

ЦАФ
ТЦП

7214

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

*Методические указания и задания
к расчетно-графическим работам*

Механические
специальности

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
2007

Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
Санкт-Петербургский государственный горный институт им. Г.В.Плеханова
(технический университет)

Кафедра конструирования горных машин
и технологии машиностроения

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

*Методические указания и задания
к расчетно-графическим работам*

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
2007

УДК 621.01 (075.83)

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ: Методические указания и задания к расчетно-графическим работам / Санкт-Петербургский государственный горный институт (технический университет). Сост.: *А.Ф.Прялухин, И.П.Тимофеев*. СПб, 2007. 61 с.

Предложены задания к расчетно-графическим работам и методические указания по их выполнению.

Предназначены для студентов технологических специальностей.

Табл. 65. Ил. 51. Библиогр.: 4 назв.

Научный редактор проф. *С.Л.Иванов*

© Санкт-Петербургский горный институт им. Г.В.Плеханова, 2007

ВВЕДЕНИЕ

В курсе «Детали машин» изучают вопросы расчёта и конструирования деталей и узлов общемашиностроительного применения, встречающихся в машинах различного назначения.

Дисциплина базируется на знаниях, полученных студентами при изучении курсов «Математика», «Физика», «Начертательная геометрия и инженерная графика», «Теоретическая механика», «Сопrotивление материалов», «Теория механизмов и машин» и др. Курс «Детали машин» является завершающим в цикле общинженерных дисциплин и позволяет приступить к изучению цикла специальных дисциплин, где излагаются основы теории, расчёта, конструирования и эксплуатации машин соответствующего назначения.

В результате изучения курса студент должен уметь, исходя из заданных условий работы деталей машины, дать методы, правила и нормы их проектирования, обеспечивающие выбор наиболее рациональных материалов, форм, размеров, степени точности и качества поверхности, а также технических условий изготовления.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

[1, 2, 3, 4]

1 РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Клеммовые соединения

Клеммовые соединения (рис. 1) применяют в том случае, когда место закрепления рычага на валу непостоянно. Рассчитывают такое соединение из условия равенства момента трения, возникающего между валом и ступицей вследствие затяжки болта, крутящему моменту от внешней силы.

Вследствие действия силы F_d , сжимающей клеммы и растягивающей болт, между поверхностями ступицы рычага и вала возникает сила трения $F_{тр} = Nf$, где N - нормальное усилие между половинами ступицы, создаваемое затяжкой болта, f - коэффициент трения.

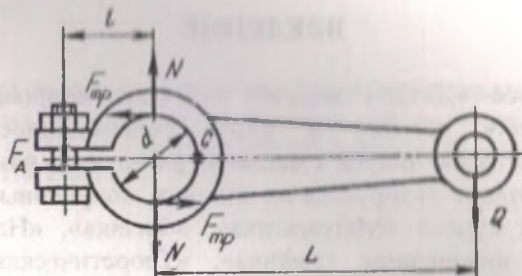


Рис. 1

Затяжка болта должна быть такой, чтобы момент от силы трения $M_{тр} = F_{тр} d$ равнялся крутящему моменту от внешней силы $T = QL$ или для надёжности был бы больше него, обычно на 20%, т.е. $M_{тр} = 1,2T$, откуда

$$N = \frac{1,2T}{fd},$$

где Q - усилие на рычаге, Н; L - длина рычага, м; d - диаметр вала, м.

Приближённо зависимость между сжимающей клеммы силой F_A и нормальным усилием между половинами ступицы N определяют, приравнявая моменты от этих сил относительно точки C :

$$F_A \left(l + \frac{d}{2} \right) = N \frac{d}{2},$$

откуда

$$F_A = \frac{1,2T}{f(2l + d)},$$

где l - расстояние от оси болта до центра вала, м.

По найденной силе F_A болт рассчитывают как затянутый.

Крепление крышек (прочно-плотные болтовые соединения)

Прочно-плотные болтовые соединения (рис. 2) применяются для крепления крышек сосудов, находящихся под давлением, и рассчитываются из условия нераскрытия стыка.

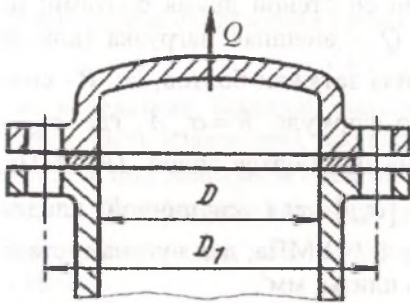


Рис. 2

Сила, открывающая крышку и растягивающая болты,

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} p,$$

где D - внутренний диаметр сосуда, мм; p - давление газа, пара или жидкости в сосуде, МПа.

Сила, передаваемая одному болту,

$$Q_2 = Q/i,$$

где i - число болтов.

Шаг t между болтами выбирают в зависимости от давления

p :

p , МПа	0,5-1,5	2,5	5	10
t , мм	≤150	≤120	≤100	≤80

Расчётная нагрузка на болт $F_A = Q_1 + \beta Q_2$, где Q_1 - сила затяжки одного болта, Н; β - коэффициент, зависящий от упругих свойств входящих в соединение деталей.

Практически можно считать $Q_1 = Q_2$, тогда

$$F_A = Q_2 (1 + \beta).$$

Ориентировочно коэффициент β для прокладки из резины принимают равным 0,75; из картона или асбеста - 0,55; из мягкой меди - 0,35.

Если упругие свойства скреплённых деталей неизвестны и не требуется высокой точности расчёта, то для надёжности принимают $F_A = 2Q_2$. По найденной силе F_A болт рассчитывается как затянутый.

Примечание. Болты с диаметром $d \leq 12$ мм, затягиваемые вручную, при рабочем усилии на ключе порядка 300Н могут разорваться. Поэтому в ответственных соединениях органы технического надзора не разрешают устанавливать болты диаметром меньше 16 мм.

Крепление стыков (упрощённый расчёт)

Кронштейн (рис. 3) скреплён со стеной двумя болтами; на него действуют следующие силы: Q - внешняя нагрузка (или её составляющие H и N), Н; F_A - сила затяжки болтов, Н; R - сила реакции стены, Н, определяемая по формуле $R = \sigma_{см} A$, где $\sigma_{см}$ - напряжение смятия опоры от затягивания болтов силой $2F_A$, МПа; допустимое напряжение смятия $[\sigma_{см}]$ для кирпичной кладки принимают $0,8 \div 1,2$ МПа, для дерева $1,2 \div 2$ МПа, для чугуна и стали $120 \div 180$ МПа; A - опорная площадь плиты, мм^2 .

Точка приложения силы R находится на расстоянии $0,33h$ от нижнего края плиты, где h - высота плиты.

Под действием сил система находится в состоянии равновесия, т.е. сумма моментов всех сил равна нулю. За центр моментов примем точку S пересечения оси нижнего болта со стеной. Получим уравнение

$$\sum M_S = H \cdot b + N \cdot a + R \cdot e - F_A \cdot k = 0.$$

Из уравнения находят силу F_A затяжки болта, по которой определяют его диаметр.

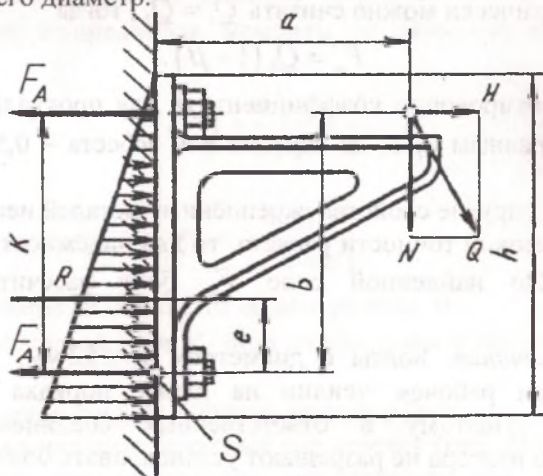


Рис. 3

Полученное значение силы F_A необходимо проверить на недопущение скольжения кронштейна по стене

$$f(2F_A - H) \geq N,$$

т.е. вследствие затяжки болтов должна возникнуть сила трения (левая часть уравнения), предотвращающая скольжение кронштейна по стене под действием сдвигающей силы N .

Коэффициент трения f можно принять для чугуна по кирпичной кладке или по дереву $0,4 \div 0,45$; для чугуна по чугуну $0,18 \div 0,2$.

2 СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Стыковое соединение

Допускаемая сила для соединения (рис. 4) при растяжении

$$F_1 = \frac{[\sigma'_p] l s}{\sin \beta},$$

то же при сжатии:

$$F_2 = \frac{[\sigma'_{сж}] l s}{\sin \beta},$$

где $[\sigma'_p]$ и $[\sigma'_{сж}]$ - допускаемые напряжения в сварном шве соответственно при растяжении и сжатии.

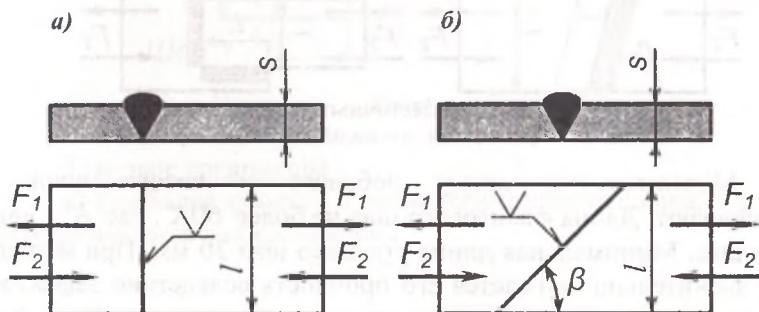


Рис. 4. Стыковое соединение

а - с прямым швом, б - с косым швом

Все виды подготовки кромок в стыковых соединениях при расчёте на прочность принимают равноценными.

В стыковом соединении с прямым швом (рис. 4, а) линия действия силы перпендикулярна шву (угол $\beta = 90^\circ$).

При $\beta = 45^\circ$ соединение равнопрочно целому сечению.

Нахлесточное соединение

Соединения (рис. 5) выполняют угловым швом. По направлению шва относительно действующих сил угловые швы называют лобовыми (рис. 5, а), фланговыми (рис. 5, б), косыми (рис. 5, в), комбинированными (рис. 5, г).

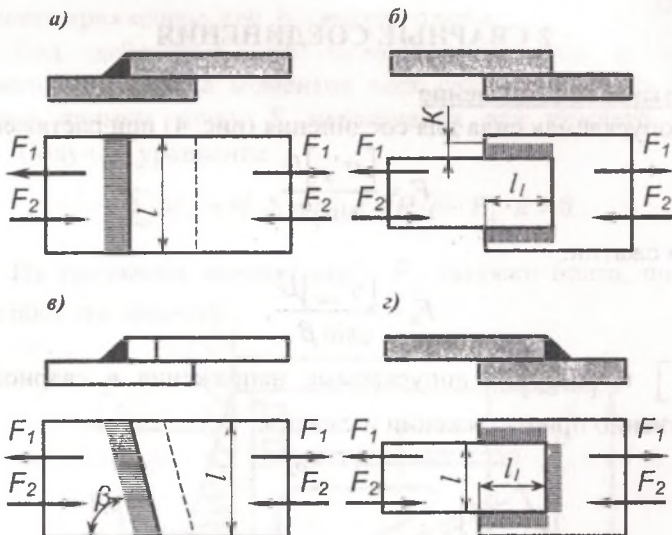


Рис. 5 Швы нахлесточных соединений

а – лобовой; б – фланговый; в – косой; г – комбинированный

Максимальную длину лобового и косого швов не ограничивают. Длина флангового шва не более $60K$, где K - длина катета шва. Минимальная длина углового шва 30 мм. При меньшей длине значительно снижается его прочность вследствие дефектов в начале и в конце шва. Минимальный катет углового шва $K_{\min} = 3$ мм, если толщина металла $s \geq 3$ мм.

Допускаемая сила для соединения

$$F_1 = F_2 = 0,7[\tau'_{cp}]KL,$$

где $[\tau'_{cp}]$ - допускаемое напряжение в сварном шве на срез; L - весь периметр угловых швов. Для лобовых швов $L = l$, для фланговых $L = 2l_1$, для косых $L = l/\sin \beta$, для комбинированных $L = 2l_1 + l$, где l и l_1 - длины отдельных швов (см. рис. 5).

Соединение несимметричных элементов

Соединение, например, угловых профилей (рис. 6). Силы, передаваемые на швы 1 и 2, находят из уравнений статики:

$$F_1 = F \frac{e_1}{e}; \quad F_2 = F \frac{e_2}{e}.$$

Необходимая длина швов

$$l_1 = \frac{F_1}{0,7 \cdot K \cdot [\tau'_{cp}]}; \quad l_2 = \frac{F_2}{0,7 \cdot K \cdot [\tau'_{cp}]},$$

Допускается увеличение l_2 до размера l_1 .

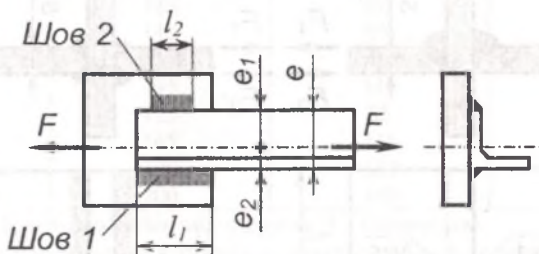


Рис. 6

Тавровое соединение

а) Наиболее простое в технологическом отношении (рис. 7). Допускаемая сила для растяжения

$$F = 0,7Kl[\tau'_{cp}].$$

Катет шва K не должен превышать $1,2S$, где S - наименьшая толщина свариваемых элементов.

б) Обеспечивающее лучшую передачу сил (рис. 8).

Допускаемая сила для растяжения

$$F = [\sigma'_p] l s .$$

Допускаемая сила для сжатия

$$F = [\sigma'_{сж}] l s .$$

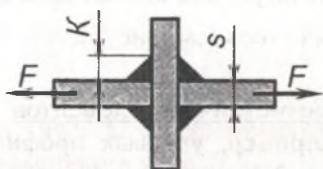


Рис. 7. Наиболее простое в технологическом отношении тавровое соединение

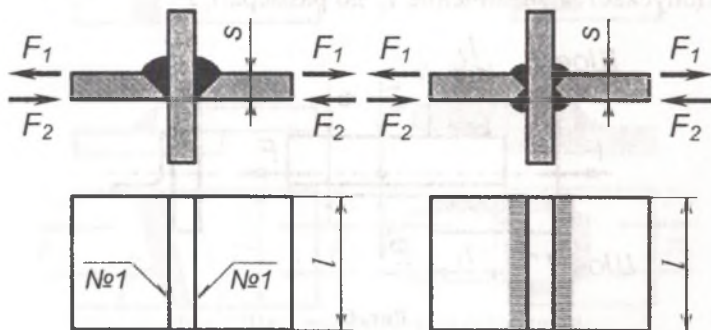


Рис. 8 Тавровое соединение, обеспечивающее лучшую передачу сил

Допускаемые напряжения для сварных швов принимают по табл. 1 в зависимости от допускаемых напряжений, принятых для основного материала.

Допускаемые напряжения при растяжении для углеродистых сталей обыкновенного качества и качественных конструкционных нормализованных приведены в табл. 2. Значения допускаемых

напряжений можно использовать для приближённых расчётов, учитывающих только основные нагрузки. Для более точных расчётов с учётом дополнительных нагрузок (например, динамических) табличные значения следует увеличивать на 20 – 30 %.

Таблица 1. Допускаемые напряжения для сварных швов в машиностроительных конструкциях при постоянной нагрузке

Сварка	Для стыковых соединений		При срезе [$\tau'_{ср}$]
	при растяжении [σ'_p]	при сжатии [$\sigma'_{сж}$]	
Ручная электродами: Э42	0,9[σ_p]	[σ_p]	0,6[σ_p]
Э42А	[σ_p]	[σ_p]	0,65[σ_p]

[σ_p] - допускаемое напряжение при растяжении для основного металла

Таблица 2. Допускаемые напряжения для углеродистых сталей

Марка стали	Допускаемые напряжения * растяжения [σ_p], МПа		
	I	II	III
Ст 2	115	80	60
Ст 3	125	90	70
Ст 4	140	95	75
Ст 5	165	115	90
Ст 6	195	140	110
Сталь 15	125	85	65
Сталь 30	165	115	90
Сталь 40	190	130	105
Сталь 45	200	140	110

* Римскими цифрами обозначен вид нагрузки: I – статическая;
II – переменная, изменяющаяся от нуля до максимума (пульсирующая);
III – знакопеременная (симметричная).

3 ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ

Расчёт зубчатой передачи выполняется в следующем порядке.

3.1 Кинематический расчет

Зубчатая передача (рис. 9) предназначена для передачи и преобразования движения от двигателя к исполнительному органу

машины. Передача состоит из ведущего 1 и ведомого 2 звеньев и характеризуется следующими параметрами: мощность P (кВт), угловая скорость ω (рад/с) или частота вращения n (об/мин), крутящий момент T (Н·м), коэффициент полезного действия η и передаточное число u .

При заданных мощности и частоте вращения на валу исполнительного органа машины сначала подбирают электродвигатель и определяют общее передаточное число передачи. Наибольшее распространение в приводах горного оборудования получили асинхронные двигатели переменного тока с короткозамкнутым ротором как более простые по конструкции, дешёвые, компактные, лёгкие, не требующие обслуживания в процессе эксплуатации и надёжные. Массово выпускаются асинхронные двигатели с синхронной частотой вращения 3000, 1500, 1000, 750 об/мин [2].

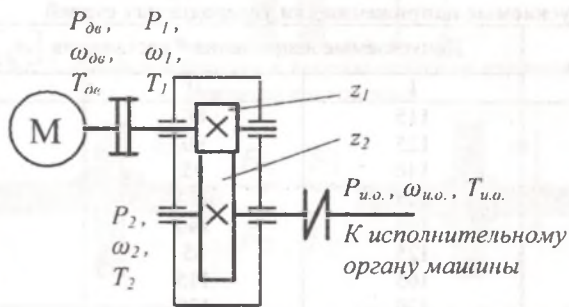


Рис. 9

Общее передаточное число редуцирующей передачи

$$u_{\text{общ}} = n_{\text{дв}} / n_{\text{и.о.}},$$

где $n_{\text{дв}}$ - частота вращения вала двигателя, $n_{\text{и.о.}}$ - частота вращения вала исполнительного органа машины. При жёстком соединении вала двигателя с ведущим валом передачи, а ведомого вала передачи с валом исполнительного органа машины $n_{\text{дв}} = n_1$, $n_2 = n_{\text{и.о.}}$, соответственно

$$u_{\text{общ}} = n_1 / n_2.$$

В закрытых цилиндрических зубчатых передачах передаточное число одной ступени принимают в диапазоне

$1,25 \leq u \leq 7,1(8)$, в конических - $1,25 \leq u \leq 5,0(6,3)$. Если $u_{\text{обц}}$ получилось больше указанного предела, то либо подбирают двигатель с меньшей частотой вращения, либо принимают двух- (или более) ступенчатый редуктор, в этом случае

$$u_{\text{обц}} = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_m = n_{\text{дв}} / n_{\text{н.о.}},$$

где u_1, u_2, u_m - передаточные числа отдельных ступеней.

При разбивке общего передаточного числа, в целях минимизации размеров корпуса, принимают передаточное число быстроходной ступени на 15÷20% больше передаточного числа тихоходной ступени.

При проектировании закрытых зубчатых передач необходимо принимать стандартные значения передаточных чисел, приведённые в табл. 3.

Таблица 3. Стандартные значения передаточных чисел u закрытых зубчатых передач

1-й ряд	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0
2-й ряд	-	1,4	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9,0

Если к ведущему валу передачи подвести мощность P_1 , то с ведомого вала можно будет отобрать мощность

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{обц}},$$

где $\eta_{\text{обц}}$ - общий коэффициент полезного действия (КПД) передачи, определяется следующим образом

$$\eta_{\text{обц}} = \eta_{з.п.} \cdot \eta_{см} \cdot \eta_{подш.}^m,$$

здесь $\eta_{з.п.}$ - КПД одной пары сцепляющихся зубчатых колёс (если ступеней несколько, то перемножаются КПД всех ступеней передачи), в зависимости от точности изготовления $\eta_{з.п.} = 0,97 \div 0,99$ в цилиндрической передаче, $\eta_{з.п.} = 0,95 \div 0,97$ в конической передаче; $\eta_{см}$ - КПД, учитывающий потери на барботаж смазки, $\eta_{см} = 0,99$; $\eta_{подш.}$ - КПД одного подшипника, $\eta_{подш.} = 0,994 \div 0,996$; показатель степени m соответствует числу подшипников.

Далее определяют угловые скорости ω_i и крутящие моменты T_i на валах: $\omega_i = \pi n_i / 30$, $T_i = P_i / \omega_i$, где i - номер вала.

3.2 Выбор материала зубчатых колёс и определение допускаемых напряжений

В закрытых зубчатых передачах основной причиной выхода из строя зубчатых колёс является выкрашивание активных поверхностей зубьев вследствие усталости металла из-за контактных напряжений. Контактные напряжения, допускаемые по контактной прочности зубьев, практически прямопропорционально зависят от твёрдости.

Силовые передачи изготавливают в основном из углеродистых или легированных сталей, подвергнутых термической или химико-термической обработке. В зависимости от твёрдости поверхности зубьев, зубчатые колёса условно делят на две группы: с твёрдостью до 350 НВ – нормализованные или улучшенные; с твёрдостью более 350 НВ – закалённые, цементованные, нитроцементованные, азотированные. Колёса первой группы хорошо прирабатываются, в результате чего частично устраняются погрешности, допущенные при изготовлении и сборке. Однако из-за невысокой прочности, передачи с такими колёсами имеют большие размеры по сравнению с передачами второй группы.

При твёрдости активных поверхностей зубьев до 350 НВ во избежание заедания, для повышения несущей способности и надёжности передачи необходимо соблюдать условие

$$H_{акт1} - H_{акт2} \geq 40 \text{ НВ},$$

где $H_{акт1}$ и $H_{акт2}$ - твёрдость активных поверхностей соответственно шестерни и колеса.

В табл. 4 приведены значения механических характеристик и виды термообработки наиболее распространённых марок сталей.

Допускаемое контактное напряжение, не вызывающее опасной усталости материала

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ limb}} \cdot Z_N}{S_{H \text{ min}}},$$

где $\sigma_{H \text{ limb}}$ - предел контактной выносливости активных поверхностей зубьев при базовом числе циклов $N_{H \text{ limb}}$ перемены напряжений; Z_N - коэффициент долговечности; $S_{H \text{ min}}$ - минимальный коэффициент запаса прочности.

Таблица 4. Механические характеристики сталей

Червяк, вал-шестерня

$D = d_d + 6 \text{ мм}$

Колесо

$D = d_{dc} + 6 \text{ мм}$

$S = c$
или
 $S = \delta$

$c \approx 0,4b_2$

Марка стали	Диаметр D , мм	Ширина S , мм	Твёрдость		Предел		Термическая обработка
			сердцевины, НВ	поверхности, HRC,	прочности σ_B , МПа	текущей σ_T , МПа	
35	Любой	Любая	163÷192	-	550	270	Н
45	Любой	Любая	179÷207	-	600	320	Н
45	125	80	235÷262	-	780	540	У
45	80	50	269÷302	-	890	650	У
40Х	200	125	235÷262	-	790	640	У
40Х	125	80	269÷302	-	900	750	У
40Х	125	80	269÷302	45÷50	900	750	У+З ТВЧ
35ХМ	315	200	235÷262	-	800	670	У
35ХМ	200	125	269÷302	-	920	790	У
35ХМ	200	125	269÷302	48÷53	920	790	У+З ТВЧ
40ХН	315	200	235÷262	-	800	630	У
40ХН	200	125	269÷302	-	920	750	У
40ХН	200	125	269÷302	48÷53	920	750	У+З ТВЧ
50ХН	200	125	269÷302	50÷56	1100	900	У+З ТВЧ
20ХН2М	200	125	300÷400	56÷63	1000	800	У+Ц+З
18ХГТ	200	125	300÷400	56÷63	1000	800	У+Ц+З
12ХН3А	200	125	300÷400	56÷63	1000	800	У+Ц+З
25ХГМ	200	125	300÷400	56÷63	1000	800	У+Ц+З
40ХН2МА	125	80	269÷302	50÷56	980	780	У+А

Н – нормализация, У – улучшение, З – закалка объёмная, З ТВЧ – поверхностная закалка при нагреве ТВЧ, Ц – цементация, А – азотирование

Значения $\sigma_{H \lim b}$ и $N_{H \lim b}$ определяют в зависимости от средней твёрдости $H_{акт.ср.}$ активных поверхностей зубьев: $\sigma_{H \lim b}$ по табл. 5, $N_{H \lim b}$ по табл. 6.

Коэффициент долговечности Z_N рассчитывают по формуле

$$Z_N = \sqrt[6]{N_{H \lim b} / N_K} \text{ при } N_K < N_{H \lim b},$$

но не более 2,6 для однородной структуры материала и 1,8 для поверхностного упрочнения. При $N_K > N_{H\text{limb}}$ принимают $Z_N = 1$.

Расчётное число циклов перемены напряжений N_K при постоянном режиме нагрузки определяют по формуле:

$$N_K = 60 \cdot n_i \cdot L_h,$$

где L_h - ресурс передачи в часах.

Минимальный коэффициент запаса прочности $S_{H\text{min}} = 1,1$ для зубчатых колёс с однородной структурой материала и $S_{H\text{min}} = 1,2$ для колёс с поверхностным упрочнением зубьев.

Таблица 5. Значения пределов контактной $\sigma_{H\text{limb}}$ и изгибной $\sigma_{F\text{limb}}$ выносливости зубьев

Способ термической или химико-термической обработки зубьев	$\sigma_{H\text{limb}}$, МПа	$\sigma_{F\text{limb}}$, МПа
Отжиг, нормализация, улучшение	2HB + 70	1,8HB
Объёмная и поверхностная закалка	17HRC ₃ + 200	650
Цементация и нитроцементация	23HRC ₃	820
Азотирование	1050	300 + 1,2HRC ₃ (сердцевины зуба)

Таблица 6. Значения базового числа циклов перемены напряжений

$H_{\text{увт.р.}}$	>200HB	250HB	300HB	350HB	40HRC ₃	50HRC ₃	60HRC ₃
$N_{H\text{limb}}$, млн. циклов	10	17	25	36	44	84	140

В качестве допускаемого контактного напряжения для передачи при значительной разности твёрдости шестерни и колеса (например, вследствие разной термообработки) принимают меньшее из двух, полученных по зависимостям:

для цилиндрических зубчатых колёс (индекс «1» относится к шестерне, «2» - к колесу)

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2), \quad [\sigma_H] = 1,23 \cdot [\sigma_H]_2;$$

для конических колёс с круговыми зубьями

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2), \quad [\sigma_H] = 1,15 \cdot [\sigma_H]_2.$$

Во всех остальных случаях за допускаемое контактное напряжение принимают меньшее из $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.

Допускаемое напряжение изгиба при расчёте на прочность

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}}{S_{F \text{ min}}} \cdot Y_\alpha \cdot Y_N,$$

где $\sigma_{F \text{ limb}}$ - предел изгибной выносливости зубьев при базовом числе циклов перемены напряжений, значение $\sigma_{F \text{ limb}}$ определяется по табл. 5; $S_{F \text{ min}}$ - минимальный коэффициент запаса прочности,

$S_{F \text{ min}} = 1,75$ для зубчатых колёс, изготовленных из поковок; Y_α - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, $Y_\alpha = 1$ при одностороннем приложении нагрузки и $Y_\alpha = 0,7 \div 0,8$ при двустороннем приложении (большее значение при твёрдости активных поверхностей зубьев выше 350 НВ); Y_N - коэффициент долговечности.

Коэффициент долговечности Y_N при $N_K < N_{F \text{ limb}}$ для зубчатых колёс с однородной структурой материала, а также для колёс со шлифованной переходной поверхностью зубьев независимо от термообработки

$$Y_N = \sqrt[6]{N_{F \text{ limb}} / N_K} \leq 4,$$

для поверхностно упрочнённых колёс с нешлифованной переходной поверхностью

$$Y_N = \sqrt[9]{N_{F \text{ limb}} / N_K} \leq 2,5,$$

при $N_K \geq N_{F \text{ limb}}$ коэффициент долговечности $Y_N = 1$. Здесь $N_{F \text{ limb}}$ - базовое число циклов напряжений изгиба, $N_{F \text{ limb}} = 4 \cdot 10^6$ для всех сталей.

3.3 Геометрический расчёт зубчатых передач с внешним зацеплением

а) Расчёт цилиндрических зубчатых передач

При проектном расчёте закрытой зубчатой передачи сначала определяют межосевое расстояние

$$a_w \geq K_a (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma_H]^2}},$$

где K_a - вспомогательный коэффициент, $K_a = 495$ для прямозубых передач и $K_a = 430$ для косозубых и шевронных передач; T_2 - номи-

нальный крутящий момент на колесе, Н·м; $K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии при расчёте на контактную прочность; ψ_{ba} - коэффициент ширины венца зубчатого колеса относительно межосевого расстояния: $\psi_{ba} = b_2 / a$ (назначают по табл. 7); $[\sigma_H]$ - допускаемое контактное напряжение, МПа.

Таблица 7. Рекомендуемые значения ψ_{ba}

Расположение зубчатых колёс относительно опор	Твёрдость зубьев	ψ_{ba}
Симметричное	Любая	0,315; 0,4; 0,5
	≤ 350 HB	0,315; 0,4
Несимметричное консольное	≥ 40 HRC,	0,25; 0,315
	≤ 350 HB	0,25
Для шевронных передач	≥ 40 HRC,	0,2
	Любая	0,4; 0,5; 0,63; 0,8

Коэффициент $K_{H\beta}$ учитывает неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии вследствие упругой деформации валов и самих зубьев под нагрузкой. Различают значение коэффициента $K_{H\beta}^0$ в начальный период работы (до приработки зубьев передачи) и значение $K_{H\beta} \leq K_{H\beta}^0$ - после приработки. При твёрдости колеса $HRC_{32} \geq 40$ передача считается неприрабатывающейся.

Для цилиндрических передач и конических передач с прямыми зубьями при твёрдости колеса меньшей или равной 350 HB

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^0 (1 - K_p) + K_p \geq 1,05;$$

для конических передач с круговыми зубьями

$$K_{H\beta} = \sqrt{K_{H\beta}^0 (1 - K_p) + K_p} \geq 1,1,$$

где K_p - коэффициент режима: $K_p = 1$ при постоянной нагрузке, $K_p = 0,75$ при умеренных колебаниях, $K_p = 0,5$ при значительных колебаниях нагрузки.

Для цилиндрических передач и конических передач с прямыми зубьями при твёрдости колеса больше 350HB

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^0,$$

для конических передач с круговыми зубьями

$$K_{H\beta} = \sqrt{K_{H\beta}^0} \geq 1,2,$$

Значения коэффициента $K_{H\beta}^0$ находят по табл. 8 в зависимости от схемы передачи (рис. 10) и твёрдости колеса.

Полученное значение межосевого расстояния округляют до ближайшего большего стандартного, приведённого в табл. 9.

Определяют ширину венца зубчатого колеса $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w$.

Для компенсации неточностей установки колёс в осевом направлении принимают ширину венца шестерни

$$b_1 = b_2 + (3 \div 5 \text{ мм}).$$

Значения b_1 и b_2 округляют до стандартных (ГОСТ6636-69) [2, 4].

Для закрытых зубчатых передач выбирают стандартное значение модуля по табл. 10 в диапазоне $m_n = a_w \cdot (0,01 \div 0,03)$.

Для поверхностно упрочнённых колёс значение модуля проверяют по условию сопротивления изгибной усталости

$$m_n \geq K_m \cdot \frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot (u+1)}{u \cdot a_w \cdot b_2 \cdot [\sigma_F]_2},$$

где K_m - вспомогательный коэффициент: для прямозубых колёс $K_m = 6,6$, для косозубых $K_m = 5,8$.

В силовых передачах значение модуля менее 1,5 мм применять не рекомендуется.

Определяют суммарное число зубьев z_Σ и угол β наклона зуба для косозубых и шевронных колёс.

Для прямозубых передач

$$z_\Sigma = 2 \cdot a_w / m.$$

Число z_Σ должно быть **целым** и обеспечивать стандартное значение межосевого расстояния a_w . Это достигается подбором стандартного значения модуля в указанном выше диапазоне.

Для косозубых и шевронных передач

$$z_\Sigma = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta^*}{m_n},$$

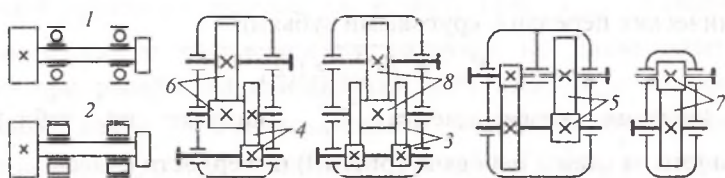


Рис. 10 Схемы для определения коэффициента K_{HB}^0 и K_{FB}^0

Таблица 8. Значения коэффициента K_{HB}^0

ψ_{bd}	Твёрдость поверхностей зубьев	Схема передачи по рис. 10							
		1	2	3	4	5	6	7	8
0,2	$\leq 350\text{HB}$	1,7	1,4	1,3	1,18	1,08	1,05	1,05	1,05
	$>350\text{HB}$	1,35	1,2	1,15	1,09	1,05	1,05	1,05	1,05
0,4	$\leq 350\text{HB}$	2,4	1,9	1,6	1,36	1,2	1,12	1,08	1,05
	$>350\text{HB}$	1,7	1,45	1,3	1,18	1,1	1,06	1,05	1,05
0,6	$\leq 350\text{HB}$	3,1	2,4	2,0	1,6	1,34	1,24	1,14	1,06
	$>350\text{HB}$	2,05	1,7	1,5	1,3	1,17	1,12	1,07	1,05
0,8	$\leq 350\text{HB}$	4,0	3,0	2,4	1,86	1,54	1,4	1,26	1,1
	$>350\text{HB}$	2,5	2,0	1,7	1,43	1,27	1,2	1,13	1,05
1,0	$\leq 350\text{HB}$	-	3,6	2,8	2,12	1,8	1,6	1,4	1,2
	$>350\text{HB}$	-	2,3	1,9	1,56	1,4	1,3	1,2	1,1
1,2	$\leq 350\text{HB}$	-	-	3,2	2,44	2,08	1,8	1,6	1,3
	$>350\text{HB}$	-	-	2,1	1,72	1,54	1,4	1,3	1,15
1,4	$\leq 350\text{HB}$	-	-	-	2,8	2,4	2,0	1,8	1,42
	$>350\text{HB}$	-	-	-	1,9	1,7	1,52	1,4	1,21
1,6	$\leq 350\text{HB}$	-	-	-	-	2,8	2,4	2,0	1,6
	$>350\text{HB}$	-	-	-	-	1,9	1,7	1,5	1,3

Примечание. Для цилиндрических передач $\psi_{bd} = \psi_{ba}(u \pm 1)/2$, где знак «+» - для внешнего зацепления, «-» - для внутреннего зацепления;
для конических передач $\psi_{bd} = 0,166\sqrt{u^2 + 1}$.

Таблица 9. Стандартные значения межосевых расстояний закрытых зубчатых передач. Размеры в мм

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
2-й ряд	-	-	71	90	112	140	180	224	28-	355	450	560

Примечание. 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

где β^* - предварительное значение угла наклона линии зуба, можно принять для косозубых передач $\beta^* = 12^\circ$, для шевронных $\beta^* = 30^\circ$.

Таблица 10. Стандартные значения модуля зубчатых передач

Размеры в мм

1-й ряд	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0
2-й ряд	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0	14,0	18,0

Примечание. 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

Полученное значение z_{Σ} округляют в меньшую сторону до целого числа и определяют действительное значение угла β

$$\cos \beta = \frac{z_{\Sigma} \cdot m_n}{2 \cdot a_w}$$

Точность вычислений 0,0001.

Найденное значение угла β обеспечивает получение стандартного значения a_w при выбранном суммарном числе зубьев z_{Σ} .

Значение угла β должно быть в диапазоне: для косозубых передач $8 \div 20^\circ$, для шевронных передач $25 \div 40^\circ$.

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u + 1}$$

При этом должно выполняться условие $z_1 \geq z_{\min}$, где z_{\min} - минимальное число зубьев, исключающее подрезание ножки зуба при изготовлении, для прямозубых передач $z_{\min} = 17$, для косозубых и шевронных $z_{\min} = 17 \cdot \cos^3 \beta$.

Если расчётное число зубьев получилось меньше минимального, то для выполнения условия $z_1 \geq z_{\min}$ необходимо либо принять меньшее значение модуля, либо увеличить межосевое расстояние за счет уменьшения коэффициента ψ_{ba} , изменения вида термической обработки или марки стали.

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1$$

Определяют делительные диаметры колёс

$$d = m_n \cdot z / \cos \beta$$

Точность определения значений делительных диаметров не менее 0,001 мм.

Выполняют проверку

$$0,5 \cdot (d_1 + d_2) = a_w.$$

Определяют диаметры вершин зубьев

$$d_a = d + 2m$$

и диаметры впадин зубьев

$$d_f = d - 2,5m$$

После того как определены геометрические параметры передачи выполняют проверочный (уточнённый) расчёт из условия обеспечения контактной прочности

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H (u+1)^3}{b_2 \cdot u^2}} \leq [\sigma_H],$$

где значение коэффициента $Z_\sigma = 310$ – для прямозубых передач и $Z_\sigma = 270$ – для косозубых и шевронных передач; K_H – коэффициент нагрузки, учитывающий повышение контактных напряжений вследствие деформации зубьев, валов, опор, погрешностей изготовления и сборки, динамических нагрузок.

Коэффициент нагрузки в расчётах на контактную прочность

$$K_H = K_{Ha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv},$$

где K_{Ha} – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями; $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий (определён ранее при проектном расчёте); K_{Hv} – учитывает динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении из-за погрешностей при изготовлении и сборке.

Коэффициент $K_{Ha} = 1$ для прямозубых передач, а для остальных передач K_{Ha} выбирают по графику на рис. 11 в зависимости от степени точности и окружной скорости v передачи.

Коэффициент K_{Hv} для всех видов зубчатых передач определяют в зависимости от окружной скорости v (для конических передач – скорости v на среднем диаметре d), степени точности и твёрдости активных поверхностей зубьев.

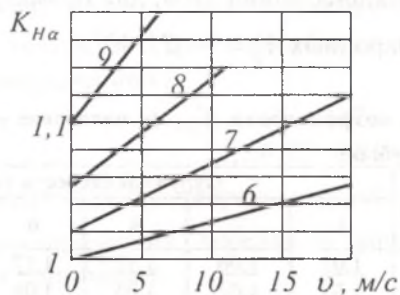


Рис. 11. График для определения коэффициента K_{Ha} для косозубых, шевронных передач и конических передач с круговыми зубьями (на линиях цифрами указаны степени точности)

Силовые закрытые зубчатые передачи изготавливают со степенью точности не грубее приведённой в табл. 11.

Коэффициент динамичности K_{Hv} принимают по табл. 12.

Таблица 11. Рекомендуемые степени точности передач

Вид передачи	Окружная скорость v , м/с			
	<5	5÷8	8÷12,5	>12,5
Цилиндрическая				
прямозубая	9	8	7	6
косозубая	9	9	8	7
Коническая				
прямозубая	8	7	-	-
с круговыми зубьями	9	9	8	7

Находят расчётное напряжение из условия обеспечения выносливости зубьев при изгибе

$$\sigma_{F2} = \frac{T_2 \cdot 10^3 K_F Y_{F2} Y_\beta (u \pm 1)}{b_2 m_n a_w u} \leq [\sigma_{F2}],$$

где K_F - коэффициент нагрузки в расчёте на изгибную прочность; Y_F - коэффициент формы зуба, принимают по табл. 13 в зависимости от числа зубьев z для прямозубых колёс и эквивалентного числа зубьев zV для косозубых и шевронных колёс, $zV = z / \cos^3 \beta$;

Y_β - коэффициент наклона линии зуба, для прямозубых колёс $Y_\beta = 1$, для косозубых и шевронных $Y_\beta = 1 - \beta/140^\circ$.

Таблица 12. Значения коэффициента $K_{H\alpha}$ (в числителе – для прямозубых, в знаменателе для косозубых)

Степень точности	Твёрдость поверхности зубьев	Окружная скорость v , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	≤ 350 HB	<u>1,03</u>	<u>1,06</u>	<u>1,12</u>	<u>1,17</u>	<u>1,23</u>	<u>1,28</u>
		1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
	>350 HB	<u>1,02</u>	<u>1,04</u>	<u>1,07</u>	<u>1,10</u>	<u>1,15</u>	<u>1,18</u>
		1,00	1,00	1,02	1,02	1,03	1,04
7	≤ 350 HB	<u>1,04</u>	<u>1,07</u>	<u>1,14</u>	<u>1,21</u>	<u>1,20</u>	<u>1,36</u>
		1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
	>350 HB	<u>1,03</u>	<u>1,05</u>	<u>1,09</u>	<u>1,14</u>	<u>1,19</u>	<u>1,24</u>
		1,00	1,01	1,02	1,03	1,03	1,04
8	≤ 350 HB	<u>1,04</u>	<u>1,08</u>	<u>1,16</u>	<u>1,24</u>	<u>1,32</u>	<u>1,40</u>
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	>350 HB	<u>1,03</u>	<u>1,06</u>	<u>1,10</u>	<u>1,16</u>	<u>1,22</u>	<u>1,26</u>
		1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
9	≤ 350 HB	<u>1,05</u>	<u>1,10</u>	<u>1,20</u>	<u>1,30</u>	<u>1,40</u>	<u>1,50</u>
		1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
	>350 HB	<u>1,04</u>	<u>1,07</u>	<u>1,13</u>	<u>1,20</u>	<u>1,26</u>	<u>1,32</u>
		1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05

Таблица 13. Значения коэффициента формы зуба Y_F

z или zD	17	20	25	30	40	50	60	80
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,60

Коэффициент нагрузки в расчёте на изгибную прочность

$$K_F = K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fu}$$

где K_{Fu} - коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями; $K_{F\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий; K_{Fa} - коэффициент динамичности, учитывает динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении из-за погрешностей при изготовлении и сборке.

Коэффициент $K_{Fa}=1$ для прямозубых передач грубее седьмой степени точности, а для косозубых и шевронных передач значения K_{Fa} приведены ниже:

Степень точности	6	7	8	9
K_{Fa}	0,72	0,81	0,91	1,00

Коэффициент $K_{F\beta}$ при твёрдости колеса меньше или равной 350 НВ, для цилиндрических передач и конических передач с прямыми зубьями принимают

$$K_{F\beta} = K_{F\beta}^0 (1 - K_p) + K_p \geq 1,04 ;$$

для конических передач с круговыми зубьями

$$K_{F\beta} = \sqrt{K_{F\beta}^0 (1 - K_p) + K_p} \geq 1,08 ,$$

где K_p - коэффициент режима (см. формулу $K_{H\beta}$).

Для цилиндрических передач и конических передач с прямыми зубьями при твёрдости колеса большей или равной 40HRC,

$$K_{F\beta} = K_{F\beta}^0 ,$$

для конических передач с круговыми зубьями

$$K_{F\beta} = \sqrt{K_{F\beta}^0} \geq 1,15 ,$$

Значения коэффициента $K_{F\beta}^0$ находят по табл. 14 в зависимости от схемы передачи (рис. 10) и твёрдости колеса.

Коэффициент K_{Fv} принимают по табл. 15.

Проверку зубьев шестерни на прочность при изгибе выполняют по условию

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_{F1}] .$$

Определяют отклонение расчётного напряжения от допускаемого. Допускается перегрузка в пределах 5%. Хотя бы по одному из параметров σ_H и σ_F недогрузка должна быть менее 15%.

Таблица 14. Значения коэффициента $K_{F\beta}^0$

Ψ_{hd}	Твёрдость поверхностей зубьев	Схема передачи по рис. 10							
		1	2	3	4	5	6	7	8
0,2	≤ 350HB	1,53	1,31	1,23	1,15	1,07	1,04	1,04	1,04
	>350HB	1,25	1,16	1,12	1,08	1,04	1,04	1,04	1,04
0,4	≤ 350HB	2,01	1,67	1,46	1,27	1,16	1,09	1,06	1,04
	>350HB	1,53	1,34	1,23	1,13	1,08	1,05	1,04	1,04
0,6	≤ 350HB	2,47	2,01	1,74	1,46	1,26	1,16	1,08	1,06
	>350HB	1,75	1,53	1,38	1,23	1,14	1,08	1,06	1,04
0,8	≤ 350HB	3,03	2,41	2,01	1,62	1,41	1,31	1,21	1,08
	>350HB	2,08	1,74	1,53	1,32	1,21	1,16	1,08	1,04
1,0	≤ 350HB	-	2,80	2,28	1,82	1,60	1,46	1,31	1,16
	>350HB	-	1,95	1,67	1,42	1,31	1,23	1,16	1,08
1,2	≤ 350HB	-	-	2,54	2,04	1,80	1,60	1,46	1,23
	>350HB	-	-	1,81	1,53	1,42	1,31	1,23	1,11
1,4	≤ 350HB	-	-	-	2,28	2,01	1,74	1,60	1,31
	>350HB	-	-	-	1,67	1,53	1,40	1,31	1,16
1,6	≤ 350HB	-	-	-	-	2,23	2,01	1,74	1,46
	>350HB	-	-	-	-	1,67	1,53	1,38	1,23

Примечание. Ψ_{hd} см. в примечании табл. 8.

Таблица 15. Значения коэффициента K_{Fv} (в числителе – для прямозубых, в знаменателе - для косозубых)

Степень точности	Твёрдость поверхности зубьев	Окружная скорость v , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	≤ 350 HB	<u>1.06</u>	<u>1.13</u>	<u>1.26</u>	<u>1.40</u>	<u>1.58</u>	<u>1.67</u>
		1,02	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
	>350 HB	<u>1.02</u>	<u>1.04</u>	<u>1.08</u>	<u>1.11</u>	<u>1.14</u>	<u>1.17</u>
		1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
7	≤ 350 HB	<u>1.08</u>	<u>1.16</u>	<u>1.33</u>	<u>1.50</u>	<u>1.67</u>	<u>1.80</u>
		1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
	>350 HB	<u>1.03</u>	<u>1.05</u>	<u>1.09</u>	<u>1.13</u>	<u>1.17</u>	<u>1.22</u>
		1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
8	≤ 350 HB	<u>1.10</u>	<u>1.20</u>	<u>1.38</u>	<u>1.58</u>	<u>1.78</u>	<u>1.96</u>
		1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
	>350 HB	<u>1.04</u>	<u>1.06</u>	<u>1.12</u>	<u>1.16</u>	<u>1.21</u>	<u>1.26</u>
		1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
9	≤ 350 HB	<u>1.13</u>	<u>1.28</u>	<u>1.50</u>	<u>1.77</u>	<u>1.98</u>	<u>2.25</u>
		1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35
	>350 HB	<u>1.04</u>	<u>1.07</u>	<u>1.14</u>	<u>1.21</u>	<u>1.27</u>	<u>1.34</u>
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,08	1,09

б) Расчёт конических зубчатых передач

Проектный расчёт закрытой конической передачи начинают с определения внешнего делительного диаметра (мм) колеса

$$d_{e2} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u}{v_H \cdot [\sigma_H]^2}},$$

где $K_d=1650$ – вспомогательный коэффициент; T_2 – номинальный крутящий момент на валу колеса, Н·м; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого колеса, определяется так же, как для цилиндрических передач (см. п. 3а); v_H – коэффициент вида зубьев: для прямозубых передач $v_H=0,85$, для передач с круговыми зубьями принимают по табл. 16.

Таблица 16. Формулы для определения коэффициентов v_H , v_F , C

Расчётные величины	Твёрдость активных поверхностей зубьев		
	$H_1 \leq 350$ HB $H_2 \leq 350$ HB	$H_1 > 350$ HB $H_2 \leq 350$ HB	$H_1 > 350$ HB $H_2 > 350$ HB
v_H	$1,22 + 0,21u$	$1,13 + 0,13u$	$0,81 + 0,15u$
v_F	$0,94 + 0,08u$	$0,85 + 0,043u$	$0,65 + 0,11u$
C	18,0	14,0	11,2

H_1 – твёрдость активных поверхностей зубьев шестерни;
 H_2 – твёрдость активных поверхностей зубьев колеса

Полученное значение внешнего делительного диаметра колеса d_{e2} необходимо округлить до ближайшего стандартного значения (см. табл. 17). По этой же таблице назначают ширину b_2 венца колеса. Ширина венца шестерни $b_1 = b_2$ при одинаковой твёрдости зубьев и $b_1 = b_2 + (2 \div 4)$ мм – при разной твёрдости.

Число зубьев колеса определяют по эмпирической формуле

$$z_2 = C \sqrt{u^2} \cdot \sqrt[3]{d_{e2}},$$

где C – коэффициент, определяемый по табл. 16.

Число зубьев шестерни

$$z_1 = z_2 / u.$$

После вычисления число зубьев округляют до ближайшего целого числа.

Таблица 17. Основные параметры конических зубчатых передач по ГОСТ12289-76

Внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , мм	Ширина венцов зубчатых колёс b_2 , мм, для номинальных передаточных чисел												
	1,6	(1,8)	2,0	(2,24)	2,5	(2,8)	3,15	(3,55)	4,0	(4,5)	5,0	(5,6)	6,3
63	10,5	10	10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
(71)	12	11,5	11,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
80	13	13	13	12	12	-	-	-	-	-	-	-	-
(90)	15	15	14	14	14	-	-	-	-	-	-	-	-
100	17	16	16	16	15	15	15	-	-	-	-	-	-
(112)	19	18	18	17	17	17	17	-	-	-	-	-	-
125	21	20	20	19	19	19	19	19	18	-	-	-	-
(140)	24	22	22	22	21	21	21	21	21	20	20	-	-
160	28	26	25	25	25	24	24	24	24	24	24	24	24
(180)	30	30	28	28	28	28	26	26	26	26	26	26	26
200	34	32	32	32	30	30	30	30	30	30	30	30	28
(225)	38	36	36	36	34	34	34	34	32	32	32	32	32
250	42	40	40	40	38	38	38	38	36	36	36	36	36
(280)	48	45	45	45	42	42	42	42	42	40	40	40	40
315	52	52	50	50	48	48	48	48	45	45	45	45	45
355	60	60	55	55	55	55	55	52	52	52	52	52	52
400	70	65	63	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
450	75	75	70	70	70	70	65	65	65	65	65	65	65
500	85	80	80	80	75	75	75	75	75	75	75	70	70
560	-	90	90	90	85	85	85	85	80	80	80	80	80
630	-	100	100	100	95	95	95	95	90	90	90	90	90
710	-	120	110	110	110	110	105	105	105	105	105	105	100

Значения без скобок являются предпочтительными.

Фактические значения d_{e2} могут отличаться от номинальных не более чем на 2%.

ГОСТ12289-76 предусматривает d_{e2} до 1600 мм.

Определяют фактическое передаточное число $u_\phi = z_2 / z_1$. Отклонение от стандартного передаточного числа должно быть не более 4%. Значение u_ϕ вычисляют с точностью не ниже 0,0001, так как оно определяет углы δ при вершинах начальных конусов, которые должны быть вычислены с точностью не ниже 10".

Определяют внешний окружной модуль для колёс:

с прямыми зубьями $m_e = d_{e2} / z_2$,

с круговыми зубьями $m_{ic} = d_{e2} / z_2$.

Точность вычислений модуля – до третьего знака после запятой. В силовых передачах принимать внешний окружной модуль менее 1,5 мм не рекомендуется.

Выбранный модуль проверяют по условию прочности зубьев при изгибе

$$m_e (m_{ic}) \geq \frac{14 \cdot 10^3 T_2 k_{F\beta}}{d_{e2} b_2 [\sigma_{F2}] v_F},$$

где $K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии (вычисляется так же, как для цилиндрических передач); v_F - коэффициент вида зубьев, для прямых зубьев $v_F = 0,85$, для круговых зубьев v_F принимают по табл.16.

Определяют основные геометрические параметры передачи.

Углы делительных конусов:

колеса $\delta_2 = \arctg u$,

шестерни $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$;

конусное расстояние:

внешнее $R_e = 0,5 m_{ic} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$,

среднее $R = R_e - 0,5b$;

внешний делительный диаметр шестерни:

$$d_{e1} = m_{ic} \cdot z_1;$$

внешние диаметры вершин зубьев шестерни и колеса:

для прямозубых передач

$$d_{ae} = d_e + 2m_e \cos \delta;$$

для передач с круговыми зубьями

$$d_{ae2} = d_{e2} + 1,64m_e \cos \delta_2;$$

средние делительные диаметры:

$$d = d_e (1 - 0,5K_{bc}),$$

где $K_{bc} = b/R_c = 0,25 \div 0,3$ - коэффициент ширины зубчатого венца.

Определяют среднюю окружную скорость колёс и назначают степень точности передачи (см. табл.11).

Выполняют проверочный расчёт передачи из условия контактной выносливости

$$\sigma_H = \frac{1900}{d_{e2}} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H u}{d_{c2}^3 v_H}} \leq [\sigma_H].$$

Значение коэффициента K_H определяют так же, как для цилиндрических передач.

Выполняют проверочный расчёт на изгибную выносливость зубьев колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{2330 T_2 K_F Y_{F2}}{d_{e2} b m_{ie} v_F} \leq [\sigma_F].$$

В формулы проверочного расчёта T_2 подставляют в Н·м; d_{e2}, b, m_{ie} - в мм; σ_H и σ_F - в МПа. Значение коэффициента K_F определяют так же, как для цилиндрических передач.

Коэффициент Y_{F2} находят для прямозубого колеса по эквивалентному числу зубьев (см. табл.13):

$$zv_2 = z_2 / \cos \delta_2;$$

для колеса с круговыми зубьями по биеквивалентному числу зубьев

$$zv_{n2} = z_2 / (0,55 \cos \delta_2).$$

Корректирующий коэффициент для прямозубого колеса $v_F = 0,85$, для колеса с круговыми зубьями принимают по табл. 16.

Напряжение изгиба зубьев шестерни

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2} \leq [\sigma_F].$$

Значение Y_{F1} находят так же, как для колеса.

3.4 Определение сил в зацеплении

В зацеплении пары сопряжённых зубьев возникает нормальная сила F_N , направленная перпендикулярно поверхности

контакта. Для удобства расчётов эта сила раскладывается на составляющие по осям.

Для цилиндрических передач:

окружная сила $F_{t1} = F_{t2} = F_t = 2T_2 / d_2$;

радиальная сила $F_{r1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$;

осевая сила $F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$.

Для конических передач:

окружная сила на среднем диаметре

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = 2T_2 / d_2$$

осевая сила на шестерне, равная радиальной силе на колесе

-для передач с прямыми зубьями

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$$

-для передач с круговыми зубьями правого направления
зубьев шестерни и её вращением по ходу часовой стрелки

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t (0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1);$$

Радиальная сила на шестерне, равная осевой силе на колесе

-для передач с прямыми зубьями

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$$

-для передач с круговыми зубьями

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t (0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1).$$

4 ВАЛЫ

Валы выполняют из конструкционных сталей, нормализованных или улучшенных. Для высоко нагруженных валов применяют легированные стали, подвергаемые улучшению, заалке с высоким отпуском или поверхностной заалке с низким отпуском. Механические характеристики материалов валов приведены в табл. 18.

Расчёт валов включает следующие этапы:

- ориентировочный расчёт (предварительный);
- расчёт на статическую прочность (основной);
- расчёт на выносливость (уточнённый);

- расчёт на жёсткость (выполняется для ответственных конструкций, либо при большом отношении длины к диаметру – например, при расчёте валов коробок передач).

4.1 Ориентировочный расчёт

Предварительно диаметры валов для эскизного проекта определяют по условному допускаемому напряжению при кручении $[\tau] = 20 \div 30$ МПа

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau]}}$$

здесь крутящий момент T в Н·м, $[\tau]$ в МПа, d - средний диаметр вала (при $L/d > 8$, где L - длина вала) в мм.

После определения среднего диаметра выполняется эскизная компоновка вала.

4.2 Расчёт на статическую прочность

Производится по наибольшей кратковременной нагрузке, повторяемость которой не может вызвать усталостного разрушения (менее 10^6 циклов за весь срок службы).

Порядок расчёта следующий.

- 1) Построение схемы нагружения вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.
- 2) Определение реакций опор в двух плоскостях.
- 3) Построение в двух плоскостях эпюр изгибающих моментов и определение суммарных изгибающих моментов.
- 4) Построение эпюры крутящего момента.
- 5) Определение опасного сечения.
- 6) Определение напряжений в опасных сечениях.

Напряжения изгиба (МПа) под действием суммарного момента, возникающего от всех нагрузок

$$\sigma'_H = 10^3 M_{H \max} / W,$$

где $M_{H \max} = K_{II} M_{\Sigma}$, Н·м; $M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} + M_{\text{муд}}$; K_{II} - коэффициент перегрузки; M_{Σ} - суммарный момент от номинальных нагрузок; M_x , M_y , $M_{\text{муд}}$ - изгибающие моменты в горизонтальной

и вертикальной плоскостях и от несоосности муфты соответственно;
 W - осевой момент сопротивления изгибу, мм^3 .

Напряжения растяжения или сжатия (МПа)

$$\sigma'_{Oc} = F_{A\max} / A,$$

где $F_{A\max} = K_{\Pi} F_A$ кратковременная наибольшая осевая сила, Н; A - площадь рассчитываемого сечения, мм^2 .

Максимальные нормальные напряжения

$$\sigma'_{\max} = \sigma'_H + \sigma'_{Oc}$$

Касательные напряжения

$$\tau' = 10^3 T_{\max} / W_p,$$

где $T_{\max} = K_{\Pi} T_{\text{ном}}$ - максимальный кратковременный крутящий момент, Н·м; $T_{\text{ном}}$ - номинальный крутящий момент; W_p - полярный момент сопротивления, мм^3 .

7) Определение запасов прочности для опасных сечений:
 по нормальным напряжениям

$$S_{T\sigma} = \sigma_T / \sigma'_{\max};$$

по касательным напряжениям

$$S_{T\tau} = \tau_T / \tau',$$

где σ_T , τ_T - пределы текучести при изгибе и кручении (см. табл. 18).

Таблица 18. Механические характеристики материалов валов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм, не более	Твёрдость НВ, не ниже	Механические характеристики, МПа					Коэффициенты	
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	ψ_{σ}	ψ_{τ}
45	Любой	180	600	320	280	250	150	0,05	0
	120	240	800	550	300	350	210	0,1	0,05
	80	270	900	650	390	380	230	0,1	0,05
40X	200	240	800	650	390	360	210	0,1	0,05
	120	270	900	750	450	410	240	0,15	0,08
40XH	200	270	920	750	450	420	250	0,15	0,08
12XH3A	120	260	950	700	490	420	210	0,1	0,05
18XГТ	60	330	1150	950	665	520	280	0,15	0,1
30XГТ	Любой	320	1150	950	665	520	310	0,15	0,1

Общий коэффициент запаса прочности

$$S_T = \frac{S_{T\sigma} \cdot S_{Tr}}{\sqrt{S_{T\sigma}^2 + S_{Tr}^2}} \geq [S_{T\min}].$$

Допускаемый минимальный запас прочности $[S_{T\min}] = 1,5 \div 2$.

В результате расчёта уточняются размеры вала и при необходимости снова определяются действительные запасы прочности.

4.3 Расчёт на усталостную прочность (выносливость)

Расчёт ведётся по номинальным длительно действующим нагрузкам.

Порядок расчёта тот же, что и при расчёте на статическую прочность (выполнить п.п. 1...5).

6) Определение амплитудных и средних напряжений в опасных сечениях (МПа).

При постоянных нагрузках для нереверсивных валов нормальные амплитудные σ_a и средние σ_m , касательные амплитудные τ_a и средние τ_m напряжения определяют по формулам:

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = M_u / W, \quad \sigma_m = 0;$$

$$\tau_a = \tau_m = \tau_{\max} / 2 = T / (2W_p),$$

где $M_u = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}$ - результирующий изгибающий момент; T - крутящий момент; W и W_p - осевой и полярный моменты сопротивления сечения вала.

7) Определение коэффициентов снижения пределов выносливости:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma / K_d + K_F - 1) / K_v;$$

$$K_{\tau D} = (K_\tau / K_d + K_F - 1) / K_v,$$

где K_σ и K_τ - эффективные коэффициенты концентрации напряжений для данного сечения вала в зависимости от его формы (табл. 19, 20, 21); K_d - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (табл. 22); K_F - коэффициент влияния

шероховатости поверхности (табл. 23), при посадках с натягом принимают значение $K_F \approx 1$; K_v - коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл. 24), для неупрочнённых поверхностей $K_v = 1$.

Таблица 19. Значения коэффициентов K_σ и K_τ для валов на участках со шпоночными пазами

σ_B , МПа	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	концевой	дисковой	
500	1,65	1,4	1,4
700	1,9	1,55	1,7
900	2,15	1,7	2,05
1200	2,5	1,9	2,4

Таблица 20. Значения коэффициентов K_σ и K_τ для шлицевых и резьбовых участков валов

σ_B , МПа	K_σ		K_τ		
	для шлицёв	для резьбы	для шлицёв		для резьбы
			прямоугольных	эвольвентных	
500	1,45	1,8	2,25	1,43	1,4
700	1,6	2,2	2,45	1,49	1,7
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,05
1200	1,75	2,9	2,8	1,6	2,4

8) Определение запасов прочности по выносливости.

Запас прочности по нормальным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m},$$

по касательным напряжениям

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m},$$

где σ_{-1} и τ_{-1} - пределы выносливости для материала вала при симметричном цикле изгиба и кручения (табл.18); ψ_σ и ψ_τ - коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений (см. табл. 18)

При расчётах вала в местах установки деталей с натягом используют отношения K_σ / K_d и K_τ / K_d (табл. 25).

При совместном действии нормальных и касательных напряжений запас прочности по выносливости

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S]$$

где $[S] = 1,2 \div 2,5$.

Таблица 21. Значения коэффициентов K_σ и K_τ для валов в месте перехода с галтелью

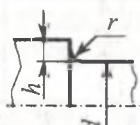
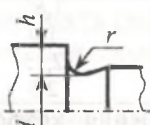
									
h/r	r/d	K_σ при σ_B , МПа				K_τ при σ_B , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,0	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4

Таблица 22. Ориентировочные значения K_d в зависимости от диаметра d

Напряжённое состояние и материал	Диаметр вала d , мм				
	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,38	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированной стали	0,77	0,73	0,7	0,67	0,62
Кручение для всех сталей					

Таблица 23. Значения коэффициента K_F

Среднее арифметическое отклонение профиля Ra , мкм	σ_B , МПа			
	500	700	900	1200
0,4÷0,1	1	1	1	1
3,2÷0,8	1,05	1,1	1,15	1,25
25÷6,3	1,2	1,25	1,35	1,5

Таблица 24. Значения коэффициента K_v

Вид упрочнения	σ_B , МПа	K_v		
		для гладких валов	при $K_{\sigma} \leq 1,5$	при $K_{\sigma} = 1,8+2,0$
Закалка с нагревом ТВЧ	600÷800	1,5+1,7	1,6+1,7	2,4+2,8
	800÷1000	1,3+1,5	-	-
Дробеструйный наклёп	600÷1500	1,1+1,25	1,5+1,6	1,7+2,1
Накатка роликом	650÷1600	1,1+1,3	1,3+1,5	1,6+2,0
Цементация	700÷800	1,4+1,5	-	-

Таблица 25. Значения K_{σ}/K_d и K_{τ}/K_d для валов в местах установки деталей

Диаметр вала d , мм	K_{σ}/K_d при σ_B , МПа				K_{τ}/K_d при σ_B , МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,5	3,0	3,5	4,25	1,9	2,2	2,5	3,0
50	3,05	3,65	4,3	5,2	2,25	2,6	3,1	3,6
100 и более	3,3	3,95	4,6	5,6	2,4	2,8	3,2	3,8

ЗАДАНИЯ К РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКИМ РАБОТАМ

По курсу «Детали машин и основы конструирования» студентам необходимо выполнить три расчётно-графические работы по темам: соединения, передачи, валы.

Исходные данные со схемами обязательно переписываются в пояснительную записку со ссылкой на методические указания, год их издания, выбранные номера типов и вариантов задания. Пояснительная записка оформляется в соответствии с требованиями ЕСКД – чертёжным шрифтом, с рамками и угловыми штампами. Для графических документов угловой штамп формы 1, для первого или заглавного листа текстовых документов – формы 2, для последующих листов – формы 2а по ГОСТ2.104-68. Решение обязательно записывают сначала в буквенном виде, затем в том же порядке подставляют числовые значения и только после этого приводят результат расчёта с размерностью найденной величины. Все расчёты следует вести в Международной системе единиц (СИ). Графическая часть выполняется на чертёжной бумаге. Формат листа

и масштаб подбираются так, что бы использовалось не менее 3/4 площади листа. В конце работы привести список использованной литературы, работу подписать и поставить дату окончания.

Представлены десять типов заданий. Задания каждого типа имеют десять вариантов числовых значений. Студентам очной формы обучения тип и вариант задания указывается преподавателем в индивидуальном порядке. Студенты-заочники выбирают тип задания по последней цифре своего шифра, а вариант числовых данных выбирают из соответствующей таблицы по предпоследней цифре шифра. Например, студент, имеющий шифр 0728 должен выполнить задания 8-го типа варианта 2.

РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА 1

Данная расчетно-графическая работа включает две задачи: первая по теме «Разъёмные (резьбовые) соединения», вторая – «Неразъёмные (сварные) соединения». В графической части необходимо выполнить сборочный чертёж рассчитанного узла.

Тун 0

Задача 1. Рассчитать шпильки, которыми крышка прикреплена к паровому цилиндру (рис. 12). Давление пара в цилиндре - часто меняющееся от 0 до максимального значения p . Максимальное рабочее давление пара p , внутренний диаметр цилиндра D и наружный диаметр крышки и фланца цилиндра D_1 приведены в табл. 26. Недостающими данными задаться.

Таблица 26

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
p , МПа	0,60	0,59	0,58	0,57	0,56	0,55	0,54	0,53	0,52	0,51
D , мм	310	320	330	340	350	360	370	380	390	400
D_1 , мм	410	420	430	440	450	460	470	480	490	500

Задача 2. Рассчитать сварное соединение, крепящее опорный швеллер к стальной плите (рис. 13). Материал электрода и метод сварки назначить самостоятельно. Данные для расчёта приведены в табл. 27.

Таблица 27

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F , кН	45	35	25	20	30	40	50	60	55	65
L , мм	220	330	440	550	660	770	200	250	900	800
α , рад	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$

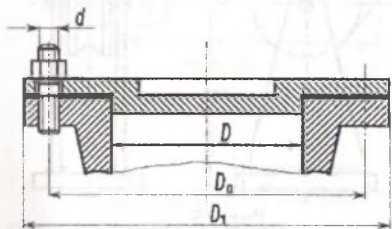


Рис. 12

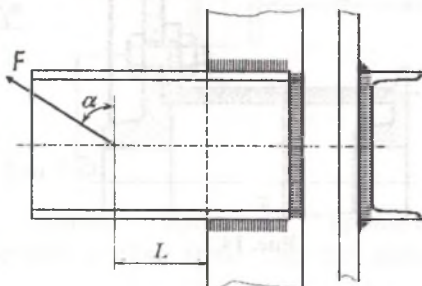


Рис. 13

Тун 1

Задача 1. Рассчитать болты крепления зубчатого колеса к барабану лебёдки (рис. 14). Вес поднимаемого груза F , диаметр барабана D_1 и диаметр окружности центров болтов D_2 приведены в табл. 28. Расчёт вести для двух случаев постановки болтов: 1) без зазора; 2) с зазором. Материал барабана – чугун, материал колеса – сталь. Недостающими данными задаться.

Таблица 28

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F , кН	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40
D_1 , мм	250	250	300	300	350	350	400	400	450	450
D_2 , мм	400	400	450	450	500	500	550	550	600	600

Таблица 29

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F , кН	20	22	23	24	25	27	29	31	33	35
h , мм	220	330	440	550	660	270	200	250	400	300
α , рад	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$

Задача 2. Рассчитать сварное соединение, крепящее неподвижный блок монтажного устройства к плите (рис. 15) по данным табл. 29.

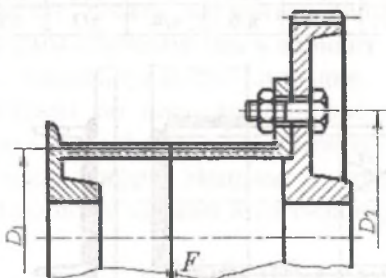


Рис. 14

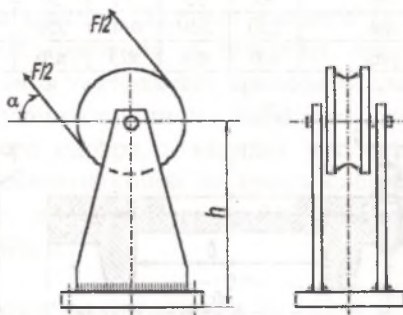


Рис. 15

Тип 2

Задача 1. Рассчитать болты клеммового соединения, посредством которого рычаг неподвижно закрепляется на валу (рис. 16). Диаметр вала D , действующая на рычаг сила F , расстояние a от оси вращения до линии действия силы приведены в табл. 30. Материал вала – сталь, материал рычага – чугун (коэффициент трения $f = 0,18$).

Таблица 30

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F , Н	800	700	600	500	400	550	660	770	880	950
D , мм	80	63	56	42	36	45	48	70	75	80
a , мм	400	420	440	460	500	480	520	540	560	580

Задача 2. Рассчитать сварное соединение двутавровой балки (№ 16) с колонной (рис. 17) по данным табл. 31.

Таблица 31

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F , кН	7	17	8	14	9	10	11	12	13	15
L , м	1,5	0,5	1,4	1,0	1,3	1,3	1,2	1,2	0,8	0,9

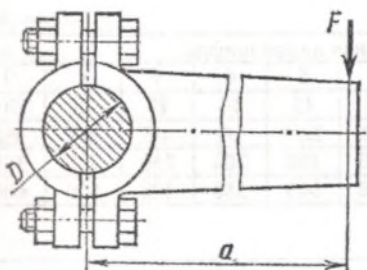


Рис. 16

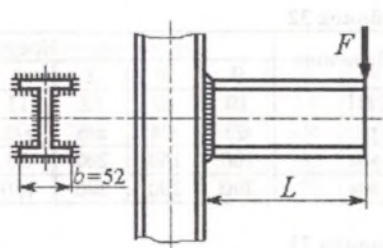


Рис. 17

Туп 3

Задача 1. Рассчитать болты, крепящие кронштейн отклоняющего блока к швеллерной стойке (рис. 18), по данным табл. 32.

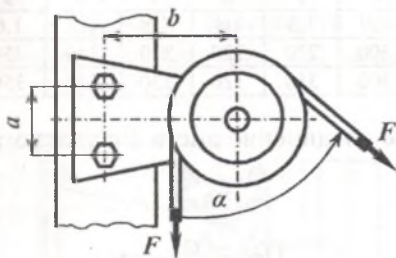


Рис. 18

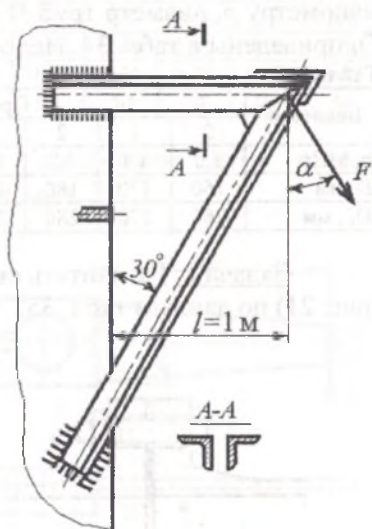


Рис. 19

Задача 2. Рассчитать сварное соединение двух уголков с плитой (рис. 19). Угол $\alpha = \pi/6$ рад, действующая на уголки сила F приведена в табл. 33.

Таблица 32

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F , кН	10	11	12	13	14	15	16	17	18	20
α , рад	$\pi/3$	$\pi/4$	$\pi/6$	$\pi/2$	$\pi/3$	$2\pi/3$	$\pi/2$	$\pi/3$	$\pi/4$	$\pi/6$
a , мм	100	150	200	50	100	150	200	250	300	350
b , мм	200	200	300	150	250	300	350	400	500	600

Таблица 33

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F , кН	60	55	50	45	40	65	70	75	80	35

Тип 4

Задача 1. Рассчитать болты фланцевого соединения водопроводных труб (рис. 20). Давление воды внутри труб по манометру p , диаметр труб D и диаметр окружности центров болтов D_1 приведены в табл. 34. Недостающими данными задаться.

Таблица 34

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
p , МПа	1,0	1,1	1,2	2,0	1,9	1,3	1,4	1,8	1,7	1,6
D , мм	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250
D_1 , мм	260	270	280	290	300	310	320	330	340	350

Задача 2. Рассчитать сварное соединение листа 1 с уголком 2 (рис. 21) по данным табл. 35.

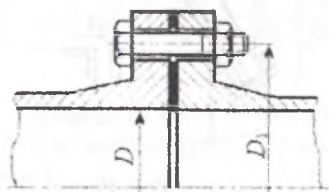


Рис. 20

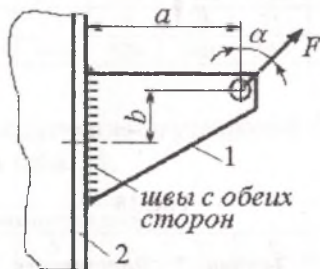


Рис. 21

Таблица 35

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F , кН	30	28	26	24	22	20	18	16	14	12
α , рад	$2\pi/3$	$\pi/4$	$\pi/6$	$\pi/2$	$\pi/3$	$2\pi/3$	$\pi/2$	$\pi/3$	$\pi/4$	$\pi/6$
a , мм	250	260	270	280	290	300	310	320	330	340
b , мм	100	90	110	120	130	140	150	160	170	180

Тип 5

Задача 1. Рассчитать болты крепления чугунного кронштейна с подшипником (рис. 22) к кирпичной стене по данным табл. 36. Недостающими данными задаться.

Таблица 36

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F , кН	10	9	8	7	8	9	10	11	12	13
α , рад	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/6$
a , м	0,32	0,34	0,36	0,38	0,40	0,42	0,44	0,46	0,48	0,50
b , м	0,34	0,36	0,38	0,40	0,42	0,34	0,36	0,38	0,40	0,42
c , мм	50	70	90	50	70	90	50	70	90	50

Задача 2. Рассчитать сварное соединение двух частей клебмового рычага (рис. 23) по данным табл. 37.

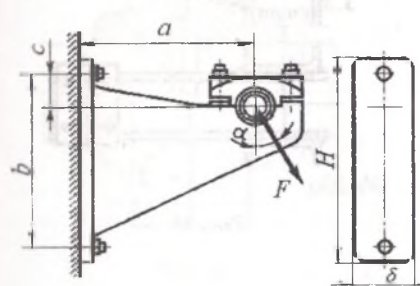


Рис. 22

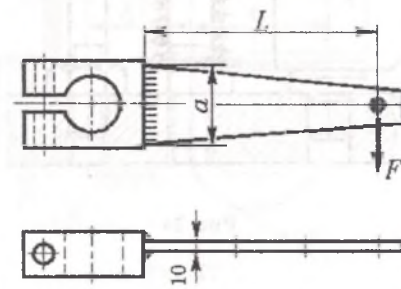


Рис. 23

Таблица 37

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F , кН	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	2,0	2,1	2,2	2,3	3,0
L , мм	600	400	300	200	250	350	450	550	500	270

Тип 6

Задача 1. Определить диаметр шпильки станочного прихвата (рис. 24) по данным табл. 38. Недостающими данными задаться.

Таблица 38

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F , кН	5,5	5,6	5,7	5,8	5,9	6,0	6,1	6,2	6,3	6,5
a , мм	170	180	190	200	210	120	130	140	150	160
b , мм	110	115	120	125	130	110	115	120	125	130

Задача 2. Определить размеры h и δ листов 1 и 2, прикрепленных к швеллерам колонны (рис. 25), и рассчитать сварные швы их по данным табл. 39.

Таблица 39

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F , кН	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32
L , м	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0

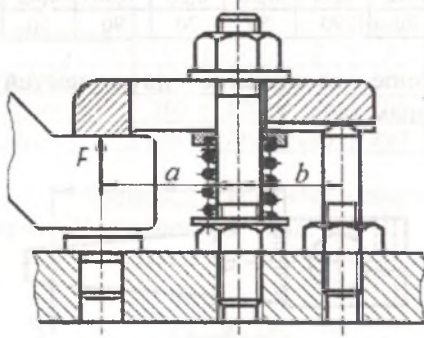


Рис. 24

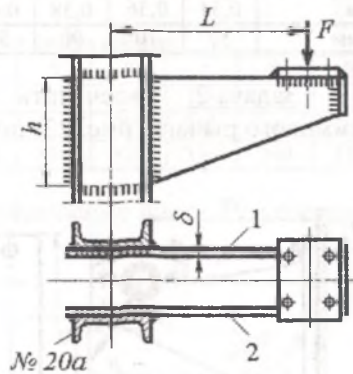


Рис. 25

Тип 7

Задача 1. Рассчитать болты дисковой муфты (рис. 26). Передаваемая муфтой мощность P , угловая скорость муфты ω , диаметр окружности центров болтов D и число болтов z приведены в табл. 40. Материал половин муфты – чугуи. Задачу решить в двух

вариантах: 1) болты поставлены в отверстие с зазором; 2) болты точно пригнаны к отверстиям.

Таблица 40

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P , кВт	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
ω , рад/с	50	40	30	20	15	10	8	6	45	25
D , мм	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290
z	4	6	6	6	6	8	8	8	8	8

Задача 2. Рассчитать сварное соединение серьги блока со швеллером (рис. 27) по данным табл. 41. h – расчётная высота серьги, δ – толщина стенки. Материал электрода и метод сварки выбрать самостоятельно.

Таблица 41

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F , кН	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
h , мм	200	220	250	270	230	300	330	350	420	370
δ , мм	10	10	10	10	12	12	12	12	14	14
α , рад.	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/4$	$\pi/6$	$\pi/4$

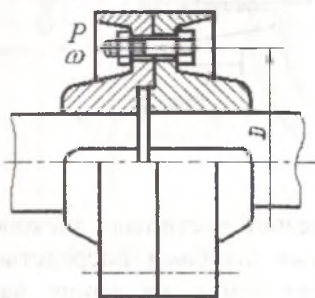


Рис. 26

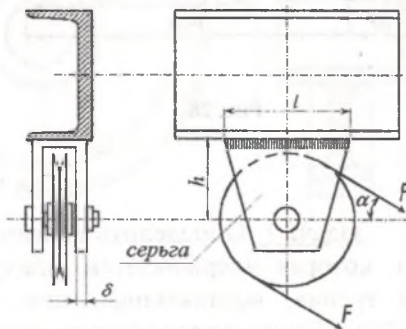


Рис. 27

Тип 8

Задача 1. Определить диаметр болтов клеммового соединения и крепления рычага, изображённого на рис. 28. Диаметр вала d , коэффициент трения f и сила F заданы в табл. 42.

Таблица 42

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d , мм	32	34	36	38	40	42	45	48	50	54
f	0,16	0,16	0,18	0,18	0,20	0,20	0,16	0,18	0,20	0,16
F , Н	700	750	700	750	800	900	850	950	900	950

Задача 2. Рассчитать сварное соединение двух уголков с косынкой (рис. 29). На оба уголка действует растягивающая сила $2F$, приведённая в табл. 43. Недостающими данными задаться.

Таблица 43

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$2F$, кН	80	85	40	45	50	55	60	65	70	75
Характер нагрузки	статический			пульсирующий			знакопеременный			

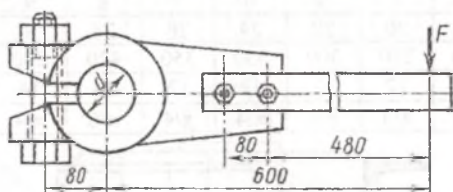


Рис. 28

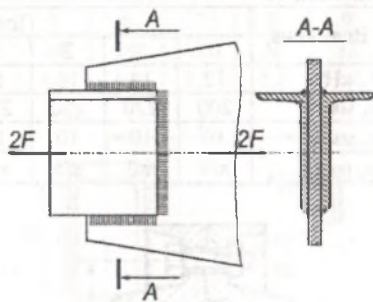


Рис. 29

Тип 9

Задача 1. Определить диаметр нарезной части вала дисковой пилы, которая удерживается между двумя шайбами посредством силы трения, возникающей при затяжке гайки на конце вала (рис. 30). Пила преодолевает сопротивление резанию силу F . Коэффициент трения $f=0,2$. Данные для расчёта приведены в табл. 44.

Задача 2. Рассчитать сварные швы, соединяющие зубчатый венец колеса с его диском и диск со ступицей (рис. 31). Передаваемая зубчатым колесом мощность P , угловая скорость его ω и диаметры D и d приведены в табл. 45. Материал обода и

ступицы – Сталь 40, материал диска – Сталь 15. Типом электрода и методом сварки задаться.

Таблица 44

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F_1 , Н	800	700	600	500	900	950	850	750	650	550
D , мм	800	750	700	650	600	550	500	450	400	350
D_1 , мм	400	400	400	350	300	250	200	200	150	100

Таблица 45

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_1 , кВт	15	18	20	22	25	28	30	32	35	38
ω_1 , рад/с	4	8	12	16	20	6	10	14	18	22
D , мм	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380
d , мм	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105

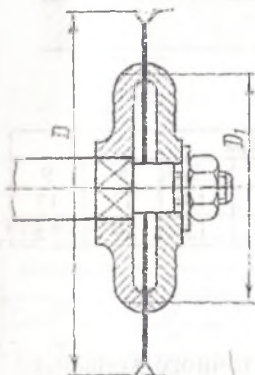


Рис. 30

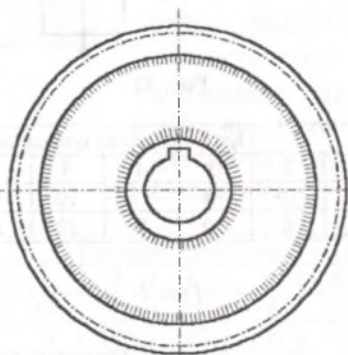
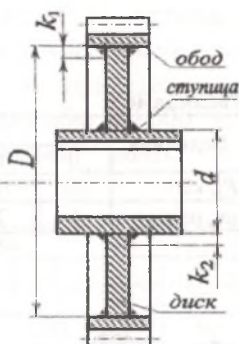


Рис. 31



РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА 2

Среди механических передач наибольшее распространение в технике получили зубчатые передачи. В данной работе необходимо рассчитать геометрические параметры зубчатой передачи и по полученным значениям начертить зубчатые колёса.

Привод шаровой мельницы состоит из электродвигателя, конического редуктора и открытой цилиндрической зубчатой передачи (рис. 32). Необходимо подобрать электродвигатель, определить передаточные числа передач и рассчитать зубчатую передачу конического редуктора. Потребная мощность на валу шаровой мельницы P_3 , угловая скорость его ω_3 приведены в табл. 46. Передаточное число открытой цилиндрической передачи принять в интервале $8 \div 12$. Срок службы передачи 20 000 ч.

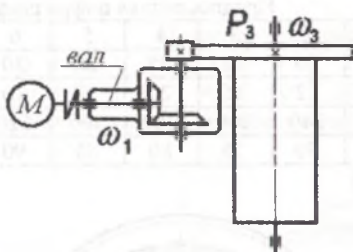


Рис. 32

Таблица 46

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_3 , кВт	20	18	16	14	12	10	8	15	13	17
ω_3 , рад/с	6	7	8	10	9	12	11	13	14	15

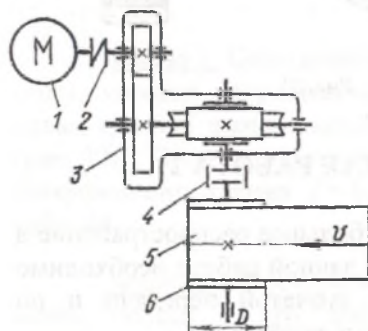


Рис. 33

Привод ленточного конвейера (рис. 33) включает электродвигатель 1, упругую и жёсткую муфты 2, 4 и зубчато-червячный редуктор 3. Подобрать электродвигатель, разбить общее передаточное число редуктора по ступеням и рассчитать цилиндрическую косозубую передачу редуктора. Окружное усилие F_t на приводном барабане 6, скорость v движения ленты 5 и диаметр привод-

ного барабана D заданы в табл. 47. Срок службы передачи 36 000 ч.

Таблица 47

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F_t , кН	4	5	7	9	11	12	14	6	17	19
v , м/с	1,3	1,2	1,1	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4
D , мм	300	350	400	400	450	500	550	350	600	600

Тип 2

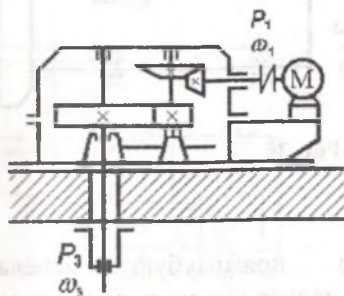


Рис. 34

Разбить общее передаточное число по ступеням и рассчитать коническую зубчатую передачу коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора (рис. 34). Мощность на ведущем валу редуктора P_1 , угловая скорость его ω_1 и угловая скорость выходного вала ω_3 приведены в табл. 48. Срок службы 10 000 ч. Материал зубчатых колёс — Сталь 40Х.

Таблица 48

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_1 , кВт	10	11	12	13	14	15	16	17	18	20
ω_1 , рад/с	77	77	77	100	100	100	150	150	150	150
ω_3 , рад/с	4	6	9	10	11	5	13	7	15	8

Тип 3

Подобрать электродвигатель, разбить передаточное число по ступеням и рассчитать косозубую зубчатую передачу быстроходной ступени двухступенчатого цилиндрического соосного редуктора (рис. 35). Мощность на выходном валу редуктора P_3 и угловая скорость выходного вала ω_3 приведены в табл. 49. Срок службы редуктора $L_h = 10\,000$ ч.

Таблица 49

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_3 , кВт	12	22	8	27	35	46	18	5	52	20
ω_3 , рад/с	15	25	2	30	5	10	7	8	6	4

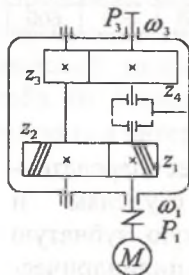


Рис. 35

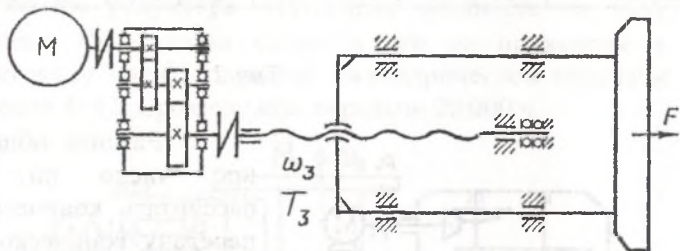


Рис. 36

Тун 4

Рассчитать цилиндрическую прямозубую передачу тихоходной ступени двухступенчатого редуктора привода винтового толкателя (рис. 36). Момент сопротивления вращению винта T_3 и угловая скорость винта ω_3 , приведены в табл. 50. Режимом работы задаться.

Таблица 50

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F , кН	15	15	15	18	18	18	22	22	25	25
F_p , Н	150	160	170	180	190	150	160	170	180	190
D_{TK} , мм	300	300	300	310	310	310	320	320	330	330
D_b , мм	125	125	130	135	140	145	150	155	160	165

Тун 5

Рассчитать прямозубые зубчатые колёса тихоходной ступени двухступенчатого цилиндрического редуктора привода ленточного транспортёра (рис. 37). Мощность на валу барабана P_3 , угловая скорость барабана ω_3 и угловая скорость электродвигателя ω_1 приведены в табл. 51. Срок службы редуктора 25 000 ч.

Таблица 51

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_3 , кВт	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	10,0
ω_3 , рад/с	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6
ω_1 , рад/с	150	150	150	100	100	100	77	77	77	77

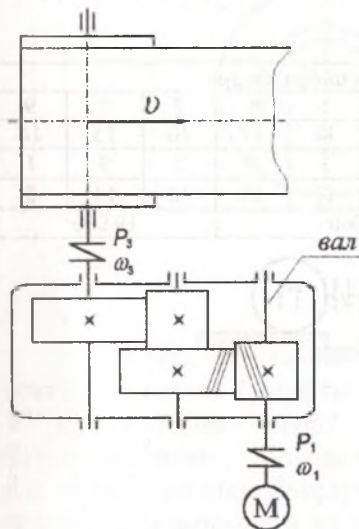


Рис. 37

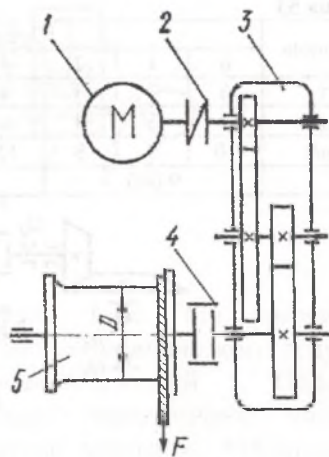


Рис. 38

Тип 6

Привод лебёдки (рис. 38) включает электродвигатель 1, упругую муфту 2, двухступенчатый цилиндрический редуктор 3, жёсткую муфту 4. Подобрать электродвигатель, разбить общее передаточное число по ступеням и рассчитать тихоходную ступень редуктора. Грузоподъёмность лебёдки F , скорость v навивания каната на барабан 5 и диаметр барабана D заданы в табл. 52. Срок службы редуктора 5 000 ч.

Таблица 52

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F , кН	5	10	50	45	15	20	25	30	40	20
v , м/с	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,55	0,6	0,4	0,25	0,3
D , мм	200	220	500	450	240	240	260	300	340	280

Тип 7

Рассчитать открытую коническую зубчатую передачу привода подвешенного конвейера (рис. 39). Мощность на выходном валу P_4 , угловая скорость его ω_4 , угловая скорость вала шестерни ω_3 и срок службы передачи L_h приведены в табл. 53. Нагрузка спокойная, постоянная.

Таблица 53

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_4 , кВт	6	7	8	9	10	18	17	16	15	14
ω_4 , рад/с	2	3	4	6	5	3	8	7	9	1
ω_3 , рад/с	10	9	8	15	20	12	13	10	14	5
L_h , ч	9 000			14 000				19 000		

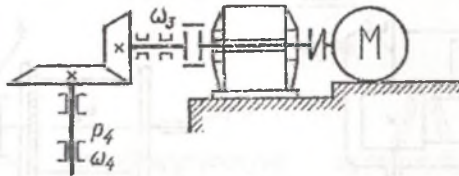


Рис. 39

Тип 8

Привод бегунов для приготовления формовочной земли (рис. 40) состоит из электродвигателя 1, упругих муфт 2, 4, редуктора 3, открытой зубчатой передачи 5 и бегунов 6, служащих для перемешивания и размалывания формовочной земли. Необходимо подобрать электродвигатель, определить передаточные числа всех ступеней и рассчитать тихоходную цилиндрическую шевронную ступень редуктора привода. Потребная на валу бегунов мощность P и угловая скорость этого вала ω заданы в табл. 54. Пусковая нагрузка 180% от номинальной. Срок службы передачи 20 000 ч. Недостающими данными задаться.

Таблица 54

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P , кВт	11	13	19	23	27	33	37	36	17	29
ω , рад/с	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	2,0	2,5	4,0	3,5

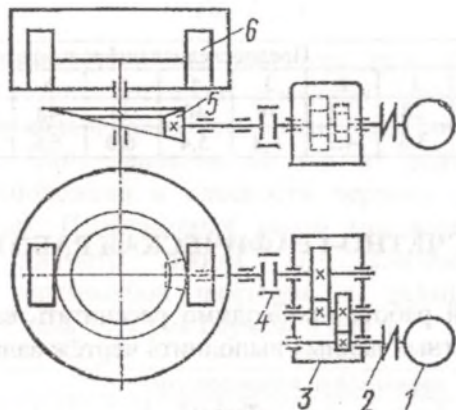


Рис. 40

Тип 9

Привод к шнекам-смесителям (рис. 41) состоит из электродвигателя 1, муфты 2, червячно-цилиндрического редуктора 3, уравнивающих муфт 4 и шнек-смесителей 5. Подобрать электродвигатель, определить общее передаточное число и рассчитать цилиндрическую зубчатую передачу. Мощность на каждом валу шнека P и их угловая скорость ω приведены в табл. 55. Пусковая нагрузка до 150% от номинальной. Срок службы 26 000 ч.

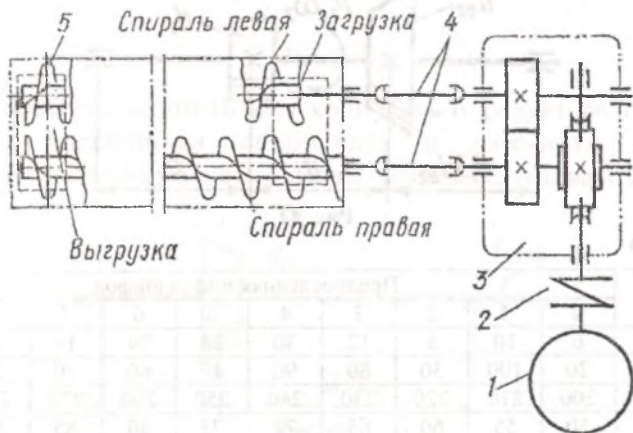


Рис. 41

Таблица 55

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P , кВт	24	28	32	36	40	44	48	52	56	60
ω , рад/с	3,0	3,6	4,2	4,8	5,4	6,0	6,6	7,2	7,8	8,4

РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА 3

В данной работе необходимо рассчитать вал передачи. На основании расчётных данных выполнить чертёж вала.

Тун 0

Рассчитать промежуточный вал коническо-цилиндрического редуктора (рис. 42). Подобрать подшипники опор вала и рассчитать шпонку, соединяющую ступицу конического колеса с валом. Передаваемая валом мощность P_2 , угловая скорость ω_2 , средний делительный диаметр конического колеса d_{e2} , делительный диаметр цилиндрической прямозубой шестерни d_1 заданы в табл. 56. Угол при вершине начального конуса конического колеса $\delta_2 = 2\pi/4,8$ рад. Материал вала – Сталь 40Х. Срок службы 7 000 ч.

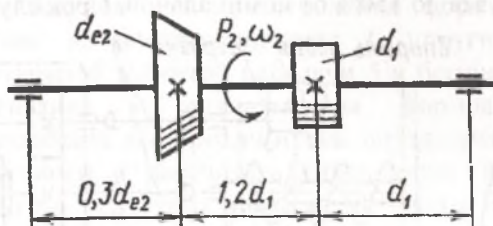


Рис. 42

Таблица 56

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_2 , кВт	6	10	8	12	30	28	24	14	22	18
ω_2 , рад/с	20	100	30	80	90	40	60	70	50	110
d_{e2} , мм	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290
d_1 , мм	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95

Тун 1

Рассчитать ведущий вал редуктора (рис. 43), на входном конце которого установлен шкив ременной передачи. Подобрать подшипники опор вала и рассчитать шпонку, соединяющую ступицу шкива с валом. Сила давления на вал от ременной передачи $F_{p,n} = 2,5F_t$ и расположена в плоскости чертежа (F_t – окружное усилие на шкиве). Передаваемая валом мощность P_1 , угловая скорость ω_1 , диаметр шкива D , делительный диаметр цилиндрической прямозубой шестерни d_1 заданы в табл. 57. Материал вала – Сталь 30. Срок службы 9 000 ч.

Таблица 57

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_1 , кВт	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0	4,2	4,4	4,6	4,8
ω_1 , рад/с	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90
D , мм	280	315	355	450	400	500	560	630	710	800
d_1 , мм	30	35	40	45	75	50	55	60	65	70

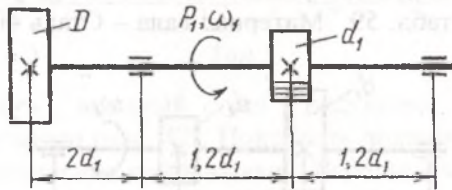


Рис. 43

Тун 2

Рассчитать ведомый вал конического редуктора (рис. 44). Подобрать подшипники опор вала и рассчитать шпонку, соединяющую ступицу колеса с валом. Передаваемый валом момент

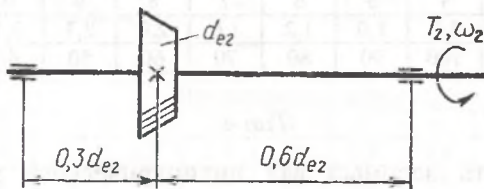


Рис. 44

T_2 , угловая скорость ω_2 , средний делительный диаметр конического колеса d_{e2} , заданы в табл. 58. Угол при вершине начального конуса конического колеса $\delta_2=2\pi/5$ рад. Материал вала – Сталь 25. Срок службы 11 000 ч.

Таблица 58

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
T_2 , Н·м	750	700	650	600	550	500	450	400	350	300
ω_2 , рад/с	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
d_{e2} , мм	300	290	280	270	260	250	240	230	220	210

Тун 3

Рассчитать промежуточный вал двухступенчатого прямоугольного цилиндрического редуктора (рис. 45). Подобрать подшипники опор вала и рассчитать шпонку, соединяющую ступицу колеса с валом. Делительный диаметр шестерни d_2 , окружное усилие на шестерне F_{t2} , окружное усилие на колесе F_{t1} , угловая скорость вала ω_2 заданы в табл. 59. Материал вала – Сталь 40. Срок службы 13 000 ч.

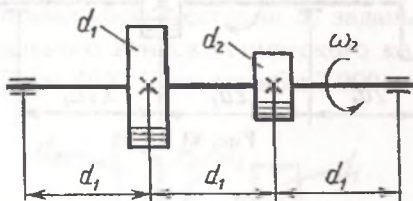


Рис. 45

Таблица 59

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d_1 , мм	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
F_{t2} , кН	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
F_{t1} , кН	0,8	1,0	1,0	1,2	1,6	2,0	2,3	3,1	6	4
ω_2 , рад/с	110	100	90	80	70	60	50	40	55	65

Тун 4

Рассчитать ведомый вал цилиндрического редуктора, на выходном конце которого установлена шестерня открытой

конической передачи (рис. 46). Подобрать подшипники опор вала и рассчитать шпонку, соединяющую ступицу цилиндрического колеса с валом.

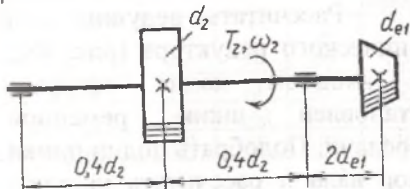


Рис. 46

Передаваемый валом момент T_2 , угловая скорость ω_2 , делительный диаметр цилиндрического прямоугольного колеса d_2 , средний делительный диаметр конической шестерни d_{e1} заданы в табл. 60. Передаточное число открытой конической передачи равно 3. Материал вала – Сталь 30. Срок службы 15 000 ч.

Материал вала – Сталь 30. Срок службы 15 000 ч.

Таблица 60

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
T_2 , кН·м	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
ω_2 , рад/с	70	65	60	55	50	45	40	35	30	25
d_2 , мм	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440
d_{e1} , мм	80	85	95	90	100	110	120	115	125	130

Тун 5

Рассчитать ведомый вал редуктора с раздвоенной тихоходной ступенью (рис. 47). Подобрать подшипники опор вала и шпонки для закрепления колёс на валу. Передаваемый валом момент T_3 , угловая скорость ω_3 , делительный диаметр косозубых цилиндрических колёс d_3 заданы в табл. 61. Угол наклона зубьев $\beta=0,45$ рад. Материал вала – Сталь 50. Срок службы 17 000 ч.

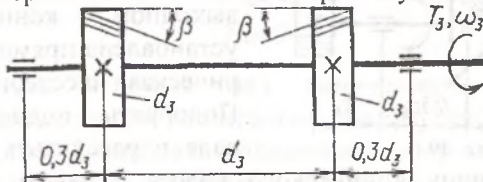


Рис. 47

Таблица 61

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
T_3 , кН·м	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9
ω_3 , рад/с	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
d_3 , мм	300	310	320	330	340	350	360	370	380	390

Тун 6

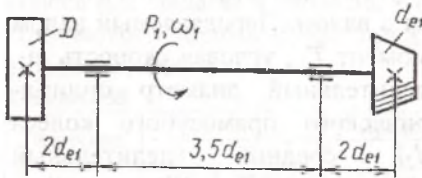


Рис. 48

Рассчитать ведущий вал конического редуктора (рис. 48), на входном конце которого установлен шкив ременной передачи. Подобрать подшипники опор вала и рассчитать шпонку, соединяющую ступицу шкива с

валом. Сила давления на вал от ременной передачи $F_{p,n}=2,5F_t$ расположена в плоскости чертежа (F_t – окружное усилие на шкиве). Передаваемая валом мощность P_1 , угловая скорость ω_1 , диаметр шкива D , средний делительный диаметр конической шестерни d_{e1} заданы в табл. 62. Передаточное число конической передачи $u=3,55$. Материал вала – Сталь 30. Срок службы 19 000 ч.

Таблица 62

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_1 , кВт	0,8	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8
ω_1 , рад/с	140	130	120	110	100	90	80	60	70	50
D , мм	90	100	112	125	140	160	180	200	224	250
d_{e1} , мм	34	28	38	42	46	50	54	40	48	58

Тун 7

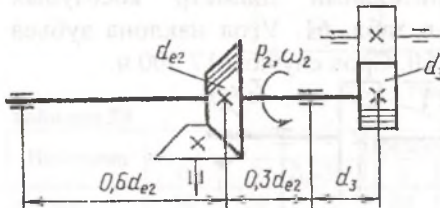


Рис. 49

Рассчитать ведомый вал конического редуктора, на выходном конце которого установлена прямозубая цилиндрическая шестерня (рис. 49). Подобрать подшипники опор вала и рассчитать шпонку, соединяющую ступицу конического колеса с валом.

Передаваемая валом мощность P_2 , угловая скорость ω_2 , средний делительный диаметр конического колеса d_{e2} , делительный диаметр шестерни d_3 заданы в табл. 63. Угол при вершине начального конуса конического колеса $\delta_2=2\pi/6$ рад. Материал вала – Сталь 18ХГТ. Срок службы 21 000 ч.

Таблица 63

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_2 , кВт	29	31	33	35	37	39	41	43	45	47
ω_2 , рад/с	75	15	30	45	55	20	25	60	80	90
d_{e2} , мм	190	210	230	300	260	340	390	440	480	440
d_3 , мм	100	110	120	130	140	150	160	170	90	115

Тип 8

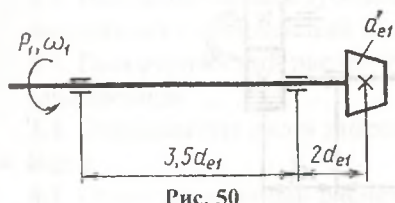


Рис. 50

Рассчитать ведущий вал конического редуктора (рис. 50). Подобрать подшипники опор вала и рассчитать шлицевое соединение шестерни с валом. Передаваемая валом мощность P_1 , угловая скорость ω_1 , средний делительный диаметр конической шестерни d_{e1} заданы в табл. 64. Угол при вершине начального конуса конической шестерни $\delta_1 = \pi/8,6$ рад. Материал вала – Сталь 30Х. Срок службы 23 000 ч.

Таблица 64

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_1 , кВт	50	48	46	44	42	40	38	36	34	32
ω_1 , рад/с	100	95	85	75	65	105	115	125	135	145
d_{e1} , мм	155	105	110	115	120	125	130	135	140	145

Тип 9

Рассчитать ведомый вал конического редуктора, на выходном конце которого установлена прямозубая цилиндрическая шестерня (рис. 51). Подобрать подшипники опор вала и рассчитать шпонку, соединяющую ступицу конического колеса с валом. Передаваемый валом момент T_2 , угловая скорость ω_2 , средний делительный диаметр конического колеса d_{e2} , делительный диаметр шестерни d_3 заданы в табл. 65. Передаточное число конической передачи $u=1,8$. Материал вала – Сталь 35ХМ. Срок службы 25 000 ч.

Таблица 65

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
T_2 , Н·м	280	320	340	360	380	420	440	460	480	520
ω_2 , рад/с	150	120	100	140	200	220	170	240	180	260
d_{e2} , мм	220	240	260	225	280	310	320	270	330	290
d_3 , мм	135	140	145	150	155	160	165	170	175	180

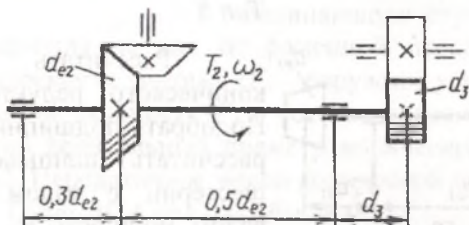


Рис. 51

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Основной

1. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. – М.: Высшая школа, 2006, 408 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора - машиностроителя. В 3 т. – М.: Машиностроение, 8-е изд-е, перераб. и доп. 2006. Т.1: - 920 с.; Т.2: - 912 с.; Т.3: - 864 с.

Дополнительный

3. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989.
4. Чернилевский Д.В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования. – М.: Машиностроение, 2003.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
Методические указания	3
1. Резьбовые соединения	3
2. Сварные соединения	7
3. Передачи зубчатые.....	11
3.1. Кинематический расчёт	11
3.2. Выбор материала зубчатых колёс и определение допускаемых напряжений	14
3.3. Геометрический расчёт зубчатых передач с внешним зацеплением.....	17
3.4. Определение сил в зацеплении	30
4. Валы	31
4.1. Ориентировочный расчёт	32
4.2. Расчёт на статическую прочность	32
4.3. Расчёт на усталостную прочность (выносливость)	34
Задания к расчётно-графическим работам	37
Расчётно-графическая работа 1	38
Расчётно-графическая работа 2	47
Расчётно-графическая работа 3	54
Библиографический список	60