ленты и показываем усилия t и T .

Из равновесия сил звена 2 в виде $\sum M_B(\vec{F}_i) = 0$ определим усилие T :

$$-P \cdot l + t \cdot b - T \cdot a = 0,$$

Учитывая, что $t = \frac{T}{e^{f\alpha}}$, имеем:

$$-P \cdot l + \frac{T}{e^{f\alpha}} \cdot b - T \cdot a = 0, \quad T \left(\frac{b}{e^{f\alpha}} - a \right) = P \cdot l.$$

Откуда:

$$T = \frac{P \cdot l}{\frac{b}{e^{f\alpha}} - a} = \frac{140 \cdot 700}{\frac{100}{2,72^{0,2 \cdot 4,01}} - 45} = \frac{140 \cdot 700}{\frac{100}{2,21} - 45} = 393783 \text{ Н},$$

а

$$t = \frac{393783}{2,72^{0,8}} = 178182 \text{ Н}.$$

Рассмотрим равновесие сил звена I (совершает вращательные движения) в виде $\sum M_0(\vec{F}_i) = 0$: $-Q \cdot r - t \cdot R + T \cdot R = 0$. Откуда:

$$Q = \frac{(T - t)R}{r} = \frac{(393783 - 178182)400}{200} = 431202 \text{ Н}.$$

Ответ: $Q = 431202 \text{ Н}$.

Задача №3

Механизм колодочного тормоза

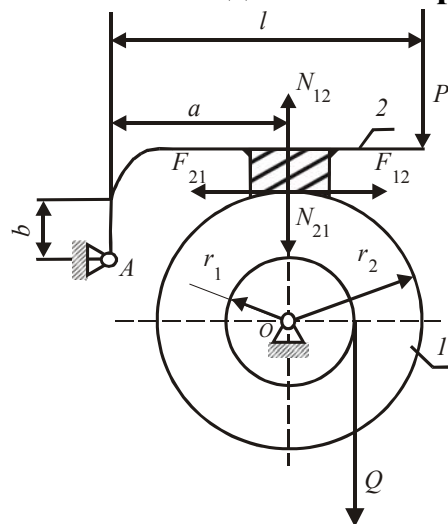


Рис. 55

Исходные данные: $P = 160 \text{ Н}$ – сила на рукоятке; $a = 500 \text{ мм}$, $b = 100 \text{ мм}$, $l = 1000 \text{ мм}$ – плечи рукоятки; $r_1 = 100 \text{ мм}$, $r_2 = 400 \text{ мм}$ – радиусы тормозного барабана и шкива; $f = 0,3$ – коэффициент трения колодки и шкива.

Определить: вес груза Q , который может быть удержан на весу колодоч-

ным тормозом, к рукоятке тормоза приложена сила P .

Решение.

1. Определим количество подвижных звеньев $n = 2$ (тормозной барабан со шкивом 1; рукоятка тормоза с колодкой 2).

2. Покажем, какие силы, кроме заданных, действуют на звенья. Между шкивом и колодкой рукоятки действует реакция, которую разложим на две составляющие: $N_{12} = -N_{21}$ – нормальную и $F_{12} = -F_{21}$ – силу трения, зависимость между ними определяется законом Кулона: $F_{12} \leq f \cdot N_{12}$.

Рассмотрим равновесие сил звена 2 в виде $\sum M_A(\bar{F}_i) = 0$:
 $-P \cdot l + N_{12} \cdot a - F_{12} \cdot b = 0$.

Используя отношение $N_{12} = \frac{F_{12}}{f}$, определим $-P \cdot l + \frac{F_{21}}{f} \cdot a - F_{21} \cdot b = 0$;
 $F_{21} \left(\frac{a}{f} - b \right) = P \cdot l$. Откуда $F_{21} = \frac{P \cdot l}{\left(\frac{a}{f} - b \right)} = \frac{160 \cdot 1000}{\left(\frac{500}{0,3} - 100 \right)} = 102 \text{ Н}$.

Из равновесия сил звена 1 в виде $\sum M_0(\bar{F}_i) = 0$ определим Q .
 $-Q \cdot r_1 + F_{21} \cdot r_2 = 0$. Откуда, учитывая $|F_{21}| = |F_{12}| = 102 \text{ Н}$:

$$Q = \frac{F_{21} \cdot r_2}{r_1} = \frac{102 \cdot 400}{100} = 408 \text{ Н}.$$

Ответ: $Q = 408 \text{ Н}$.

Задача №4

Тележка на наклонной плоскости

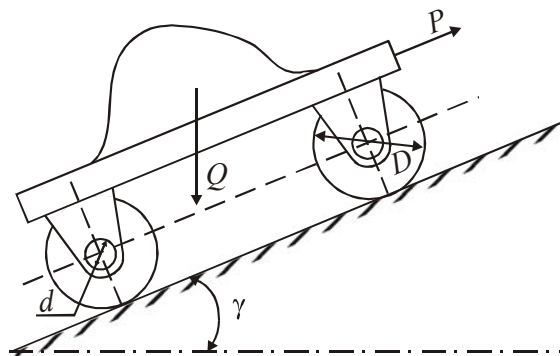


Рис. 56

Исходные данные: $Q = 20\,000 \text{ Н}$ – вес груза с платформой; $D = 0,4 \text{ м}$ – диаметр колес; $d = 0,05 \text{ м}$ – диаметр буксы; $l = 1000 \text{ мм}$ – плечи рукоятки; $\alpha = 25^\circ$ –

угол наклона плоскости; $k=0,0003$ м – коэффициент трения качения; $f = 0,1$ – коэффициент трения скольжения.

Определить:

1. Силу P для равномерного подъема грузной вагонетки по наклонной плоскости, образующей с горизонтом угол γ . Сила тяги P направлена параллельно наклонной плоскости.

2. Коэффициент тяги.

Решение.

На основании принципа, что сумма работ всех сил на возможных перемещениях равна нулю, выводим условие равенства нулю суммы мощностей всех сил. Запишем это условие:

$$N_{\text{дс}} = N_{\text{пс}} + N_k + N_f,$$

где $N_{\text{дс}} = P \cdot V$ – мощность движущих сил; $N_{\text{пс}} = Q \cdot V \cos(\hat{QV})$ – мощность сил

полезного сопротивления; $N_k = Q \cdot k \cdot \omega$ – мощность сил трения качения;

$N_f = Q \cdot f \frac{d}{2} \cdot \omega$ – мощность сил трения скольжения; $\omega = \frac{2V}{D}$ – угловая скорость

колеса тележки.

$$P \cdot V = QV \sin \gamma + Qk \frac{2V}{D} + Qf \frac{d}{2} \frac{2V}{D}.$$

Откуда:

$$P = Q \left(\sin \gamma + k \frac{2}{D} + f \frac{d}{D} \right) = 20000 \left(\sin 25^\circ + 0,0003 \cdot \frac{2}{0,4} + 0,1 \frac{0,05}{0,4} \right) = 8732,4 \text{ Н}.$$

$$\text{Коэффициент тяги } k_{\text{тяги}} = \frac{P}{Q} = \sin \alpha + \frac{k \cdot 2}{D} + f \frac{d}{D} = 0,437.$$

Навчальне видання

Теорія механізмів и машин. Методичні вказівки до обов'язкового домашнього завдання до розділу «Тертя в машинах» для студентів машинобудівних спеціальностей

Російською мовою

Укладачі: ТКАЧУК Микола Анатолійович
ЗАРУБІНА Алла Олександрівна
САФОНОВА Зінаїда Семенівна
ХРАМЦОВА Ірина Яківна

Відповідальний за випуск М. А. Ткачук
Роботу рекомендував до видання Г. А. Крутіков

В авторській редакції
Комп'ютерна верстка І. Я. Храмцова

План 2004 р., п. 20/

Підп. до друку	Формат 60x841/16.	Папір друк. №2	
Друк – ризографія.	Гарнітура Times.	Ум. друк. арк. 2,5	
Обл. – вид.арк. 3,0.	Тираж 150 прим.	Зам. №	Ціна договірна

Видавничий центр НТУ „ХПІ”, 61002 Харків, вул. Фрунзе, 21
Свідоцтво про реєстрацію ДК №116 від 10.07.2000 р.

Друкарня НТУ „ХПІ”, 61002 Харків, вул. Фрунзе, 21