

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Металлургия и технологии обработки материалов»

В. Ф. Буренков

**ЗУБЧАТЫЕ
ПЕРЕДАЧИ КРИВОШИПНЫХ МАШИН.
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ**

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ
по курсовому проектированию
по дисциплине «Кузнечно-штамповочное оборудование»
для студентов специальности 1-36 01 05 «Машины
и технология обработки материалов давлением»
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2019

УДК 621.97.06(075.8)
ББК 34.623я73
Б91

*Рекомендовано научно-методическим советом
механико-технологического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 1 от 08.01.2018 г.)*

Рецензент: доц. каф. «Техническая механика» ГГТУ им. П. О. Сухого канд. техн. наук,
доц. *А. Т. Бельский*

- Буренков, В. Ф.**
Б91 Зубчатые передачи кривошипных машин. Проектирование и расчет : учеб.-метод. пособие по курсовому проектированию по дисциплине «Кузнечно-штамповочное оборудование» для студентов специальности 1-36 01 05 «Машины и технология обработки материалов давлением» днев. и заоч. форм обучения / В. Ф. Буренков. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2019. – 24 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Приведены требования к приводам кривошипных машин, изложена методика конструирования и расчета зубчатых передач.

Для студентов специальности 1-36 01 05 «Машины и технология обработки материалов давлением» дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.97.06(075.8)
ББК 34.623я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2019

1. Структура привода кривошипных машин. Кинематический расчет привода

Механизм привода кривошипных машин представляет собой совокупность валов и передач (клиноременной и зубчатых), при помощи которых крутящий момент, развиваемый электродвигателем и маховиком, передается на главный вал (кривошип) пресса. В приводах с несколькими ступенями передач вал, получающий вращение от электродвигателя, называется приемным валом, а прочие валы механизма привода между приемным валом и главным валом - промежуточными валами.

В приводах современных кривошипных машин преимущественное применение нашли цилиндрические (прямо- и косозубые) зубчатые передачи. Попытки использовать червячные (в листовых ножницах) и планетарные передачи (открытые кривошипные прессы) широкого распространения не получили. Таким образом привод кривошипных машин осуществляется от электродвигателя через клиноременную передачу и цилиндрические зубчатые передачи.

Факторы, влияющие на структуру привода:

1. Передаточное отношение привода ($i=2-250$) зависящее от числа ходов пресса;
2. Способ подачи крутящего момента на кривошип (с одной или двух сторон);
3. Степень герметизации (открытые и закрытые передачи);
4. Число точек подвеса ползуна (одно- и многокривошипные прессы).

Главным фактором, влияющим на структуру привода является передаточное отношение привода i , зависящее от числа ходов пресса n . Рекомендуется [1] применять в главном приводе электродвигатели с синхронной частотой вращения ротора $n_{эд}^s = 1000$ и 1500 мин⁻¹. Передаточное отношение привода, определяемое формулой $i = \frac{n_{эд}}{n}$ ($n_{эд}$ – частота вращения вала электродвигателя) может находиться в пределах от 2 до 250. При частоте ходов пресса $n = 150 \div 200$ возможна схема (рис. 1а) с использованием одной клиноременной передачи, передаточное отношение которой $i_{кл} = 7,5 \div 10$, однако при большом $i_{кл}$ КПД передачи низкий, уменьшается угол обхвата ремня на малом шкиве и долговечность ремней снижается. Такая схема используется в однокривошипных открытых прессах. Схема 1б, в, г используется для приводов однокривошипных открытых и закрытых прессов, КГШП, листоштамповочных пресс-автоматов с частотой ходов $n = 30 \div 120$ мин⁻¹.

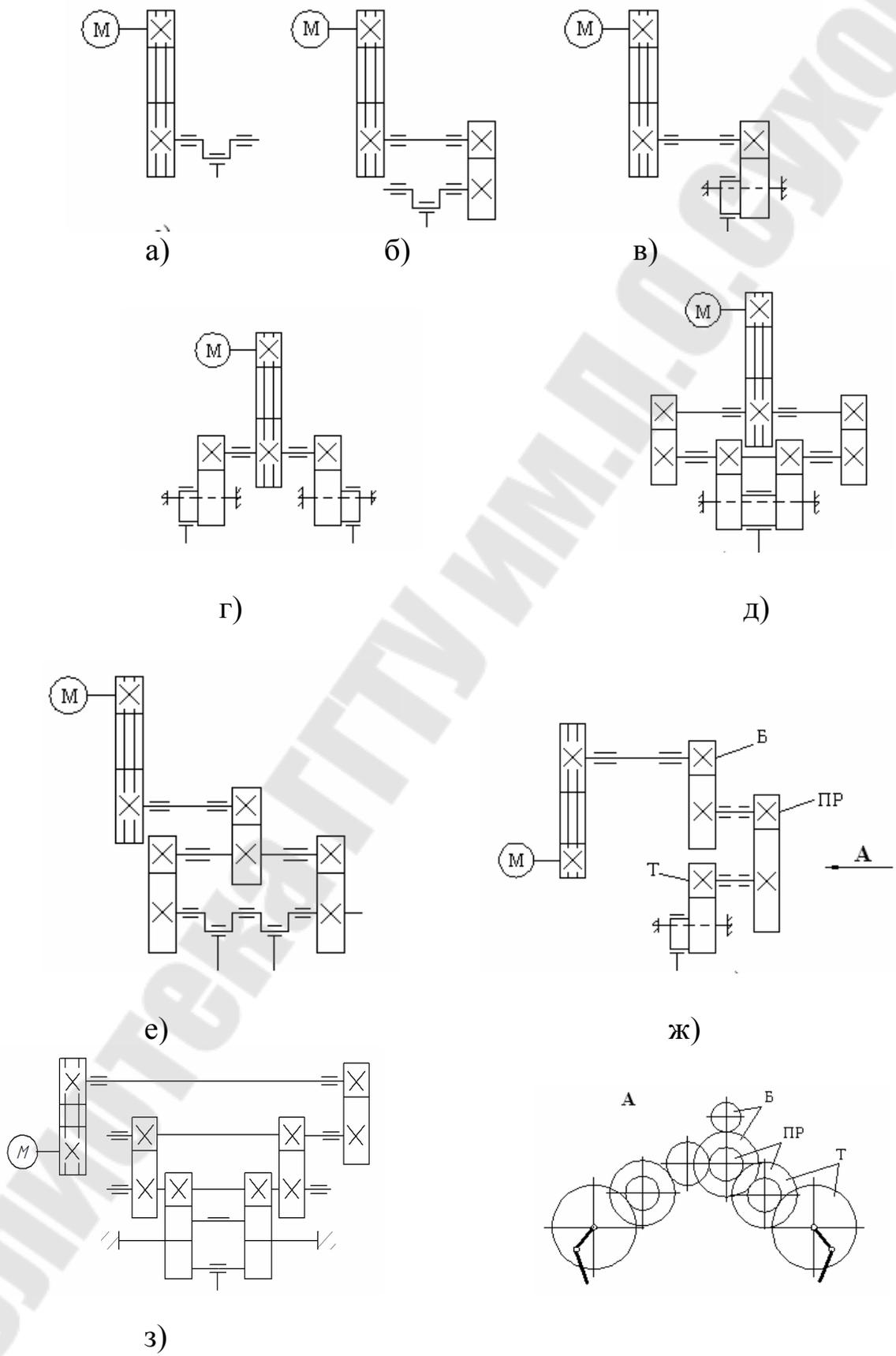


Рис 1. – Схемы приводов кривошипных прессов

Передаточное отношение клиноременной передачи в таких приводах $i_{кл} = 2,5 \div 4,5$, а передаточное число зубчатой передачи $u_{зп} = 2,5 \div 7,5$.

Двухступенчатые зубчатые передачи (рис. 1 д, е) применяют в прессах с $n = 12 \div 50 \text{ мин}^{-1}$, при этом $i_{кл} = 2,5 \div 4,5$, а $u_{зп} = u_B \cdot u_T = 12 \div 40$

(u_B – передаточное число быстроходной зубчатой передачи, u_T – тихоходной).

Для тихоходных листоштамповочных прессов с $n < 15 \text{ мин}^{-1}$ и общим передаточным отношением привода $i = 100 \div 250$ используют трехступенчатые зубчатые передачи (рис. 1 ж, з) при этом $i_{кл} = 2,5 \div 4,5$; $u_{зп} = u_B \cdot u_{пр} \cdot u_T = 45 \div 96$ ($u_{пр}$ – передаточное число промежуточной зубчатой передачи).

Многоступенчатые зубчатые передачи бывают простые и разветвляюще-суммирующие (рис. 2), которые имеют меньшие габариты.

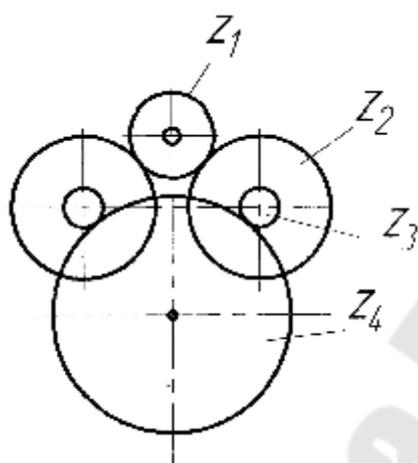


Рис 2. Разветвляюще - суммирующая передача

Передаточное число зубчатого привода
 одноступенчатого $U_{зп} = 2,5 - 7,5$
 двухступенчатого $U_{зп} = 12 - 20$
 трехступенчатого $U_{зп} = 45 - 96$

Зубчатые передачи преимущественно применяются прямозубыми, а при раздвоенной ступени и при окружной скорости $V > 4 \text{ м/с}$ зубчатые колеса выполняются косозубыми ($\beta = 20^\circ$) и шевронными ($\beta = 30^\circ$).

Важной задачей при расчете зубчатых передач является правильная разбивка передаточного отношения привода по ступеням. Для схемы с клиноременной и одноступенчатой зубчатой передачей (рис. 1 а, б, в, г) $i = i_{кл} \cdot u_{зп}$, при этом передаточное число зубчатой передачи $u_{зп} = i / i_{кл}$ ($i_{кл} = 2,5 \div 4,5$). Для разбивки передаточного отношения привода по ступеням с двумя парами зубчатых передач (быстроходной и тихоходной) – схемы рис. 2 д, е, необходимо рассчитать передаточное число зубчатых передач $u_{зп} = u_B \cdot u_T = i / i_{кл}$ и воспользоваться графиком на рис. 3, согласно

которого выбирается оптимальное передаточное число тихоходной зубчатой передачи u_T , обеспечивающее минимальную инерционность и массу привода, т.е. выбрав из графика u_T , рассчитываем $u_B = u_{3П} / u_T$

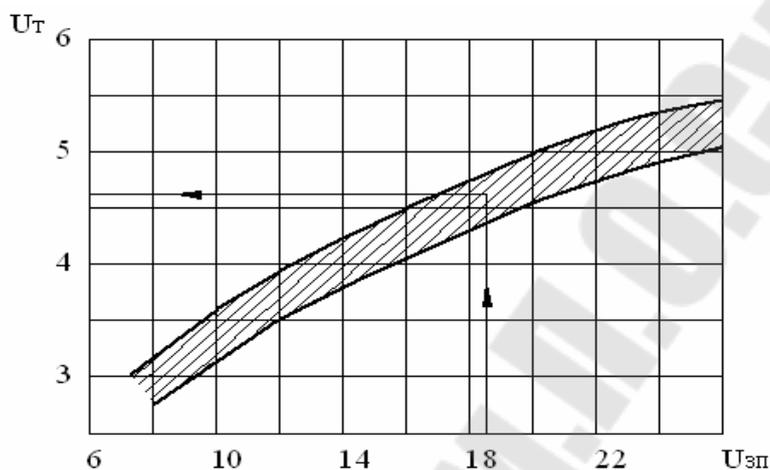


Рис 3. График разбивки передаточного числа двухступенчатого зубчатого привода

В трехступенчатом зубчатом приводе (схема рис. 2ж,з), габариты и инерционность привода зависят в основном от правильности разбивки передаточного отношения двух последних ступеней. Поэтому для таких приводов задаются [4] передаточным отношением клиноременной передачи ($i_{КЛ} = 2,5 \div 4,5$), затем рассчитывают передаточное число зубчатых передач $u_{3П} = i / i_{КЛ}$ и производим его разбивку по ступеням ($u_{3П} = u_B \cdot u_{ПР} \cdot u_T$). Принимаем $u_B = 2,3 \div 4,0$, а разбивку передаточного числа двух других ступеней ($u_{ПР} \cdot u_T$) производим как для двухступенчатого зубчатого привода согласно графика на рис. 3, т.е. по значению произведения ($u_{ПР} \cdot u_T$) из графика выбираем u_T .

Таким образом, при использовании в приводе зубчатых передач, необходимо задаться передаточным отношением клиноременной передачи $i_{КЛ} = 2,5 \div 4,5$, передаточное число зубчатых передач определить $u_{3П} = i / i_{КЛ}$, затем произвести разбивку $u_{3П}$ по ступеням согласно рекомендаций с соблюдением условия: $u_B < u_{ПР} < u_T$.

После разбивки передаточного отношения привода по ступеням, на кинематической схеме валы нумеруют и определяют частоту вращения каждого вала (1-й вал электродвигателя, 2-й вал маховика и т.д.). Последний вал является главным валом и частота его вращения должна быть равна частоте ходов ползуна прессы.

2. Выбор материала зубчатых колес и их термообработки

Практикой эксплуатации и специальными исследованиями установлено, что нагрузка, допускаемая по контактной прочности зубьев, определяется в основном твердостью материала. Наибольшую твердость, а следовательно, и наименьшие габариты и массу передачи можно получить при изготовлении зубчатых колес из сталей, подвергнутых термообработке.

Сталь является в настоящее время основным материалом для изготовления зубчатых колес и в особенности для зубчатых колес высоконагруженных передач.

В зависимости от твердости (или от термообработки) стальные зубчатые колеса разделяют на две основные группы: с твердостью $HB \leq 350$ – зубчатые колеса, нормализованные или улучшенные; с твердостью $HB > 350$ – объемная закалка, закалка т. в. ч., цементация, азотирование и др. Эти группы различны по технологии и нагрузочной способности к приработке.

Твердость материала $HB \leq 350$ позволяет производить чистовое нарезание зубьев после термообработки. При этом можно получать высокую точность без применения дорогих отделочных операций (шлифовки, притирки и т.п.). Колеса этой группы хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках.

Для лучшей приработки зубьев твердость шестерни рекомендуют назначать больше твердости колеса не менее чем на 10-15 единиц, т.е. $HB_1 \geq HB_2 + (10 \div 15)$.

Технологические преимущества материала при $HB \leq 350$ обеспечили ему широкое распространение в условиях индивидуального и мелкосерийного производств, в мало- и средненагруженных передачах, а также в передачах с большими колесами, термическая обработка которых затруднена. При $HB > 350$ (вторая группа материалов) твердость измеряется обычно в единицах Роквелла HRC (ориентировочно $1 HRC \approx 10 HB$).

Применение высокотвердых материалов является большим резервом повышения нагрузочной способности зубчатых передач. Однако с высокой твердостью связаны некоторые дополнительные трудности из-за того, что высокотвердые материалы плохо прирабатываются. Поэтому они требуют повышенной точности изготовления, повышенной жесткости валов и опор, желательно фланкирование зубьев прямозубых колес, что не всегда возможно обеспечить для зубчатых колес прессов.

Объемная закалка - наиболее простой способ получения высокой твердости зубьев. При этом зуб становится твердым по всему объему. Для объемной закалки используют углеродистые и легированные стали со средним содержанием углерода 0.35-0.5% (стали 45, 40X, 40XH, и т.д.). Твердость поверхности зуба 45-55 HRC_э.

Недостатками объемной закалки являются коробление зубьев и необходимость последующих отделочных операций; понижение изгибной прочности при ударных нагрузках (материал приобретает хрупкость); ограничение размеров заготовок, которые могут воспринимать объемную закалку. Последнее связано с тем, что для получения необходимой твердости при закалке скорость охлаждения не должна быть ниже критической. С увеличением размеров сечений детали скорость охлаждения падает, и если ее величина будет меньше критической, получается так называемая "мягкая" закалка. Мягкая закалка дает пониженную твердость.

Поверхностная закалка токами высокой частоты (т. в. ч.) или пламенем ацетиленовой горелки обеспечивает 48-54 HRC_э и применяется для сравнительно крупных зубьев ($m > 5$ мм). При малых модулях опасно прокаливание зуба насквозь, что делает зуб хрупким и сопровождается его короблением. При относительно тонком поверхностном закаливании зуб искажается мало. И все же без дополнительных отделочных операций трудно обеспечить степень точности выше 8-й. Закалка т. в. ч. требует специального оборудования и строгого соблюдения режимов обработки. Стоимость обработки т. в. ч. значительно возрастает с увеличением размером колес. Поэтому большие колеса чаще закалывают с нагревом ацетиленовым пламенем. Для поверхностной закалки используют стали 40X, 40XH, 45 и др.

В зависимости от способа получения заготовки различают литые, кованные, штампованные колеса и колеса, изготавливаемые из круглого проката. Стальное литье обладает пониженной прочностью и используется обычно для колес крупных размеров, работающих в паре с кованой шестерней.

Чугун применяют главным образом для изготовления крупногабаритных, тихоходных колес и колес открытых зубчатых передач.

Основным недостатком чугуна является пониженная прочность по напряжению изгиба. Однако чугун хорошо противостоит усталостному выкрашиванию и заеданию в условиях скудной смазки. Он не дорог и обладает хорошими литейными свойствами, хорошо обрабатывается.

Разработанные в настоящее время новые сорта модифицированного чугуна позволяют чугунолито конкурировать со стальным литьем также и в закрытых передачах.

Для изготовления зубчатых колес применяют серый чугун СЧ20, СЧ30 и модифицированный чугун СЧ35, а также магниевый чугун с шаровидным графитом.

Материалы зубчатых колес, виды их термообработки и механические характеристики приведены в таблице 1.

Таблица 1

Механические свойства и допускаемые напряжения

Материал зубчатых колес	Механические свойства					Контактные напряжения , МПа	
	σ_B	σ_T	σ_{-1H}	НВ	ψ_σ	$[\sigma_K]$	$[\sigma_K]_{max}$
	МПа						
СЧ25	250	-	130	170-241	0,65	430	860
СЧ30	300	-	150	170-241	0,65	510	1020
35Л(Н)	500	430	230	150	0,1	560	1180
45Л(Н)	550	490	250	170	0,1	640	1340
30ГЛ(У)	620	520	300	250	0,1	800	1680
45ГЛ(У)	650	450	300	190	0,1	660	1380
35ХГСЛ	700	480	320	200	0,2	700	1470
35ХНЛ	500	420	320	160	0,2	600	1260
45(Н)	600	520	280	170-220	0,1	680	1430
45(У)	750-900	610	330	220-250	0,1	840	1760
40Х(У)	800-1000	640	60	230-260	0,2	900	1900
40ХН(У)	850	790	360	230-260	0,2	1200	2000
45(п.з)	-	-	-	HRC \geq 40	0,1	1040	1800
40Х(п.з)	-	-	-	HRC \geq 40	0,2	1040	1800
30ХГТ(п.з)	750-950	-	-	HRC \geq 55	0,2	1200	1900

Условное обозначение стали: Н-нормализованная, У-улучшенная;
п.з- с поверхностной закалкой.

3. Проверочный расчет зубчатых передач

Так как при конструировании кузнечно-штамповочных машин размерами передач задаются на основе имеющихся хорошо работающих машин поэтому, как правило, приходится проводить проверочный расчет.

При выполнении курсового проекта геометрические размеры зубчатых колес и их материалы выбираются из паспортных данных на оборудование, а при их отсутствии используют рекомендации из литературы. При этом должен быть произведен расчет главного вала, данные этого расчета (диаметр опорной части вала d_0) уже известен.

Ориентировочные данные для выбора размеров передач приведены в таблице 2.

Таблица 2

Параметры цилиндрических зубчатых колес

Размеры зубчатых колес однокривошипных кузнечно-прессовых машин с односторонним приводом					
Параметры		Тип машины			
		Однокривошипные	Горячештамповочные	ГКМ	Однокривошипные
		Наименование пары			
		Тихоходная			Быстроходная
Модуль, m		(0,09-0,1) d_0	(0,06-0,08) d_0	(0,06-0,09) d_0	(0,06-0,09) d_0
Материал	Шестерня	45У	40Х, 40ХН	40Х, 40ХН	45У

Продолжение табл. 2.

	Колесо	30ГЛ,45Л	35ХН-Л	35ХН-Л	45Л-30ГЛ
Ширина зуба		(10-13) <i>m</i>	(12-14) <i>m</i>	(8-12) <i>m</i>	(10-13) <i>m</i>
Передаточное число		6-8	3,8-4,5	3,5-6	2,5-4,5
Число зубьев	Колеса	90-115	70-100	60-90	80-90
	Шестерни	13-21	20-27	13-15	17-21
<p>Размеры зубчатых колес однокривошипных закрытых прессов простого действия с двухсторонним приводом (в числителе- значения для тихоходных, в знаменателе – для быстроходных)</p>					
Параметры		Наименование пары			
		Тихоходная	Промежуточная	Быстроходная	
Угол наклона зубьев β		$0^\circ / 0^\circ$	$20^\circ / -$	$30^\circ / 20^\circ$	
Модуль m_n		$(0,08 - 0,05)d_o$	$(0,07 - 0,04)d_o$	$(0,06 - 0,04)d_o$	
		$(0,07 - 0,05)d_o$	-	$(0,07 - 0,05)d_o$	
Материал (сталь)	Шестерня	45У	45У	45У	
	Колесо	45Л, 30ГЛ	45Л, 30ГЛ	45Л, 30ГЛ	
Ширина зуба		(9-14) <i>m</i>	$\frac{(7-9)m}{-}$	$\frac{(9-14)m}{(7-16)m}$	

Окончание табл. 2.

Передаточное число		$\frac{5-8}{6-8}$	$\frac{3-4}{-}$	$\frac{2,5-3}{3-6}$
Число зубьев	Колеса	$\frac{70-120}{90-120}$	$\frac{40-60}{-}$	$\frac{35-40}{45-90}$
	Шестерни	$\frac{13-14}{14-15}$	$\frac{14-15}{-}$	$\frac{15-20}{14-15}$
Примечание. Большие значения относятся к прессам меньших усилий				

Значение модуля, рассчитанное согласно рекомендаций, необходимо округлить до стандартных значений (наиболее употребительный диапазон из 1 ряда... 4;5;6;8;10;12;16;20;25;32;40;50...).

Прежде чем приступить к расчету, следует внимательно рассмотреть узел, в которых входит проверяемая зубчатая пара, установить, какие валы она связывает, где расположены муфта и тормоз, определить, к какому типу привода данная пара относится (к открытому или к закрытому).

При расчете необходимо выяснить, какой величины крутящий момент можно приложить на главном валу по прочности той или иной передачи, исходя из усталостной прочности на изгиб и на нормальные контактные напряжения или исходя их допускаемых пластических деформаций поверхностей зубьев.

Первой проверкой является определение крутящего момента M_{kn} исходя из допускаемой пластической деформации зубьев. Для этого пользуются следующей формулой, дающей значение допускаемого крутящего момента на колесе :

$$M_{kn} = \left(\frac{[\sigma_k]_{\max}}{C \cdot C_1 \cdot \cos \beta} \right)^2 \cdot \frac{z_k^2 \cdot m_H^2 \cdot b_k}{k_n (u+1)} H \cdot \text{мм} \quad (1)$$

где $[\sigma_k]_{\max}$ - допускаемое нормальное контактное напряжение исходя из некоторой пластической деформации зубьев; принимается по данным табл. 1, (берется меньшее значение для колеса или шестерни) в МПа ;

C-коэффициент, учитывающий модуль упругости материала зубчатого колеса и шестерни, $H^{1/2}$ ·мм.

Материал		Значение коэффициента С
шестерни	колеса	
Сталь	Сталь	214
Сталь	Чугун	167
Чугун	Чугун	140

Коэффициент C_1 учитывающий угол зацепления и угол наклона зуба, берется следующий: принимается для косозубых и шевронных колес - 0.96, прямозубых – 1.

Значения угла наклона зубьев β рекомендуется брать согласно указанному:

Для косозубых колес	10-12° 20° (для двух колес на одном валу)
Для шевронных колес	30°

Z_k - число зубьев колеса, которое определяется из соотношения $Z_k = Z_u \cdot u$ (Z_u - число зубьев шестерни, выбираемое из таблицы 2; u - передаточное число зубчатой пары).

b_k – ширина зуба колеса, мм (для шевронных колес за вычетом ширины канавки), $b_k = \psi m$; величина коэффициента ψ принимается по таблице 3.

k_n – коэффициент нагрузки при расчете по допускаемым пластическим деформациям поверхностей зубьев:

$$k_n = k_{1n} k_2 k_4;$$

здесь k_{1n} – коэффициент перегрузки;

$$k_{1n} = \frac{M_{к\max}}{M_{кном}};$$

так как кузнечно-прессовые машины должны снабжаться предохранительными устройствами, рассчитанными на 30%-ную перегрузку, то $k_{1n} = 1,3$;

Таблица 3

Данные для определения ширины зуба колеса

Материал колес	Место расположения колеса	$\psi = \frac{b}{m}$	ψ_{cp}
Чугун	Консольно-расположенные на коленчатом валу	12,5-16,5	14
	Быстроходная пара	13-19	16
Сталь	Консольно-расположенные на коленчатом валу	10-12,5	12
	Быстроходная пара	12-20	13,5
	Зубчатые колеса, закрепленные на эксцентрикe между опорного привода	10-14	12
Большие значения относятся к колесам, расположенным симметрично относительно опоры.			

k_2 – коэффициент концентрации нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине колеса, возникающую вследствие упругой деформации опор, валов и шестерен, а также неточностей изготовления; принимается по таблице 4;

k_4 – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении из-за его неточностей; берется по таблице 5;

Таблица 4

Коэффициент концентрации нагрузки K_2

Твердость зубчатых колес НВ	Вид передачи и расположение колес относительно опор	Величина коэффициента
< 350	Открытые передачи	1
	Закрытые передачи	1,15
≥ 350	Симметричное расположение колес относительно опор	1,1
	Расположение колес вблизи опор или консольно	1,3

Таблица 5

Коэффициент динамической нагрузки K_4

Степень точности передачи	Твердость НВ	Окружная скорость зацепления в м/сек			
		До 1 Вкл.	Сверх 1 До 3	Сверх 3 До 8	Сверх 8 До 12
<i>Для прямозубых колес</i>					
6-я фланкированная	До 350	1	1,1	1,2	-
	Св. 350	1	1,1	1,2	-
6-я не фланкированная или 7-я фланкированная	До 350	1	1,2	1,4	-
	Св. 350	1	1,2	1,3	-
7-я не фланкированная или 8-я фланкированная	До 350	1,1	1,3	1,5	-
	Св. 350	1	1,3	1,4	-
8-я не фланкированная	До 350	1,2	1,5	-	-
	Св. 350	1,1	1,4	-	-
<i>Для косозубых и шевронных колес</i>					
6-я фланкированная	До 350	1	1	1	1,1
	Св. 350	1	1	1	1
6-я не фланкированная или 7-я фланкированная	До 350	1	1	1,1	1,2
	Св. 350	1	1	1	1,1
7-я не фланкированная или 8-я фланкированная	До 350	1	1	1,1	1,2
	Св. 350	1	1	1	1,1
8-я не фланкированная	До 350	1	1,1	1,3	1,4
	Св. 350	1	1,1	1,2	1,3
<p>Примечание:</p> <ul style="list-style-type: none"> -применение прямозубых колес с окружной скоростью более 4 м/сек не рекомендуется, а свыше 6 м/сек не допускается; -фланкирование (профильная модификация у вершины зуба или его основания) – это удаление части профиля зуба для уменьшения дополнительных динамических нагрузок, вызванных погрешностью шага зубьев. 					

Степень точности назначается в зависимости от условий работы передач. Для передач, работающих на повышенных скоростях и умеренных нагрузках, или повышенных нагрузках и умеренных скоростях рекомендуется 7 степень точности (точная передача), а для передач общего машиностроения и приводов прессов – 8 степень (средняя точность).

Второй проверкой является определение допустимого крутящего момента M_{ku} , передаваемого колесом, исходя из усталостной прочности зубьев колеса на изгиб;

$$M_{ku} = \frac{y_k \cdot m_u^2 \cdot z_k \cdot b_k [\sigma_{-1u}] \cdot k_\varepsilon}{0,34 \cdot k_u \cdot (1 + \varphi) \cdot \Phi_\sigma [n_u] \cos \beta}, \text{ Н}\cdot\text{мм} \quad (2)$$

где y_k - коэффициент формы зуба колеса, который определяется для открытых и закрытых зубчатых передач по таблице 6 в зависимости от числа зубьев; для прямозубых колес по фактическому числу зубьев, а косозубых по фиктивному числу зубьев $\frac{z}{\cos^3 \beta}$.

σ_{-1u} – предел выносливости при симметричном цикле изгиба, Мпа, выбирается по таблице 1;

k_ε - коэффициент, учитывающий степень перекрытия;

для прямозубых колес $k_\varepsilon = 1$;

для косозубых и шевронных $k_\varepsilon = 1,3$;

k_u - коэффициент нагрузки при изгибе; $k_u = k_1 k_2 k_{3u} k_4$; здесь k_1 - коэффициент перегрузки, при расчете на усталость принимается $k_{1n} = \frac{M_{k \max}}{M_{кном}}$

k_2 – коэффициент концентрации нагрузки; берется по таблице 4;

k_{3u} - коэффициент эквивалентной нагрузки при изгибе; для прессов-автоматов и прессов, используемых для изготовления специализированных изделий, $k_{3u} = 1$; для универсальных машин, работающих одиночными ходами, k_{3u} определяется в зависимости от числа нагружений зубьев колеса n_i в мин;

n_i	1	5	10	20	30	40	50	60 и выше
k_{3u}	0,6	0,75	0,81	0,88	0,92	0,95	0,97	1

Таблица 6

Значения коэффициента формы зуба Y_k

$\frac{z}{\cos^3 \beta}$ число зубьев	Открытые передачи		Закрытые передачи	
	Вид колеса			
	Ведущее	Ведомое	Ведущее	Ведомое
12	0,089	0,123	0,095	0,112
13	0,092	0,127	0,099	0,116
14	0,095	0,131	0,102	0,120
15	0,097	0,135	0,105	0,123
16	0,099	0,137	0,106	0,125
17	0,102	0,140	0,109	0,128
18	0,104	0,143	0,111	0,130
19	0,106	0,146	0,114	0,134
20	0,109	0,150	0,117	0,137
22	0,112	0,155	0,120	0,141
24	0,116	0,160	0,124	0,146
26	0,118	0,163	0,127	0,149
28	0,120	0,166	0,127	0,152
30	0,122	0,168	0,1306	0,153
33	0,124	0,171	0,133	0,156
36	0,127	0,175	0,136	0,160
39	0,129	0,179	0,139	0,163
42	0,130	0,180	0,140	0,164
45	0,132	0,182	0,142	0,166
50	0,134	0,184	0,144	0,168
65	0,138	0,190	0,148	0,174
80	0,140	0,193	0,150	0,176
100	0,141	0,194	0,151	0,177
150	0,145	0,198	0,156	0,182
300	0,148	0,202	0,157	0,184
Рейка	0,152	0,208	161	0,190

φ - коэффициент, учитывающий нагружение передачи моментом, обратным по знаку рабочему моменту, передаваемому муфтой; принимается следующий:

Для прессов с муфтой включения и тормозом, расположенных на коленчатом валу	0
Для быстроходной зубчатой пары прессов с муфтой включения и тормозом, расположенными на приемном валу	0,25
Для одноступенчатой передачи с муфтой и тормозом, расположенными на приемном валу, и промежуточной передачи в случае многоступенчатого привода и муфтой включения и тормозом на приводном валу	0,15

Φ_{σ} - коэффициент, рассчитываемый по формуле:

$$\Phi_{\sigma} = \Phi_{\sigma 0} + \psi_{\sigma}; \quad (3)$$

ψ_{σ} берется по таблице 1;

$\Phi_{\sigma 0}$ – коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений и масштабный фактор, определяется по таблице 7 ;

$[n_u]$ - коэффициент запаса прочности относительно предела выносливости при изгибе: для модулей до 14 мм включительно $[n_u]=2$ для стального литья, $[n_u]=1,8$ для стальных поковок; для модулей больших 14 мм, $[n_u]=2,2$ для стального литья и $[n_u]=2$ – для стальных поковок; $[n_u]$ для чугуна в зависимости от модуля принимается следующим:

Модуль, мм	6	8	10	12	14	18	20
$[n_u]$	5	4	3,3	2,8	2,6	2,3	2,2

Третья проверка относится лишь к закрытым передачам. Для закрытых передач при частых пусках под нагрузкой эта проверка может не производиться. В этой проверке определяется допустимый крутящий момент $M_{кк}$, передаваемый колесом исходя из выносливости поверхностей зубьев. Формула проверки аналогична формуле первой проверки, но с введением коэффициента эквивалентной нагрузки. В этом случае опасными могут оказаться контактные напряжения, вызывающие прогрессивное выкрашивание зубьев (питтинг).

Таблица 7

Значение Φ_{σ} для зубьев колес, изготовляемых методом обкатки¹
(радиус выкружки $r \geq 0.3m$)

Предел прочности стального зубчатого колеса σ_B в МПа	Число зубьев Z	Величина модуля в мм									
		5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
≥ 1000	≥ 30	2,0	2,15	2,3	2,5	2,7	2,8	2,95	3,05	3,15	3,2
	< 30	1,8	1,85	2,1	2,25	2,35	2,45	2,5	2,6	2,7	2,75
800-1000	≥ 30	1,85	1,95	2,05	2,15	2,25	2,3	2,4	2,45	2,5	2,6
	< 30	1,78	1,9	2,0	2,1	2,2	2,15	2,3	2,35	2,4	2,4
600-800	≥ 30	1,8	1,9	1,95	2,1	2,15	2,25	2,3	2,35	2,4	2,5
	< 30	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,15	2,2	2,25	2,3	2,3
≤ 600	≥ 30	1,7	1,8	1,9	2,0	2,0	2,15	2,2	2,3	2,35	2,4
	< 30	1,7	1,75	1,85	1,9	1,95	2,05	2,1	2,15	2,2	2,25
Чугун	≥ 30	1,85	2,1	2,25	2,4	2,5	2,6	-	-	-	-

¹ Для зубьев изготовляемых методом копирования, значения коэффициентов следует увеличить на 20%

Формула третьей проверки имеет вид:

$$M_{kk} = \left(\frac{[\sigma_k]}{C \cdot C_1 \cos \beta} \right)^2 \cdot \frac{z_k^2 \cdot m_H^2 \cdot b_k}{k_k \cdot (u+1)} \quad \text{Н} \cdot \text{мм} \quad (4)$$

где $[\sigma_k]$ - допускаемое нормальное контактное нормальное напряжение, Мпа, исходя из усталостной прочности поверхности зубьев; берется по таблице 1

k_k - коэффициент нагрузки при расчете на усталостную прочность поверхностей зубьев:

$$k_k = k_1 k_2 k_{3k} k_4;$$

$k_1; k_2; k_4$ см. ранее

$k_{зк}$ – коэффициент эквивалентной нагрузки, учитывающий переменность режима работы и расчетный срок службы колес, зависит от числа нагружений n_i зубьев в минуту.

n_i	40	60	80	100	120	140	160	180
$k_{зк}$	0,6	0,65	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1,0

4. Построение графика усилий на ползуне, допускаемых зубчатой передачей

Зубчатая передача является вторым элементом (после главного вала) ограничивающим усилие на ползуне.

На основании рассчитанного крутящего момента, допускаемого зубчатой передачей, выбирается наименьшее значение (из двух первых проверок для зубчатых передач прессов или их трех проверок для зубчатых передач листоштамповочных пресс-автоматов).

Наименьшее значение момента на колесе принимается исходным для определения допускаемого усилия на ползуне.

Для однокривошипных прессов и двухкривошипных с односторонним приводом (рис. 1б,в) усилие на ползуне $P_{зн}$, допускаемое прочностью зубчатой передачи определяется по формуле:

$$P_{зн} = \frac{M_{\kappa}}{m_{\kappa}} \kappa H \quad (5)$$

где M_{κ} – наименьшие крутящий момент на колесе, $\kappa H \cdot мм$ (значения полученные в формулах проверок в $H \cdot мм$ умножить на 10^{-3} для перевода в $\kappa H \cdot мм$).

m_{κ} – приведенное плечо сил в реальном механизме, $мм$.

Для однокривошипных прессов с двухсторонним приводом (рис. 1г, е)

$$P_{зн} = \frac{2M_{\kappa}}{m_{\kappa}} \quad (6)$$

Для прессов с шестерне-эксцентриковым приводом :

$$P_{зн} = \frac{n \cdot M_{\kappa}}{m_{\kappa}}$$

где n – число зубчатых колес, находящихся в зацеплении с шестерне-эксцентриком.

Так как m_{κ} является функцией от угла поворота кривошипа α , то и $P_{зн} = f(\alpha)$.

Результаты вычислений сводятся в таблицу и строится график $P_{зп} = f(\alpha)$.

При построения графика усилий на ползуне по оси абсцисс наносят угла поворота кривошипа α от 0° до 90° с шагом 10° , а по оси ординат указывают значения $P_з$ в кН. На графике усилий отмечаем номинальный угол поворота кривошипа α_n , и соответствующее ему значение $P_{зп}^H$. Значения номинальных углов для различных прессов приводится в литературе [3].

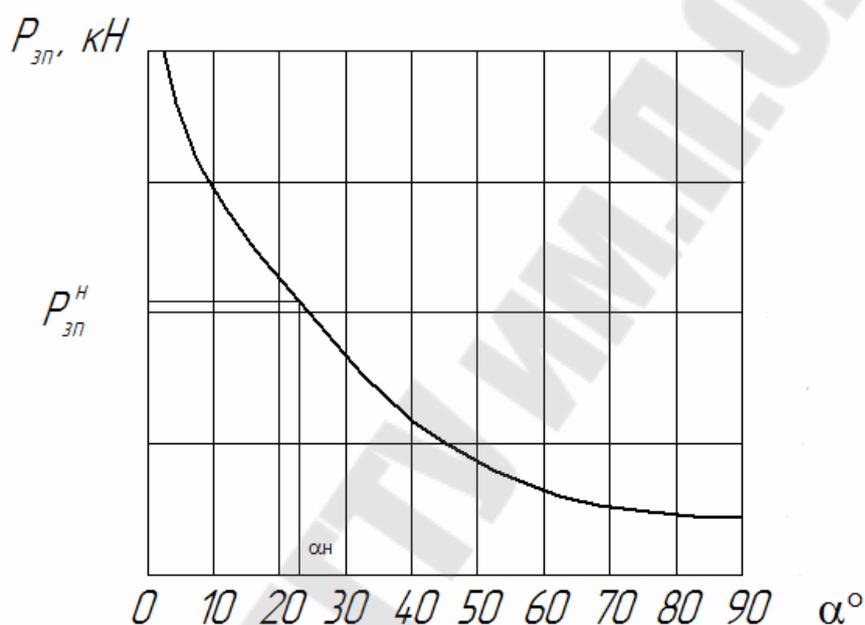


Рис.4 График усилий на ползуне, допускаемых зубчатой передачей

При этом должно соблюдаться условие $P_{зп}^H \geq P_n$, т.е. прочность зубчатой передачи при таком условии обеспечена (P_n - номинальное усилие пресса).

Рекомендуется совместить этот график с графиком усилий на ползуне, допускаемых прочностью главного вала $P_D = f(\alpha)$. Значения для построения этого графика были рассчитаны в курсовом проекте ранее.

5. Рекомендации по конструированию зубчатых колес

Конструкция и расчет геометрических размеров цилиндрических зубчатых колес приводятся в справочной литературе [5].

При выполнении рабочего чертежа зубчатого колеса, прочность которого подтвердилась проверками, некоторые параметры уже выбирались ранее по рекомендациям табл. 2, т.е. m_n , z_k , β , b_k , остальные размеры можно принимать из следующих соображений (см. рисунок 5):

делительный диаметр прямозубого колеса $d = m_n \cdot z_k$,

косозубого $d = \frac{m_n \cdot z_k}{\cos \beta}$

диаметр окружности вершин $d_a = d + 2m$; впадин $d_f = d - 2.5m$, (здесь m – окружной модуль)

Диаметр отверстий под вал при консольном расположении $d_{вал} = (0,90 \div 0,95)d_0$,

где d_0 – диаметр опорной части главного вала, его проверка производилась ранее.

Определяются также другие размеры:

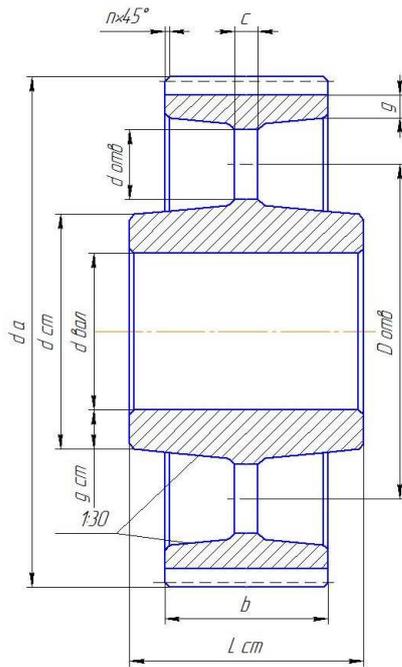
Диаметр ступицы $d_{cm} = d_{вал} + 2g_{cm}$; длина ступицы $l_{cm} = (1,4 \div 1,8) \cdot d_{вал}$ ($l_{cm} \geq b_k$); толщина венца $g = (2,4 \div 4)m$; толщина диска s ; диаметр расположения отверстий $D_{отв} = 0,5(d_a - 4,5m - 2g + d_{cm})$; диаметр отверстий $d_{отв} = (0,35 \div 0,40)(d_a - 4,5m - 2g - d_{cm})$

Размеры округляются до стандартных значений чисел из ряда R_{40} .

При выполнении рабочего чертежа зубчатого колеса используется ГОСТ 2.403-75. Правила выполнения цилиндрических зубчатых колес.

ЛИТЕРАТУРА

1. Банкетов, А.Н., Бочаров, Ю.А., Добринский, Н.С. и др. Кузнечно-штамповочное оборудование. – М.: Машиностроение, 1982. – 576 с.
2. Буренков, В.Ф. Расчет главных валов кривошипных машин. Методические указания к курсовому проектированию для студентов спец. 12.04 – Ротапринт ГПИ, 1990. – 47 с.
3. Ланской, Е.Н., Банкетов, А.Н. Элементы расчета деталей и узлов кривошипных машин. – М.: Машиностроение, 1966. – 380 с.
4. Кривошипные кузнечно-прессовые машины / В.И. Власов, А.Я. Борзыкин, И.К. Букин-Батырев и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 424 с.
5. Курмаз, Л.В. Детали машин. Проектирование: Учеб. Пособие /Л.В.Курмаз, А.Т.Скойбеда.- Мн.: УП”Технопринт”, 2001.-290 с.

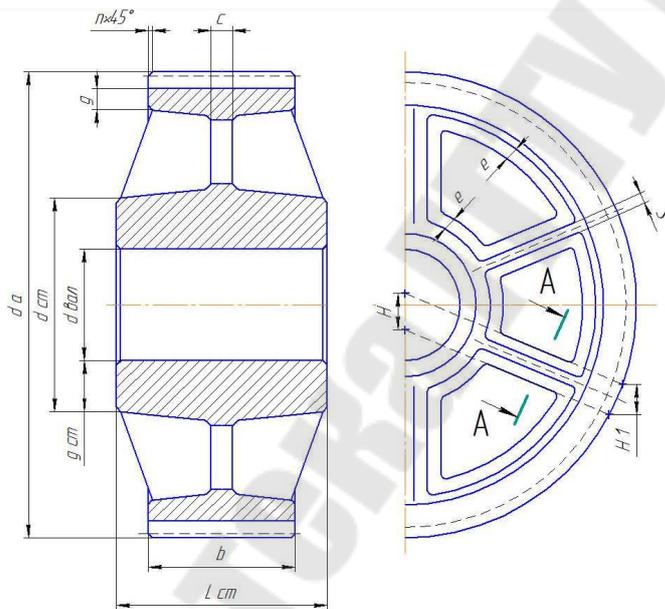


$$d_a \leq 400 \text{ мм}$$

$$g = (1,8 - 3)m, \geq 10 \text{ мм};$$

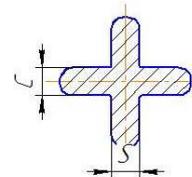
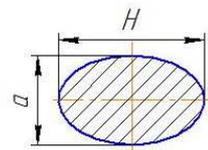
$$g_{cm} = (0,35 - 0,45)d_{ban}, \geq 10 \text{ мм};$$

$$c = (0,2 - 0,4)m, \geq 10 \text{ мм};$$



$$\frac{d_a = (400 - 1000) \text{ мм}}{b \leq 200 \text{ мм}}$$

A-A \odot



$$e = 0,8g; H = 0,8d_{ban}; H_1 = 0,8H; c = H/5 \geq 10 \text{ мм}; s = H/6 \geq 10 \text{ мм}.$$

Рис. 5. Конструкции литых цилиндрических зубчатых колес

СОДЕРЖАНИЕ

1. Структура привода кривошипных машин. Кинематический расчет привода.....	3
2. Выбор материала зубчатых колес и их термообработки.....	7
3. Проверочный расчет зубчатых передач.....	10
4. Построение графика усилий на ползуне, допускаемых зубчатой передачей.....	20
5. Рекомендации по конструированию зубчатых колес.....	21
Литература.....	22

Буренков Валерий Филиппович

**ЗУБЧАТЫЕ
ПЕРЕДАЧИ КРИВОШИПНЫХ МАШИН.
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ**

**Учебно-методическое пособие
по курсовому проектированию
по дисциплине «Кузнечно-штамповочное оборудование»
для студентов специальности 1-36 01 05 «Машины
и технология обработки материалов давлением»
дневной и заочной форм обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 11.01.19.

Рег. № 14Е.

<http://www.gstu.by>