

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Кузбасский государственный технический университет имени Т. Ф. Горбачева»**

Кафедра эксплуатации автомобилей

**Составитель
Н. А. Андреева**

ОСНОВЫ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Методические указания к практическим работам

**Рекомендовано учебно-методической комиссией направления
подготовки 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических
машин и комплексов
в качестве электронного издания
для использования в образовательном процессе**

Кемерово 2019

РЕЦЕНЗЕНТЫ

Стенин Д. В. – кандидат технических наук, доцент кафедры эксплуатации автомобилей

Подгорный А. И. – кандидат технических наук, доцент кафедры эксплуатации автомобилей

Андреева Надежда Александровна.

Основы расчета и проектирования технологического оборудования: методические указания к практическим работам [Электронный ресурс] для обучающихся направления подготовки 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, профиль 01 Автомобили и автомобильное хозяйство, всех форм обучения / сост.: Н. А. Андреева; КузГТУ. – Кемерово, 2019.

В методических указаниях приведены все сведения, необходимые для выполнения практических работ студентов очной и заочной форм обучения при освоении материала дисциплины «Основы расчета и проектирования технологического оборудования». Приведены методики расчетов моечной струйной установки, винтового и реечного домкратов, задачи по расчету конструкций и усилий зажима приспособлений для обработки и ремонту деталей. Наличие методических указаний позволяет студентам получить необходимый объем знаний по дисциплине.

© КузГТУ, 2019
© Андреева Н. А.,
составление, 2019

Содержание

Цель освоения дисциплины.	4
План практических занятий.	4
Практическая работа № 1. Расчет винтового домкрата	4
Практическая работа № 2. Расчет реечного домкрата	16
Практическая работа № 3. Расчет струйной моечной установки	22
Практическая работа № 4. Расчет механизированного привода	31
Практическая работа № 5. Расчет винтовых зажимов, резьбовых прихватов	33
Практическая работа № 6. Расчет эксцентриковых зажимов	38
Практическая работа № 7. Решение задач по методике расчета сил зажима	42
Список использованной литературы	49

Цель освоения дисциплины

Целью освоения дисциплины является изучение бакалаврами современных принципов, концепций и направлений в области механизации технологических процессов автотранспортных и авторемонтных предприятий, приобретения знаний и навыков для применения по специальности на практике.

План практических занятий

Неделя семестра	№ раздела	Наименование работы, тема занятия	Объем в часах	
			очн.	заоч.
1,2,3,4	3	1. Расчет винтового домкрата	8	2
5,6,7	3	2. Расчет реечного домкрата	6	
8,9,10	3	3. Расчет струйных моечных установок	6	2
11	3	4. Расчет механизированного привода	2	0,5
12, 13	3	5. Расчет винтовых зажимов, резьбовых прихватов	4	2
14,15	3	6. Расчет эксцентриковых зажимов	4	1,5
16,17	3	7. Решение задач по методике расчета сил зажима	4	2
		Итого	34	10

Оформление отчета по практическим работам в соответствии с ГОСТ 2.105-95 ЕСКД. Общие требования к текстовым документам.

Контроль – проверка расчетов и оформления расчетно-пояснительной записки.

Практическая работа № 1 (8 часов)

Цель работы: изучить методику расчета винтовых домкратов по заданным параметрам – грузоподъемности и высоте подъема.

1 Общие сведения

Винтовые домкраты нашли широкое применение на предприятиях автомобильного транспорта благодаря простоте конструкции и как следствие низкой стоимости.

Основой любого винтового домкрата служит передача винт-гайка скольжения, которая позволяет преобразовать вращательное движе-

ние в поступательное. При этом в закрепленной от осевых перемещений гайке вращается винт, что и приводит к его поступательному движению. В домкратах, где имеет место большая односторонняя осевая нагрузка, для большего выигрыша в силе применяют упорную резьбу. Основным критерием работоспособности этих резьб является износостойкость. Для уменьшения износа винта и гайки применяют антифрикционные пары материалов (сталь – чугун, сталь – бронза и т. д.).

Конструкция винтового домкрата представлена на рис. 1.

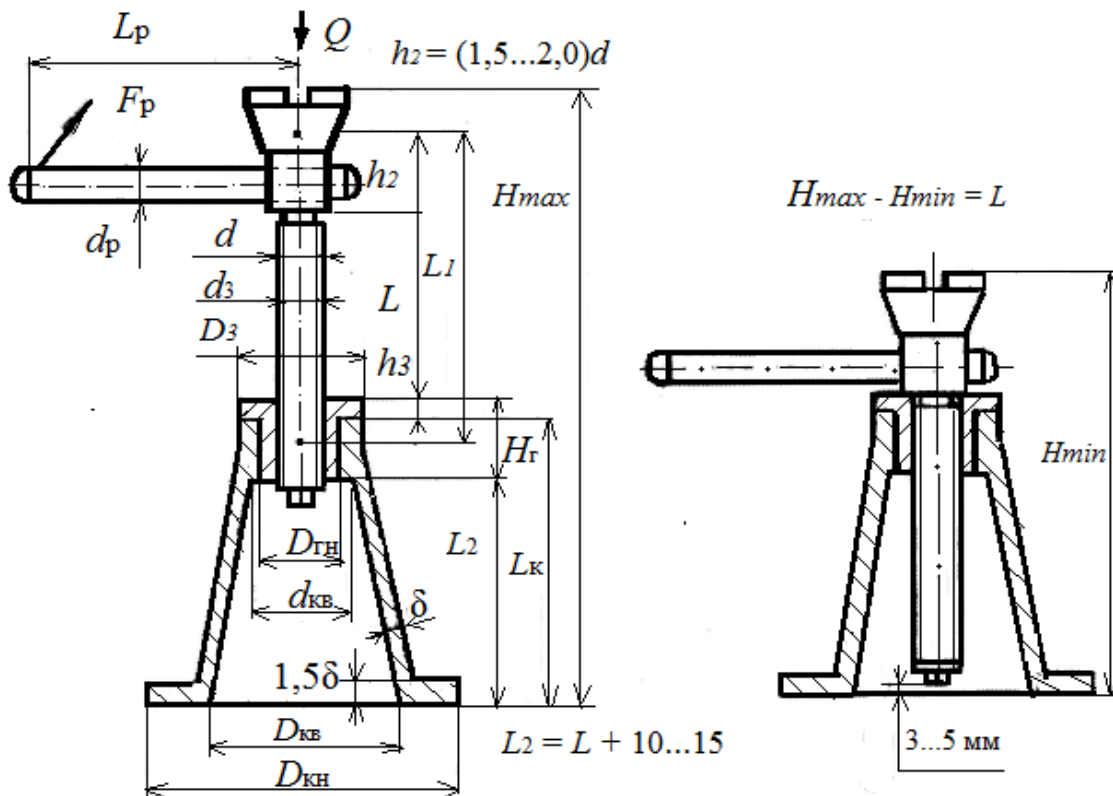


Рис. 1. Конструкция винтового домкрата

1 Расчет винтового домкрата

1.1 Определение среднего диаметра резьбы винта

Средний диаметр резьбы винта определяется по условию износостойкости по формуле

$$d_2 = \sqrt{Q / (\pi \psi_r \psi_h [q])}, \text{ м} \quad (1.1)$$

где Q – нагрузка, создаваемая массой оси автомобиля, Н;

ψ_r – коэффициент высоты гайки ($\psi_r = 1,2 \dots 2,5$);

ψ_h – коэффициент высоты резьбы (для упорной резьбы $\psi_h = 0,75$);

$[q]$ – среднее допускаемое давление между рабочими поверхностями витков винта и гайки, МПа (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Значение средних допускаемых давлений $[q]$ между рабочими поверхностями витков винта и гайки, а также значения коэффициента трения скольжения f

Материал пары «винт-гайка»	$[q]$, МПа	f
Закаленная сталь-бронза	11..13	0,10...0,12
Незакаленная сталь-бронза	8..10	
Закаленная сталь-чугун	7..8	0,11...0,13
Незакаленная сталь-чугун	5..7	

1.2 Определение внутреннего диаметра резьбы винта

Внутренний расчет диаметр резьбы винта определяют из условия прочности на сжатие с учетом кручения по формуле

$$d_3 = \sqrt{4\beta Q / (\pi[\sigma_{сж}])}, \text{ мм}, \quad (1.2)$$

где β – коэффициент, учитывающий влияние кручения в сечении винта ($\beta=1,3$)

$[\sigma_{сж}]$ – допускаемое напряжение сжатия, МПа.

$$[\sigma_{сж}] = \sigma_T / 3, \text{ МПа}, \quad (1.3)$$

где σ_T – предел текучести, МПа (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Механические характеристики сталей

Марка стали	Термообработка	Механические характеристики	
		$\sigma_s, \text{ МПа}$	$\sigma_m, \text{ МПа}$
35	Улучшение	680	380
45	Улучшение	780	540
50	Закалка	800	460
40X	Улучшение	790	640
	Улучшение и закалка ТВЧ	900	750

1.3 Выбор диаметра винта

Для упорной резьбы диаметр винта d выбирают из условия $d_2 \geq d_2$ $d_3 \geq d_3$ по табл. 1.3.

Таблица 1.3

Размеры профиля упорной резьбы ГОСТ 10177-82

$d = D$		p , мм	$D_2 = d_2$, мм	D_1 , мм	d_3 , мм
1-й ряд	2-й ряд				
10		2	8,5	7	6,53
12	14	2	10,5	9	8,53
		3	9,75	7,5	6,79
16	18	2	14,5	13	12,53
		4	13	10	9,06
20		2	18,5	17	16,53
		4	17	14	13,06
24	22,06	3	21,75	19,5	18,79
		5	20,25	16,5	15,32
		8	18	12	10,12
28		3	25,75	23,5	22,79
		5	24,75	20,5	19,32
		8	22	16	14,12
32	30	3	29,75	27,5	26,79
		6	27,5	23	21,59
		10	24,5	17	14,65
36	34	3	33,75	31,5	30,79
		6	31,5	27	25,59
		10	28,5	21	18,65
40	38,42	3	37,75	35,5	34,79
		7	34,75	29,5	27,85
		10	32,5	25	22,65
44		3	41,75	39,5	38,79
		7	38,75	33,5	31,85
		12	35	26	23,17
48	46,5	3	45,75	43,5	42,79
		8	42	36	34,12
		12	39	30	27,17
52		3	49,75	47,5	46,79

Продолжение табл. 1.3

$d = D$		p , мм	$D_2 = d_2$, мм	D_1 , мм	d_3 , мм
1-й ряд	2-й ряд				
		8	46	40	38,12
		12	43	34	31,17
60	55	3	57,75	55,5	54,79
		9	53,25	46,5	44,38
		14	49,5	38	35,7
70	65	4	67	64	63,06
		10	62,5	55	52,65
		16	58	46	42,23
80	75	4	77	74	73,06
		10	72,5	65	62,65
		16	68	56	52,23
90	85	4	87	84	83,06
		12	81	72	69,17
1	2	3	4	5	6
		18	76,5	63	58,76
		20	75	60	55,29
100	95	4	97	94	93,06

Примечание. Основные размеры профиля резьбы представлены для номинального её диаметра по 1-му ряду.

1.4 Проверка резьбы на самоторможение

Условие самоторможения резьбы имеет вид:

$$\gamma < \varphi, \text{ град}, \quad (1.4)$$

где γ – угол подъема винтовой линии, град;

φ – угол трения в резьбе, град.

$$\gamma = \arctg[P/(\pi d_2)], \text{ град}, \quad (1.5)$$

где P – шаг резьбы, мм (табл. 1.3).

$$\arctg f, \text{ град}, \quad (1.6)$$

где f – коэффициент трения скольжения (табл. 1.1).

1.5 Момент трения в витках винта для упорной резьбы

$$T_{\text{трв}} = 0,5 Q d_2 t g(\gamma + \varphi), H \cdot \text{мм} \quad (1.7)$$

1.6 Высота гайки

$$H_{\Gamma} = \psi_{\Gamma} d_2, \text{мм} \quad (1.8)$$

Полученное значение H_{Γ} округляют в большую сторону до стандартного значения ряда нормальных линейных размеров ГОСТ 6636-69.

1.7 Число витков в гайке

$$z = H_{\Gamma} / P \leq z_{\max}, \quad (1.9)$$

где z_{\max} – максимальное число витков гайки ($z_{\max} = 12$).

Невыполнение условия $z \leq z_{\max}$ требует уменьшения ψ_{Γ} с переходом к пункту 1.1 либо увеличения P винта с переходом к пункту 1.3.

1.8 Наружный диаметр гайки из расчета на прочность при растяжении с учетом кручения определяют по формуле

$$D_{\text{гн}} = \sqrt{5,2 Q / (\pi [\sigma_p]) + d^2}, \text{мм}, \quad (1.10)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения для материала гайки (табл. 1.4).

Таблица 1.4

Некоторые значения напряжений для материалов пары «винт-гайка»

Материал	$[\sigma_p]$, МПа	$[q]$, МПа	$[\tau]$, МПа
Сталь	$\sigma_T/3$	$\sigma_T/2$	$0,6[\sigma_p]$
Бронза	35...45	45...50	30...50
Чугун	20...24	60...80	30...50

Полученное значение $D_{гн}$ округляют в большую сторону до стандартного значения ряда нормальных линейных размеров ГОСТ 6636-69.

1.9 Размеры заплечика гайки

а) Наружный диаметр заплечика гайки из условия прочности на удельные давления

$$D_3 = \sqrt{4Q/(\pi[q])} + D_{гн}^2, \text{ мм}, \quad (1.11)$$

где $[q]$ – допускаемое напряжение для материала гайки, МПа (табл. 1.4).

Полученное значение D_3 округляют в большую сторону до стандартного значения ряда нормальных линейных размеров ГОСТ 6636-69.

б) Высота заплечика гайки

$$h_3 = (0,20 \dots 0,25)H_r, \text{ мм}, \quad (1.12)$$

в) Условие прочности заплечика на срез

$$\tau = Q/(\pi D_{гн} h_3) \leq [\tau], \quad (1.13)$$

где $[\tau]$ – допускаемое напряжение на срез, МПа (табл. 1.4).

1.10 Момент трения на опорной поверхности гайки

$$T_{трв} < \frac{Qf(D_3^3 - D_{гн}^3)}{[3(D_3^2 - D_{гн}^2)]}, \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (1.14)$$

1.11 Условие непроворачиваемости гайки в корпусе

$$T_{трв} < T_{трг}, \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (1.15)$$

Невыполнение условия (1.15) требует конструктивных решений для реализации момента

$$T = T_{трв} - T_{трг}, \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (1.16)$$

а) Использование винтов, рассчитываемых на срез

$$\tau_b = 2T / (D_{гн} d_b L_b) \leq [\tau], \text{ МПа, (рис. 2 а),} \quad (1.17)$$

$$\tau_b = 8T / (D_{гн} \pi d_b^2) \leq [\tau], \text{ МПа, (рис. 2 б)} \quad (1.18)$$

где d_b – диаметр винта, мм;

L_b – длина винта, мм.

б) использование шпоночных соединений (рис. 2 в);

в) использование прессовых соединений (рис. 2 г);

г) увеличение диаметров заплечика D_3 .

1.12 Проверка устойчивости винта

а) максимальная длина сжимаемого винта

$$L_1 = L + h_2 + 0,5H_{гн}, \text{ мм,} \quad (1.19)$$

где L – высота подъема, мм;

h_2 – расстояние от нижнего края держателя рукоятки до середины опорной чашки, мм (рис. 1).

$$h_2 = (1,5 \dots 2,0)d, \text{ мм} \quad (1.20)$$

б) Приведенная длина сжимаемого винта

$$L_{пр} = \mu L_1, \quad (1.21)$$

где μ – коэффициент приведения длины, учитывающий способ закрепления концов винта (для домкратов μ зависит от конструкции опорной чашки: $\mu = 0,5$ – рис. 3 а–г; $\mu = 2,0$ – рис. 3 д–е).

в) Гибкость винта

$$\lambda = L_{пр} / i_{min}, \quad (1.22)$$

где i_{min} – радиус инерции сечения винта, мм.

$$\sqrt{J/S}, \text{ мм}, \quad (1.23)$$

где J – приведенный момент инерции сечения, мм^4 ;
 S – площадь сечения винта диаметров d_3 , мм^2 .

$$J = (Jd_3^4/64)(0,4 + 0,6d/d_3), \text{ мм}^4, \quad (1.24)$$

$$S = \pi d_3^2/4, \text{ мм}^2 \quad (1.25)$$

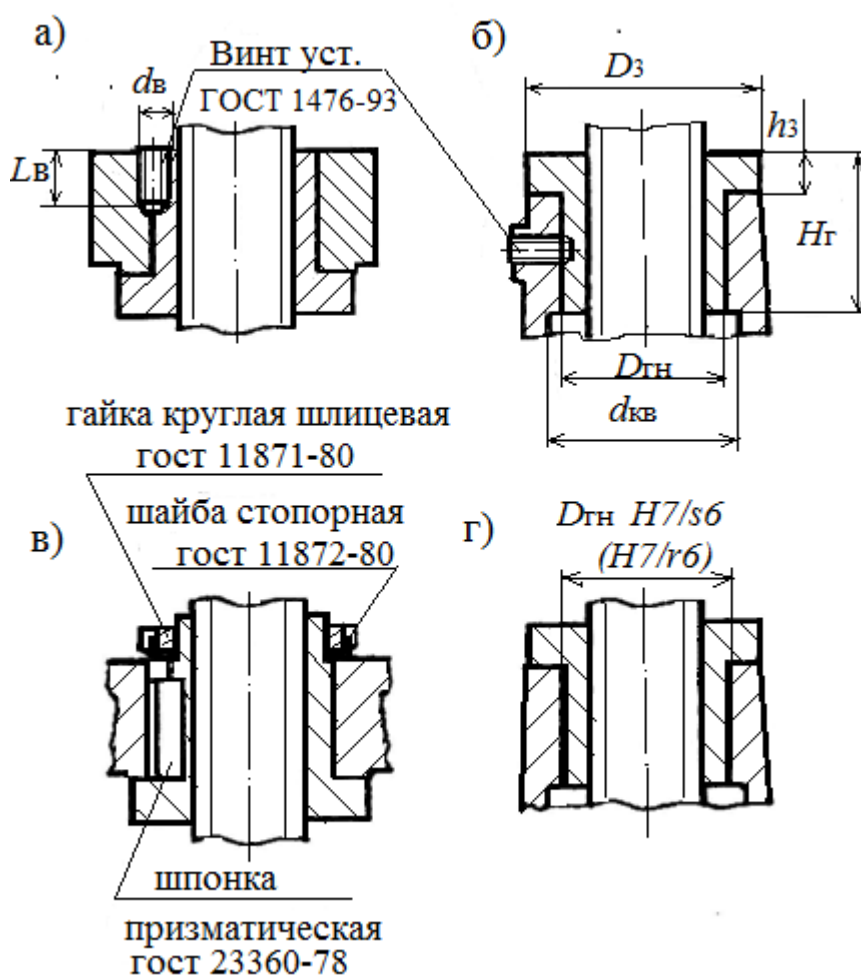


Рис. 2. Некоторые конструктивные решения по реализации непроворачиваемости гайки

г) Критическая нагрузка, при которой винт теряет устойчивость

- для $\lambda \geq 100 Q_{кр} = \pi^2 E J / L_{пр}^2 \geq Q, \text{ Н}, \quad (1.26)$

где E – модуль упругости (принять $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$).

- для $40 \leq \lambda \leq 100 Q_{\text{кр}} = (a - b\lambda)S > Q, \text{ Н}$, (1.27)

где a и b – поправочные коэффициенты (табл. 1.5).

- для $\lambda < 40$ проверка устойчивости не проводится.

Таблица 1.5

Значение коэффициентов a и b

λ	35	40	45	50
a	320	380	440	470
b	1,2	1,4	1,6	1,8

Невыполнение условия $Q_{\text{кр}} \geq Q$ требует увеличение диаметра винта или выбора материала с более высокими механическими характеристиками.

1.13 Размеры опорной чашечки домкрата

а) Внутренний диаметр опорной чашечки из условия износостойкости

$$D_0 = \sqrt{4Q/(\pi[q]) + d_0^2}, \text{ мм}, \quad (1.28)$$

где d_0 – посадочный диаметр, мм.

$$d_0 = (0,6 \dots 0,7)d, \text{ мм}, \quad (1.29)$$

б) Другие размеры опорной чашки (рис. 3 а).

1.14 Момент трения на опорной поверхности чашки

$$T_{\text{трч}} = Qf (D_0^3 - d_0^3)/[3(D_0^2 - d_0^2)], \text{ Н} \cdot \text{мм}, \quad (1.30)$$

где d_0 ; D_0 – внутренний и внешний диаметры опорной поверхности чашки соответственно, мм:

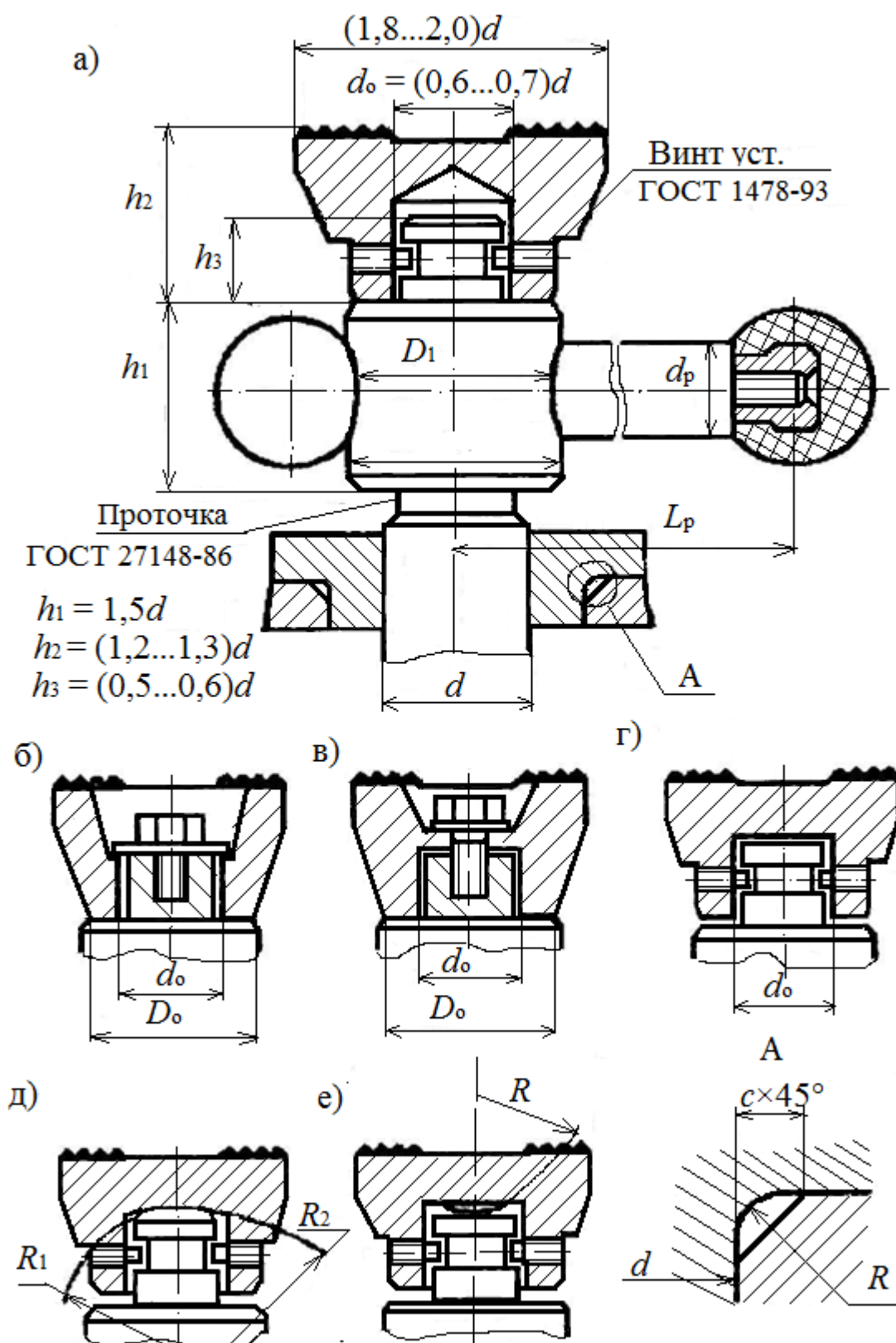


Рис. 3. Варианты конструкции опорной чашки

- для плоских опорных поверхностей (рис. 3 а–г);
- для сферических опорных поверхностей: $d_o = 0$.

$$D_o = 2a', \text{ мм,}$$

(1.31)

$$a' = 1,109 \sqrt[3]{QR/E} \text{ (рис. 3е),} \quad (1.32)$$

$$a'' = 1,109 \sqrt[3]{QR_1 R_2 / [E(R_2 - R_1)]} \text{ (рис. 3 д),} \quad (1.33)$$

где R, R_1, R_2 – радиусы кривизны опорной сферических поверхностей, мм.

1.15 Проверка прочности винта

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sqrt{[4Q/(\pi d_3^2)]^2 + 3[T_{\text{оп}}/0,2d_3^3]^2} \leq [\sigma_{\text{сж}}], \text{ МПа,} \quad (1.34)$$

где $T_{\text{оп}}$ – крутящий момент в опасном сечении винта, Н · мм;
(для домкратов $T_{\text{оп}} = T_{\text{трв}}$, Н · мм).

1.16 Размеры корпуса домкрата

а) Высота корпуса

$$L_{\text{к}} = L + (10 \dots 20) + H_{\text{г}} - h_3, \text{ мм} \quad (1.35)$$

б) Внутренний диаметр корпуса у основания (при уклоне стенок 1:5)

$$D_{\text{кв}} = D_{\text{гн}} + 5 + [L + (10 \dots 15)]/10, \text{ мм} \quad (1.36)$$

в) Наружный диаметр корпуса основания из расчета на удельное давления

$$D_{\text{кн}} = \sqrt{4Q/(\pi[q])} + D_{\text{кв}}^2, \text{ мм} \quad (1.37)$$

1.17 Длина рукоятки

$$L_p = (T_{\text{трв}} + T_{\text{трч}})/F_p, \text{ мм} \quad (1.38)$$

где F_p – усилие, развиваемое одним рабочим на рукоятке ($F_p \leq 300\text{Н}$).

1.18 Коэффициент полезного действия передачи

$$\eta = \text{tg} \gamma / [\text{tg}(\gamma + \varphi) + 2T_{\text{трч}}/(Qd_2)] \quad (1.39)$$

На рис. 4 показан профиль и обозначение параметров упорной резьбы.

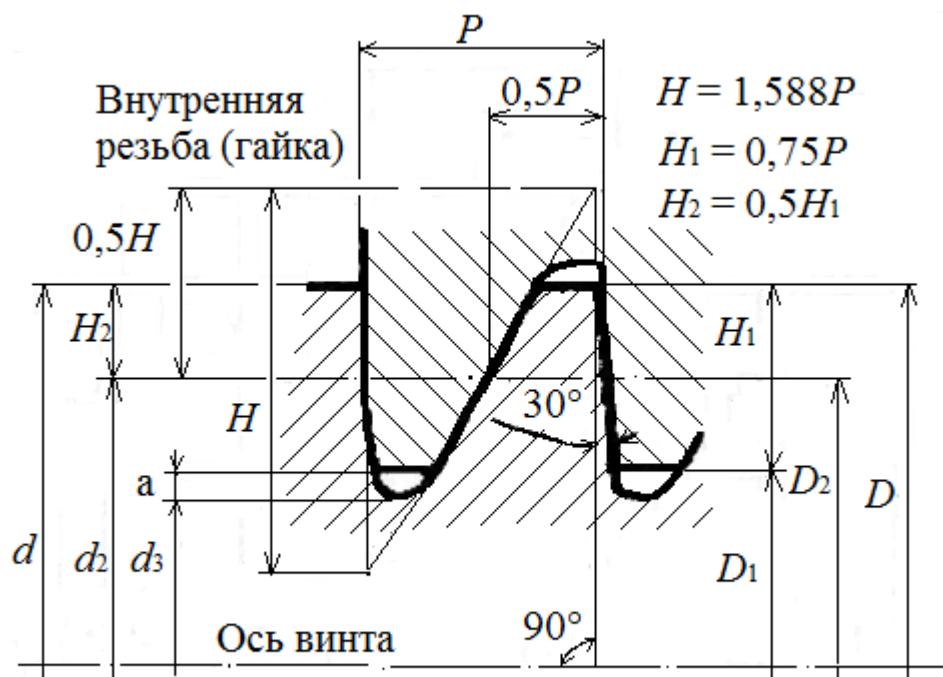


Рис. 4. Профиль упорной резьбы

Практическая работа № 2 (6 часов)

Цель работы: изучить методику расчета реечных домкратов по заданным параметрам – грузоподъемности и высоте подъема.

2 Расчет реечного домкрата

Конструкция реечного домкрата представлена на рис. 5.

2.1 Выбор материала шестерни и рейки

Для изготовления колес и шестерен реечного домкрата принять сравнительно недорогую легированную сталь 40 с термообработкой и азотированием (предел выносливости $\sigma_b = 1000\text{МПа}$; $\sigma_T = 800\text{МПа}$).

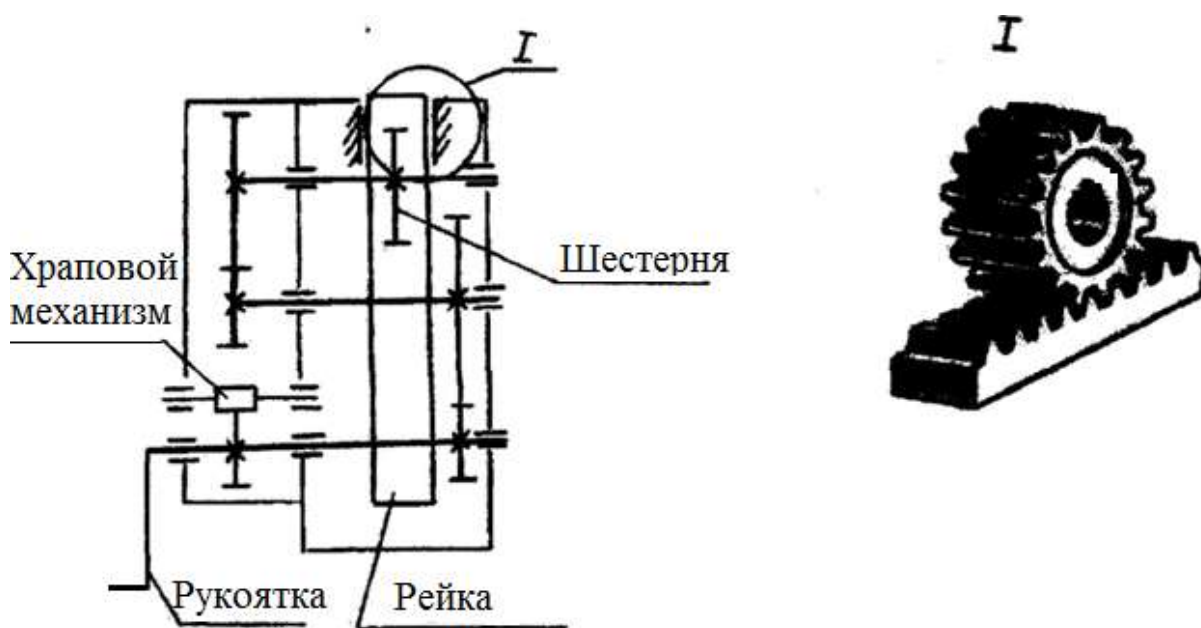


Рис. 5. Схема ручного домкрата

2.2 Расчет геометрических параметров реечной передачи

2.2.1 Из условия контактной прочности находим делительный диаметр шестерни

$$d_1 = K_1 \cdot \sqrt[3]{0,7 \cdot P_1 \cdot (1/\psi_{bd} + 0,15)/1000}, \text{ мм}, \quad (2.1)$$

где K_1 – коэффициент запаса прочности;

P_1 – сила действующая на шестерню, Н;

$\psi_{bd} = 1,4$ – коэффициент ширины зубчатого венца.

$$K_1 = 780/[\sigma]_H^{2/3}, \quad (2.2)$$

где $[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, МПа.

$$[\sigma]_H = ([\sigma]_{HO}/S_H) \cdot K_{HL}, \text{ МПа}, \quad (2.3)$$

где $[\sigma]_{HO}$ – предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, МПа (для сталей с твердостью $>350HB$ $[\sigma]_{HO} = 1050 \text{ МПа}$);

S_H – требуемый коэффициент безопасности ($S_H = 1,2$);

K_{HL} – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагружения передачи (при азотировании $K_{HL} = 1,8$).

$$P_1 = 1,2 \cdot P, H, \quad (2.4)$$

где P – нагрузка, создаваемая массой оси автомобиля, Н.

2.2.2 Модуль передачи определяют по формуле

$$m' = \frac{d'_1}{Z_1}, \text{ мм}, \quad (2.5)$$

где Z_1 – число зубьев шестерни. ($Z_1 \geq Z_{min}$).

При подборе числа зубьев необходимо руководствоваться условием

$$Z_1 \geq Z_{min}, \quad (2.6)$$

где $Z_{min} = 17$ – минимальное число зубьев (рекомендуется принять $Z_1 = 19$).

Полученное значение модуля передачи округляют до ближайшего стандартного по табл. 2.1 (ряд 1 следует предпочитать ряду 2). При округлении модуля следует помнить, что значение модулей $m < 1$ мм при твердости $\leq 350HB$ и $m < 1,5$ мм при твердости $\geq 40HRC$ для силовых передач использовать нежелательно.

Таблица 2.1

Стандартные значения модулей передач

№ ряда	Стандартные значения модулей, мм										
1	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0
2	1,12	1,37	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	---

2.2.3 После выбора модуля следует уточнить диаметр шестерни по формуле

$$d_1 = m \cdot Z_1 \quad (2.7)$$

2.2.4 Определяем диаметр окружности вершин зубьев

$$d_{al} = d_1 + 2m, \text{ мм} \quad (2.8)$$

2.2.5 Определяем окружности впадин зубьев

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m, \text{ мм} \quad (2.9)$$

2.2.6 Толщина зуба шестерни по дуге делительной окружности определяется по формуле

$$S_1 = 0,5\pi m, \text{ мм} \quad (2.10)$$

2.2.7 Шаг зубьев по делительной окружности шестерни

$$p = \pi m, \text{ мм} \quad (2.11)$$

2.2.8 Число зубьев рейки

$$Z_2 = L'_2 / p + 0,5, \quad (2.12)$$

где L'_2 – длина нарезанной части рейки, мм.

$$L'_2 = 1,2 \cdot H, \text{ мм}, \quad (2.13)$$

где H – высота подъема автомобиля, мм.

Уточняем длину нарезанной части рейки по формуле

$$L_2 = (Z_2 - 0,5) \cdot p, \text{ мм} \quad (2.14)$$

2.2.9 Общая длина рейки определяется по формуле

$$L = L_2 + 10, \text{ мм} \quad (2.15)$$

2.2.10 Ширина рейки

$$b_2 = \psi_{bd} \cdot d_1, \text{ мм} \quad (2.16)$$

2.2.11 Ширина шестерни

$$b_1 = b_2 + 0,6 \cdot \sqrt{b_2}, \text{ мм} \quad (2.17)$$

Полученное значение L , b_2 , b_l округляем до ближайших стандартных по ГОСТ 6636-69.

2.2.12 Высота зуба рейки

$$h = 2,25m, \text{ мм} \quad (2.18)$$

2.2.13 Высота головки зуба рейки

$$h_a = m, \text{ мм} \quad (2.19)$$

2.3 Проверка зубьев на контактную прочность

2.3.1 Допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma]_F = (\sigma_{FO}/S_F) \cdot K_{FC} \cdot K_{HL}, \text{ МПа}, \quad (2.20)$$

где σ_{FO} – предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба, МПа;
 S_F – коэффициент безопасности ($S_F = 1,5$);
 K_{FC} – коэффициент, учитывающий приложение нагрузки ($K_{FC} = 1$).

$$\sigma_{FO} = 12HRC_{\text{сердц}} + 300, \text{ МПа}, \quad (2.21)$$

где $12HRC_{\text{сердц}}$ – твердость сердцевины шестерни (для стали 40Х $HRC_{\text{сердц}} = 30$).

2.3.2 Проверочный расчет по контактным напряжениям

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{E_{\text{пр}} \cdot T_1 K_H / d_1^2 \cdot b_1 \cdot \sin 2\alpha} \leq [\sigma]_H, \text{ МПа}, \quad (2.22)$$

где $E_{\text{пр}}$ – модуль упругости ($E_{\text{пр}} = 2,1 \cdot 10^5, \text{ Н/мм}^2$);
 T_1 – крутящий момент на валу шестерни, Н·мм;
 K_H – коэффициент концентрации нагрузки по σ_H ;
 α – угол зацепления ($\alpha = 20^\circ$).

$$T_1 = P_1 \cdot d_1 / 2, \text{ Н} \cdot \text{мм}, \quad (2.23)$$

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}, \quad (2.24)$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки ($K_{H\beta} = 1,2$);
 K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки ($K_{Hv} = 1,04$).

2.3.3 Проверочный расчет по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = 2 \cdot T_1 \cdot K_F \cdot Y_F / (Z_1 \cdot \psi_m \cdot m^3), \text{ МПа}, \quad (2.25)$$

где K_F – коэффициент расчетной нагрузки по напряжениям изгиба;
 Y_F – коэффициент формы зуба ($Y_F = 3,77$);
 ψ_m – коэффициент ширины зуба по модулю.

$$K_F = K_{F\beta} + K_{Fv}, \quad (2.26)$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки ($K_{F\beta} = 1,3$);
 K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки ($K_{Fv} = 1,04$).

$$\psi_m = b_1 / m \quad (2.27)$$

2.4 Определение передаточного числа

$$u = M_{кр} / M_p \cdot \eta \quad (2.28)$$

где $M_{кр} = T_1$ – крутящий момент на шестерне, Н·мм;
 M_p – крутящий момент на рукоятке домкрата, Н·мм;
 η – КПД передачи ($\eta = 0,25$).

$$M_p = P_p \cdot l_p, \text{ Н} \cdot \text{мм}, \quad (2.29)$$

где P_p – усилие прикладываемое рабочим, Н ($P_p = 200\text{Н}$);
 l_p – длина рукоятки, мм ($l_p = 250 \dots 300\text{мм}$).

2.5 Перемещение рейки за один оборот рукоятки

$$S_2 = \pi \cdot d_1 \cdot \alpha' / 360, \text{ мм}, \quad (2.30)$$

где α' – угол поворота шестерни, находящейся в зацеплении с рейкой, град.

$$\alpha' = 360 / u, \text{ град} \quad (2.31)$$

Практическое занятие № 3 (6 часов)

Цель работы: изучение конструкций моечных установок, принципов их работы, методики расчета и закрепление знаний по расчетам потерь в гидравлической сети.

3 Расчет моечных установок

3.1 Основные положения

В процессе эксплуатации автомобиля подвергаются значительным загрязнениям, т. е. наружные и внутренние поверхности покрываются нежелательными веществами, которые затрудняют или делают невозможным дальнейшую правильную эксплуатацию техники, снижают ее надежность, эффективность использования, ухудшают эстетические показатели, санитарно-гигиенические условия труда, мешают проведению технического обслуживания и ремонта, вызывают ускоренный износ сопряженных пар, коррозию, старение материалов деталей и агрегатов, приводит к порче перевозимых грузов. Поэтому возникает необходимость в периодической очистке автомобилей от загрязнений.

Очистка автомобилей и их составных частей при обслуживании и ремонте представляет сложную, до конца нерешенную проблему. Решение проблемы очистки заключается в совершенствовании технологии и оборудования для моечно-очистных работ.

Сокращению трудоемкости моечных работ в нашей стране и за рубежом уделяется большое внимание. В настоящее время используется большое число моечных установок, отличающихся по принципу действия и конструкции.

Моечные установки бывают: струйные, щеточные и высокого давления.

Струйные моечные установки применяют для мойки автомобилей со сложной конфигурацией (грузовых, самосвалов, седельных тягачей, специализированных).

Они отличаются универсальностью, простотой конструкции, малой металлоемкостью, компактностью. К их преимуществам следует отнести отсутствие механического контакта с очищаемыми поверхностями автомобиля, что исключает возможность повреждения

наружных зеркал заднего вида, антенн, стеклоочистителей, лакокрасочного покрытия и т. д.

Недостатками этих установок являются: большой расход воды на мойку одного автомобиля (1200...1300 л), низкая надежность из-за быстрого засорения насадок малого диаметра.

Щеточные установки применяют для мойки легковых автомобилей, автобусов, автофургонов, а также грузовых автомобилей, имеющих обтекаемые формы.

Преимуществами щеточных установок являются: улучшение качества мойки за счет механического воздействия вращающихся ротационных щеток на загрязненные поверхности, сокращение времени мойки в 2...3 раза по сравнению со струйными, уменьшение расхода воды и моющих средств.

Недостатками – сложность конструкции, возможность повреждения наружных зеркал заднего вида, антенн, стеклоочистителей, лакокрасочного покрытия и т. д., менее универсальны.

Моечные установки высокого давления могут применяться не только для мойки автомобилей и автобусов, но и для расконсервации, мойки помещений, снятых с автомобиля агрегатов и деталей.

Эффективность моечных установок зависит от давления, температуры и состава моющего раствора, а также продолжительности операции.

3.2 Расчет струйной моечной установки

3.2.1 Расчет числа сопел моечной установки

3.2.1.1 Напор моечной установки

Напор моечной установки определяют по формуле

$$H_n = (10^6 P_n) / (\rho g), \text{ м}, \quad (3.1)$$

где P_n – давление моечной установки, МПа;

ρ – плотность воды, кг/м³ ($\rho = 1000$ кг/м³);

g – ускорение свободного падения, м/с² ($g = 9,8$ м/с²).

3.2.1.2 Скорость истечения жидкости

$$V_n \varphi \sqrt{2gH_n}, \text{ м/с}, \quad (3.2)$$

где φ – коэффициент скорости истечения жидкости:

- для коноидального насадка $\varphi = 0,980$;
- для цилиндрического насадка $\varphi = 0,820$;
- для конического сходящегося насадка $\varphi = 0,963$;
- для конического расходящегося насадка $\varphi = 0,755$.

3.2.1.3 Определение числа Рейнольдса для насоса

$$Re_n = (V_n d_n) / \nu, \quad (3.3)$$

где d_n – диаметр насадка, м;

ν – кинематическая вязкость воды, $\text{м}^2/\text{с}$

($\nu = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$).

3.2.1.4 Определение числа Фруда

$$Fr = V_n^2 / (hg) , \quad (3.4)$$

где h – глубина потока в зоне растекания, м ($h = 2 \dots 5$ мм).

3.2.1.5 Определение расстояния от края насадка до автомобиля

$$x = d_n (278,5 - 0,00021 \Re_n), \text{ м} \quad (3.5)$$

3.2.1.6 Определение радиуса зоны касательных напряжений

$$R_\delta = 0,56 d_n \cdot Re_n^{0,4} \cdot Fr^{-0,02} \left(\frac{x}{d_n} \right)^{-0,03}, \text{ м} \quad (3.6)$$

3.2.1.7 Определение количества насадков

Определение количества насадков производится графическим способом в соответствии с рис. 6, принимая величину перекрытия зон очистки равной $0,25R_\delta$

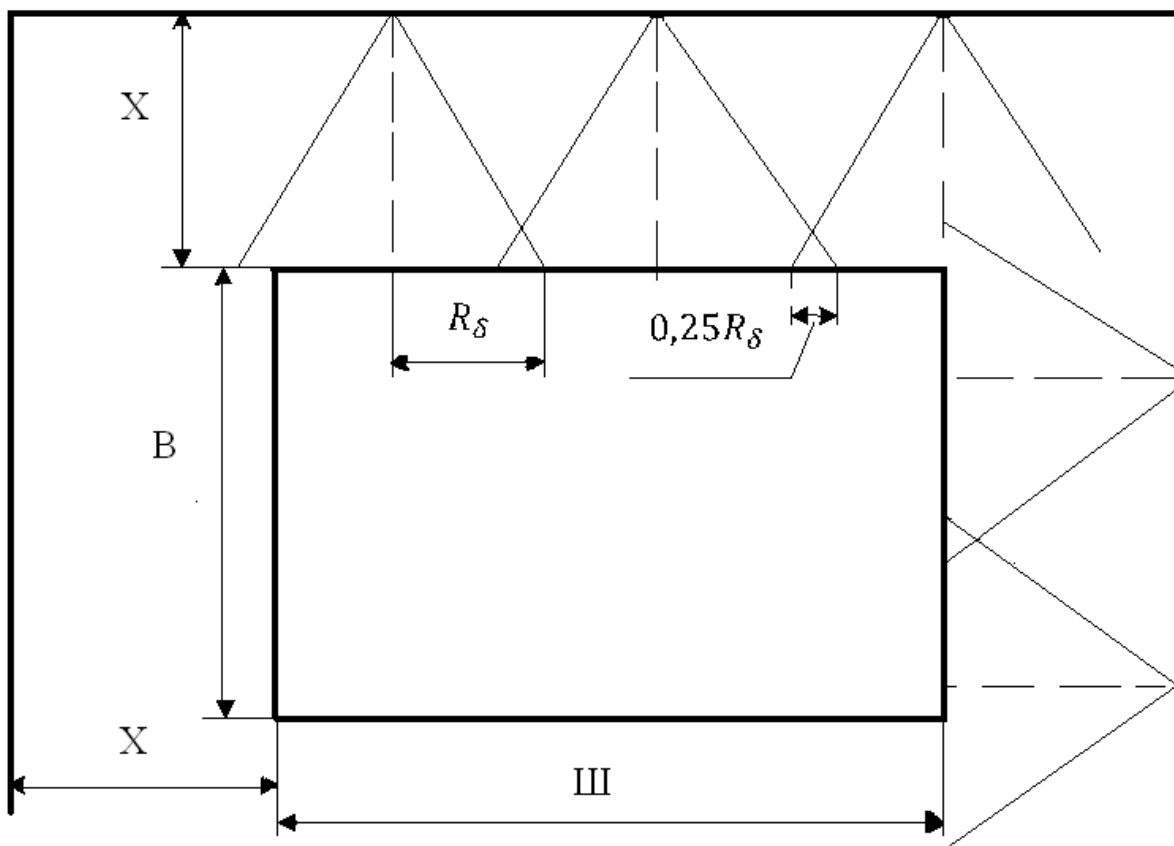


Рис. 6. Графическое определение количества насадков

Количество насадков, определенное графическим способом, уточняют по формулам

$$n_B = \frac{2B}{2R_\delta - 0,25R_\delta}, \text{ шт.}, \quad (3.7)$$

где B – габаритная высота автомобиля, м.

$$n_{\text{Ш}} = \frac{\text{Ш}}{2R_\delta - 0,25R_\delta}, \text{ шт.}, \quad (3.8)$$

где Ш – габаритная ширина автомобиля, м.

Общее количество насадков определяют по формуле

$$n_\Sigma = (n_B + n_{\text{Ш}}) \cdot K, \text{ шт.}, \quad (3.9)$$

где K – количество рамок (по заданию).

3.2.2 Расход моющей жидкости

$$Q = f \cdot n_{\Sigma} \cdot \mu \cdot \left(\pi \cdot \frac{d_n^2}{4} \right) \cdot \sqrt{2g \cdot H_n}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (3.10)$$

где f – коэффициент запаса ($f = 1,1 \dots 1,3$);

μ – коэффициент расхода жидкости;

- для коноидального насадка $\mu = 0,980$;
- для цилиндрического насадка $\mu = 0,820$;
- для конического насадка $\mu = 0,940$;
- для конического расходящегося насадка $\mu = 0,450$.

3.2.3 Потери напора в гидравлической сети

Для расчета потерь напора в гидравлической сети необходимо разработать схему струйной моечной установки. На рис. 7 приведена расчетная схема струйной моечной установки с двумя рамками.

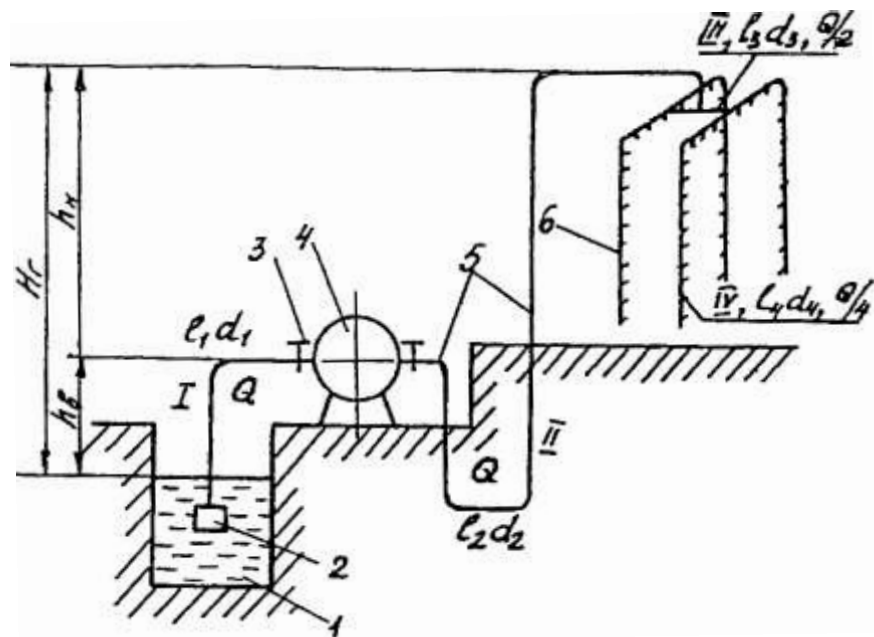


Рис. 7. Расчетная схема струйной моечной установки

- 1 – заборный колодец; 2 – сетка; 3 – задвижка; 4 – насос;
5 – трубопроводы; 6 – моющая рамка

3.2.3.1 Потери напора по длине трубопровода

$$H_{дл(i-j)} = \lambda \cdot l \cdot \frac{V_i^2}{d \cdot 2g}, \text{ м}, \quad (3.11)$$

где λ – коэффициент Дарси;
 l – длина трубопровода, м;
 V_i – средняя скорость потока, м/с;
 d – диаметр трубопровода, м.

Коэффициент Дарси определяют по формуле

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta z}{d} + \frac{68}{Re_{(T)}} \right)^{0,25}, \quad (3.12)$$

где Δz – эквивалент шероховатости труб ($\Delta z = 0,01 \dots 0,02$));
 $Re_{(T)}$ – число Рейнольдса для труб круглого сечения.
Среднюю скорость потока определяют по формуле

$$V_n = \frac{4Q}{\pi d^2}, \text{ м/с}, \quad (3.13)$$

где d – диаметр трубопровода, м.

Для потоков в трубах круглого сечения число Рейнольдса определяют по формуле

$$Re_{(T)i} = V_i d / \nu \quad (3.14)$$

3.2.3.2 Потери в трубопроводе с путевым расходом

Эквивалентный расход моющей жидкости

$$Q_э = \frac{Q_n}{\sqrt{3}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (3.15)$$

где Q_n – путевой расход, м³/с.

Путевой расход жидкости определяют по формуле

$$Q_n = f \cdot n \cdot \mu \cdot \left(\pi \cdot \frac{d_n^2}{4} \right) \cdot \sqrt{2g \cdot H_n}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.16)$$

Среднюю скорость потока жидкости определяют по формуле

$$V_3 = \frac{4Q_3}{\pi d^2}, \text{ м/с} \quad (3.17)$$

Рассчитать потери напора по длине трубопровода для труб с путевым расходом по формуле (3.11).

3.2.3.3 Суммарные потери по длине трубопровода

$$\Delta H_l = \sum H_{дл(i-j)}, \text{ м} \quad (3.18)$$

3.2.3.4 Потери напора в местных сопротивлениях

$$H_{м(i-j)} = \varphi_m \cdot \frac{V^2}{2g}, \text{ м}, \quad (3.19)$$

где φ_m – коэффициент местного сопротивления:

- для сетки $\varphi_m = 2,0$;
- для колена $\varphi_m = 1,1$;
- для вентиля $\varphi_m = 0,5$;
- для тройника $\varphi_m = 0,98$.

3.2.3.5 Суммарные потери в местных сопротивлениях

$$\Delta H_m = \sum H_{м(i-j)}, \text{ м} \quad (3.20)$$

3.2.3.6 Суммарные потери в гидравлической сети

$$\Delta H_\Sigma = \Delta H_l + \Delta H_m, \text{ м} \quad (3.21)$$

3.2.4 Выбор насоса

Производительность насоса

$$Q_n = 3600 \cdot Q, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (3.22)$$

Мощность насоса

$$N_n = Q \cdot P_n, \text{ кВт} \quad (3.23)$$

Насос выбирают по условию

$$Q_{\text{пр}} \geq Q_{\text{н}},$$

где $Q_{\text{пр}}$ – подача выбранного насоса, м³/ч.

3.2.5 Выбор электродвигателя

Электродвигатель выбирают по условию

$$N_{\text{эд}} \geq N_{\text{н}}, n_{\text{эд}} \geq n_{\text{н}}, \quad (3.24)$$

где $N_{\text{эд}}$ – мощность выбранного электродвигателя;

$n_{\text{эд}}$ – частота вращения вала электродвигателя, мин⁻¹;

$n_{\text{н}}$ – номинальная частота вращения вала насоса, мин⁻¹.

Соединение вала электродвигателя с валом насоса осуществляют через муфту (обычно применяют муфту упругую втулочно-пальцевую по ГОСТ 1412-85).

Расчетный момент для выбора муфты определяют по формуле

$$T_{\text{р}} = K T_{\text{н}}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.25)$$

где K – коэффициент режима работы муфты ($K = 1,15 \dots 1,4$);

$T_{\text{н}}$ – вращающий момент на валу насоса, Н·м.

При выборе муфты должно выполняться условие

$$T_{\text{р}} \geq T_{\text{м}}, \quad (3.26)$$

где $T_{\text{м}}$ – передаваемый муфтой вращающий момент, Н·м.

3.2.6 Скорость конвейера

$$V_{\text{к}} = N_{\text{у}}(L_{\text{а}} + a), \text{ м/мин}, \quad (3.27)$$

где $N_{\text{у}}$ – производительность моечной установки, авт./ч (принять $N_{\text{у}} = 15 \dots 20$ авт./ч);

$L_{\text{а}}$ – габаритная длина автомобиля, м;

a – расстояние между автомобилями, м (принять $a = 1,5 \dots 2,0$ м).

3.2.7 Время мойки одного автомобиля

$$t_m = (L_a + c)/V_k, \text{ мин}, \quad (3.28)$$

где c – расстояние между рамками, м (при двух и более рамках).

3.2.8 Расход воды на мойку одного автомобиля

$$Q_{\text{авт}} = t_m \cdot Q_n, \text{ м}^3 \quad (3.29)$$

Задание на практическую работу

Таблица 3.1

Исходные данные для расчета моечной установки

В	Марка авт.	Т.у.	Д.	Ф.н.	d	N	d_{\max}	d_{\min}	n
1	ГАЗ-53-12	С	0,8	Цилиндр.	7,0	1	250	60	-
2	ЗИЛ 431410	С	0,9	Конич.	6,5	1	300	70	-
3	ГЭСА 3777	С	1,0	Коноид.	6,0	1	250	70	-
4	ЗИЛ ММЗ 4505	С	1,1	Конич.	5,5	2	200	80	-
5	Урал-5557	С	1,2	Коноид.	6,0	2	150	60	-
6	КамАЗ-53212	С	1,3	цилиндр.	4,0	2	150	80	-
7	КамАЗ-5325	С	1,4	Конич.	4,5	1	120	70	-
8	Урал 43202-01	С	1,5	Коноид.	3,5	1	120	60	-
9	КрАЗ-260	С	1,6	Конич.	3,0	2	150	50	-
10	НЗАС 3964	С	1,7	Цилиндр.	3,5	1	200	80	-
11	ЗИЛ 431510	С	1,8	Коноид.	3,5	2	200	70	-
12	МАЗ-53362	С	1,9	Конич.	4,0	2	150	60	-
13	МАЗ-53371	С	2,0	Цилиндр.	3,5	2	150	50	-
14	БелАЗ 7548	С	1,9	Конич.	4,0	3	300	70	-
15	БелАЗ 75214	С	1,8	Коноид.	4,5	2	300	60	-
16	ТАМ 260А 119Т	С-Щ	1,7	Конич.	4,0	2	300	50	5
17	ВАЗ 2105	Щ	0,2	Цилиндр.	3,5	1	150	40	3
18	ГАЗ 3110	Щ	0,25	Конич.	5,0	2	250	40	3
19	ВАЗ 2112	Щ	0,3	Коноид.	6,0	3	200	50	3
20	УАЗ 31512	Щ	0,35	Цилиндр.	7,0	2	150	50	3
21	ВАЗ 1111	Щ	0,4	Конич.	4,5	3	100	50	3
22	УАЗ 2206	Щ	0,35	Коноид.	5,6	3	120	60	5
23	КАВЗ 3976	С-Щ	0,5	Цилиндр.	5,0	3	150	60	5
24	ПАЗ-3205	С-Щ	0,55	Конич.	6,5	3	180	60	5
25	ЛАЗ 42021	С-Щ	0,6	Коноид.	6,0	2	200	40	5
26	ЛАЗ 4207	С-Щ	0,65	Цилиндр.	5,5	3	220	60	3
27	ЛИАЗ 5256	С-Щ	0,7	Конич.	5,0	3	250	60	5
28	ВАЗ 2131	Щ	0,75	Коноид.	5,0	2	200	50	3
29	Икарус 543.26	С-Щ	0,8	Цилиндр.	4,5	2	300	60	5
30	Икарус 263.00	С-Щ	0,85	Конич.	5,5	3	250	50	5
31	Икарус 415.08	С-Щ	0,9	Коноид.	4,0	2	200	50	3

В	Марка авт.	Т.у.	Д.	Ф.н.	d	N	d_{max}	d_{min}	n
32	Икарус 250.93	С-Щ	1,0	Коноид.	5,0	3	150	50	5
33	САЗ 3508	С	1,1	Цилиндр.	5,8	1	120	40	-
34	ЗИЛ 433100	С	1,2	Конич.	3,5	2	100	50	-
35	Мерседес-Бенц 1735	С	1,3	Коноид.	4,0	3	150	60	-
36	КрАЗ 255 Б1	С	1,4	Цилиндр.	3,5	2	120	70	-
37	VOLVO F12	С	1,5	Конич.	5,0	2	150	80	-
38	ВАЗ 2104	С-Щ	0,5	Цилиндр.	6,0	2	200	40	3
39	ВАЗ 2109	С-Щ	0,6	Конич.	6,5	1	200	50	3
40	ВАЗ 2121	С-Щ	0,7	Коноид.	7,0	2	120	60	3
41	АЗЛК 2141-01	С-Щ	0,8	Цилиндр.	5,5	2	150	60	3
42	ЗИЛ 41047	С-Щ	1,0	Конич.	5,0	3	100	50	3
43	ЗИЛ 3207	С-Щ	0,9	Коноид.	6,0	3	120	50	3
44	Икарус 256.74	С-Щ	0,8	Конич.	7,0	3	100	40	5
45	Нефаз 4208	С-Щ	0,7	Коноид.	6,5	2	150	50	3
46	КамАЗ 43105	С	0,6	Цилиндр.	6,5	3	120	60	-
47	УАЗ-3303	С	0,8	Конич.	5,0	2	150	60	-
48	НЗАС- 4951-01	С	0,9	Коноид.	4,5	2	180	70	-
49	ЛИАЗ 677М	С-Щ	0,7	Цилиндр.	4,0	2	100	50	-
50	ЗИЛ 133ГЯ	С	0,6	Цилиндр.	5,0	1	100	40	-
51	ГАЗ САЗ 3507-01	С	1,1	Конич.	3,5	2	120	60	-
52	ГАЗ-3307	С	1,2	Коноид.	3,0	2	100	40	-
53	ГАЗ-3102	Щ	0,4	Цилиндр.	6,0	2	80	50	3
54	УАЗ-2206	Щ	0,5	Конич.	7,0	2	80	50	3
55	УАЗ- 3741	С-Щ	0,6	Коноид.	5,0	2	90	40	3
56	ИЖ 2715-01	Щ	0,3	Цилиндр.	7,0	2	170	60	5
57	ГАЗ 302	С	0,7	Конич.	4,0	2	120	30	-
58	Икарус 280.64	Щ	0,6	Коноид.	5,0	1	90	50	5
59	Тойота «Королла»	Щ	0,3	Цилиндр.	4,0	3	100	30	5
60	НЗАС 4208	С	0,5	Коноид.	6,0	2	100	40	-

Примечания: 1. В таблице 3.1 сделаны следующие сокращения: В – вариант задания; Т.у. – тип установки; Д – давление мойки, МПа; Ф.н. – форма насадка, d – диаметр насадка, мм; N – число рамок; d_{max} – наибольший диаметр трубопровода в мм; d_{min} – наименьший диаметр трубопровода в мм; n – число щёток; С – струйная моечная установка; С-Щ – струйно-щёточная моечная установка; Щ – щёточная моечная установка.

2. В расчётах диаметры трубопроводов принимать в пределах, установленных заданием.

3. Число сеток принять равным 1, число задвижек – 2, число колен трубопроводов – по усмотрению студента.

Практическая работа № 4 (2 часа)

Цель работы: изучить методику расчета механизированного привода (пневматического и гидравлического).

4 Расчет механизированного привода

Задачи для решения

1. Определить усилие на штоке пневматического цилиндра двустороннего действия $P_{шт}$, если диаметр цилиндра $D = 70$ мм, рабочее давление $p = 0,63$ МПа, воздух подается в полость со штоком.
2. Определить усилие на штоке гидравлического цилиндра двустороннего действия $P_{шт}$, если диаметр цилиндра $D = 55$ мм, рабочее давление $p = 3,2$ МПа, масло подается в полость без штока.
3. Определить усилие на штоке диафрагменной камеры, если $D = 240$ мм, $d = 148$ мм, рабочее давление воздуха $p = 0,4$ МПа.
4. Определить диаметр пневматического цилиндра двустороннего действия D , если усилие на штоке $P_{шт} = 2350$ Н, рабочее давление $p = 0,63$ МПа, воздух подается в полость со штоком.
5. Подобрать гидравлический цилиндр двустороннего действия, если необходимо создать усилие на штоке $P_{шт} = 5000$ Н, рабочее давление $p = 6,3$ МПа, масло подается в полость со штоком.
6. Какое рабочее давление необходимо создать в гидравлическом цилиндре двустороннего действия, если необходимо создать усилие на штоке $P_{шт} = 6800$ Н, диаметр цилиндра $D = 80$ мм, масло подается в полость без штока.

Формулы для решения задач

Усилие на штоке цилиндра двустороннего действия (пневматического и гидравлического) определяется по формулам:

- при подаче рабочей среды в бесштоковую полость

$$P_{шт} = 0,785 D_{ц}^2 p \eta, \text{ Н} \quad (4.1)$$

- при подаче рабочей среды в штоковую полость

$$P_{шт} = 0,785 (D_{ц}^2 - d_{шт}^2) p \eta, \text{ Н}, \quad (4.2)$$

где $D_{\text{ц}}$ – диаметр цилиндра, мм;

$d_{\text{шт}}$ – диаметр штока, мм;

p – номинальное рабочее давление, Н/мм²;

η – коэффициент полезного действия (для пневмопривода – 0,85, для гидропривода – 0,9).

В расчетах можно принять $d_{\text{шт}} = 0,5 D_{\text{ц}}$.

Усилие на штоке пневматической камеры определяется по формуле

$$P_{\text{шт}} = 0,26 (D^2 + Dd + d^2) p \eta, \text{ Н}, \quad (4.3)$$

где D – диаметр диафрагмы, мм;

d – диаметр штока, мм.

При $d = 0,7 D$

$$P_{\text{шт}} = 0,58 D^2 p \eta, \text{ Н} \quad (4.4)$$

Практическая работа № 5 (4 часа)

Цель работы: изучить методику расчета винтовых зажимных устройств и резьбовых прихватов.

5 Расчет винтовых зажимов, резьбовых прихватов

Задачи для решения

1. Определить силу зажима Q , создаваемую винтовым зажимным устройством, если резьба М 20, а нажимной торец винта – плоский.

2. Определить силу зажима Q , создаваемую винтовым зажимным устройством, если резьба М 20, а закрепление детали шестигранной гайкой.

3. Определить силу зажима Q , создаваемую винтовым зажимным устройством, если резьба М 22, а закрепление детали круглой гайкой.

4. Определить силу зажима Q , создаваемую винтовым зажимным устройством, если резьба болта М 20, а нажимной торец винта – сферический.

5. Определить силу зажима Q , создаваемую винтовым зажимным устройством, если резьба М 17, а нажимной торец винта – плоский.

6. Определить силу зажима Q , создаваемую винтовым зажимным устройством, если резьба М 12, а закрепление детали шестигранной гайкой.

7. Определить силу зажима Q , создаваемую винтовым зажимным устройством, если резьба болта М 24, а нажимной торец винта – сферический.

8. Определить силу зажима Q , создаваемую винтовым зажимным устройством и подобрать форму рукоятки винта, если резьба болта М 24, а нажимной торец винта выполнен в 2-х вариантах – сферическим и плоским.

9. Определить силу зажима Q , создаваемую винтовым зажимным устройством и подобрать форму рукоятки винта, если резьба болта М 16, а нажимной торец винта выполнен в 2-х вариантах – сферическим и плоским.

10. Определить силу зажима Q , создаваемую винтовым зажимным устройством и подобрать форму рукоятки винта, если резьба болта М 22, а нажимной торец винта выполнен в 2-х вариантах – сферическим и плоским.

11. Определить силу зажима Q , создаваемую винтовым зажимным устройством и подобрать форму рукоятки винта, если резьба болта М 22, а нажимной торец винта выполнен в 2-х вариантах – сферическим, упирающимся в коническое углубление с углом $\beta = 120^\circ$, и плоским.

12. Определить силу зажима Q , создаваемую винтовым зажимным устройством и подобрать форму рукоятки винта, если резьба болта М 16, а нажимной торец винта выполнен в 2-х вариантах – сферическим и по торцу шестигранной гайки.

13. Определить диаметр нажимного винта и момент его затяжки для закрепления изделия с силой $Q = 5000$ Н. Установить целесообразную форму головки винта, если его торец выполнен в 2-х вариантах – плоским и сферическим.

14. Определить усилие зажима W , развиваемое Г-образным прихватом, если резьба шпильки М 24, $L = 60$ мм, $H = 100$ мм.

15. Определить усилие зажима W , развиваемое Г-образным прихватом, если резьба шпильки М 20, $L = 80$ мм, $H = 120$ мм.
16. Определить усилие зажима W , развиваемое Г-образным прихватом, если резьба шпильки М 17, $L = 70$ мм, $H = 110$ мм.
17. Определить усилие зажима W , развиваемое Г-образным прихватом, если резьба шпильки М 12, $L = 40$ мм, $H = 70$ мм.
18. Определить усилие зажима W , развиваемое Г-образным прихватом, если резьба шпильки М 22, $L = 100$ мм, $H = 120$ мм.
19. Определить усилие зажима W , развиваемое коромыслообразным прихватом, если резьба шпильки М 17, $a = 240$ мм, $b = 120$ мм.
20. Определить усилие зажима W , развиваемое коромыслообразным прихватом, если резьба шпильки М 24, $a = 80$ мм, $b = 120$ мм.
21. Определить усилие зажима W , развиваемое коромыслообразным прихватом, если резьба шпильки М 12, $a = 75$ мм, $b = 150$ мм.
22. Определить усилие зажима W , развиваемое коромыслообразным прихватом, если резьба шпильки М 12, $a = 75$ мм, $b = 150$ мм.
23. Определить усилие зажима W , развиваемое коромыслообразным прихватом, если резьба шпильки М 17, $a = 120$ мм, $b = 60$ мм.

Формулы для решения задач

Номинальный (наружный) диаметр резьбы винта d (мм) по формуле

$$d = C\sqrt{Q/[\sigma]}, \quad (5.1)$$

где C – коэффициент, для основной метрической резьбы $C = 1,4$;

Q – потребная сила зажима, Н;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение растяжения (сжатия) для материала винта. Для винтов из стали 45 с учетом износа $[\sigma] = 80\text{--}100$ МПа.

Полученное значение d округляется до ближайшего большего стандартного значения и выбирается стандартный нажимной винт или гайка.

Усилие зажима, создаваемое винтовым зажимным устройством

$$Q = PL / [r_{cp} \operatorname{tg} (\alpha + \varphi) + k], \text{ Н}, \quad (5.2)$$

где P – усилие, прикладываемое к рукоятке винта, Н (не более 150 Н);

L – длина рукоятки мм;

$$L = 12d \quad (5.3)$$

r_{cp} – средний диаметр винта, мм;

$$r_{\text{cp}} = 0,45d \quad (5.4)$$

α – угол подъема резьбы (для метрической резьбы принимается среднее значение $\alpha = 2^\circ 30'$), град;

φ – угол трения в резьбе ($\varphi = 6^\circ 34'$), град;

k – коэффициент, зависящий от формы торца нажимного винта.

- Для винта со сферическим торцом $k = 0$; (5.5)

- для винта с плоским торцом $k = 0,6 \mu r_1$; (5.6)

- для винта со сферическим торцом, упирающимся в коническое углубление с углом β , $k = R \mu \text{ctg}(\beta/2)$; (5.7)

- при закреплении по торцу шестигранной или круглой гайки

-

$$k = 0,33 \mu [(D_{\text{H}}^3 - d_{\text{B}}^3)/(D_{\text{H}}^2 - d_{\text{B}}^2)] \quad (5.8)$$

где μ – коэффициент трения по плоскости ($\mu = 1$);

D_{H} – наружный диаметр гайки (шайбы), мм;

$$D_{\text{H}} = 1,7d \quad (5.9)$$

d_{B} – диаметр отверстия гайки, мм;

$$d_{\text{B}} = d \quad (5.10)$$

r_1 – радиус плоского торца винта, мм;

R – радиус сферического торца, мм.

Момент затяжки

- для винта со сферическим торцом

$$M \approx 0,1dQ, \text{ Н}\cdot\text{мм} \quad (5.11)$$

- для винта с плоским торцом

$$M \approx 0,1dQ + (f d_1 Q / 3), \text{ Н}\cdot\text{мм} \quad (5.12)$$

- по торцу гайки

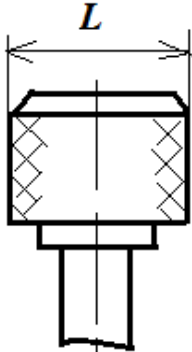
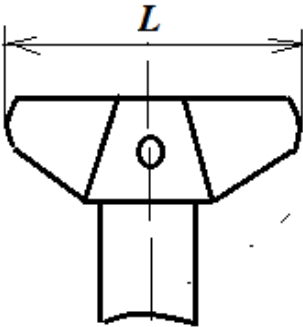
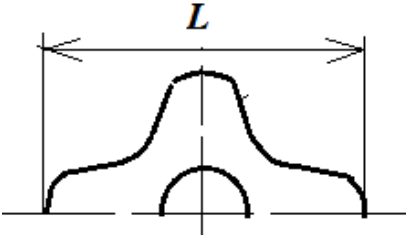
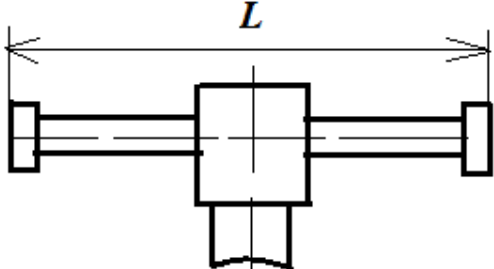
$$M = [fQ (D_{\text{H}}^3 - d_{\text{B}}^3)]/[3 (D_{\text{H}}^2 - d_{\text{B}}^2)], \text{ Н}\cdot\text{мм}, \quad (5.13)$$

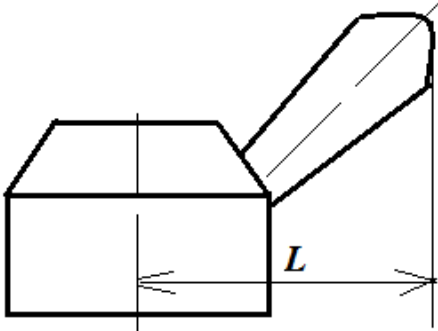
где f – коэффициент трения, $f = 0,12 \dots 0,18$.

Форма рукоятки винта выбирается по момент затяжки из табл. 5.1.

Таблица 5.1

Форма рукоятки винта

Форма рукоятки	L , мм	M , Н·мм
	20 24 30 36	700...1500 900...1800 1000...2200 1200...2500
	30 35 45 50 70	1200...2500 2500...5000 4000...6500 5000...7500 7000...8500
	40 50 60 80	4000...6500 5000...7000 6000...8000 8000...9500
	80 100 120 140	7000...8500 8000...9500 9000...11000 10000...13000

Форма рукоятки	L , мм	M , Н·мм
	75	8500...10000
	94	9200...14000
	117	10000...15000
	150	11000...16000

Усилие зажима, создаваемое Г-образным прихватом

$$W = Q [1 - (0,3 L/H)], \text{ Н}, \quad (5.14)$$

где Q – сила, создаваемая винтовым зажимом, Н;

L – длина прихвата, мм;

H – высота прихвата, мм.

Практическая работа № 6 (4 часа)

Цель работы: изучить методику расчета эксцентриковых зажимов.

6 Расчет эксцентриковых зажимов

Задачи для решения

1. Определить основные размеры круглого эксцентрика для крепления изделия по размеру с допуском $T = 3$ мм, если сила $Q = 8000$ Н, жесткость зажимного устройства $J = 10000$ Н/мм, а угол поворота рукоятки α не должен превышать 75° .

2. Определить основные размеры круглого эксцентрика для крепления изделия по размеру с допуском $T = 2,5$ мм, если сила $Q = 12000$ Н, жесткость зажимного устройства $J = 14000$ Н/мм, а угол поворота рукоятки α не должен превышать 65° .

3. Определить основные размеры круглого эксцентрика для крепления изделия по размеру с допуском $T = 4$ мм, если сила

$Q = 16000$ Н, жесткость зажимного устройства $J = 18000$ Н/мм, а угол поворота рукоятки α не должен превышать 70° .

4. Определить основные размеры круглого эксцентрика для крепления изделия по размеру с допуском $T = 2$ мм, если сила $Q = 8000$ Н, жесткость зажимного устройства $J = 10000$ Н/мм, а угол поворота рукоятки α не должен превышать 70° .

5. Определить основные размеры круглого эксцентрика для крепления изделия по размеру с допуском $T = 1,8$ мм, если сила $Q = 5000$ Н, жесткость зажимного устройства $J = 7000$ Н/мм, а угол поворота рукоятки α не должен превышать 60° .

6. Определить основные размеры круглого эксцентрика для крепления изделия по размеру с допуском $T = 2$ мм, если сила $Q = 8000$ Н, жесткость зажимного устройства $J = 10000$ Н/мм, а угол поворота рукоятки α не должен превышать 70° .

7. Определить основные размеры круглого эксцентрика для крепления изделия по размеру с допуском $T = 1,5$ мм, если сила $Q = 2000$ Н, жесткость зажимного устройства $J = 4000$ Н/мм, а угол поворота рукоятки α не должен превышать 70° .

8. Определить возможность закрепления изделия размером $H = 275^{+0,85}$ в круглом эксцентрикe.

9. Определить возможность закрепления изделия размером $H = 201^{+3,0}$ в круглом эксцентрикe.

10. Определить возможность закрепления изделия размером $H = 180^{+1,8}$ в круглом эксцентрикe.

11. Определить возможность закрепления изделия размером $H = 120^{+1,5}$ в круглом эксцентрикe.

Формулы для решения задач

Величина эксцентриситета e при ограничении угла поворота эксцентрика

$$e = (s_1 + T + Q/J) / (1 - \cos \alpha) \quad (6.1)$$

где s_1 – зазор, обеспечивающий свободу установки изделия под эксцентрик ($s_1 = 0,2 \dots 0,4$ мм), мм;

T – допуск на размер заготовки в месте зажима, мм;

Q – сила зажима, создаваемая эксцентриком, Н;

J – жесткость зажимного устройства, Н/мм;

Q/J – характеризует увеличение расстояния между эксцентриком и изделием в результате упругих отжимов звеньев системы, воспринимающих силу зажима;

α – угол поворота эксцентрика при закреплении, град.

Радиус цапфы r эксцентрика определяется задаваясь его шириной b . При $b = 2r$

$$r = \sqrt{Q/4 [\sigma_{\text{см}}]}, \text{ мм}, \quad (6.2)$$

где $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение на смятие материала эксцентрика, Н/мм²; $[\sigma_{\text{см}}] = 15 \dots 20$ Н/мм².

Радиус наружной поверхности R эксцентрика

$$R = (e - \rho') / \sin \varphi, \text{ мм}, \quad (6.3)$$

$$\rho' = f' r, \text{ мм}, \quad (6.4)$$

где f' – коэффициент трения покоя в цапфе;

φ – угол трения, град.

Для полусухих поверхностей $f' = 0,08 \dots 0,09$, $\varphi = 8^\circ$.

Ширина эксцентрика B

$$B = 0,0175 QE / R\sigma^2, \text{ мм}, \quad (6.5)$$

где E – модуль упругости материалов эксцентрика и изделия, Н/мм².
Для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм²;

σ – напряжение смятия материала эксцентрика на наружной поверхности, Н/мм². $\sigma = 400 \dots 600$ Н/мм².

Момент на рукоятке эксцентрика

$$PL = [1 + \sin(\alpha_1 + \varphi)] e Q, \text{ Н}\cdot\text{мм}, \quad (6.6)$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - \alpha,$$

где P – усилие, прикладываемое к рукоятке эксцентрика (не более 150 Н), Н;

L – длина рукоятки, мм.

Длина рукоятки эксцентрика определяется из формулы момента.

Характеристика эксцентрика

$$D/e \geq 14 \quad (6.7)$$

В расчетах для обеспечения самоторможения эксцентрика необходимо принять $D/e = 15 \dots 20$.

Ход эксцентрика $s = (1,0 \dots 1,5) T$, мм.

Конструктивно $e = s$.

Длина рукоятки эксцентрика конструктивно $L = 2,5 D$.

Сила зажима, создаваемая эксцентриком

$$Q = PL / \{\rho_1 [\operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1]\}, \quad (6.8)$$

где ρ_1 – радиус эксцентрика в точке касания, мм;

α_2 – угол подъема эксцентрика, град;

φ_1 – угол трения в точке касания, град. Для сухого трения $\varphi_1 = 6^\circ$.

Радиус эксцентрика в точке касания изменяется от $\rho_{1\max}$ до $\rho_{1\min}$.

$$\rho_{1\max} = D/2 + e, \quad (6.9)$$

$$\rho_{1\min} = D/2 - e \quad (6.10)$$

Угол подъема эксцентрика

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = 2e/D \quad (6.11)$$

Практическая работа № 7 (4 часа)

Цель работы: изучить методику расчета сил зажима при закреплении изделия в различных приспособлениях.

7 Решение задач по методике расчета сил зажима

Задачи для решения

1. Определить коэффициент запаса для операции торцевого фрезерования черновой заготовки, закрепленной в приспособлении с ручным зажимом. Заготовка установлена на планки, а сила резания создает момент.

2. Определить силу зажима Q и диаметр пневмоцилиндра, если при черновом торцевом фрезеровании $P_1 = 4000$ Н, $P_2 = 3000$ Н, $h_1 = 60$ мм, $h_2 = 30$ мм, $L = 200$ мм.

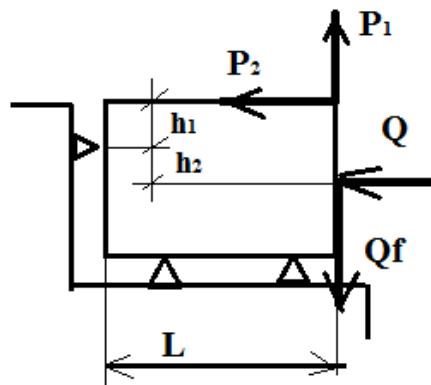


Рис. 8. Схема закрепления заготовки

3. Определить силу зажима Q и диаметр пневмоцилиндра, если при шлифовании наружной поверхности $P_1 = 4600$ Н, $P_2 = 5300$ Н, $h_1 = 40$ мм, $h_2 = 30$ мм, $L = 210$ мм (схема закрепления приведена на рис. 8).

4. Определить силу зажима Q и диаметр пневмоцилиндра, если при шлифовании наружной поверхности $P_1 = 2600$ Н, $P_2 = 3300$ Н, $h_1 = 40$ мм, $h_2 = 40$ мм, $L = 190$ мм (схема закрепления приведена на рис. 8).

5. Определить силу зажима Q и диаметр гидроцилиндра, если при шлифовании наружной поверхности $P_1 = 5600$ Н, $P_2 = 6300$ Н, $h_1 = 50$ мм, $h_2 = 30$ мм, $L = 300$ мм (схема закрепления см. на рис. 8).

6. Определить силу зажима Q и диаметр гидроцилиндра, если при черновом торцевом фрезеровании наружной поверхности $P_1 = 6000$ Н, $P_2 = 6300$ Н, $h_1 = 50$ мм, $h_2 = 50$ мм, $L = 250$ мм (схема закрепления приведена на рис. 8).

7. Определить силу зажима Q и диаметр гидроцилиндра, если при чистовом торцевом фрезеровании наружной поверхности $P_1 = 5000$ Н, $P_2 = 2300$ Н, $h_1 = 60$ мм, $h_2 = 40$ мм, $L = 250$ мм (схема закрепления приведена на рис. 8).

8. Определить силу зажима Q и диаметр гидроцилиндра, если при однократном шлифовании наружной поверхности $P_1 = 3500$ Н, $P_2 = 5200$ Н, $h_1 = 50$ мм, $h_2 = 50$ мм, $L = 270$ мм (схема закрепления приведена на рис. 8).

9. Определить возможность обработки тонкостенного кольца размерами $D_n = 110$ мм, $d_{отв} = 100$ мм и $b = 25$ мм в трехкулачковом патроне при чистовом растачивании отверстия, если $M_{рез} = 30$ Н·м, а допустимая погрешность формы не должна превышать 0,1 мм.

10. Определить возможность обработки тонкостенного кольца размерами $D_n = 100$ мм, $d_{отв} = 90$ мм и $b = 20$ мм в трехкулачковом патроне при чистовом растачивании отверстия, если $M_{рез} = 30$ Н·м, а допустимая погрешность формы не должна превышать 0,2 мм.

11. Определить возможность обработки тонкостенного кольца размерами $D_n = 100$ мм, $d_{отв} = 80$ мм и $b = 20$ мм в трехкулачковом патроне при чистовом точении наружной поверхности, если

$M_{\text{рез}} = 25 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а допустимая погрешность формы не должна превышать 0,1 мм.

12. Определить возможность обработки тонкостенного кольца размерами $D_{\text{н}} = 120 \text{ мм}$, $d_{\text{отв}} = 110 \text{ мм}$ и $b = 25 \text{ мм}$ в трехкулачковом патроне при чистовом точении наружной поверхности, если $M_{\text{рез}} = 35 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а допустимая погрешность формы не должна превышать 0,12 мм.

13. Определить возможность обработки тонкостенного кольца размерами $D_{\text{н}} = 90 \text{ мм}$, $d_{\text{отв}} = 80 \text{ мм}$ и $b = 20 \text{ мм}$ в трехкулачковом патроне при чистовом растачивании отверстия, если $M_{\text{рез}} = 28 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а допустимая погрешность формы не должна превышать 0,2 мм.

14. В цилиндрической заготовке диаметром 60 мм, закрепленной в призме с углом $\alpha = 90^\circ$, сверлят отверстие вдоль оси. Заготовка закреплена винтом с плоским опорным торцом. Определить силу зажима Q и подобрать форму рукоятки винта, если $M_{\text{рез}} = 30 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $f_1 = f_2 = 0,12$.

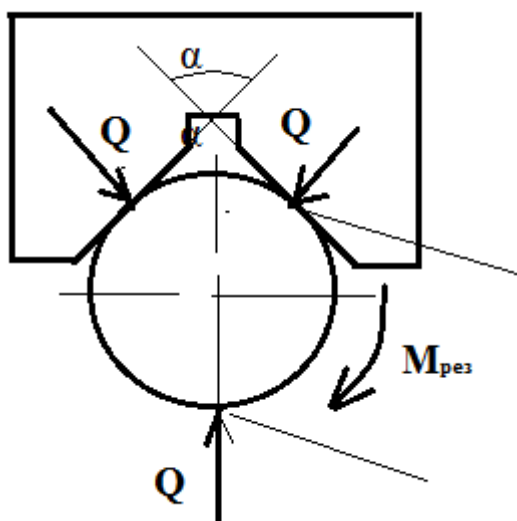


Рис. 9. Схема закрепления заготовки в призме

15. В цилиндрической заготовке диаметром 80 мм, закрепленной в призме с углом $\alpha = 90^\circ$, сверлят отверстие вдоль оси. Заготовка закреплена винтом с плоским опорным торцом. Определить силу зажима Q и подобрать форму рукоятки винта, если $M_{\text{рез}} = 40 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $f_1 = f_2 = 0,15$ (схема закрепления приведена на рис. 9).

16. В цилиндрической заготовке диаметром 65 мм, закрепленной в призме с углом $\alpha = 90^\circ$, сверлят отверстие вдоль оси. Заготовка закреплена винтом с плоским опорным торцем. Определить силу зажима Q и подобрать форму рукоятки винта, если $M_{\text{рез}} = 25 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $f_1 = 0,18, f_2 = 0,15$ (схема закрепления приведена на рис. 9).

17. В цилиндрической заготовке диаметром 70 мм, закрепленной в призме с углом $\alpha = 90^\circ$, сверлят отверстие вдоль оси. Заготовка закреплена винтом с плоским опорным торцем. Определить силу зажима Q и подобрать форму рукоятки винта, если $M_{\text{рез}} = 35 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $f_1 = 0,12, f_2 = 0,15$ (схема закрепления приведена на рис. 9).

18. В цилиндрической заготовке диаметром 100 мм, закрепленной в призме с углом $\alpha = 90^\circ$, сверлят отверстие вдоль оси. Заготовка закреплена винтом со сферическим опорным торцем. Определить силу зажима Q и подобрать форму рукоятки винта, если $M_{\text{рез}} = 35 \text{ Н}\cdot\text{м}, f_1 = f_2 = 0,15$ (схема закрепления приведена на рис. 9).

19. В цилиндрической заготовке диаметром 75 мм, закрепленной в призме с углом $\alpha = 90^\circ$, сверлят отверстие вдоль оси. Заготовка закреплена винтом со сферическим опорным торцем. Определить силу зажима Q и подобрать форму рукоятки винта, если $M_{\text{рез}} = 35 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $f_1 = 0,18, f_2 = 0,23$ (схема закрепления приведена на рис. 9).

Формулы для решения задач

Коэффициент запаса

$$K = K_0 K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6, \quad (7.1)$$

где K_0 – гарантированный коэффициент запаса, $K_0 = 1,5$;

K_1 – учитывает наличие случайных неровностей на черновых заготовках, что влечет за собой увеличение сил резания. При черновой обработке $K_1 = 1,2$, при чистовой и отделочной $K_1 = 1,0$;

K_2 – учитывает увеличение сил резания от прогрессирующего износа инструмента (табл. 7.1);

Таблица 7.1

Коэффициент K_2

Метод обработки	Компоненты сил резания	K_2	Примечание
Сверление	Крутящий момент Осевая сила	1,15 1,0	Для стали и чугуна
Предварительное зенкерование (по корке)	Крутящий момент Осевая сила	1,3 1,2	Для чугуна
Чистовое зенкерование	Крутящий момент Осевая сила	1,2 1,2	
Черновое точение и растачивание	P_z	1,0	Для стали
	P_z	1,0	Для чугуна
	P_y	1,4	Для стали
	P_y	1,2	Для чугуна
	P_x	1,6	Для стали
	P_x	1,25	Для чугуна
Чистовое точение и растачивание	P_z	1,0	Для стали
	P_z	1,05	Для чугуна
	P_y	1,05	Для стали
	P_y	1,4	Для чугуна
	P_x	1,0	Для стали
	P_x	1,3	Для чугуна
Цилиндрическое предвари- тельное и чистовое фрезеро- вание	Окружная сила	1,6...1,8	Для вязких сталей
		1,2...1,4	Для твердых сталей и чугунов
Торцевое предварительное и чистовое фрезерование	Тангенциальная сила	1,6...1,8	Для вязких сталей
		1,2...1,4	Для твердых сталей и чугунов
Шлифование	Окружная сила	1,15...1,2	
Протягивание	Осевая сила	1,5	

K_3 – учитывает увеличение сил резания при прерывистом резании. При прерывистом резании $K_3 = 1,2$, при непрерывном $K_3 = 1,0$;

K_4 – характеризует зажимное устройство с точки зрения постоянства развиваемых им сил. Для зажимного устройства прямого действия $K_4 = 1,0$, для устройств самотормозящего типа (ручных) $K_4 = 1,3$;

K_5 – характеризует удобство расположения рукоятки в ручных зажимных устройствах. При удобном расположении рукоятки и малом диапазоне угла ее поворота ($< 90^\circ$) $K_5 = 1,0$. При большом диапазоне угла поворота рукоятки ($> 90^\circ$) $K_5 = 1,2$;

K_6 – учитывается только при наличии моментов, стремящихся повернуть изделие и зависит от площади установочной поверхности.

При установке изделия на опоры с ограниченной поверхностью контакта $K_6 = 1,0$. При установке изделия на плоскость $K_6 = 1,5$.

Сила зажима при закреплении заготовки в трехкулачковом патроне

$$Q = KM / (3 f R), \text{ Н}, \quad (7.1)$$

где M – момент резания, Н·мм;

R – радиус заготовки, мм;

f – коэффициент трения, $f = 0,12 \dots 0,18$.

Закрепление кольца в трехкулачковом патроне. При закреплении кольца в трехкулачковом патроне возникают погрешности формы цилиндрической поверхности в виде прогибов и выпучиваний. В табл. 7.2 приведены значения наибольших прогибов и выпучиваний и погрешностей формы.

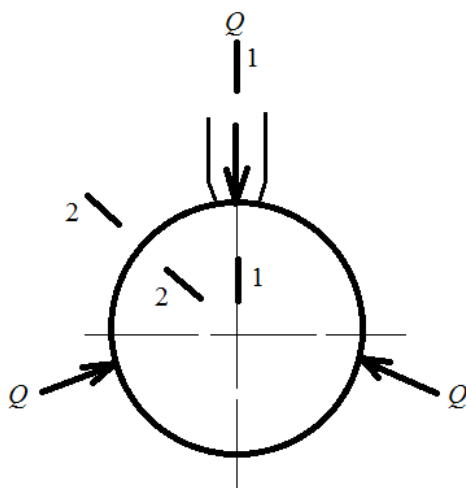


Рис. 10. Схема закрепления кольца в узких кулачках

Таблица 7.2

Значения погрешностей формы кольца

Схема закрепления	Наибольший прогиб	Наибольшее выпучивание	Погрешность формы	Наибольший прогиб	Наибольшее выпучивание	Погрешность формы
	При $Q = const$			При $M = const$		
	0,016C	-0,014C	0,06C	0,011C	-0,009C	0,04C

Перемещение

$$C = QR_{\text{ср}}^3 / EJ, \text{ мм}, \quad (7.2)$$

где $R_{\text{ср}}$ – средний радиус кольца, мм;

E – модуль упругости материала кольца, Н/мм²;

$E = 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм²;

J – момент инерции сечения кольца, мм⁴.

Сечение кольца имеет форму прямоугольника.

Момент инерции прямоугольного сечения

$$J = bh^3 / 12, \text{ мм}^4, \quad (7.3)$$

где b – ширина кольца, мм;

h – высота сечения кольца, мм.

Если в результате расчетов установлено, что обработать кольцо при закреплении в обычных тонких кулачках невозможно (погрешность формы $\Delta_{\text{фр}}$ больше заданной $\Delta_{\text{фз}}$), необходимо проверить возможность его закреплении в широких охватывающих кулачках.

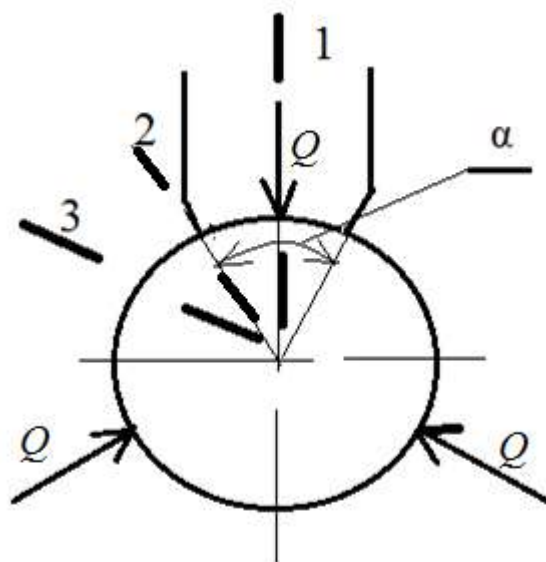


Рис. 11. Схема закрепления кольца в широких охватывающих кулачках

Для этого необходимо определить погрешность формы кольца при закреплении в широких охватывающих кулачках

$$\Delta_{\text{фш}} = 0,1\Delta_{\text{фз}} / C, \text{ см} \quad (7.4)$$

По $\Delta_{\text{фш}}$ из табл. 7.3 определяют угол охвата α .

Таблица 7.3

Погрешности формы кольца при закреплении
в широких охватывающих кулачках

α°	Перемещения, см, при $C = 1 \text{ см}$			Погрешность формы $\Delta_{\text{фш}}$, см
	δ_1	δ_2	δ_3	
10	0,030	0,029	−0,027	0,057
20	0,026	0,022	−0,024	0,050
30	0,019	0,014	−0,019	0,040
40	0,012	0,007	−0,014	0,028
50	0,004	0,003	−0,007	0,012

Сила зажима при закреплении заготовки в призме с углом α

$$Q = KM / [f_1 R + (f_2 R / \sin \alpha / 2)], \quad (7.5)$$

где f_1 и f_2 – коэффициенты трения между заготовкой установочными и зажимными элементами.

α – угол призмы.

Список рекомендуемой литературы

1. Андреев, Г. Н. Проектирование технологической оснастки машиностроительного производства: учебное пособие для машиностроит. спец. вузов / Г. Н. Андреев, В. Ю. Новиков, А. Г. Схиртладзе; под ред. Ю. М. Соломенцева. – 3-е изд., стер. – Москва: Высшая школа, 2001. – 415 с.

2. Афанасиков, Ю. И. Проектирование моечно-очистного оборудования авторемонтных предприятий / Ю. И. Афанасиков. – Москва: Транспорт, 1987. – 208 с.

3. Башта, Т. М. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / Т. М. Башта. – Москва: Машиностроение, 1970. – 503 с.

4. Белоусов, А. П. Проектирование станочных приспособлений / А. П. Белоусов. – Москва: Высш. шк., 1980. – 240 с.
5. Бондаренко, Е. В. Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования / Е. В. Бондаренко, Р. С. Фаскиев. – Москва: Машиностроение, 2011. – 304 с.
6. Гейер, В. Г. Гидравлика и гидропривод / В. Г. Гейер, В. С. Дулин, А. Н. Заря. – Москва: Недра, 1991. – 402 с.
7. Горохов В. А. Проектирование и расчет приспособлений: учебное пособие для студентов вузов машиностроительных специальностей / В. А. Горохов. – Минск: Высшая школа, 1996. – 328 с.
8. Завьялов, С. Н. Мойка автомобилей / С. Н. Завьялов. – Москва: Транспорт, 1984. – 267 с.
9. Завьялов, С. Н. Организация механизированной мойки / С. Н. Завьялов. – Москва: Транспорт, 1976. – 240 с.
10. Карелин, В. Я. Насосы и насосные станции / В. Я. Карелин, А. В. Минаев. – Москва: Стройиздат, 1986. – 432 с.
11. Киселёв, П. Г. Справочник по гидравлическим расчётам / П. Г. Киселев. – Москва: Энергия, 1974. – 473 с.
12. Корсаков, В. С. Основы конструирования приспособлений / В. С. Корсаков. – Москва: Машиностроение, 1983. – 277 с.
13. Андреева, Н. А. Механизация технологических процессов автотранспортных и авторемонтных предприятий [Электронный ресурс] : методические указания к практическим занятиям для студентов направления 23.03.03 (190600.62) «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», всех форм обучения / Н. А. Андреева; ФГБОУ ВПО «Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева», Каф. эксплуатации автомобилей. – Кемерово, 2014. – 52 с. – Режим доступа: <http://library.kuzstu.ru/meto.php?n=50>.
14. Сергеев, А. И. Проектирование приспособлений: учебное пособие / А. И. Сергеев; под ред. В. П. Апсина. – Москва: МАДИ, 1992. – 116 с.