

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
Ульяновский государственный технический университет

А. Ш. Хусаинов, С. П. Бортников

**РАСЧЁТ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ
АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

Ульяновск 2003

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
Ульяновский государственный технический университет

А. Ш. Хусаинов, С. П. Бортников

**РАСЧЁТ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ
АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

Методические указания
к практическим работам по дисциплине
«**Основы проектирования и эксплуатации технологического
оборудования**»

Ульяновск 2003

УДК 629.113.004(076)
ББК 30.82 Я 7
Х98

Рецензент

Генеральный директор ООО «УНИТЭК – АВТО»,
канд. техн. наук В. В. Епифанов

Одобрено секцией методических пособий научно-методического совета Ульяновского государственного технического университета

Хусаинов А.Ш.

Х98 Расчёт исполнительных механизмов технологического оборудования автотранспортных предприятий: Методические указания к практическим работам / А. Ш. Хусаинов, С. П. Бортников – Ульяновск: УлГТУ, 2003. – 37 с.

Указания написаны в соответствии с типовой и рабочими программами дисциплины «Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования».

Указания предназначены для подготовки и выполнения практических работ, а также могут быть полезны при выполнении курсового и дипломного проектов студентами всех форм обучения направления 653300 «Эксплуатация наземного транспорта и транспортного оборудования» специальности 150200 «Автомобили и автомобильное хозяйство».

Работа выполнена на кафедре «Автомобили».

УДК 629.113.004
(076)
ББК 30.82 Я 7

©Оформление. УлГТУ, 2003

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	5
1. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЁТ МЕХАНИЗМОВ.....	5
1.1. Расчёт бруса на устойчивость.....	5
1.2. Расчёт на прочность при растяжении и сжатии. Допускаемые напряжения	8
1.3. Расчёт на прочность при срезе. Допускаемые напряжения.....	8
1.4. Расчёт на прочность при кручении. Допускаемые напряжения	9
1.5. Расчёт на изгибную прочность	10
1.6. Пример расчёта сжатых стержней на устойчивость.....	11
1.7. Расчёт механизма на прочность.....	12
1.7.1. РАСЧЁТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА	12
1.7.2. Проверочный расчёт винта на прочность.....	13
1.7.3. Расчёт передачи «винт-гайка» на износостойкость.....	14
1.7.4. Проверочный расчет подъемных рычагов подъемника на изгиб	15
1.8. Шпоночные и шлицевые соединения	16
1.8.1. Методика расчета	16
1.8.2. Пример проверки прочности шпоночных соединений	20
2. РАСЧЁТ ОБЪЁМНОГО ГИДРОПРИВОДА	22
2.1. Расчёт гидронасоса.....	22
2.2. Расчёт гидроцилиндра	24
3. РАСЧЁТ ЭЛЕКТРОПРИВОДА	25
3.1. Цикл включения электродвигателя	25
3.2. Потребная статическая мощность	26
3.3. Пусковые перегрузки двигателя	26
3.4. Пример расчёта электропривода	27
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	29
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	32
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	2

ПРЕДИСЛОВИЕ

В состав технологического оборудования автотранспортных предприятий входит большое число узлов и механизмов. Среди них наибольшее распространение получили передачи винт – гайка, гидроцилиндры, редукторы, рычажные механизмы и т. п. Большинство из них имеет электропривод.

Надёжную и безопасную работу оборудования обеспечивают расчётом узлов при их проектировании. Как правило, составляющие оборудование узлы и механизмы рассчитывают по отдельности. Сначала по схеме (чертежу) оборудования и его характеристикам определяют рабочие нагрузки в узлах, мощность привода. Затем определяют необходимость и виды расчётов каждой из деталей (растяжение (сжатие, устойчивость), сдвиг (срез), изгиб, кручение, износостойкость).

1. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЁТ МЕХАНИЗМОВ

1.1. Расчёт бруса на устойчивость

Брус под воздействием центрально приложенных по его концам малых сжимающих сил деформируется, оставаясь прямым. Возникшие при этом внутренние напряжения уравнивают внешние силы.

Для надёжной эксплуатации бруса эта прямолинейная равновесная форма должна быть устойчивой в том смысле, что, будучи нарушена каким-либо кратковременным внешним воздействием любого направления, она должна полностью восстановиться (брус, временно выйдя из прямолинейного состояния, вернётся в него после совершения нескольких циклов затухающих колебаний).

Способность бруса устойчиво сохранять прямолинейную форму в равновесии зависит от величины сжимающих сил (нагрузок). При некотором достаточно большом значении нагрузок нарушенная толчком прямолинейная форма равновесия бруса окажется утраченной им навсегда (брус не вернётся в прямолинейное положение). Это значение нагрузки, при котором исходная прямолинейная форма равновесия перестает быть устойчивой (т. е. происходит потеря устойчивости), называется *критическим значением нагрузки*. Если нагрузки достигнут критического уровня, то брус потеряет устойчивость и будет разрушен.

Величина критической силы P_k для однопролётного стержня, нагруженного по концам центрально приложенными силами, вычисляют по формуле Эйлера

$$P_k = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{\min}}{(\mu \cdot l)^2}, \quad (1)$$

где E – модуль продольной упругости материала бруса, МПа; I_{\min} – минимальный момент инерции площади поперечного сечения бруса, м²; l – длина бруса, м; μ – коэффициент, учитывающий способ закрепления концов бруса (табл. 1).

1. Коэффициент μ приведения длины бруса

Схема	Вид			
Коэффициент приведения	0,5	0,7	1,0	2,0
Оценка устойчивости бруса	высокая	хорошая	нормальная	низкая

Критическое напряжение, вызываемое силой P_k , определяют по формуле

$$\sigma_k = \frac{P_k}{F} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2}, \quad (2)$$

где $\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{\min}}$ – гибкость – обобщённая геометрическая характеристика ус-

тойчивости бруса; $i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{F}}$ – минимальный радиус инерции поперечного сечения бруса, м; F – площадь поперечного сечения бруса, м².

Формулы (1) и (2) справедливы только при упругом состоянии материала, поэтому необходимо ввести ограничение по гибкости бруса, меньше которой брус пластически деформируется, при этом его устойчивость оказывается значительно ниже расчётной (т. е. для «коротких, жёстких» брусьев формулы (1) и (2) не подходят, но такие брусья тоже могут потерять устойчивость).

Минимально допустимую гибкость, для которой справедливы формулы (1) и (2), определяют из формулы (2), подставив в неё вместо напряжения предел пропорциональности материала:

$$\lambda_{пред} \geq \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_n}}, \quad (3)$$

где σ_n – предел пропорциональности материала, МПа.

СПРАВКА: предел пропорциональности σ_n это такое напряжение, меньше которого в материале после снятия нагрузки не остаётся деформаций: $\sigma_n < \sigma_T \ll \sigma_B$.

Использование формулы Эйлера для брусьев, гибкость которых меньше предельной, крайне опасно по своим последствиям.

Для брусьев малой и средней гибкости ($\lambda < \lambda_{пред}$) расчёт критических напряжений проводят по эмпирической зависимости Ф. С. Ясинского:

$$\sigma_{кр} = a - b \cdot \lambda, \quad (4)$$

где a, b – эмпирические коэффициенты (табл. 2).

2. Коэффициенты a, b в зависимости (4)

Материал	$\lambda_{пред}$	a	b
Ст2, Ст3	100	310	1,14
Ст5	100	464	3,26
Сталь40	90	321	1,16
Кремнистая сталь	100	589	3,82
Дерево (сосна)	110	29,3	0,194
Чугун*	80	776	12,0

* – для чугуна используют зависимость $\sigma_{кр} = 776 - 12 \lambda + 0,053 \lambda^2$.

При некотором (очень малом) значении $\lambda = \lambda_0$ величина $\sigma_{кр}$, вычисленная по зависимости (4), становится равной предельному напряжению при сжатии, а именно:

для пластичных материалов $\sigma_{кр} = \sigma_m$,

для хрупких материалов $\sigma_{кр} = \sigma_B$.

Таким образом, брусья, устойчивость λ которых меньше λ_0 , называют брусьями малой гибкости и рассчитывают только на прочность.

1.2. Расчёт на прочность при растяжении и сжатии. Допускаемые напряжения

Напряжения растяжения или сжатия определяют по следующей зависимости:

$$\sigma = \frac{P}{F} \leq [\sigma], \quad (5)$$

где P – нагрузка, Н; F – площадь поперечного сечения, м²; $[\sigma]$ – допускаемые напряжения, МПа.

В зависимости от *вида нагрузки* и материала при выборе допускаемого напряжения берут то или иное исходное предельное напряжение.

В случае **хрупкого** материала (HRC > 30...35) за исходное предельное напряжение берут предел прочности:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\sigma}}{\alpha \cdot k}, \quad (6)$$

где σ_{σ} – предел прочности материала, МПа [1, глава 14]; α – коэффициент концентрации напряжений; k – запас прочности.

При наличии в детали концентраторов напряжений (шпоночный паз, галтель, ступень, отверстие и т. п.) желательно выбирать пластичный материал (или хотя бы предусмотреть в технологическом процессе изготовления детали термические операции отпуска).

Если деталь выполнена из неоднородного материала, например, чугуна, то коэффициент концентрации напряжений α не учитывается.

В случае **пластичного** материала (HRC < 25...30, HB < 250...300) за исходное предельное напряжение берут предел текучести:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{k}, \quad (7)$$

где σ_T – предел текучести [1, глава 14].

СПРАВКА:

✓ Для пластичных материалов σ_T значительно ниже предела прочности σ_{σ} , но несколько больше предела пропорциональности σ_n

$$\sigma_n < \sigma_T \ll \sigma_{\sigma}.$$

✓ Для хрупких материалов $\sigma_T \rightarrow \sigma_{\sigma}$.

1.3. Расчёт на прочность при срезе. Допускаемые напряжения

При расчёте балки на срез определяют касательные напряжения

$$\tau = \frac{P}{F} \leq [\tau], \quad (8)$$

где F – площадь балки в сечении, параллельном вектору силы P ; $[\tau]$ – допускаемые напряжения:

➤ для хрупких материалов $[\tau] = (0,7 \dots 1,0) [\sigma]$;

➤ для пластичных материалов $[\tau] = (0,5 \dots 0,6) [\sigma]$.

Примечание 1: Коэффициент при $[\sigma]$ тем больше, чем выше твёрдость материала детали.

Примечание 2: Твёрдость хрупких материалов (на основе железа) чаще всего лежит в пределах HRC 30...60, твёрдость пластичных материалов – HB 150...350.

Примечание 3: Коэффициент при $[\sigma]$ для волокнистых материалов при сдвиге вдоль волокон определяют индивидуально для каждого конкретного случая (например, для сосны – 0,1).

Относительную деформацию балки в плоскости сдвига определяют по формуле

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{G}. \quad (9)$$

Модуль упругости при сдвиге (срезе) G (модуль упругости 2 рода) определяют по формуле

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}, \quad (10)$$

где E – модуль Юнга (модуль упругости первого рода); μ – коэффициент Пуассона. В большинстве случаев можно принять $G \approx 0,4 E$.

1.4. Расчёт на прочность при кручении. Допускаемые напряжения

Максимальные касательные напряжения, определяемые при расчёте на прочность при кручении (по оси вала), вычисляют по формуле

$$\tau_{\max} = \frac{M_k}{W_p} \leq [\tau], \quad (10)$$

где W_p – полярный момент сопротивления кручению, м^3 ; M_k – крутящий момент, Н м; $[\tau] = (0,5 \dots 0,6) \cdot [\sigma]$.

Полярный момент сопротивления кручению для сплошного вала определяют по формуле

$$W_p = 0,2 \cdot D^3, \quad (11)$$

где D – наружный диаметр вала, м.

Полярный момент сопротивления кручению для полого вала определяют по формуле

$$W_p = 0,2 \frac{D^4 - d^4}{D}, \quad (12)$$

СПРАВКА:

Моменты сопротивления некоторых часто встречающихся сечений (нейтральная ось совпадает с осью симметрии):

Момент сопротивления *прямоугольного сечения* с основанием b и высотой h определяется по формуле

$$W = \frac{bh^2}{6}. \quad (16)$$

Момент сопротивления для *круглого сечения* будет равен:

$$W = 0,1 d^3. \quad (17)$$

Момент сопротивления для *кольцевого сечения* будет равен:

$$W = 0,1 \frac{D^4 - d^4}{D}. \quad (18)$$

где d – внутренний диаметр вала, м.

Кроме того, полярный момент сопротивления кручению для *полого тонкостенного* вала определяют по приближённой формуле

$$W_p = \frac{\pi D^2}{2} \delta, \quad (13)$$

где δ – толщина стенки вала, м.

1.5. Расчёт на изгибную прочность

При изгибе в сечениях балки, кроме изгибающих моментов, вызывающих нормальные напряжения, действуют и поперечные силы. Касательные напряжения, вызываемые поперечными силами, достигают значительной величины только в коротких балках. Поэтому расчёт балок производится обычно только по нормальным напряжениям.

Уравнение прочности балки при изгибе выглядит следующим образом:

$$\sigma_1 = \frac{M_{\max}}{W_1} \leq [\sigma_p], \quad \sigma_2 = \frac{M_{\max}}{W_2} \leq [\sigma_{сж}], \quad (14)$$

если $[\sigma_{сж}] = [\sigma_p]$, то

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma], \quad (15)$$

где W_1, W_2 – момент сопротивления изгибу соответственно при растяжении и сжатии.

Момент сопротивления сечения изгибу $W_{1,2}$ зависит от расстояния между нейтральной осью и максимально удалённой точки сечения, соот-

ответственно на растянутой и сжатой сторонах сечения. Если сечение симметрично относительно нейтральной оси, то $W_1 = W_2 = W$.

Примечание:

Так как W в формулах (14) - (15) в знаменателе, следовательно, с увеличением момента сопротивления увеличивается и прочность балки.

1.6. Пример расчёта сжатых стержней на устойчивость

Проверить на устойчивость винт домкрата грузоподъёмностью $P = 8 \text{ т}$ (80 кН). Внутренний диаметр резьбы винта $d = 52 \text{ мм}$ (0,052 м). Максимальная высота подъёма груза $l = 800 \text{ мм}$ (0,8 м). Требуемый коэффициент запаса устойчивости $[n_y] = 3,0$. Материал винта – сталь 30 ($E = 210 \text{ ГПа}$).

РЕШЕНИЕ:

1. *Определяем гибкость винта.*

Очевидно, что винт домкрата обладает минимальной устойчивостью в крайнем верхнем положении. При этом нижний конец винта будем считать жёстко закреплённым, а верхний – свободным. При такой схеме винт имеет низкую устойчивость (см. табл. 1), а коэффициент приведения $\mu = 2,0$.

Рассчитаем момент инерции круглого сечения (ось проходит через центр тяжести сечения):

$$I = \frac{\pi d^4}{64}; \quad I = \frac{\pi \cdot 0,052^4}{64} = 3,58908 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4.$$

Рассчитаем площадь поперечного сечения:

$$F = \frac{\pi d^2}{4}; \quad F = \frac{\pi \cdot 0,052^2}{4} = 2,12371 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Рассчитаем минимальный радиус сечения:

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{F}}; \quad I_{\min} = I; \quad i_{\min} = 0,0129 \approx 0,013 \text{ м}.$$

Рассчитаем гибкость винта:

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{\min}}; \quad \lambda = \frac{2 \cdot 0,8}{0,013} = 123.$$

2. *Определим критическую силу.*

Так как гибкость винта выше предельной (см. табл. 2), следовательно, критическую силу нужно определять по формуле Эйлера:

$$P_k = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{(\mu l)^2}; \quad P_k = \frac{\pi^2 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot 3,58908 \cdot 10^{-7}}{(2 \cdot 0,8)^2} \approx 290,6 \text{ кН}.$$

3. *Определим запас устойчивости.*

$$n_y = \frac{P_k}{P} \geq [n_y]; \quad n_y = \frac{290600}{80000} = 3,6325 \geq 3.$$

Решение окончено: устойчивость винта достаточна.

1.7. Расчёт механизма на прочность

Исходные данные для расчёта:

- ✓ грузоподъёмность стойки с учётом веса каретки $Q = 4250$ кг;
- ✓ стандартный редуктор 461 – 8300, $i = 16,5$;
- ✓ гайка 463 – 131.000, упорная резьба 56×12 ;
- ✓ двигатель с частотой вращения $n_{дв} = 1400$ мин⁻¹.

1.7.1. РАСЧЁТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА

Требуемая мощность привода определяется по формуле

$$N = \frac{Q \cdot V}{102 \cdot \eta}, \text{ кВт}, \quad (19)$$

где V – скорость подъёма, м/с; Q – грузоподъёмность стойки с учётом веса каретки, кг; η – КПД привода в долях единицы.

Скорость подъёма равна:

$$V = n_B \cdot S_B, \text{ м/с}, \quad (20)$$

где n_B – число оборотов винта, с⁻¹; S_B – шаг винта, м.

Определим скорость вращения винта:

$$n_B = \frac{n_{дв}}{i}, \text{ мин}^{-1}. \quad (21)$$

$$n_B = \frac{1400}{16,5} = 84,8 \text{ мин}^{-1}.$$

$$V = \frac{84,8}{60} \cdot 0,012 = 0,017 \text{ м/с};$$

Определим КПД привода по формуле

$$\eta = \eta_{чр} \cdot \eta_m^2 \cdot \eta_{пк}^{12} \cdot \eta_{вп}, \quad (22)$$

где $\eta_{чр}$ – КПД червячного редуктора; $\eta_m = 0,99$ – КПД муфт; 2 – число муфт в приводе; $\eta_{пк} = 0,99$ – КПД подшипников качения; 12 – число подшипников качения; $\eta_{вп}$ – КПД винтовой передачи.

КПД червячного редуктора равен:

$$\eta_{чр} = (0,75 \dots 0,82) \cdot \eta_{пк}^4 \quad (23)$$

$$\eta_{чр} = 0,75 \cdot 0,99^4 = 0,72.$$

КПД винтовой передачи равен:

$$\eta_{вп} = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho')}, \quad (24)$$

где λ – угол подъёма резьбы, град; ρ' – приведённый угол трения, град.

Угол подъёма резьбы равен:

$$\lambda = \operatorname{arctg} \frac{S_B}{\pi \cdot d_{cp}}, \quad (25)$$

где $d_{cp} = 0,056$ – средний диаметр резьбы, м.

$$\lambda = \operatorname{arctg} \frac{0,012}{\pi \cdot 0,056} = 3^\circ 54'.$$

Приведённый угол трения определим по следующей зависимости:

$$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (26)$$

где $f = 0,1$ коэффициент трения; $\alpha = 33$ – угол профиля резьбы, град.

$$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{0,1}{\cos \frac{33}{2}} = 6^\circ$$

$$\eta_{\text{вп}} = \frac{\operatorname{tg} 3^\circ 54'}{\operatorname{tg}(3^\circ 54' + 6^\circ)}, \quad \eta_{\text{вп}} = 0,39.$$

$$\eta = 0,72 \cdot 0,99^2 \cdot 0,99^4 \cdot 0,39, \quad \eta = 0,241.$$

Таким образом, требуемая мощность привода равна:

$$N = \frac{4250 \cdot 0,0017}{102 \cdot 0,241}, \quad N = 2,94 \text{ кВт.}$$

По результатам расчётов выбираем электродвигатель модели ИМ 3081, $N = 3$ кВт, $n_{\text{дв}} = 1400$ об/мин.

1.7.2. Проверочный расчёт винта на прочность

Условие прочности определяется следующей зависимостью

$$\sigma_3 \leq [\sigma_p], \quad (27)$$

где $[\sigma_p]$ – допустимое значение напряжений материала винта, МПа. Для стали 45, из которой изготовлен винт, $[\sigma_p] = 100$ МПа;

σ_3 – расчётное значение напряжений винта, МПа, определяемое по формуле

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}, \text{ МПа,} \quad (28)$$

где σ – напряжение растяжения винта, МПа; τ – касательные напряжения, возникающие при кручении, МПа.

Определим напряжение растяжения в материале винта по следующей зависимости:

$$\sigma = \frac{Q}{F}, \text{ Па}, \quad (29)$$

где $F = 17,3 \cdot 10^{-4}$ – площадь сечения винта по внутреннему диаметру резьбы, м^2 .

$$\sigma = \frac{42500}{17,3 \cdot 10^{-4}}, \sigma = 24,57 \text{ МПа}.$$

Определим напряжения кручения в материале винта по следующей зависимости:

$$\tau = \frac{M_{\text{к}}}{W_{\text{к}}}, \text{ Па}, \quad (30)$$

где $M_{\text{к}}$ – момент кручения, $\text{Н}\cdot\text{м}$; $W_{\text{к}}$ – момент сопротивления винта на кручение, м^3 .

Момент кручения равен:

$$M_{\text{к}} = \frac{30 \cdot N \cdot \eta}{\pi \cdot n_{\text{В}}}, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (31)$$

$$M_{\text{к}} = \frac{30 \cdot 3000 \cdot 0,241}{\pi \cdot 84,8}, M_{\text{к}} = 81,42 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент сопротивления равен:

$$W_{\text{к}} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16}, \text{ м}^3, \quad (32)$$

где $d_1 = 4,17 \cdot 10^{-2}$ – внутренний диаметр резьбы, м .

$$W_{\text{к}} = \frac{\pi(4,17 \cdot 10^{-2})^3}{16}, W_{\text{к}} = 14,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

$$\tau = \frac{81,42}{14,2 \cdot 10^{-6}}, \tau = 5,73 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{\text{э}} = \sqrt{24,57^2 + 3 \cdot 5,73^2}, \sigma_{\text{э}} = 26,50 \text{ МПа}.$$

$26,5 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа}$, следовательно, условие прочности выполнено.

1.7.3. Расчёт передачи «винт-гайка» на износостойкость

Из условия износостойкости для стального винта и бронзовой гайки допускаемое давление в резьбе:

$$[P] \leq 8 \dots 10 \text{ МПа}.$$

Расчётное давление в резьбе определяется по формуле:

$$P = \frac{Q}{\pi \cdot \psi \cdot \xi \cdot d_{\text{ср}}^2}, \text{ Па}, \quad (33)$$

где ψ – коэффициент высоты гайки; ξ – отношение высоты рабочего профиля резьбы к её шагу.

Коэффициент высоты гайки определяется по формуле

$$\psi = \frac{h_{\Gamma}}{d_{\text{ср}}}, \quad (34)$$

где $h_{\Gamma} = 0,1$ м – высота гайки.

$$\psi = \frac{0,1}{0,056}, \quad \psi = 1,789.$$

Отношение высоты рабочего профиля резьбы к её шагу определяется по формуле:

$$\xi = \frac{h_{\text{р}}}{S_{\text{В}}}, \quad (35)$$

где $h_{\text{р}} = 0,009$ м – высота рабочего профиля резьбы.

$$\xi = \frac{0,009}{0,012}, \quad \xi = 0,75.$$

$$P = \frac{42500}{\pi \cdot 1,789 \cdot 0,75 \cdot 0,056^2}, \quad P = 3,2 \text{ МПа.}$$

3,2 МПа < 8 МПа, следовательно, условие износостойкости выполнено.

1.7.4. Проверочный расчет подъемных рычагов подъемника на изгиб

Проверочный расчёт подъёмного рычага на изгиб произведём по методу расчёта балки.

Условие прочности балки под действием изгибающего момента:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и max}}}{W'_{\text{x}}} \leq [\sigma_{\text{и}}], \quad (36)$$

где $M_{\text{и max}}$ – наибольший изгибающий момент, Н·м; W'_{x} – момент сопротивления балки, м³; $\sigma_{\text{и}}$ – напряжение изгиба, Па; $[\sigma_{\text{и}}]$ – допускаемое напряжение при изгибе, Па.

Наибольший изгибающий момент равен:

$$M_{\text{и max}} = M_{\text{и}} \cdot n, \text{ Н·м,} \quad (37)$$

где $M_{\text{и}}$ – изгибающий момент, Н·м; $n = 1,5$ – коэффициент запаса.

По определению, изгибающий момент равен:

$$M_{\text{и}} = Q \cdot l, \text{ Н·м,} \quad (38)$$

где $l \approx 0,4$ – плечо действия силы Q , м.

$$M_{и} = 42500 \cdot 0,4, \quad M_{и} = 17000 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$M_{и\text{max}} = 25500 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент сопротивления для полого прямоугольного бруса определяется по формуле:

$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6} - \frac{b_0 \cdot h_0^2}{6}, \text{ м}^3, \quad (39)$$

где $b = 0,15$ – ширина внешней стенки бруса, м; $h = 0,1$ – высота внешней стенки бруса, м; $b_0 = 0,14$ – ширина внутренней стенки бруса, м; $h_0 = 0,09$ – высота внутренней стенки бруса, м.

Подставив данные в формулу (39), получим следующее значение момента сопротивления:

$$W_x = \frac{0,15 \cdot 0,1^2}{6} - \frac{0,14 \cdot 0,09^2}{6}, \quad W_x = 6,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3.$$

Для двух симметрично расположенных брусьев:

$$W'_x = 2W_x = 2 \cdot 6,1 \cdot 10^{-5} = 12,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3.$$

Таким образом, напряжение при изгибе равно:

$$\sigma_u = \frac{25500}{12,2 \cdot 10^{-5}}, \quad \sigma_u = 209 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение при изгибе равно:

$$[\sigma_{и\text{max}}] = \frac{[\sigma]}{n}, \text{ МПа}, \quad (40)$$

где $[\sigma]$ – опасное напряжение, МПа.

$$[\sigma] = 1,2 \cdot \sigma_T, \text{ МПа}, \quad (41)$$

где $\sigma_T = 360$ – предел текучести материала балки (сталь 45), МПа.

$$[\sigma] = 1,2 \cdot 360, \quad [\sigma] = 432 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma_{и\text{max}}] = \frac{432}{1,5}, \quad [\sigma_{и\text{max}}] = 288 \text{ МПа}.$$

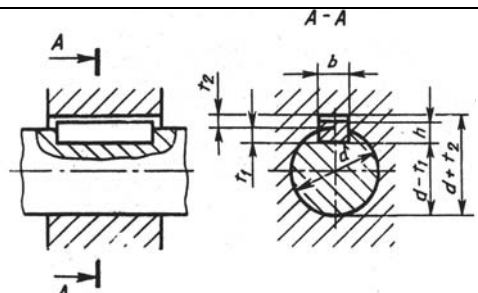
$209,0 \text{ МПа} < 288 \text{ МПа}$, следовательно, условие прочности балки под действием изгибающего момента выполняется.

1.8. Шпоночные и шлицевые соединения

1.8.1. Методика расчёта

Для соединения валов с двигателями, передающими вращение, применяют главным образом призматические шпонки (табл. 3), изготовляемые из стали, имеющей $\sigma_B \geq 590 \text{ Н/мм}^2$ (сталь 45, Ст. 6).

3. Шпонки призматические (по ГОСТ 23360-78)



d вала	Сечение шпонки		Глубина паза		d вала	Сечение шпонки		Глубина паза	
	b	h	вала t ₁	отв. t ₂		b	h	вала t ₁	отв. t ₂
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3	Св. 50 до 58	16	10	6	4,3
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8	» 58 » 65	18	11	7	4,4
» 22 » 30	8	7	4	3,3	» 65 » 75	20	12	7,5	4,9
» 30 » 38	10	8	5	3,3	» 75 » 85	22	14	9	5,4
» 38 » 44	12	8	5	3,3	» 85 » 95	25	14	9	5,4
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8	» 95 » 110	28	16	10	6,4

Примечание. 1. Стандартный ряд длин, мм: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 160; 180; (до 500)
 2. В ГОСТ 23360 – 78 даны сечения шпонок для валов d = 2 ÷ 500 мм, длины – до 500 мм.
 3. Пример условного обозначения шпонок при d = 16 мм, h = 10 мм, l = 80 мм, торцы округлённые:
Шпонка 16 × 10 × 80 ГОСТ 23360-78
 То же – с плоскими торцами: шпонка 3 – 16 × 10 × 80 ГОСТ 23360-78

Длину шпонки выбирают из стандартного ряда так, чтобы она была несколько меньше длины ступицы (на 5 – 10 мм). Проверка шпонки на смятие узких граней должна удовлетворять условию

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{d(h-t_1)l_p} \leq [\sigma]_{см}. \quad (42)$$

где M – передаваемый вращающий момент, Н·мм; d – диаметр вала в месте установки шпонки, мм; l_p – рабочая длина шпонки; для шпонки с плоскими торцами l_p = l, при скруглённых торцах l_p = l – b; [σ]_{см} – допустимое напряжение смятия: при стальной ступице и спокойной нагрузке [σ]_{см} ≤ 100 (Н/мм²), при значительных колебаниях нагрузки следует снизить [σ]_{см} на 25 %, при резко ударной – на (40 – 50) %; для насаживаемых на вал чугунных деталей приведённые значения [σ]_{см} снижать на 50 %.

Если при проверке σ_{см} окажется значительно меньше [σ]_{см}, то можно взять шпонку меньшего сечения – как для вала предыдущего диапазона, но обязательно повторить проверку её на смятие.

Если $\sigma_{см}$ будет больше $[\sigma]_{см}$, то надо ставить две шпонки под углом 180° , при проверке принимают, что каждая шпонка передает половину нагрузки.

Для относительно тонких валов (диаметром до 44 мм) допускается установка сегментных шпонок (табл. 4).

4. Шпонки сегментные (по ГОСТ 24071-97) Размеры, мм

d вала	b	h	d ₁	l	t ₁	t ₂	d вала	d	h	d ₁	l	t ₁	t ₂
Св. 10 до 12	4	5 6,5 7,5	13 16 19	12,6 15,7 18,6	3,5 5 6	1,8	Св. 22 до 30	8	9 11 13	22 28 32	21,6 27,3 31,4	6 8 10	3,3
Св. 12 до 17	5	7,5 9 10	19 22 25	18,6 21,6 24,5	5,5 7 8	2,3	Св. 30 до 38	10	13 15 16	32 38 45	31,4 37,1 43,1	10 12 13	3,3
Св. 17 до 22	6	9 10 11	22 25 28	21,6 24,6 27,3	6,5 7,5 8,5	2,8	Св. 38 до 44	12	19	65	59,1	16	3,3

Соединение проверяют на смятие по вышеприведённой зависимости ($l_p = l$), а шпонку – на срез

$$\tau_{ср} = \frac{2M}{dlb} \leq [\tau]_{ср} \quad (44)$$

Значения $[\sigma]_{см}$, как и для призматических шпонок, $[\tau]_{см} \approx 0,6 [\sigma]_{см}$.

Шлицевые соединения надёжнее шпоночных, в особенности при переменных нагрузках; в них достигается более точное центрирование ступицы на валу, а распределение усилия по шлицам облегчает перемещение подвижных деталей вдоль по валу.

В табл. 5 приведены размеры прямоугольных соединений.

Шлицевые соединения проверяют на смятие по условию

$$\sigma_{см} = \frac{M}{0,75zFR_{ср}} \leq [\sigma]_{см}. \quad (44)$$

5. Соединения шлицевые прямобочные (по ГОСТ 1139-80)

$z \times d \times D$	b	d_1	a	l	r, не более	$z \times d \times D$	b	h_1	a	t	r, не более
		не менее						не менее			
Легкая серия											
$6 \times 23 \times 26$	6	22,1	3,54	0,3	0,2	$8 \times 52 \times 58$	10	49,7	4,89	0,5	0,5
$6 \times 26 \times 30$	6	24,6	3,85			$8 \times 56 \times 62$	10	53,6	6,38		
$6 \times 28 \times 32$	7	26,7	4,03			$8 \times 62 \times 68$	12	59,8	7,31		
				$10 \times 72 \times 78$	12	69,6	5,45				
				$10 \times 82 \times 88$	12	79,3	8,62				
				$10 \times 92 \times 98$	14	89,4	10,08				
				$10 \times 102 \times 108$	10	99,9	11,49				
Средняя серия											
$6 \times 13 \times 16$	3,5	12	-	0,3	0,2	$8 \times 42 \times 48$	8	39,5	2,57	0,4	0,3
$6 \times 16 \times 20$	4	14,5	-			$8 \times 46 \times 54$	9	42,7	-		
$6 \times 18 \times 22$	5	16,7	-			$8 \times 52 \times 56$	10	48,7	2,44		
$6 \times 21 \times 25$	5	19,5	1,95			$8 \times 56 \times 65$	10	52,2	2,5		
$6 \times 23 \times 28$	6	21,3	1,34			$8 \times 62 \times 72$	12	57,8	2,4		
						$8 \times 62 \times 72$	12	57,8	2,4		
				$10 \times 72 \times 82$	12	67,4	-				
				$10 \times 82 \times 92$	12	77,1	3,0				
				$10 \times 92 \times 102$	14	87,3	4,5				
				$10 \times 102 \times 112$	16	97,7	6,3				
Тяжелая серия											
$10 \times 16 \times 20$	2,5	14,1	-	0,3	0,2	$10 \times 46 \times 56$	7	40,9	-	0,5	0,5
$10 \times 18 \times 23$	3	15,6	-			$16 \times 52 \times 60$	5	47	-		
$10 \times 21 \times 26$	3	18,5	-			$16 \times 56 \times 65$	5	50,6	-		
$10 \times 23 \times 29$	4	20,3	-								
$10 \times 26 \times 32$	4	23,0	-	$16 \times 62 \times 65$	6	56,1	-				
$10 \times 28 \times 35$	4	24,4	-	0,4	0,3	$16 \times 72 \times 82$	7	65,9	-		
$10 \times 32 \times 40$	5	28,0	-			$20 \times 82 \times 92$	6	75,6	-		
$10 \times 36 \times 45$	5	31,3	-			$20 \times 92 \times 102$	7	85,5	-		
$10 \times 42 \times 52$	6	36,9	-			$20 \times 102 \times 115$	8	98,7	-		

где M – передаваемый момент; множитель 0,75 в знаменателе введён для учёта неравномерности распределения давления по шлицам; z – число зубьев; F – расчётная площадь смятия:

$$F \approx \left(\frac{D-d}{2} - 2f \right) l, \quad (45)$$

где l – длина ступицы; $R_{cp} = \frac{D+d}{4}$.

Допускаемое напряжение $[\sigma]_{cm}$ в (Н/мм²) для поверхностей шлицев, не прошедших специальной термообработки:

при спокойной нагрузке и неподвижном соединении $[\sigma]_{cm} = 100$ МПа; то же при соединении подвижном не под нагрузкой $[\sigma]_{cm} = 40$ МПа.

При переменной и ударной нагрузке следует снижать $[\sigma]_{cm}$ в зависимости от интенсивности ударов на (30 – 50) %.

Если рабочие поверхности шлицев подвергаются специальной термомеханической обработке, то значения $[\sigma]_{cm}$ принимают на (40 – 50) % выше.

Сведения об эвольвентных шлицевых соединениях приведены в табл. 6. Проверку их на смятие выполняют по формуле, в которой $F \approx 0,8ml$, где m – модуль зубьев;

$$R_{cp} \approx \frac{D_B + d_A}{4}. \quad (46)$$

1.8.2. Пример проверки прочности шпоночных соединений

Шпонки призматические со скруглёнными торцами. Размеры сечений шпонок и пазов и длины шпонок (см. табл. 3).

Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.

Напряжения смятия и условие прочности

$$\sigma_{cm}^{max} \approx \frac{2M}{d(h-h_1)(l-b)} \leq [\sigma]_{cm} \quad (47)$$

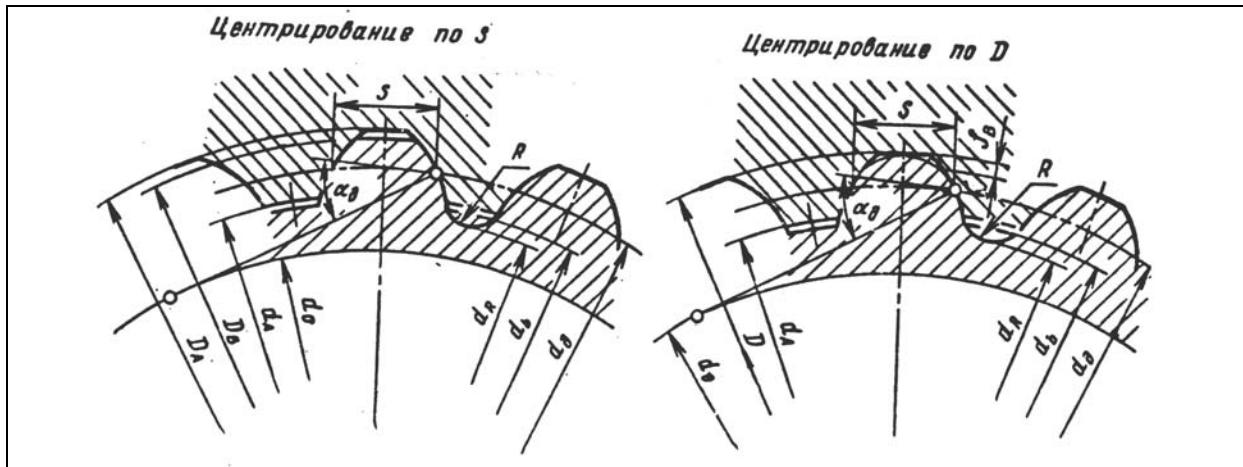
Допускаемые напряжения смятия при стальной ступице $[\sigma]_{cm} = (100 \dots 120)$ Н/мм², при чугунной ступице $[\sigma]_{cm} = (50 \dots 70)$ Н/мм².

Ведущий вал

$D = 32$ мм; $b \times h = 10 \times 8$ мм; $t = 5$ мм; длина шпонки $l = 56$ мм (при длине ступицы полумуфты МУВП 58 мм); момент на валу $M_1 = 125 \cdot 10^3$ Н·мм;

6. Эвольвентные шлицевые соединения (по ГОСТ 6033 – 80).

Размеры, мм



D	Модуль m					D	Модуль m						
	1	1,5	2	2,5	3,5		2	2,5	3,5	5	7	10	
	Число зубьев z						Число зубьев z						
20	18	12				65	32	24	18				
22	20	14				70	34	24	20	14			
25	24	16				80	38	30	22	14			
28	26	18	12			85		32	24	16			
30	28	18	14			90		34	24	16			
32	30	20	14			95		36	26	18			
35	34	22	16	12		100		38	28	18			
38	36	24	18	14									
40	38	26	18	14									
42		26	20	16		110		42	30	20	14		
45		28	22	16		120		46	34	22	16		
50		32	24	18		130		50	36	24	18		
55		36	26	20	14	140			38	26	18		
60		38	28	22	16	150			42	28	20	14	

Параметры соединений: D – номинальный наружный диаметр; диаметр делительной окружности $d_d = mz$; смещение исходного контура $x = 0,5 [D = m(z+1)]$; номинальная толщина зуба по делительной окружности $S = \frac{\pi m}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha_0$; $\alpha_d = 30^\circ$; внутренний диаметр вала: при плоской впадине $d_b = D - 2,4 m$; при закругленной впадине $d_r = D - 2,77 m$; диаметр окружности впадин отверстия при центрировании по S: $D_A = D + 0,4 m$; радиус закругления впадины для исходного контура зубчатой рейки $R = 0,47 m$.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 125 \cdot 10^3}{32(8-5)(56-10)} = 56,5 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{см} \quad (48)$$

(полумуфты МУВП изготавливают из чугуна марки СЧ 21 – 40).

Ведомый вал

Из двух шпонок – под зубчатым колесом и под звёздочкой – более нагружена вторая (меньше диаметр вала и поэтому меньше размеры поперечного сечения шпонки). Проверяем шпонку под звёздочкой:

$D = 55$ мм; $b \times h = 16 \times 10$ мм; $t = 6$ мм; длина шпонки $l = 80$ мм (при длине ступицы звездочки 85 мм); момент $M_2 = 625 \cdot 10^3$ Н·мм.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 625 \cdot 10^3}{55(10 - 6)(80 - 16)} = 88 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{см} \quad (49)$$

Обычно звёздочки изготавливают из термообработанных углеродистых или легированных сталей. Условие $\sigma_{см} < [\sigma]_{см}$ выполнено.

2. РАСЧЁТ ОБЪЁМНОГО ГИДРОПРИВОДА

2.1. Расчёт гидронасоса

Основными параметрами насосов и гидромоторов являются:

- V , м³ – рабочий объём;
- $p_{ном}$, Па – номинальное давление жидкости;
- $n_{ном}$, с⁻¹ – номинальная скорость вращения;
- Q_n , м³/с – подача насоса;
- N_n , кВт – мощность насоса;
- Q_m , м³/с – номинальный расход жидкости гидромотором;
- M_k , Н·м – крутящий момент на валу гидромотора;
- P , Н – усилие на штоке гидроцилиндра.

Теоретической подачей насоса называется количество жидкости, которое проходило бы через его напорный патрубок в единицу времени при отсутствии внутренних и внешних утечек жидкости через зазоры в корпусе и в сопрягаемых деталях и при заполнении жидкостью рабочих камер. Теоретическая подача насоса пропорциональна его рабочему объёму V_n и скорости вращения n_n :

$$Q_T = V_n \cdot n_{ном} \quad (50)$$

Действительная подача насоса из-за утечек жидкости (объёмные потери) Q_n меньше теоретической подачи Q_T . Отношение этих величин есть объёмный КПД

$$\eta_v = Q_n / Q_T \quad (51)$$

С учётом КПД действительная подача насоса

$$Q_n = \eta_v \cdot Q_T = V_n \cdot n_n \cdot \eta_v \quad (52)$$

Теоретическую мощность насоса или гидромотора рассчитывают по формуле

$$N_T = Q_T \cdot \Delta p = M_T \cdot \omega_T \quad (55)$$

где Δp – перепад давления в подводящем и отводящем трубопроводах; M_T и ω_T – соответственно вращающий момент и угловая скорость вала гидромашин.

Следует заметить, мощность, необходимая для привода гидромашин, всегда больше теоретической, так как помимо объёмных потерь жидкости всегда имеют место механические потери, возникающие в местах трения вращающихся и поступательно движущихся деталей гидромашин, а также гидравлические потери. Последние вызываются внезапными расширениями и сужениями трубопроводов, например, при поступлении жидкости из трубы в гидроцилиндры, аккумуляторы, фильтры и прочие ёмкости, что сопровождается снижением скорости потока жидкости и потерей давления (энергии). Механические потери в гидросистеме учитываются механическим КПД $\eta_{\text{мех}}$, а гидравлические потери – гидравлическим $\eta_{\text{г}}$.

Полный КПД насоса $\eta_{\text{н}}$ определяют по отношению полезной мощности к потребляемой:

$$\eta_{\text{н}} = 159,2 \frac{\Delta p \cdot Q_{\text{н}}}{M_{\text{н}} \cdot n_{\text{н}}}, \quad (54)$$

где Δp – перепад давлений во всасывающем и напорном трубопроводах, МПа; $Q_{\text{н}}$ – подача насоса, л/мин; $M_{\text{н}}$ – крутящий момент на валу насоса, Н·м; $n_{\text{н}}$ – скорость вращения вала насоса, мин⁻¹.

Из выражения (53) получим:

$$M_{\text{н}} = 159,2 \frac{\Delta p \cdot Q_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}} \cdot n_{\text{н}}}. \quad (55)$$

Мощность насоса рассчитывают по формуле

$$N_{\text{н}} = \frac{M_{\text{н}} \cdot n_{\text{н}}}{9555}. \quad (56)$$

Характеристики некоторых насосов приведены в табл. 7.

7. Характеристика шестерённых насосов

Параметр	Марка насоса					
	НШ-5	НШ-10	НШ-24	НШ-32	НШ-64	НШ-100
Рабочий объём, см ³ /об	5	10	24	32	64	100
Скорость вращения, мин ⁻¹	1200	1200	1200	1200	2000	2000

Примечание: в практических расчётах принимают рабочее давление $P_{\text{ном}}=12$ МПа; перепад давления Δp не более $0,9 \cdot P_{\text{ном}}$; $\eta_{\text{в}} = 0,96$; $\eta_{\text{м}} = 0,92$; $\eta_{\text{г}} = 0,97$.

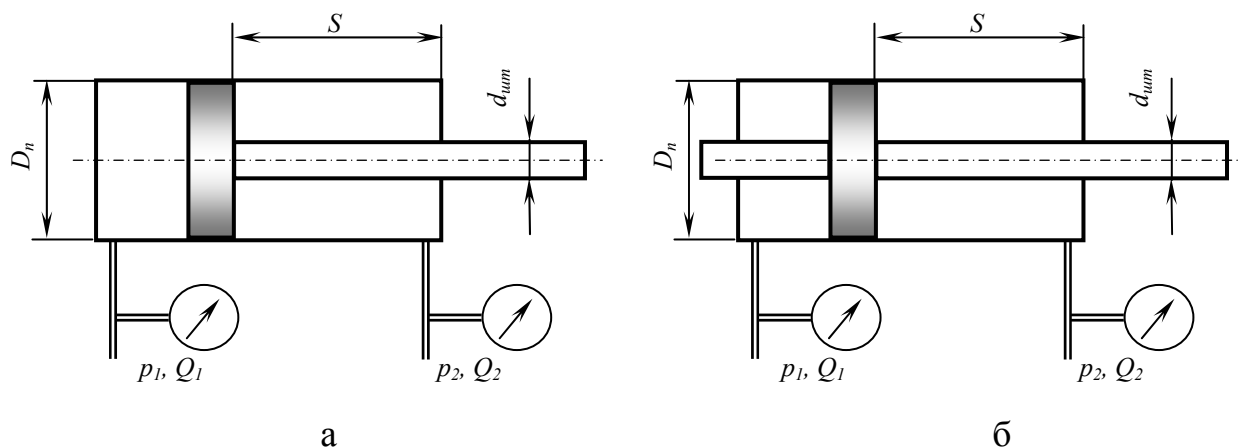


Рис. 1. Схема гидроцилиндра с односторонним (а) и двухсторонним штоком (б)

2.2. Расчёт гидроцилиндра

Основными параметрами гидроцилиндров являются номинальное давление $P_{ном}$, диаметр поршня (плунжера) D_n , диаметр штока $d_{шт}$ и его ход S .

Усилие, развиваемое гидроцилиндром при выдвигании одностороннего штока (рис. 1, а):

$$P_1 = \left[\frac{\pi D_n^2}{4} (p_1 - p_2) + \frac{\pi d_{шт}^2}{4} p_2 \right] \eta_{мех}; \quad (57)$$

при втягивании штока

$$P_2 = \left[\frac{\pi D_n^2}{4} (p_2 - p_1) - \frac{\pi d_{шт}^2}{4} p_2 \right] \eta_{мех}, \quad (58)$$

где p_1 и p_2 – давления в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра; $\eta_{мех}$ – механический КПД гидроцилиндра.

При $P_1 = 0$ усилие втягивания штока

$$P_2 = \frac{\pi (D_n^2 - d_{шт}^2)}{4} p_2 \eta_{мех}. \quad (59)$$

Для гидроцилиндра с двухсторонним штоком (рис. 1, б)

$$P_1 \approx P_2 = \left[\frac{\pi (D_n^2 - d_{шт}^2)}{4} p_1 - \frac{\pi (D_n^2 - d_{шт}^2)}{4} p_2 \right] \eta_{мех} = \frac{\pi \cdot \Delta p \cdot \eta_{мех}}{4} (D_n^2 - d_{шт}^2) \quad (60)$$

Скорость V_n поршня гидроцилиндра выбирают в соответствии с задаваемой скоростью рабочего оборудования. С расходом рабочей жидкости она связана соотношением:

$$V_n = \frac{Q}{F} \eta_v. \quad (61)$$

Откуда получим формулу для расчёта расхода жидкости:

$$Q = V_n \cdot \frac{F}{\eta_r} \quad (62)$$

Примечание 1: Скорость прямого и обратного хода одностороннего гидроцилиндра при одинаковом расходе отличается в $D_{\text{п}}/(D_{\text{п}} - d_{\text{шт}})$ раз.

Примечание 2: При обратном ходе расход жидкости в линии слива будет больше, чем в штоковой полости, что вызывает повышение давления жидкости при сливе. Во избежание этого сечение трубопроводов, подключенных к поршневой полости, должны быть больше сечений трубопроводов, подключённых к штоковой полости.

При расчёте гидроцилиндра следует опираться на типовые размеры его элементов (табл. 8)

8. Рекомендуемые размеры гидроцилиндров

Диаметр, мм		Максимальное усилие, Н	Ход штока, мм
цилиндра	штока		
40	20	12 000	до 700
50	25	19 000	до 700
60	30	28 000	до 700
70	35	38 000	до 700
80	35	50 000	до 1200
90	40	60 000	до 1200
100	50	80 000	до 1200
125	60	120 000	до 12000

Размеры гидроцилиндров можно выбирать также по коэффициенту β , равному отношению диаметра штока к диаметру поршня (табл. 9).

9. Коэффициент β для определения размеров элементов гидроцилиндра

	Нагрузка, кН				
	<10	10 – 30	30 – 60	60 – 100	> 100
Коэффициент β	0,2...0,3	0,3...0,4	0,4...0,6	0,6...0,7	0,7

3. РАСЧЁТ ЭЛЕКТРОПРИВОДА

3.1. Цикл включения электродвигателя

Электроприводы механизмов циклического действия, характерных для автотранспортных предприятий, работают в повторно-

кратковременном режиме, особенностью которого являются частые пуски и остановки двигателя (время цикла электродвигателя <10 мин). При этом потери энергии в переходных процессах непосредственно зависят от приведённого к валу момента инерции механизма и момента инерции самого двигателя. Все эти особенности учитывает характеристика интенсивности использования двигателя, называемая относительной продолжительностью включения:

$$ПВ = \frac{t_a}{t_d + t_o} \cdot 100, \% \quad (63)$$

где t_a , t_o – соответственно время работы и простоя двигателя.

Стандартными продолжительностями включений являются: 15 %, 25 %, 40 %, 60 % и 100 %.

Подбор мощности с учётом режима работы двигателя позволяет исключить его перегрев.

3.2. Потребная статическая мощность

Мощность, необходимая для перемещения (подъёма) груза в установленном режиме, определяют по формуле

$$N = \frac{Q \cdot V}{\eta}, \text{ Вт}, \quad (64)$$

где Q – вес поднимаемого груза, Н; V – скорость подъёма груза, м/с; η – общий КПД механизма (0,85...0,97).

По формуле (63) определяют фактическую продолжительность включения $ПВ_\phi$. В случае совпадения $ПВ_\phi$ и стандартного ПВ, по каталогу выбирают электродвигатель, мощность которого равна или несколько выше статической мощности (Приложение 2).

В случае, если $ПВ_\phi$ и ПВ не совпадают, двигатель выбирают по вычисленной мощности:

$$N_u = N \sqrt{\frac{ПВ_\phi}{ПВ}}. \quad (65)$$

Разумеется, мощность выбранного двигателя должна быть равна или больше рассчитанной.

3.3. Пусковые перегрузки двигателя

1. Для проверки перегрузки двигателя при пуске определяют номинальный момент двигателя:

$$T_o = 9,555 \cdot \frac{N_o}{n_o}, \quad \text{Н} \cdot \text{м} \quad (66)$$

где n_d – скорость вращения двигателя, мин^{-1} .

2. Находят пусковой момент:

$$T_n = T_{cm} + T_u, \quad (67)$$

где T_{ct} – момент сил статического сопротивления, Н·м; $T_{и}$ – момент сил инерции вращающихся масс механизма.

$$T_{cm} = \frac{Q \cdot R_b}{i \cdot a \cdot \eta}, \quad (68)$$

где Q – вес груза, Н; R_b – радиус барабана, м; i – передаточное число между двигателем и барабаном; a – кратность полиспаста; η – КПД механизма.

$$T_u = \left(\frac{Q \cdot R_b^2}{g \cdot i^2 \cdot a^2 \cdot \eta} + \delta \cdot J_d \right) \cdot \frac{\omega_d}{t_p}, \quad (69)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; δ – поправочный коэффициент, учитывающий инерцию остальных вращающихся масс привода; J_d – момент инерции вращающихся масс двигателя и муфты; ω_d – угловая скорость вала двигателя, рад/с ; t_p – время разгона, с.

Примечание: При расчёте гидропривода инерционностью его масс обычно пренебрегают.

3. Вычисляют коэффициент перегрузки:

$$K_n = \frac{T_n}{T_d}. \quad (70)$$

Расчётное значение коэффициента перегрузки не должно превышать допускаемого для данного типа двигателя (обычно $K_n = 1,5 \dots 2,7$)

3.4. Пример расчёта электропривода

Выбрать двигатель механизма подъёма стрелы с электроприводом. Определить коэффициент перегрузки двигателя при пуске.

Исходные данные:

- ✓ Грузоподъёмность крана $Q = 7,5 \text{ т} = 73500 \text{ Н}$;
- ✓ Скорость подъёма груза $V = 0,3 \text{ м/с}$;
- ✓ Кратность полиспаста $a = 4$;
- ✓ Общий КПД механизма и полиспаста $\eta = 0,85$;
- ✓ Радиус барабана лебёдки $R_b = 0,2 \text{ м}$;
- ✓ Режим работы $\text{ПВ}_\phi = \text{ПВ} = 0,25$.

Решение:

1. Определяем требуемую мощность двигателя:

$$N_d = \frac{73500 \cdot 0,3}{0,85} = 26000 \text{ Вт} = 26 \text{ кВт}.$$

По каталогу электродвигателей выбираем двигатель трёхфазного тока серии МТМ 511-8: $N_d = 27 \text{ кВт}$; $n_d = 750 \text{ об/мин}$; $J_d = 1,075 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Выбираем упругую соединительную муфту с моментом инерции $J_M = 1,55 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

2. Определяем передаточное число механизма.

Угловая скорость барабана лебедки:

$$\omega_{\sigma} = \frac{V_{\sigma}}{R_{\sigma}} = \frac{V \cdot a}{R_{\sigma}}; \quad \omega_{\sigma} = \frac{0,3 \cdot 4}{0,2} = 6,0 \text{ рад/с}.$$

Угловая скорость двигателя

$$\omega_d = \frac{\pi \cdot n_d}{30}; \quad \omega_d = \frac{\pi \cdot 750}{30} = 78,5 \text{ рад/с}.$$

Передаточное число механизма

$$i = \frac{\omega_d}{\omega_{\sigma}}; \quad i = \frac{78,5}{6,0} = 13,08.$$

3. Находим статический момент сопротивления, приведённый к валу двигателя

$$T_{cd} = \frac{Q \cdot R_{\sigma}}{i \cdot a \cdot \eta}; \quad T_{cd} = \frac{73500 \cdot 0,2}{13,08 \cdot 4 \cdot 0,85} \approx 331 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4. Рассчитаем суммарный приведённый к валу двигателя момент инерции механизма и груза при разгоне

$$J_{np} = \frac{Q \cdot R_{\sigma}^2}{g \cdot a^2 \cdot i^2 \cdot \eta} + \delta(J_d + J_M);$$

$$J_{np} = \frac{73500 \cdot 0,2^2}{9,81 \cdot 4^2 \cdot 13,08^2 \cdot 0,85} + 1,2 \cdot (1,075 + 1,55) \approx 3,279 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

5. Определяем избыточный момент, приведённый к валу двигателя при времени разгона $t_p = 0,3 \text{ с}$:

$$T_{изб} = J_{np} \cdot \frac{\omega_d}{t_p}; \quad T_{изб} = 3,279 \cdot \frac{78,5}{0,3} \approx 860 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

6. Вычисляем движущий момент на валу двигателя:

$$T_{pd} = T_{cd} + T_{изб}; \quad T_{pd} = 331 + 860 = 1191 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

7. Определяем коэффициент перегрузки двигателя при пуске.

Момент на валу двигателя, соответствующий его номинальной мощности:

$$T_d = 9555 \cdot \frac{N_d}{n_d}; \quad T_d = 9555 \cdot \frac{27}{750} = 344 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$K_n = \frac{T_{pd}}{T_d}; \quad K_n = \frac{1191}{344} = 1,21.$$

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Задание 1

По заданной нагрузке и максимальному вылету найти диаметр штока гидроцилиндра из условия устойчивости прямолинейной формы.

Вариант	Нагрузка, кН	Вылет, мм	Материал
1	50	500	Сталь 35
2	55	550	Сталь 35
3	60	600	Сталь 35
4	65	650	СЧ24
5	70	700	СЧ24
6	75	750	СЧ24
7	80	800	Сталь 35
8	85	850	Сталь 35
9	90	900	Сталь 35
10	100	900	Ст 4
11	105	850	Ст 4
12	110	800	Ст 4
13	115	750	СЧ24
14	120	700	СЧ24
15	125	650	СЧ24
16	130	600	Сталь 35
17	135	550	Сталь 35
18	140	500	Сталь 35
19	150	850	СЧ24
20	160	600	СЧ24
21	80	1000	СЧ24
22	100	500	Сталь 35
23	120	500	Сталь 35
24	140	700	СЧ24
25	160	700	Сталь 35

Задание 2

1. Рассчитать диаметры цилиндров гидравлического домкрата и время подъема груза (длительность цикла поворота рукоятки – 1 с).

Усилие на рукоятке < 200 Н

2. Подобрать шестеренный насос вместо ручного. Скорость подъема 0,1 м/с.

Вариант	Нагрузка, кН	Высота подъема, мм	Длина рукоятки, мм
1	30	400	600
2	35	450	650
3	40	500	700
4	45	550	750
5	50	600	800
6	55	650	850
7	60	700	900
8	70	750	950
9	80	800	950
10	90	850	1000
11	100	900	1100
12	100	400	1100
13	105	450	1200
14	110	500	1300
15	115	550	1400
16	120	600	1500
17	125	650	1400
18	130	700	1300
19	135	750	1200
20	140	800	1100
21	145	800	1400
22	150	600	1400
23	155	500	1200
24	160	400	1200
25	165	300	1000

Задание 3

1. Подобрать электродвигатель к шестеренному насосу (задание 2).
2. Выбрать электродвигатель грузоподъемного механизма согласно варианту. Определить коэффициент перегрузки при пуске.

Вариант	Грузо- подъем- ность, т	Крат- ность полиспа- ста	Радиус бараба- на, м	Факти- ческое время работы, мин	Ско- рость подъема, м/с	Время разгона, с
1	0,5	2	0,1	1	0,5	2
2	1	2	0,1	2	0,5	2
3	2	2	0,1	3	0,3	2
4	3	2	0,2	4	0,3	2
5	4	4	0,2	5	0,3	3
6	5	4	0,2	6	0,3	3
7	6	4	0,2	7	0,1	5
8	7	4	0,3	8	0,1	5
9	8	8	0,3	9	0,1	5
10	10	8	0,3	10	0,1	5
11	10	4	0,3	10	0,2	3
12	10	4	0,3	9	0,2	3
13	10	4	0,3	8	0,2	3
14	5	2	0,2	7	0,2	3
15	5	2	0,2	6	0,3	1
16	5	2	0,2	5	0,3	1
17	2	2	0,2	4	0,3	1
18	2	2	0,2	3	0,3	1
19	1	2	0,1	2	0,3	1
20	1	2	0,1	1	0,5	1
21	5	2	0,2	6	0,1	2
22	5	2	0,2	4	0,2	2
23	6	2	0,2	6	0,2	3
24	7	2	0,2	7	0,2	3
25	8	2	0,2	8	0,2	3

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Электродвигатели трёхфазные асинхронные короткозамкнутые
серии 4 АН. Исполнение защищённое

Типоразмер 4 АН	N _{НОМ.} кВт	$\frac{M_{\max}}{M_{\text{НОМ}}}$	$\frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{НОМ}}}$	Типоразмер 4 АН	N _{НОМ.} кВт	$\frac{M_{\max}}{M_{\text{НОМ}}}$	$\frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{НОМ}}}$	
Синхронная частота вращения 3000 об/мин				Синхронная частота вращения 1000 об/мин				
160 S2	22	2,2	1,3	180S6	18.5	2,0	1,2	
160 M2	30			180M6	22			
180S2	37		200M6	30				
180M2	45		1,3	200L6	37			
				225M6	45			
200M2	55		1,2	250S6	55			1,9
200L2	75			250M6	75			
225M2	90	280S6		90				
25S2	110		280M6	110				
Синхронная частота вращения 1500 об/мин				Синхронная частота вращения 750 об/мин				
160S4	18,5	2,1	1,3	180S8	15	1,9	1,2	
160M4	22			180M8	18,5			
180S4	30	2,2	1,2	200M8	22			
180M4	37			200L8	30			
200M4	45			225M8	37			
200L4	55			250S8	45			
225M4	75			250M8	55			
250L4	90			280S8	75			
250M4	110			280M8	90			
				315S8	110			

Электродвигатели серии 4А. Исполнение закрытое обдуваемое

Типо раз- мер	N _{ном.} кВт	$\frac{M_{\max}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}}$	
Синхронная частота вращения 3000 об/мин				
A50A2	0,09	2,2	2,0	
A50B2	0,12			
A56A2	0,18			
A56B2	0,25			
A63A2	0,37			
A56B2	0,55			
71A2	0,75			
71B2	1,1			
80A2	1,5			
80B2	2,2			
90L2	3			
100S2	4			
100L2	5,5		2,0	
112M2	7,5			
132M2	11			1,6
160S2	15			1,4
160M2	18,5			
180S2	22			
180M2	30			
200M2	37			
200L2	45			
225M2	55	1,2		
240S2	75			
250M2	90			
280M2	110			

Продолжение прил. 2

Типо раз- мер	$N_{\text{ном.}}$ кВт	$\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}}$	
Синхронная частота вращения 1500 об/мин				
A50A4	0,06	2,2	2,0	
A50B4	0,09			
A56A4	0,12			
A56B4	0,18			
A63A4	0,25			
A63B4	0,37			
71A4	0,55			
71B4	0,75			
80A4	1,1			
80B4	1,5			2,0
90L4	2,2			1,2
100S4	3			
100L4	4			
112M4	5,5			2,2
132S4	7,5			
132M4	11			
160S4	15	1,4		
160M4	18,5			
180S4	22			
180M4	30			
200M4	37			
200L4	45			
225M4	55		1,2	
250S4	75			
250M4	90			
280S4	110			

Продолжение прил. 2

Типо раз- мер	N _{ном.} кВт	$\frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}}$		
Синхронная частота вращения 1000 об/мин					
A63A6	0,18	2,2	2,0		
A63B6	0,25				
71A6	0,37				
71B6	0,55				
80A6	0,75				
80B6	1,1				
90L6	1,5				
100L6	2,2				
112MA6	3				
112MB6	4				
132S6	5,5				
132M6	7,5				
160S6	11			2,0	1,2
160M6	15				
180M6	18,5				
200M6	22				
200L6	30				
225M6	37				
250S6	45				
250M6	55				
280S6	75	1,9			
280M6	90				
315S6	110		1,0		

Продолжение прил. 2

Типо раз- мер	N _{ном.} кВт	$\frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}}$	
Синхронная частота вращения 750 об/мин				
71B8	0,25	1,7	1,6	
80A8	0,37			
80B8	0,55			
90LA8	0,75			
90LB8	1,1			
100L8	1,5			
112MA8	2,2	2,2	1,8	
112MB8	3			
132S8	4			
132M8	5,5			
160S8	7,5	2,2	1,4	
160M8	11			
180M8	15	2,0	1,2	
200M8	18,5	2,2		
200L8	22	2,0		
225M8	30			
250S8	37			
250M8	45			
280S8	55	1,9		
280M8	75			
315S8	90	1,9		1,0
315M8	110			

Окончание прил. 2

Электродвигатели серии АОП2 с повышением пусковым моментом. Исполнение закрытое обдуваемое

Типоразмер АОП2	N _{НОМ.} кВт	n, об/мин при N _{НОМ}	$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}}$	Типоразмер АОП2	N _{НОМ.} кВт	n, об/мин при N _{НОМ}	$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}}$	
41-4	4	1440	1,8	71-6	17	970	1,8	
42-4	5,5			72-6	22			
51-4	7,5			81-6	30			
52-4	10			82-6	40			
61-4	13							
62-4	17							
71-4	22	1450			91-6	55	980	
72-4	30			92-6	75			
81-4	40	1470			41-8	2,2	710	1,7
82-4	55			42-8	3			
				51-8	4			
				52-8	5,5			
91-4	75	1480		61-8	7,5	720		
92-4	100			62-8	10			
41-6	3	955		71-8	13	730		
42-6	4			72-8	17			
51-6	5,5			81-8	22	735		
52-6	7,5			82-8	30			
61-6	10	970		91-8	40	740		
62-6	13			92-8	55			
Примечание. Для всех двигателей, приведённых в таблице, отношение $\frac{M_{max}}{M_{ном}} = 2,2$								

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гжиров Р.И. Краткий справочник конструктора: Справочник. / Р. И. Гжиров. – Л.: Машиностроение, 1983. – 464 с.
2. Журавлев В.Н. Машиностроительные стали: Справочник. / В. Н. Журавлев, О. И. Николаева. – М.: Машиностроение, 1992. – 480 с.
3. Анурьев В. И. Справочник конструктора–машиностроителя: В 3-х т. 8-е изд., перераб. и доп. / В. И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 2001.
4. Гузенков П. Г. Краткий справочник к расчётам деталей машин. 5-е изд., перераб. и доп. / П. Г. Гузенков. – М.: Высшая школа, 1967. – 312 с.

Учебное издание
ХУСАИНОВ Альберт Шамилевич
БОРТНИКОВ Сергей Петрович

РАСЧЁТ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Редактор Н. А. Евдокимова

Подписано в печать 25.12.2003. Формат 60×84/16.
Бумага тип. № 1. Печать трафаретная. Усл. печ. л. 2,33. Уч.-изд. л. 2,00
Тираж 100 экз. Заказ

Ульяновский государственный технический университет
432027, г. Ульяновск, ул. Сев. Венец, д. 32.
Типография УлГТУ 432027, г. Ульяновск, ул. Сев. Венец, д. 32.