



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
УПРАВЛЕНИЕ ЦИФРОВЫХ ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Кафедра «Основы конструирования машин»

## **Учебно-методическое пособие** по дисциплине

# **«Курсовое проектирование червячных редукторов»**

Авторы  
Маньшин Ю. П.,  
Маньшина Е.Ю.

Ростов-на-Дону, 2021

## Аннотация

Учебно-методическое пособие предназначено для студентов технических специальностей, выполняющих расчетно-графические и контрольные работы, занятых курсовым проектированием по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Основы проектирования», а также при выполнении выпускных квалификационных работ.

В пособии приведены основы расчета и конструирования червячных передач с цилиндрическими червяками. Обновлены представления о внешних воздействиях на передачи. Содержатся расчеты передач с нелинейчатыми червяками. В качестве расширения методики добавлен расчет червячной передачи в графической интерпретации, позволяющей визуальный обзор множества вариантов для быстрого выбора наиболее соответствующего техническому заданию. Справочные данные и конструктивные нормы размещены на 23 рисунках и в 21 таблице. Приведен численный пример проектирования и конструктивной разработки червячного редуктора.

Авторы: к.т.н. Ю.П. Маньшин, Е.Ю Маньшина. 2021





## Оглавление

<b>1. Общая характеристика червячных передач.....</b>	<b>5</b>
<b>2. Исходные данные для проектирования червячных передач [2, гл.1.1], [3, гл. 8.1] .....</b>	<b>8</b>
<b>3. Материалы червячных передач [2, гл.2.2], [3, гл.8.2], [7, гл.13.3] .....</b>	<b>12</b>
Профили и материалы червяков.....	12
Материалы венцов червячных колес и допускаемые напряжения для расчетов передач [2, гл.2.2].....	13
<b>4. Геометрические и кинематические параметры червячных передач с цилиндрическим червяком .....</b>	<b>17</b>
4.1. Геометрические параметры [2, гл.2.2], [3, гл.8.2].....	17
4.2. Кинематические параметры.....	22
4.3. Допуски червячного зацепления.....	23
4.4. Коэффициент полезного действия.....	25
4.5. Самоторможение передачи.....	26
<b>5. Векторы сил в червячном зацеплении.....</b>	<b>27</b>
<b>6. Расчеты червячных передач на долговечность и прочность [2, гл.2.2], [3, гл.8.2], [7, гл.13.3].....</b>	<b>27</b>
6.1. Проверочный расчет на контактную выносливость.....	28
6.2. Проектный расчет на контактную выносливость.....	31
6.3. Проверочный расчет на выносливость при изгибе зуба колеса.....	35
6.4. Проверочные расчеты прочности передачи при действии максимальных нагрузок .....	36
<b>7. Проверка прогиба червяка по условию жесткости.....</b>	<b>37</b>
<b>8. Расчет редуктора на нагрев [2, гл.2.2] .....</b>	<b>38</b>
<b>9. Смазка червячной передачи [1, Т.3, гл.6], [2, гл.11] .....</b>	<b>40</b>
<b>10. Компоновка червячного редуктора.....</b>	<b>43</b>

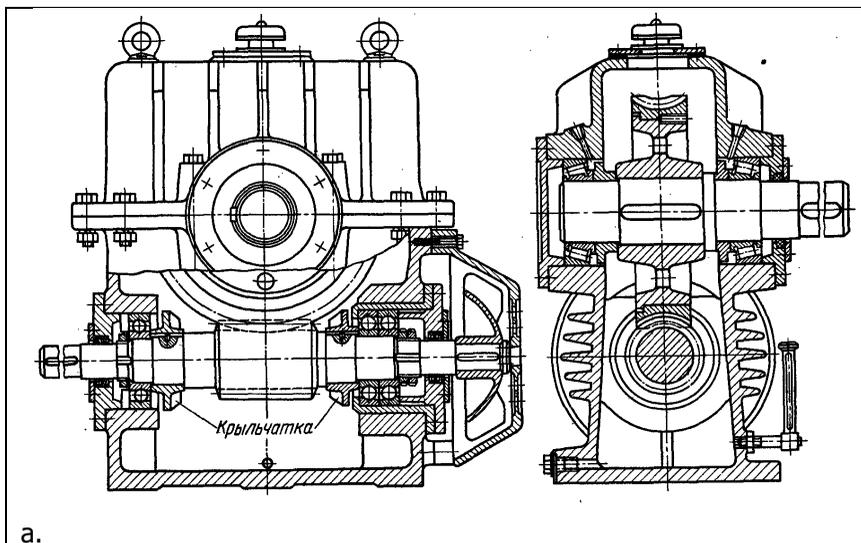




<b>Рекомендации по вычерчиванию и оформлению проекта [2, гл. 22, 23].....</b>	<b>54</b>
<b>Список литературы .....</b>	<b>56</b>
Приложение 1 .....	57
Приложение 2 .....	73
Приложение 3 .....	75

## 1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Червячная передача предназначена для преобразования вращательного движения между скрещивающимися валами. Состоит из червяка, витки которого подобны однозаходной или многозаходной резьбе, и находящегося с червяком в зацеплении зубчатого венца на стальном или чугунном центре. Форма червячного колеса подобна зубчатому колесу с углом наклона зубьев равным углу подъема витков червяка, но отличается охватом по окружности червяка (рис. 1). Угол скрещивания валов  $90^\circ$  в большинстве передач.





Червячные передачи являются компактными механизмами с возможностью передаточных чисел одной ступени в диапазоне 8...110 и высокой долговечности при правильном проектировании. Благодаря множеству схем пространственной сборки, конструктивных решений корпусных деталей и валов червячные редуктора позволяют экономичные по массе и габаритам компоновки приводов. Для обеспечения взаимозаменяемости, унификации конструкций и технологии изготовления их основные параметры стандартизованы. Серийно выпускаются червячные редукторы типов «Ч», «2Ч», «РЧУ» с параметрами, приведенными в табл. 1. Основные параметры червячных цилиндрических редукторов установлены ТУ 2-056-218-83 и ГОСТ 27701-88, по которому 90% ресурс редукторов составляет 20000 час [1, т. 3, гл. 8].

Таблица 1. Допускаемые значения вращающего момента тихоходного вала червячных редукторов при непрерывном режиме работы

Межосевые расстояния $a_w$ , мм	Диапазон передаточных чисел	Моменты $T_2$ , Нм, на частотах вращения быстроходного вала $n_1$					
		750 об/мин		1000 об/мин		1500 об/мин	
		$T_{2MA}$ $x$	$T_{2MI}$ $n$	$T_{2MA}$ $x$	$T_{2MI}$ $n$	$T_{2MA}$ $x$	$T_{2MI}$ $n$
40	8..63	31	28	30	28	28	27
50		71	61	66	56	56	50
63	8..80	128	95	118	90	100	80
80		280	200	280	190	250	175
100		515	355	465	335	387	300
125		850	650	750	600	650	530
160		1600	1320	1450	1250	1250	1090
180	12,5..63	2853	1972	2736	1909	2161	1827

Примечание: При повторно-кратковременном режиме работы с рабочим циклом, не превышающим 10 мин, момент может быть увеличен на 20...50% в диапазоне  $пв = 0,6...0,25$  ( $пв$  - относительная продолжительность включения, п. 2, 4) [1, т. 3, гл. 8].

При проектировании червячных редукторов необходимо учитывать пониженный КПД передачи вследствие скольжения витков червяка по зубьям колеса в зацеплении. Для снижения скорости скольжения, частоты вращения червяка рекомендуются не выше 1500 об/мин. Мощности серийных редукторов ограничены диапазоном 0,05...50 кВт из-за повышенного тепловыделения. Червячные передачи должны удовлетворять условиям зацепления, стойкости к заеданию в специфических условиях трения, выносливости по контактным напряжениям и износу на активных поверхностях зубьев, выносливости по напряжениям изгиба в ножке зуба, а также прочности активных поверхностей и в зоне изгиба при относительно редких перегрузках ( $T_{max}$  на циклограмме нагрузки).

Условия зацепления определяются расчетами геометрии (п. 4). Стойкость к заеданию определяется выбором материалов

передачи, соответствующих скорости скольжения (табл. 4) и смазкой (п. 9). Для расчетов выносливости и прочности необходимо располагать соответствующими допускаемыми напряжениями (табл. 5).

## 2. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ [2, ГЛ.1.1], [3, ГЛ. 8.1]

**Необходимый набор параметров:**

- 1) Передаваемая мощность  $N_1$ , кВт,  
 2) Частота вращения червяка  $n_1$ , об/мин,  
 3) Передаточное число  $u$ .

Возможны другие наборы параметров, связанные зависимостями:

- передаточное число  $u = n_1 / n_2 = \omega_1 / \omega_2$ , где  $n_2$  - частота вращения вала колеса,  $\omega_{1(2)} = \pi * n_{1(2)} / 30$ , 1/с, - угловые скорости червяка или колеса ;

- мощность на любом валу  $N = T * \omega$ , кВт;

- вращающий момент на любом валу  $T = 9550 N / n$ , Нм;

- мощность на валу колеса  $N_2 = N_1 * \eta$ , кВт,

- вращающий момент на валу колеса  $T_2 = T_1 u \eta$ , Нм, где  $\eta$  – КПД .

Передаточные числа червячной передачи должны соответствовать стандарту и выбираются из табл. 2.

Таблица 2. Номинальные передаточные числа червячных передач  $u$  по ГОСТ 2144-93 и ориентировочные КПД

$u$	1 ряд	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80
	2 ряд	7,1	9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56	71
КПД		0,9	0,89	0,88	0,83	0,81	0,8	0,73	0,69	0,66	0,61	0,6

**4) Назначенный ресурс или наработка  $t_h$ , час [9].**

Если задана долговечность в годах  $t_{лет}$  и коэффициенты использования в год  $K_{год}$  и в сутки  $K_{сут}$ , наработка привода может быть определена:

$$t_h = t_{лет} * 365 K_{год} * 24 K_{сут} * ПВ , \text{ час} , (1)$$

где **ПВ** – относительная продолжительность включения, которая представляет собой осредненное отношение времени включения (время разгона и время установившегося движения) к времени рабочего цикла, который включает так же торможение и паузу между циклами.

Если продолжительность рабочего цикла имеет порядок часов, рабочих смен, или больший период, режим работы считается непрерывным, **ПВ** =1. Характерен для большинства транспортных систем, конвейеров для непрерывного перемещения материалов и изделий, сельхозмашин, энергетических машин, станочного оборудования автоматизированных техпроцессов, систем поддержания промышленных производств, и т.п.

Если продолжительность рабочего цикла имеет порядок 10 мин или меньше, режим работы считается повторно-кратковременным, вероятный диапазон **ПВ** = 0,05...0,5, который уточняется расчетами динамики рабочего цикла. Характерен для устройств технологического межоперационного транспорта, грузоподъемных машин, парка универсальных станков и т.п.

#### **5) Характеристики режима работы [2, гл.2.2].**

Машины, имеющие непрерывный режим, в различные отрезки времени работают с различными нагрузками. Разнообразие комбинаций нагрузок за наработку передачи описывается набором условных типовых режимов (рис. 2). Типовые режимы:

0 – постоянный режим, практически невозможен для реальных машин, служит базовым для оценки режимов 1..5;

1 – тяжелый (передачи горнодобывающего, строительного, дорожного, землеройного, прокатного оборудования);

2 – средневероятностный,

3 – средний нормальный (транспортные машины, транспортирующие устройства машиностроительных производств);

4 – легкий (универсальные металлорежущие станки);

5 – особо легкий (транспортирующие устройства легкой промышленности и пищевых производств).



Таблица 3. Характеристики типовых режимов эксплуатации червячных передач

Режим	Коэффициенты эквивалентности	
	$K_{HE}$	$K_{FE}$
0	1,000	1,000
1	0,416	0,200
2	0,200	0,100
3	0,121	0,040
4	0,081	0,016
5	0,034	0,004

Так как основными критериями работоспособности червячных передач являются выносливость зубьев червячного колеса по контактным напряжениям и изгибу, каждый типовой режим характеризуется коэффициентами эквивалентности контактной выносливости  $K_{HE}$  и выносливости при изгибе  $K_{FE}$ , оценивающими повреждающее воздействие режимов 1..5 по отношению к непрерывному режиму 0 (табл. 3).

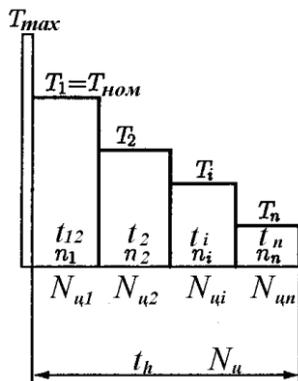


Рис. 3. Циклограммы нагрузки на валах привода

Если режим описывается циклограммой (рис. 3), со ступенями вращающего момента  $T_i$ , Нм от  $T_1$  до  $T_n$ , действующими в периоды времени  $t_i$ , час, от  $t_1$  до  $t_n$  (при  $\Sigma t_i = t_n$ ) с различными частотами вращения в каждой ступени  $n_i$  об/мин от  $n_1$  до  $n_n$  коэффициент эквивалентности контактной выносливости циклограммы по отношению к постоянному режиму типа 0 с номинальным моментом  $T_{ном} = T_1$  находится из суммы:

$$K_{HE} = \sum_{i=1}^n \left( \frac{T_i}{T_1} \right)^{mH/2} \frac{N_{Hi}}{N_H},$$

где число циклов контактного напряжения на ступенях момента

$$N_{Hi} = n_i t_i,$$

число циклов контактного напряжения за всю наработку

$$N_H = \sum N_{Hi},$$

показатель степени кривой контактной выносливости зубьев червячных колес из оловянных бронз  $m_H = 8$ .

Если частоты вращения на всех ступенях момента одинаковы, отношения чисел циклов ступеней момента пропорциональны отношениям отрезков времени:

$N_{Hi} / N_H = t_i / t_n = t_{0i}$  - относительное время работы со ступенями момента,  $\sum t_{0i} = t_{0n} = 1$ ,

$T_i / T_1 = T_{0i}$  - относительный момент; на первой ступени номинальный относительный момент  $T_{01} = 1$ .

Коэффициент эквивалентности контактной выносливости:

$$K_{HE} = \sum_{i=1}^n T_{0i}^{m_H/2} t_{0i} \quad (2)$$

Коэффициент эквивалентности позволяет позиционировать заданную циклограмму по отношению к типовым режимам (график, подобный рис. 2 можно получить, проведя через ступени момента кривую) и определять эквивалентное число циклов по контактной выносливости колеса для данной циклограммы. Полагая, что 1 цикл контактного напряжения возникает за 1 оборот червячного колеса эквивалентное число циклов контактных напряжений зуба колеса на валу 2:

$$N_{HE2} = 60 t_n n_2 K_{HE} \text{ циклов, } (3)$$

где  $n_2$  - частота вращения червячного колеса, об/мин.

На основе аналогичных соотношения коэффициент эквивалентности выносливости при изгибе зубьев червячных колес из литейных бронз:

$$K_{FE} = \sum_{i=1}^n T_{0i}^{m_F} t_{0i} \quad , \quad (4)$$

где показатель степени кривой выносливости при изгибе зубьев червячных колес  $m_F = 9$ .

Эквивалентное число циклов выносливости колеса по напряжениям изгиба для данной циклограммы:

$$N_{HF2} = 60 t_n n_2 K_{FE} \text{ циклов. } (5)$$

$N_{HE2}$  и  $N_{HF2}$  определяют числа циклов напряжений в зацеплении от постоянного режима с номинальным моментом, по накопленному усталостному повреждению эквивалентные воздействию ступенчатой исходной циклограммы.

Максимальный момент  $T_{\max}$  возникает только при пусках и остановках, в непрерывных режимах не учитывается при расчетах коэффициентов эквивалентности, но учитывается в других расчетах как редко возникающая перегрузка.

### 3. МАТЕРИАЛЫ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ [2, ГЛ.2.2], [3, ГЛ.8.2], [7, ГЛ.13.3]

Активные (входящие в контакт) поверхности червячного зацепления испытывают виды повреждений, свойственные всем зубчатым передачами: усталостное выкрашивание в зоне полюса зацепления, изнашивание ножек и головок зубьев, трещины от напряжений изгиба в основании ножки зуба. Характерными для червячных передач являются скольжение витков червяка по зубьям колеса, повышенное тепловыделение и заедание (молекулярное сцепление зубьев при высоких контактных напряжениях и температуре в зоне скольжения). Т.е. контактное выкрашивание в области полюса зацепления сочетается с износом. Поэтому пары контактирующих материалов должны иметь малый коэффициент трения, разную, трудно сцепляющуюся кристаллическую структуру (сталь и цветной металл). Смазка передачи должна сильнее прилипать к металлу зубьев (высокая адгезия, характерная для группы трансмиссионных масел). Эти меры придают контакту червячной передачи антифрикционные свойства.

#### Профили и материалы червяков

Профили витков червяков приводятся на рис. 4 и по ГОСТ 19650-94 имеют виды:

- архимедов червяк, обозначаемый на чертеже **ZA**, имеет в осевом сечении форму трапеции в соответствии с углом зацепления  $\alpha = 20^\circ$ , изготавливается резаньем из нормализованной или улучшенной стали;

- конвольютный червяк, **ZN**, форму трапеции имеет в сечении, нормальном к витку, получается шлифованием закаленных витков;

- эвольвентный червяк, **ZL**, имеет в осевом сечении выпуклый, как у зубчатого колеса, эвольвентный профиль витков, наиболее технологичный при шлифовке;

- червяк с нелинейчатой поверхностью **ZK**, получаемый конусным шлифованием;

- червяк с нелинейчатой поверхностью **ZT**, получаемый торoidalным шлифованием.

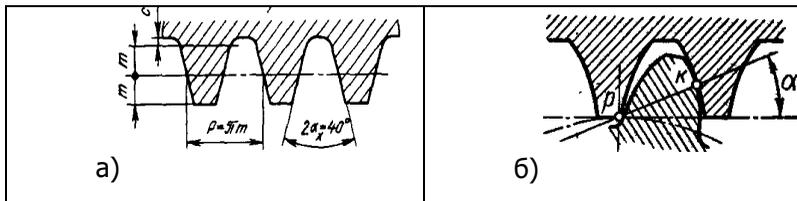


Рис. 4. Профили витков червяков в осевом сечении

- а) с линейчатой поверхностью и углом зацепления  $\alpha = 20^\circ$  **ZA** в осевом сечении, **ZN, ZL, ZK** в нормальном сечении;  
 б) с нелинейчатой поверхностью - **ZT** и углом зацепления в нормальном сечении витка  $\alpha = 22^\circ$ .

Современные червячные редукторы имеют повышенную нагрузочную способность за счет применения червяков, имеющих нелинейчатые профили с вогнутой формой активных поверхностей витков, например редукторы типа РЦТ по ТУ2-056-218-83. Использование передач с червяком **ZT** ограничивается технологическими возможностями предприятий ввиду более сложной станочной оснастки [6. Гл.5].

При изготовлении червяков основное применение находят легированные стали по ГОСТ 4543-90. Лучшим качеством работы при всех скоростях скольжения обладают червяки, выполненные из легированных цементуемых сталей марок 18ХГТ, 12ХН3А, 20Х, 20, витки которых закалены до твердости **HRC 55..62**, прошлифованы и отполированы. Используются в основном при скоростях скольжения выше 5 м/с.

При скоростях скольжения до 4 - 5 м/с могут применяться стали 40ХН, 40Х с поверхностной закалкой ТВЧ до твердости **HRC 45..55** и шлифовкой витков.

При скоростях скольжения до 2 м/с и передаваемой мощности до 1 кВт червяки могут выполняться из сталей 40Х, 45 с термообработкой улучшение на твердость 250..280 **НВ** с архимедовым профилем витка **ZA**, трапецидальным в осевом сечении.

## Материалы венцов червячных колес и допускаемые напряжения для расчетов передач [2, гл.2.2]

Основой для выбора материала венца колеса и сочетания с материалом червяка служит скорость скольжения и режим экс-

плутации, приведенные в табл. 4.

В зависимости от допустимой скорости скольжения  $v_s$ , материалы делятся на 3 условные группы:

Для диапазона  $v_s$  до 12 м/с применяются материалы 1 группы – бронзы литейные оловянные по ГОСТ 613-79. Стандарт определяет бронзу марки БрО10Ф1 как специализированный материал для венцов

червячных колес.

Для диапазона  $v_s$  до 5 м/с могут применяться материалы 2 группы – бронзы литейные безоловянные по ГОСТ 493-79.

Для диапазона  $v_s$  до 2 м/с могут применяться материалы 3 группы – относительно мягкие серые чугуны по ГОСТ 1412-85.

Зубчатый венец колеса по геометрии зацепления и свойствам материала является слабым звеном червячной пары, поэтому все прочностные расчеты передачи проводятся по моменту на колесе  $T_2$  и допускаемым напряжениям его материала (табл. 5) которые зависят также от свойств сопряженного червяка.

Таблица 4. Материалы венцов червячных колес. Механические свойства и диапазоны применения.

$v_s$ , м/с	Режим, табл. 3	Твердость червяка	Группа	Марка материала венца, $v_s$ , м/с	Литье	$\sigma_B$ , МПа	$\tau$ , Па	$\nu$ , Па
$\geq 5$	1,2,3	закалка $\geq 45$ HRC	1	БрО10Ф1 $v_s \leq 12$ м/с	к п	245 215	195 135	
				Бр05Ц5С5 $v_s \leq 8$ м/с	к п	200 145	90 80	
2..5	4, 5, ПК	<350 HB	2	БрА10Ж4Н4 $v_s \leq 5$ м/с	ц к	700 650	460 430	
				БрА10Ж3Мц1 $v_s \leq 5$ м/с	к п	550 450	360 300	
$\leq 2$	5, РВ, Ручной		3	СЧ 15 СЧ 20	п п	150 200		350 420

Обозначения таблицы. Режимы: ПК – повторно-кратковременный, РВ – редкие включения. Способы литья: к – в кокиль, п – в песчаную форму, ц – центробежное.  $\sigma_B$  – предел прочности бронзы и чугуна,  $\sigma_T$  – предел текучести бронзы,  $\sigma_{ви}$  – предел прочности при изгибе чугуна.

Пределы выносливости и допускаемые напряжения для расчета червячных передач в табл. 5.

В формуле (12), табл. 5 :

$$C_V = 1,66 v_s^{-0,352} \quad (24)$$

- параметр, учитывающий влияние скорости скольжения  $v_s$ , м/с, на износ активных поверхностей зубьев колеса. Эффективные значения  $C_V$  находятся в диапазоне от **1** при скоростях  $v_s \leq 4$  м/с, до **0,8** при скоростях  $v_s \geq 8$  м/с.

$$K_{HL} = m_H \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_{HE2}}} \quad (25)$$

- расчетный коэффициент контактной долговечности,  $N_{HE2}$  – эквивалентное число циклов контактных напряжений зубьев колеса (3);

$m_H = 8$  - показатель степени кривой контактной выносливости;

$N_{H0} = 10^7$  – базовое число циклов кривой контактной выносливости зубьев червячных колес из оловянных бронз.

Эффективные значения  $K_{HL}$  находятся в диапазоне 0,64..1,15. Если расчетное значение  $K_{HL} \leq 0,64$ , принимается к расчету  $K_{HL} = 0,64$ .

Если расчетное значение  $K_{HL} \geq 1,15$ , принимается к расчету  $K_{HL} = 1,15$ .

Таблица 5. Пределы выносливости и допускаемые напряжения для расчета червячных передач [2]

Группа материалов		1	2	3
Параметр	Свойства червяка	Бронзы оловянные БрО10Ф1 Бр05Ц5С5	Бронзы безоловянные БрА10Ж4Н4 БрА10Ж3Мц1	Серый Чугун СЧ 15, СЧ 20
Предел контактной выносливости $\sigma_{Hlimb}$ , МПа	Цементованный закаленный <b>HRC</b> 58..62, шлифован полирован	$0,9\sigma_B$ (6)	300 (7)	Сочетание не рационально
	Закален ТВЧ <b>HRC</b> 45..50, шлифован	$0,75 \sigma_B$ (8)	275 (9)	
	Улучшен <b>HB</b> 250..280	Сочетание не рационально		175 (11)
Допускаемые контактные напряжения по условию выносливости $\sigma_{HP}$ , МПа		$\sigma_{Hlimb} C_{V} K_{HL}$ (12)	$\sigma_{Hlimb} - 25 v_S$ (13)	$\sigma_{Hlimb} - 35 v_S$ (14)
Допускаем. напряжения изгиба для неревверсивного момента по условию выносливости $\sigma_{FP}$ , МПа		$(0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B) K_{FL}$ (15)		$0,12 \sigma_{BI}$ (16)
Для реверсивного момента по условию выносливости $\sigma_{FP}$ , МПа		$0,16 \sigma_B K_{FL}$ (17)		$0,075 \sigma_{BI}$ (18)
Допускаемые контактные напряжения максимальные $\sigma_{HPmax}$ , МПа		$4 \sigma_T$ (19)	$2 \sigma_T$ (20)	$1,65 \sigma_{BI}$ (21)
Допускаемые напряжения изгиба максимальные $\sigma_{FPmax}$ , МПа		$0,8 \sigma_T$ (22)		$0,75 \sigma_{BI}$ (23)

В формулах (15) и (17), табл. 5 :

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE2}}} \quad (26)$$

- расчетный коэффициент долговечности по изгибу зубьев,

$N_{FE2}$  – эквивалентное число циклов напряжений изгиба зубьев колеса (5) ;

$m_F = 9$  - показатель степени и  $N_{F0} = 10^6$  – базовое число циклов кривой выносливости изгиба зубьев бронзовых червячных

колес.

Эффективные значения  $K_{FL}$  находятся в диапазоне 0,55..1,5. Если расчетное значение  $K_{FL} \leq 0,55$ , принимается к расчету  $K_{FL} = 0,55$ .

Если расчетное значение  $K_{FL} \geq 1,5$ , принимается к расчету  $K_{FL} = 1,5$ .

### Предварительный выбор материалов передачи

Червячные передачи серийных универсальных редукторов (табл. 1), первых ступеней силовых приводов транспортирующих, грузоподъемных и подобных им машин, работающих в режимах 1, 2, 3, (табл. 4) выполняются из материалов 1 группы с витками червяков эвольвентного или нелинейчатого профиля.

Червячные передачи с частотой вращения червяка менее 750 об/мин, вторых ступеней машинных приводов выполняются из материалов 2 группы (табл. 4).

Червячные передачи с частотой вращения червяка менее 400 об/мин, выполняются из материалов 3 группы (табл.4). Выбор материалов проверяется и уточняется по скорости скольжения, п. 4.2.

## 4. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ЧЕРВЯКОМ

### 4.1. Геометрические параметры [2, гл.2.2], [3, гл.8.2]

Термины и обозначения по ГОСТ 18498-89, геометрические расчеты по ГОСТ 19650-74, который предусматривает угол скрещивания оси цилиндрического червяка с осью колеса  $90^0$  и исходный червяк по ГОСТ 19036-94. Параметры приводятся на рис. 5.

Межосевое расстояние  $a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2})$ , (27)

Для обеспечения совместности параметров зацепления и взаимозаменяемости передач межосевое расстояние выбирается из стандартных рядов (табл. 6).

Таблица 6. Межосевые расстояния  $a_w$  червячных передач по ГОСТ 2144-93, мм:

1 ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	
2 ряд	45	57	71	90	112	140	180	225	280	355	450	500

Начальный диаметр червяка  $d_{w1} = m(q + 2X)$ . (28)

Делительный диаметр червяка  $d_1 = mq$ . (29)

Делительный диаметр колеса  $d_2 = mz_2$ . (30)

Модуль передачи по определению  $m = p_1 / \pi$ ,  
(рис. 5), выбирается из стандартных рядов, табл. 7.

Таблица 7. Модули  $m$  червячных передач по ГОСТ 19672 – 74,  
мм:

1 ряд	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15
	5	6,3	8	10	12,5	16
2 ряд	1,5	3	3,5	6	7	12

Шаг витков червяка после выбора стандартного модуля

$$p = m \pi. \quad (31)$$

Коэффициент диаметра червяка  $q$ , выбирается из стандартных рядов (табл. 8).

Таблица 8. Коэффициенты диаметра червяка  $q$  по ГОСТ 19672 – 74

1 ряд	8	10	12,5	16	20	25
2 ряд	7,1	9	11,2	14	18	22,4

Число зубьев колеса  $z_2 = z_1 u$ , (32)  
округляется до целого значения, после чего должно быть определено фактическое передаточное число

$$u = z_2 / z_1 \quad (33)$$

Число заходов червяка  $z_1$  должно соответствовать передаточному числу и для обеспечения совместности параметров зацепления выбирается из табл. 9.

Таблица 9. Выборочные параметры основного ряда червячных передач по ГОСТ 2144-93 при фактических передаточных числах  $u$

$u$	8	10	12,5	16	20	25	32	40	50	63	80
$z_1$	4			2			1				
$z_2$	32	40	50	32	40	50	32	40	50	63	80
$q$	8	10	12,5	8	10	12,5	8	10	12,5	16	20

Из (26..28) межосевое расстояние

$$a_w = 0,5m(z_2 + q + 2X), \quad (34)$$

где  $X$  – коэффициент смещения инструмента при нарезании червяка. Смещение используется для преобразования расчетного  $a_w$  в межосевое расстояние по стандарту. Положительные смещения повышают контактную прочность зубьев колеса.

Полный набор сочетаний параметров червячных передач  $u$ ,  $z_1$ ,  $z_2$ ,  $q$ ,  $X$  для стандартных межосевых расстояний до 500 мм (табл.6) и передаточных чисел 8..80 (табл.2) содержится в [1, т. 2, гл. 4].

Если  $a_w$  выбрано по стандарту, из (33):

$$X = a_w / m - 0,5(z_2 + q). \quad (35)$$

Смещение инструмента возможно в пределах, в которых не происходит подрезание ножек (отрицательные смещения) и заострения вершин зубьев (положительные смещения). Этим условием совместности параметров зацепления с червяками  $Z_A$ ,  $Z_N$ ,  $Z_L$

будет:  $-1 \leq X \leq +1$ , (36)

которое достигается подбором стандартных значений  $m$  и  $q$ , новых значений  $z_2$ , при отклонении  $u$  (32) от номинального передаточного числа (исходные данные, табл. 2) не более 4 % .

Для червяков  $Z_T$  возможен  $X$  до 1,2.

Число зубьев  $z_2$  желательно иметь не кратным числу заходов  $z_1$  для устранения упругих колебаний быстроходного вала типа «биение» (периодическое возрастание амплитуды вибрации).

Если  $X = 0$ ,  $d_{w1} = d_1$ , делительное межосевое расстояние

$$a_w = a = d_1 + d_2 = 0,5 m (q + z_2), \quad (37)$$

на котором делительные окружности червяка и колеса соприкасаются,

по которому подбирается ближайший стандартный модуль (табл. 7) при условии (35).

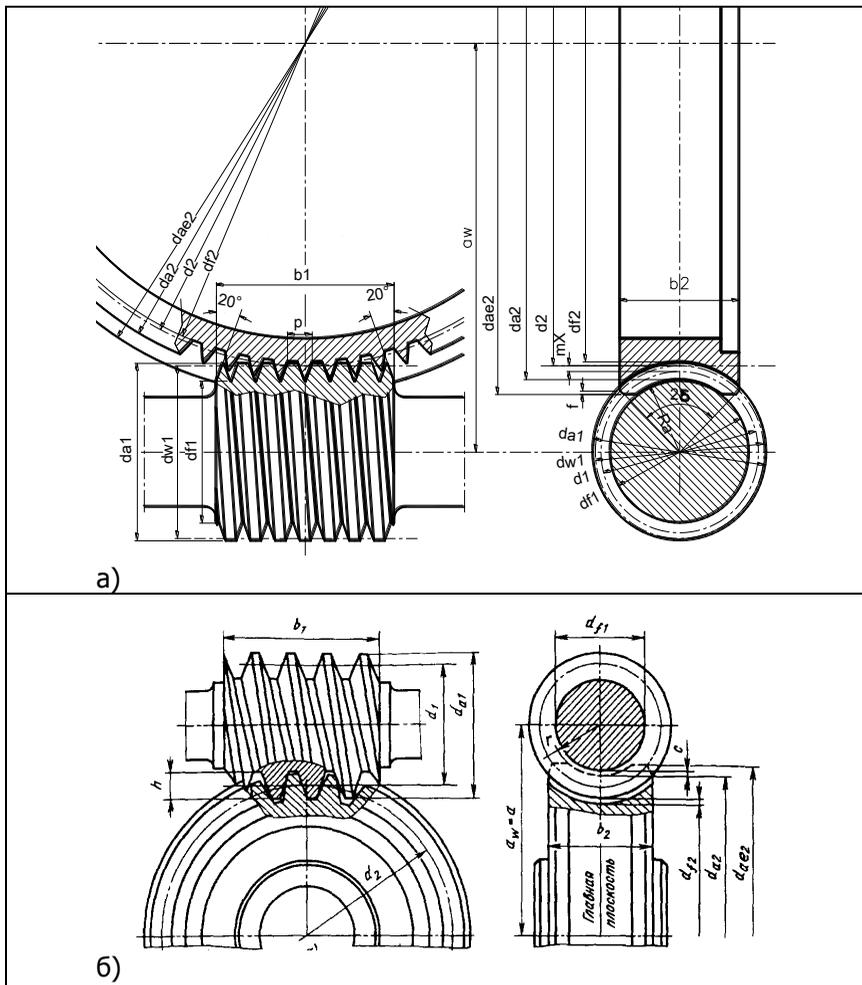


Рис. 5. Геометрические параметры червячных передач  
 а) с коэффициентом смещения  $X = 0,714$ ;  
 б) с коэффициентом смещения  $X = 0$  [1, Т.2, гл.4] .

Если  $a_w$  выбрано по стандарту, из (36) расчетный модуль:

$$m = 2a_w / (q + z_2), \quad (38)$$

Делительный угол подъема винтовой линии червяка (на диаметре  $d_1$ ):

$$\gamma = \arctg(z_1 / q). \quad (39)$$

Начальный угол подъема винтовой линии червяка (на диаметре  $d_{w1}$ ):

$$\gamma_w = \arctg(z_1 m / d_{w1}). \quad (40)$$

При  $X = 0$   $y_w = y$ .

Диаметр вершин витков червяка:  $d_{a1} = d_1 + 2m$ . (41)

Диаметр вершин зубьев колеса:  $d_{a2} = d_2 + 2m(1+X)$ . (42)

Наибольший диаметр червячного колеса:

$$d_{ae2} = d_{a2} + 6m / (z_1 + 2). \quad (43)$$

Радиус канавки колеса, протачиваемой на диаметре  $d_{ae2}$  заготовки венца колеса перед зубофрезерованием:

$$R_a = 0,5d_1 - m. \quad (44)$$

Диаметр впадин витков червяка:  $d_{f1} = d_1 - 2,4m$ . (45)

Диаметр впадин зубьев колеса:  $d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - X)$ . (46)

Длина нарезанной части червяка  $b_1$  выбирается по табл. 10 и должна обеспечить полный контакт активных поверхностей зацепления в соответствии с расчетным коэффициентом перекрытия  $\varepsilon_s$ . Из таблицы выбирается расчетная формула, соответствующая числу заходов  $z_1$ , по ближайшему к расчетному значению коэффициенту смещения  $X$ . При шлифовке витков для ввода и вывода шлифовального круга длина по табл. 10 должна быть увеличена на 25 мм для модулей  $m$  до 10 мм и на 35..40 мм для модулей  $m = 10..16$  мм.

Таблица 10. Длина нарезанной части червяка  $b_1$  для числа заходов  $z_1$ , коэффициента смещение  $X$ , и ширина венца червячного колеса  $b_2$

	$z_1 = 1$ или 2	$z_1 = 4$
-1	$b_1 \geq (10,5 + z_1) m$	$b_1 \geq (10,5 + z_1) m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06 z_2) m$	$b_1 \geq (9 + 0,09 z_2) m$
0	$b_1 \geq (11 + 0,06 z_2) m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09 z_2) m$
0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1 z_2) m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1 z_2) m$
1	$b_1 \geq (12 + 0,1 z_2) m$	$b_1 \geq (13 + 0,1 z_2) m$
	$b_2 = 0,75 d_{a1}$	$b_2 = 0,67 d_{a1}$

Ширина зубчатого венца колеса  $b_2$  рассчитывается по формулам табл. 10 и должна обеспечить полный контакт активных поверхностей зацепления в соответствии с выбранным углом охвата червяка зубьями колеса в диапазоне  $2\delta = 90^\circ..110^\circ$  (рис. 5).

Расчетный коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_s = \frac{\sqrt{d_{a2}^2 - d_2^2 \cos^2 \alpha_t} - d_2 \sin \alpha_t + \frac{2m(1-X)}{\sin \alpha_t}}{2\pi m \cos \alpha_t}. \quad (47)$$

В (46) угол профиля в торцевом сечении

$$a_t = \arctg a_n / \cos \gamma, \quad (48)$$

по ГОСТ 19036-94 угол профиля в нормальном сечении  $a_n = 20^\circ$ .

## 4.2. Кинематические параметры

Окружная скорость червяка на начальной окружности

$$v_1 = \pi d_{w1} n_1 / 60, \text{ м/с.} \quad (49)$$

Скорость скольжения витков червяка по зубьям колеса

$$v_s = v_1 / \cos \gamma_w. \quad (50)$$

Из (48) и (49) видно, что скорость скольжения растет с увеличением угла подъема  $\gamma$  (или  $\gamma_w$ ) и пропорциональна частоте вращения червяка  $n_1$  и его диаметру  $d_{w1}$ . Связь  $v_s$  и межосевого расстояния для редукторов из табл. 1, осредненная для передаточных чисел в диапазоне 8..80 представлена на рис. 6. Расчеты к этим графикам были выполнены в [4], а сами графики рис. 6 предложены в качестве простой альтернативы ориентировочному расчету скорости скольжения при проектном расчете червячных передач.

Окружная скорость червячного колеса на делительной окружности

$$v_2 = \pi d_2 n_2 / 60. \quad (51)$$

Раскрывая  $d_2$  (29),  $v_2 = \pi m z_2 n_2 / 60. \quad (52)$

В точке зацепления  $v_2 = v_1 tgy = \pi d_1 n_1 tgy / 60. \quad (53)$

Так как из (39)  $tgy = z_1 / q$ , раскрывая  $d_1$  (29), из (53):

$$v_2 = \pi m q n_1 z_1 / 60 q = \pi m n_1 z_1 / 60. \quad (54)$$

Сопоставляя формулы скорости колеса  $v_2$  (52-54) и (51-53) передаточное число червячной передачи:

$$u = n_1 / n_2 = z_2 / z_1 = d_2 / d_1 tgy. \quad (55)$$

Из (54) видно, что изменение передаточного числа возможно без изменения межосевого расстояния, а только за счет вариации угла подъема винтовой линии червяка  $\gamma$  в диапазоне  $2,3^\circ..27^\circ$ , что открывает возможность в одно межосевое расстояние вписать передачи с передаточными числами в диапазоне 8..80 (табл.1), [1, т.3, гл.8].

Ход червяка (осевое перемещение профиля витка червяка за один оборот):

$$p_s = p_1 z_1 = \pi m z_1. \quad (56)$$

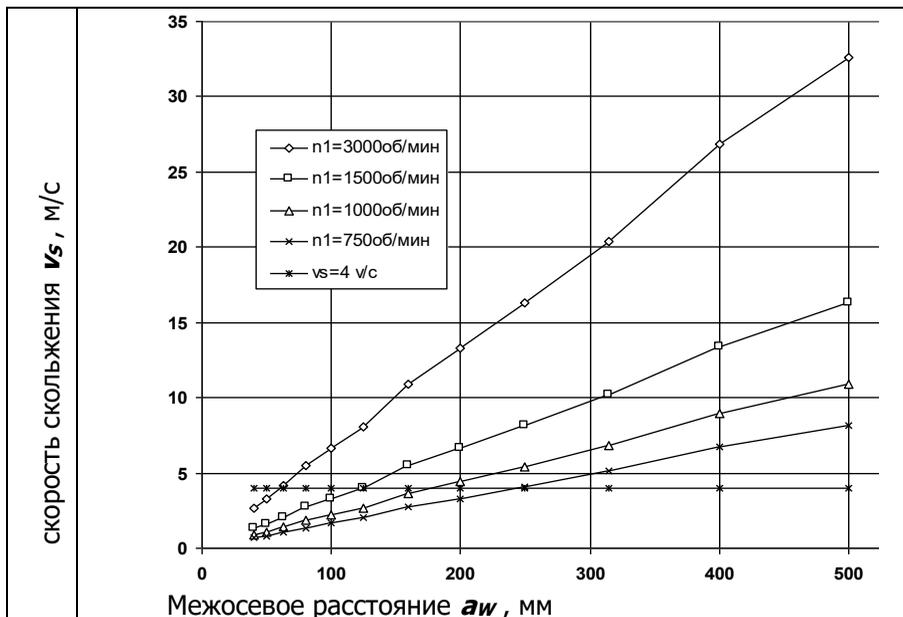


Рис. 6. Осредненные скорости скольжения  $v_s$ , м/с, для передаточных чисел 8..80, в диапазоне межосевых расстояний  $a_w$  40..500 мм при частотах вращения червяка  $n_1$  750..1500 об/мин. Наибольшее отклонение  $v_s$  при максимальных передаточных числах до 8 %.

### 4.3. Допуски червячного зацепления

Определяются ГОСТ 3675-81 и включают [1, Т.2, гл.4] степень точности передачи и вид сопряжения, которые должны отражаться на чертежах в таблицах параметров червяка и колеса для технологической подготовки нарезания витков червяка и зубьев колеса.

Степеней точности предусмотрено 12, в порядке убывания точности 1..12, из которых в общемашиностроительных проектах наиболее применимые 6, 7, 8, 9 (табл. 11).

Таблица 11. Рекомендуемые степени точности червячных передач

Назначение передачи	Окр.скор.черв. $V_1$ , м/с	Степень точности
Неответственные вспомогательные механизмы, ручной привод	До 1,5	9
Неответственные механизмы силовых приводов с кратковременным режимом работы	До 3	8
Силовые передачи транспортных и промышленных механизмов средней точности	До 7,5	7
Делительные пары станков средней точности, точные отсчетно-силовые и силовые передачи с долговременным режимом работы	Св. 3	6

Каждая степень точности имеет 3 составляющих:

- степень точности по нормам кинематической точности (1 цифра в обозначении (56) , значения в мкм [1, т. 2, табл. 131, 134..136];

- степень точности по нормам плавности зацепления (2 цифра в обозначении (57) , значения в мкм [1,т. 2, табл. 132, 136..141];

- степень точности по нормам контакта зубьев колеса и витков червяка (3 цифра в обозначении (57) , значения в мкм [1, т.2, табл. 133, 142..145].

Допускается комбинирование степеней точности по этим трем нормам цифрами из диапазона 1..12, с разницей не более чем в 2 ступени.

Каждая степень точности сопровождается видом сопряжения поверхностей зубьев червячных колес и витков червяка, обозначаемым А..Н, рис. 7, (1 буква в обозначении (56), каждый из которых содержит поле допуска  $T_{jn}$  бокового зазора и гарантированный боковой зазор  $j_{n \min}$  , обозначаемый соответственно **a..h**. Нормы бокового зазора в мкм [1, т. 2, табл. 146..149].

Виды сопряжений	A B C D E H						Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности работы
							A	5–12
							B	5–12
							C	3–9
							D	3–8
							E	2–6
							H	2–6

Рис. 7. Виды сопряжений поверхностей зубьев червячных колес и витков червяка.

Комбинированная запись в поле чертежа «Степень точности» может иметь вид: 8-7-6-Ва ГОСТ 3675-81 , (57) что следует читать: степень точности по нормам кинематической точности 8; степень точности по нормам плавности зацепления 7; степень точности по нормам контакта зубьев колеса и витков червяка 6; вид сопряжения В; вид допуска на боковой зазор а.

Если все 3 степени точности 7, вид сопряжения С; вид допуска на боковой зазор с, запись в поле чертежа «Степень точности» сворачивается: 7 - С ГОСТ 3675-81 .

Минимальный боковой зазор передачи, требуемый для компенсации теплового расширения:

со стальным червяком, бронзовым венцом и чугунным корпусом

$$j_n = 0,342 \cdot 10^{-3} \text{Cos} \gamma (1,05d_2 + 0,69d_1 - 0,84a_w), \text{мм}, \quad (58)$$

со стальным червяком, бронзовым венцом и стальным корпусом

$$j_{n \text{ min}} = 0,342 \cdot 10^{-3} \gamma (1,05d_2 + 0,69d_1 - 0,92a_w), \text{мм}. \quad (59)$$

После определения минимальный бокового зазора по таблицам [1, т. 2, табл. 146..149, с. 639]выбирается ближайший больший гарантированный зазор (рис. 7) и другие параметры точности.

#### 4.4. Коэффициент полезного действия

На КПД червячной передачи существенно влияют ее геометрия и кинематика (табл. 2).

КПД червячной пары:

$$\eta_{\text{ч}} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} \quad , (60)$$

где  $\rho$  – угол трения при скольжении витков червяка по зубьям колеса (табл. 12)

Таблица 12. Экспериментальные углы трения в червячном зацеплении  $\rho$ , град, в зависимости от скорости скольжения  $v_s$  и материала венца колеса [2, гл.2.2] (группа 1 – оловянные бронзы, группа 2 - безоловянные бронзы, группа 3 – серый чугун).

$v_s$ м/с		0,5	1	1,5	2	2,5	3	4	7	10	15
Группа материалов	1	3,17	2,5	2,33	2	1,67	1,5	1,33	1	0,92	0,83
	2и3	3,67	3,17	2,83	2,5	2,33	2	1,67	1,5	1,33	1,17

КПД червячной передачи на подшипниках качения:

$$\eta_{\text{чп}} = \eta_{\text{ч}} \eta_{\text{пк}}^2 \quad , \quad (61)$$

где КПД одной пары подшипников качения в условиях редукторной смазки

$$\eta_{\text{пк}} = 0,995.$$

Из (60) следует: с уменьшением передаточного числа, т.е. увеличением угла подъема  $\gamma$  (39) при постоянном  $\rho$ , КПД растет (табл. 2). Снижение угла подъема  $\gamma$ , соответствующее передаточным числам более 40, ведет к снижению КПД, повышению тепловыделения и опасности заедания, и не рекомендуется для передач постоянного режима работы.

#### 4.5. Самоторможение передачи

Заключается в невозможности передачи вращения от вала колеса на вал червяка. Расчетным условием самоторможения является соотношение углов

$$\gamma < \rho \quad , \quad (62)$$

которое при  $z_1 = 1$  для материалов 1 группы выполняется при передаточных числах  $u \geq 80$ , для материалов 2 и 3 групп выполняется при передаточных числах  $u \geq 63$ . Это свойство червячных передач может использоваться при разработке механизмов подъема с ручным приводом и безопасных рукояток (которые можно бросать без дополнительной фиксации после окончания подъема).

## 5. ВЕКТОРЫ СИЛ В ЧЕРВЯЧНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

Нагрузки червячной передачи по назначению – вращающие моменты на валу червяка  $T_1$  и колеса  $T_2$ . Из исходных данных (п.1)

$$T_1 = 9550 N_1 / n_1, \text{ Нм}, \quad (63)$$

$$T_2 = T_1 u \eta, \text{ Нм}. \quad (64)$$

Часть передаваемой мощности  $N_1(1 - \eta)$  идет на преодоление трения и преобразуется в тепло, оставшаяся часть мощности  $N_1\eta$  преобразуется во вращающий момент  $T_2$ , который создает в точке

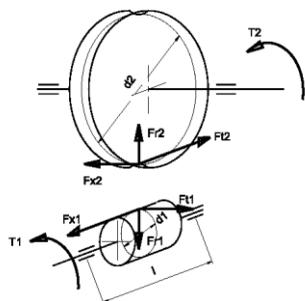


Рис. 8. Силы в зацеплении червячной передачи

зацепления колеса силы (рис. 8):

$$\text{Окружная: } F_{t2} = 2T_2 / d_2, \text{ Н} \quad (65)$$

$$\text{Радиальная: } F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma, \text{ Н} \quad (66)$$

$$\text{Осевая: } F_{x2} = F_{t2} \operatorname{tg} \gamma, \text{ Н} \quad (67)$$

В точке зацепления червяка реактивная система сил:

$$\text{Окружная: } F_{t1} = -F_{x2}, \text{ Н} \quad (68)$$

$$\text{Радиальная: } F_{r1} = -F_{r2}, \text{ Н} \quad (69)$$

$$\text{Осевая: } F_{x1} = -F_{t2}, \text{ Н} \quad (70)$$

## 6. РАСЧЕТЫ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ И ПРОЧНОСТЬ [2, ГЛ.2.2], [3, ГЛ.8.2], [7, ГЛ.13.3]

Основным расчетом передач червячных редукторов является расчет на контактную выносливость при номинальной нагрузке. Этот расчет может быть проверочным: по заданным нагрузкам и известным размерам определить контактное напряжение  $\sigma_{\text{H}}$  в зубьях колеса и сравнить его с допускаемым контактным напряжением по условию выносливости  $\sigma_{\text{HП}}$ . Если проектируется новая передача, выполняется проектный расчет: по заданным нагрузкам и расчетному допускаемому контактному напряжению из условия выносливости  $\sigma_{\text{HП}}$  рассчитать размеры передачи.

После выбора совместимых геометрических параметров выполняются проверки зубьев на выносливость по напряжениям изгиба и прочность при максимальной нагрузке по контактным напряжениям и изгибу. Червяк проверяется на жесткость при

изгибе. Передачи, работающие в непрерывном режиме проверяются на нагрев.

### 6.1. Проверочный расчет на контактную выносливость

В передачах с червяками **ZA, ZN, ZL**, изготовленных без смещения инструмента ( $X = 0$ ), контактные напряжения связаны с внешними нагрузками формулой:

$$\sigma_{H2} = \frac{Z_H Z_M Z_\varepsilon q}{z_2 \sqrt{8}} \sqrt{\left( \frac{1 + \frac{z_2}{z_1}}{a_w} \right)^3 \cdot T_2 K_{H\beta} K_{H\gamma}} \leq \sigma_{HP} \quad , \text{ МПа} \quad (71)$$

где  $\sigma_{HP}$  – допускаемое контактное напряжение по условию выносливости (формулы 12, 13, 14, табл. 5).

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \gamma}{\sin 2\alpha_t}} \quad (72)$$

- коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей;

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma}\right) \quad (73)$$

- угол профиля в торцевом сечении;

$\alpha_n = 20^\circ$  - угол профиля в нормальном сечении по ГОСТ 19036-73.

Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов:

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1 \cdot E_2}{\pi[E_2(1 - \mu_1^2) + E_1(1 - \mu_2^2)]}} \quad , \text{ МПа}, (74)$$

где  $E_1$  и  $\mu_1$  – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала червяка,  $E_2$  и  $\mu_2$  - модуль упругости и коэффициент Пуассона материала венца колеса. По результатам вычислений [3, табл.7.2 с.121]  $Z_M = 220$  МПа для пары сталь – бронза,  $Z_M = 227$  МПа для пары сталь – чугун.

Коэффициент, учитывающий рабочую длину контактной

линии

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{115}{\delta \cdot \varepsilon_{\alpha} K_{\varepsilon}}}, \quad (75)$$

где коэффициент перекрытия  $\varepsilon_{\alpha}$  по формуле (48),

$$\varepsilon_s = \frac{\sqrt{d_{a2}^2 - d_2^2 \cos^2 \alpha_t - d_2 \sin \alpha_t} + \frac{2m(1-X)}{\sin \alpha_t}}{2\pi m \cos \alpha_t}$$

коэффициент, учитывающий снижение длины контактной линии вследствие упругих деформаций и износа  $K_{\varepsilon}=0,75$ .

Анализируя формулы (47, 72, 73, 75), можно заключить, что основное влияние на величину коэффициентов  $Z_H$  и  $Z_{\varepsilon}$  оказывает угол подъема  $\gamma$  (39).

Коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба

$$K_{H\beta} = 1 + (z_2 / \theta)^3 (1 - T_{ox}), \quad (76)$$

где:  $\theta$  - коэффициент деформаций червяка в зависимости от  $z_1$  и  $q$ , (табл. 13),

$T_{ox} = \Sigma T_i N_i / T_{nom} \Sigma N_i$  - относительный средневзвешенный момент,  $T_i$ , Нм, - вращающий момент ступеней циклограммы (рис. 3),  $N_i$  - число циклов напряжения, набранное за время  $t$ ; при заданной циклограмме в относительных величинах нагрузки ( $T_{o\ nom} = 1$ ) и времени ( $\Sigma t_{oi} = 1$ ), с постоянной частотой вращения на всех ступенях:

$$T_{ox} = \Sigma T_{oi} t_{oi}. \quad (77)$$

Таблица 13. Коэффициенты деформаций червяка [3, табл.8.10 с.179]

$z_1$	Значения коэффициента $\theta$ при $q$											
	7,1	8	9	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25
1	57	72	89	108	129	147	179	194	225	256	292	333
2	45	57	71	86	105	117	149	163	190	216	248	288
4	38	47	58	70	84	94	120	131	152	173	199	226

Диапазон изменения коэффициента концентрации  $K_{H\beta}$  1,0..1,3.

$K_{HV}$  - коэффициент качества передачи, характеризующий динамику нагрузки в зависимости от скорости скольжения передачи  $v_s$  (50), выбранной степени точности (табл. 11) и выбирается по табл. 14.

Таблица 14. Коэффициенты качества изготовления передачи

$$K_{HV} = K_{FV} [3, \text{табл.8.11 с.179}]$$

Степень точности	$K_{HV}$ и $K_{FV}$ при скорости скольжения $v_s$ м/с					
	До 1,5	1,5-3	3-7,5	7,5-2	12-16	16-25
6	-	-	1	1,1	1,3	1,5
7	1	1	1,1	1,2	-	-
8	1,15	1,25	1,4	-	-	-
9	1,25	-	-	-	-	-

Основной диапазон коэффициентов качества при частотах вращения червяка до 1500 об/мин  $K_{HV} = 1..1,3$ .

При удовлетворении условия контактной выносливости  $\sigma_{H2} \leq \sigma_{HP}$  (70) передача принимается к дальнейшему проектированию.

Если условие (71) не выполняется, необходимо, либо увеличить межосевое расстояние, либо повысить допускаемые напряжения за счет выбора материалов червячной пары (п. 3, табл.3, 4).

Если червяк нарезан со смещением инструмента ( $X < 0$  или  $X > 0$ ), контактное напряжение передачи может быть проверено [2, гл.2.2] по формуле:

$$\sigma_H = \frac{5350(q+2X)}{z_2} \sqrt{\left[ \frac{z_2 + q + 2X}{a_w(q+2X)} \right]^3 T_2 K_{H\beta} K_{Hv}} \leq \sigma_{HP}, \text{МПа} \quad (78)$$

Для проверки соответствия допускаемых напряжений  $\sigma_{HP}$  скорости скольжения на начальном диаметре, она должна быть уточнена:

$$v_s = v_{w1} / \cos \gamma_w, \text{ м/с} \quad (79)$$

где окружная скорость на начальном диаметре червяка

$$v_{w1} = \pi n_1 m (q+2X) / 60000, \text{ м/с},$$

$\gamma_w$  – начальный угол подъема (40).

Положительное смещение режущего инструмента ( $X > 0$ ) упрочняет передачу, что проявляется в снижении рабочих контактных напряжений  $\sigma_{H2}$  при проверочных расчетах.

Повышение несущей способности червячных передач при-

менением нелинейчатых червяков эффективно либо при высоких скоростях скольжения ( $v_s = 5 - 12$  м/с), либо при высоких вращающих моментах ( $T_2 \geq 1000$  Нм). Для передач с червяком **ZT**:

$$\sigma_H = \frac{4340(q+2X)}{z_2} \sqrt{\left[\frac{z_2+q+2X}{a_w(q+2X)}\right]^3 T_2 K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP}, \text{ МПа} \quad (80)$$

При проверке контактных напряжений в червячных передачах со смещением (78), (80) используются те же параметры, что и для передач без смещения (71).

## 6.2. Проектный расчет на контактную выносливость

**Задача проектного расчета** - на основании исходных данных (п.1) рассчитать размеры передачи удовлетворяющие всем условиям работоспособности, приведенным в начале п. 6.

### 6.2.1. Проведение проектного расчета

Для передач с червяками архимедовым (**ZA**), конволютным (**ZM**), эвольвентным (**ZL**) из (71) выражается межосевое расстояние  $a_w$ . При средних значениях коэффициентов  $Z_H$  (72),  $Z_M$  (74),  $Z_E$  (75) ориентировочное значение межосевого расстояние  $a_w$  [7, гл.13.3]:

$$a_w \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \sqrt[3]{\left[\frac{170}{q}\right]^2 T_2 K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{z_2}{q} [\sigma_{HP}]}, \text{ мм.} \quad (81)$$

Для проведения проектного расчета передач с нелинейчатыми червяком **ZT**, ориентировочное значение межосевого расстояние  $a_w$  [2, гл.2.2] :

$$a \geq 530 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\sigma_{HP}^2}}, \text{ мм.} \quad (82)$$

Проектный расчет по главному критерию работоспособности проводится в последовательности:

- определить вращающий момент на валу червячного колеса  $T_2$  (64), в Нмм;
- выбрать параметры передачи  $z_2$  и  $q$  (табл 9);
- выбрать материалы червяка и венца колеса (п.3, табл. 4);
- определить допускаемое контактное напряжение  $\sigma_{HP}$  (табл. 5);
- определить коэффициенты нагрузки:  $K_{H\beta}$  (76) и сред-

нее значение  $K_{H\beta}$  из диапазона 1..1,3;

- рассчитать ориентировочное межосевое расстояние по условию контактной выносливости (81) или (82);
- уточнить ориентировочное межосевого расстояния, округлив расчетное значение к ближайшему большему по стандарту (табл. 6);
- выбрать стандартный модуль  $m$  (табл. 7), удовлетворяющий условию совместности (35, 36) геометрических параметров;
- рассчитать геометрические (п. 4.1) и кинематические параметры (п. 4.2), где уточняется скорость скольжения  $v_s$  (50, рис. 5).

Если  $v_s$  не выходит за пределы допустимой скорости скольжения для выбранного материала (табл. 4), выбранные параметры применяются для дальнейшего проектирования (п. 6.3 и далее).

В противном случае необходим выбор соответствующих материалов червячной пары или уменьшение частоты вращения червяка  $n_1$  применением менее скоростного двигателя или включением передачи между двигателем и валом червяка (клиноременной, зубчатоременной, зубчатой и т.п.).

При всех конструктивных мерах, изменяющих параметры проектного расчета (81) или (82), выполняется проверочный расчет контактной выносливости по алгоритму п. 6.1, прежде чем перейти к п. 6.3.

### 6.2.2. Графики $a_w(T_2)$

Впервые опубликованные в [4] графики межосевых расстояний червячной передачи в зависимости от вращающего момента на тихоходном валу имеют приводимую ниже основу.

Если в формуле межосевого расстояния  $a_w$  (79) зафиксировать параметры зацепления, между моментом  $T_2$  и  $a_w$  будет установлена функциональная связь третьей степени. На рис. 8 приведены графики межосевых расстояний при изменении момента  $T_2$  в диапазоне 25..20000 Нм для червячных колес из материалов 1, 2 и 3 групп в сочетании с линейчатыми и нелинейчатыми червяками.

Фиксированные параметры, выбранные для построения графиков  $a_w(T_2)$ : степень точности 7, циклограмма нагрузки с коэффициентом эквивалентности  $K_{HE} = 0,318$ ,  $u = 25$ ,  $z_1 = 2$ ,  $z_2 = 50$ ,  $q = 12,5$ , по которым определены коэффициенты концентрации  $K_{H\beta} = 1,17$  (76), и качества  $K_{HV} = 1,1$  при частоте вращения  $n_1 = 1500$  об/мин.

Допускаемые контактные напряжения рассчитаны (табл. 4) для материалов 1 группы по наработке  $t_h = 20000$  час:

- БрО10Ф1  $\sigma_{HП} = 176$  МПа, БрО5Ц5С5  $\sigma_{HП} = 128$  МПа.

Для бронзы БрА10Ж4Н4 (группа 2)  $\sigma_{HП} = 175$  МПа по скорости скольжения  $v_s = 4$  м/с .

Для серого чугуна СЧ15 (группа 3)  $\sigma_{HП} = 140$  МПа по скорости скольжения  $v_s = 1$  м/с .

Анализируя графики  $a_w(T_2)$ , рис. 8, можно сделать заключение:

- на всем диапазоне вращающего момента бронзы БрО10Ф1, имеющая высокую допустимую скорость скольжения, и БрА10Ж4Н4, имеющая высокий предел прочности в своем диапазоне скорости скольжения (табл. 4), позволяют получить меньшие размеры передач, что следует учитывать при конструкторской подготовке серийного производства;

- другие материалы применимы при проектировании мало-мощных (менее 1 кВт), низкооборотных ( $n_1 < 200$  об/мин), редко включаемых передач, ручных приводов;

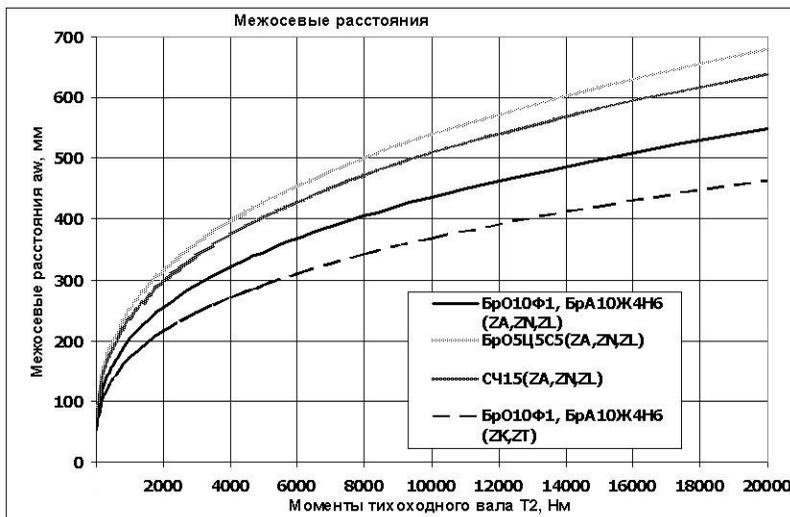
- применение нелинейчатых червяков **ZT** вместо линейчатых позволяет при одинаковом межосевом расстоянии  $a_w$  повысить вращающий момент  $T_2$  на 50..60 %, или уменьшить  $a_w$  при заданном  $T_2$  на 15..17 %.

### 6.2.3. Алгоритм проектного расчета по графикам $a_w(T_2)$

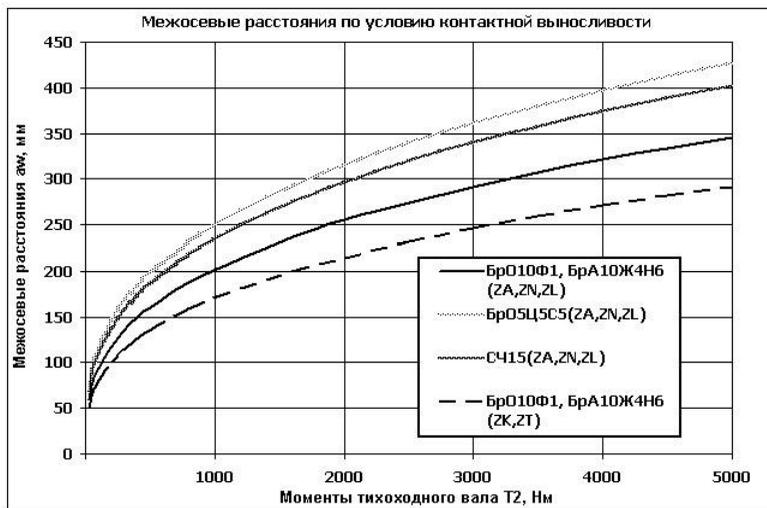
Графики  $a_w(T_2)$  позволяют получить относительные и абсолютные оценки и дают возможность проведения проектного расчета червячной передачи на контактную выносливость по алгоритму:

- определить вращающий момент на валу червячного колеса  $T_2(64)$ ;

- выбрать материалы червяка и венца колеса (п.3, табл. 4) , в зависимости от типа привода (ручной или машинный), частоты вращения вала червяка  $n_1$  , об/мин, режима работы;



а) Графики с шкалой расчетных моментов  $T_2$  в диапазоне 25...20000Нм



б) Растянутые графики  $a_w(T_2)$  для передач с моментом  $T_2 \leq 5000$  Нм, характерных для ряда вариантов курсовых проектов.

Рис. 8. Межосевые расстояний червячных передач по условию контактной выносливости для червячных колес из материалов 1, 2 и 3 групп в сочетании с линейчатыми (ZA, ZN, ZL) и нелинейчатыми (ZK, ZT) червяками при непрерывном режиме работы.

- по соответствующему графику рис. 8 определить ориентировочное межосевое расстояние  $a_w$ ; так как графики рис. 8 рассчитаны по (81) или (82), выбранное  $a_w$  соответствует условию контактной выносливости.

- уточнить ориентировочное межосевое расстояние, округлив выбранное значение  $a_w$  по стандарту (табл. 6) к ближайшему большему, если  $n_1 = 1000..1500$  об/мин, или к ближайшему меньшему, если  $n_1 < 1000$  об/мин; эта операция компенсирует визуальную ошибку при выборе  $a_w$  по графику рис.8;

- по графикам  $v_s(a_w)$ , рис. 6, выполнить оценку соответствия скорости скольжения  $v_s$  выбранным  $a_w$  и материалу; по результатам оценки принять меры, рассмотренные в п. 6.2.1;

- рассчитать геометрические (п. 4.1) и кинематические параметры (п. 4.2);

- определить допускаемое контактное напряжение  $\sigma_{HP}$  (табл. 5);

- выполнить проверочные расчеты контактных напряжений при номинальной нагрузке по п. 6.1; при выполнении условия контактной выносливости (79) продолжить проектирование по п. 6.3;

- если условия контактной выносливости (79) не выполняется, применить конструктивные меры для его выполнения: снизить частоту вращения червяка (см. п. 6.2.1) или применить более качественные материалы (табл. 4) или выбрать ближайшее большее  $a_w$  (табл. 6); провести перерасчет с пункта алгоритма, использующего измененные параметры и получить выполнение условия контактной выносливости (79).

### 6.3. Проверочный расчет на выносливость при изгибе зуба колеса

Условие выносливости при номинальной нагрузке по напряжениям изгиба:

$$\sigma_{F2} = \frac{T_2 Y_F K_{F\beta} K_{F\gamma} Y_\gamma}{0,6m^3 q z_2 \cos \gamma} \leq \sigma_{FP} \text{ ,МПа,} \quad (83)$$

где

- коэффициент формы зуба  $Y_F$  выбирается по табл. 15 в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса:

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma, \quad (84)$$

- коэффициент упрочнения зуба от угла наклона и дуги

охвата

$$Y_\gamma = 1 - \frac{\gamma}{140}, \quad (85)$$

- коэффициенты нагрузки  $K_{F\beta} = K_{H\beta}$  (76),  
и  $K_{Fv} = K_{Hv}$  (табл. 14),
- допускаемое напряжение изгиба по условию выносливости при изгибе зуба  $\sigma_{FP}$ , МПа,  
(формулы 15..18, табл. 5).

Таблица 15. Коэффициенты формы зуба  $Y_F$  червячного колеса от эквивалентного числа зубьев  $z_v$

$z_v$	24	26	28	30	32	35	37
$Y_F$	1,88	1,85	1,8	1,76	1,71	1,64	1,61
$z_v$	40	45	50	60	80	100	150
$Y_F$	1,55	1,48	1,45	1,4	1,34	1,3	1,27

При выполнении условия выносливости при изгибе (83) продолжить проектирование по п. 6.4.

В противном случае для выполнения условия (83) следует подобрать больший модуль  $m$  (табл. 7), при соблюдении условия совместности (35, 36) геометрических параметров.

#### 6.4. Проверочные расчеты прочности передачи при действии максимальных нагрузок

Максимальная нагрузка характеризуется на гистограмме кратковременно (в периоды пуска) действующей степенью относительного момента  $T_{0max} > 1$  (рис. 3). Связи между моментом и контактными напряжениями квадратичная (71, 78 80), между моментом и напряжениями изгиба линейная (83).

Отсюда условие прочности активных поверхностей зубьев колеса при максимальном моменте по контактным напряжениям:

$$\sigma_{H2max} = \sigma_{H2} \sqrt{T_{0max}} \leq \sigma_{HP2max} \quad (86)$$

где

$\sigma_{H2}$  - контактное напряжение при номинальной нагрузке (71, 78, 80);

$\sigma_{HP2max}$  – допускаемое контактное напряжение при максимальных нагрузках (18, 20, 21, табл. 5).

Условие прочности ножки зуба колеса при максимальном

момента по напряжениям изгиба:

$$\sigma_{F2max} = \sigma_{F2} T_{0max} \leq \sigma_{FP2max}, \quad (87)$$

где

$\sigma_{F2}$  - напряжение изгиба при номинальной нагрузке (83),

$\sigma_{FP2max}$  – допускаемое напряжение изгиба при максимальных нагрузках (22, 23, табл. 5).

Удовлетворение условий (36) п.4.1, (71, 78, 80) п.6.1, (83) п.6.3, (86) и (87) п.6.4 позволяет сделать заключение:

- передача удовлетворяет условиям выносливости и прочности по контактным напряжениям и изгибу зуба;
- не имеет излишнего запаса по главному критерию работоспособности (контактной выносливости);
- имеет стандартные параметры и расчетные размеры, удовлетворяющие условию совместности.

## 7. ПРОВЕРКА ПРОГИБА ЧЕРВЯКА ПО УСЛОВИЮ ЖЕСТКОСТИ

Прогиб червяка посередине пролета вала между подшипниками

$$f \leq [f] \quad (88)$$

при значении допускаемого прогиба  $[f] = (0,005..0,01) \text{ м}$  Суммарная поперечная нагрузка в точке зацепления червяка (рис. 7)

$$R = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}, \text{ Н.} \quad (89)$$

Прогиб посередине червяка  $f = \frac{Rl^3}{48EI}, \text{ мм,} \quad (90)$

где модуль упругости стали  $E = 210000, \text{ МПа,}$

момент инерции сечения червяка по диаметру впадин

$$I = \frac{\pi d_f^4}{64}, \text{ мм}^4, \quad (91)$$

пролет вала червяка ориентировочный (рис. 8)  $l = (0,8..1,0)d_2, \text{ мм,}$

или измеряется на компоновке передачи, по серединам подшипников червяка (рис. 20, 21, П.1).

При значениях параметра  $q = 16..25$  диаметр впадин чер-

вяка  $d_f$  может быть значительно больше, чем диаметр вала  $d$  червяка по условию прочности. В этом случае необходимо определить диаметр вала  $d$  на пролете  $l$  по условию жесткости:

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{4Rl}{3\pi[f]}} \text{ , мм.} \quad (92)$$

## 8. РАСЧЕТ РЕДУКТОРА НА НАГРЕВ [2, ГЛ.2.2]

Червячные редукторы, работающие в повторно – кратковременном режиме с продолжительностью рабочего цикла порядка 10 мин, не нуждаются в устройствах охлаждения. Их проектирование не сопровождается расчетами на нагрев.

Расчеты на нагрев проводятся для редукторов, у которых продолжительность рабочего цикла достигает или превышает 1 час или работающих в непрерывном режиме. Если в редукторе устанавливается тепловой баланс (тепло выделяемое равно теплу отводимому), в течении ориентировочно 1 часа работы при номинальной нагрузке, температура масла в редукторе без обдува вентилятором установится на уровне:

$$t_p = \frac{N_1(1-\eta)10^3}{K_T A(1+\psi)} + t_0 \leq [t]p \text{ , град} \quad (93)$$

При обдуве вентилятором, сидящем на валу червяка, температура масла установится на уровне:

$$t_p = \frac{N_1(1-\eta)10^3}{[0,65(1+\psi)K_T + 0,35K_{TB}]A} + t_0 \leq [t]p \text{ , град,} \quad (94)$$

В (89) и (90): коэффициент теплоотдачи через корпус редуктора  $K_T = 12..18 \text{ Вт/м}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

коэффициент теплоотдачи при обдуве вентилятором  $K_{TB}$  зависит от частоты вращения вала червяка и выбирается по табл. 16;

поверхность теплоотдачи через наружную поверхность редуктора  $A$ ,  $\text{м}^2$ , может определяться по измерениям на компоновке редуктора или ориентировочно по табл. 17 в зависимости от межосевого расстояния; в площадь  $A$  включается 50 % площади ребер; из  $A$  исключается площадь опорной поверхности корпуса;

коэффициент отвода тепла через опорную поверхность редуктора на сварной раме  $\psi = 0,3$ ;

температура окружающего воздуха  $t_0 = 18..20 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

допустимая температура масла  $[t]_p = 95..110$  °С в зависимости от сорта смазки. Для редукторов работающих в непрерывном режиме работы  $[t]_p = 95$  °С.

Таблица 16. Коэффициенты теплоотдачи  $K_{ТВ}$  при обдуве вентилятором

Частота вращения вала вентилятора $n_B$ об/мин	750	1000	1500	3000
$K_{ТВ}$	24	29	35	50

Таблица 17. Поверхность теплоотдачи через наружную поверхность редуктора  $A$ , м<sup>2</sup>, в зависимости от межосевого расстояния  $a_w$

$a_w$ , мм	80	100	125	140	160	180	200	225
$A$ , м <sup>2</sup>	0,19	0,24	0,36	0,43	0,54	0,67	0,8	1
$a_w$ , мм	250	280	315	355	400	450	500	12
$A$ , м <sup>2</sup>	1,2	1,4	1,7	2	2,4	3	3,6	2

Тепловой баланс должен быть установлен при рабочей температуре  $t_p$  не превышающей допустимую (93), иначе смазывающие и антизадирные свойства масла резко снижаются, что сокращает срок службы или ведет к аварийному выходу из строя передачи.

Если условие (93) не выполняется, следует применить конструктивные меры для усиления отвода тепла:

- увеличение площади теплоотвода за счет увеличения размеров корпуса и оребрения (рис.15);

- обдув вентилятором (условие 94), который предусматривает продольные ребра корпуса в зоне червяка и его нижнее расположение для эффективного охлаждения масляной ванны (рис. 1а, червячные одноступенчатые редукторы типа Ч по ГОСТ 27701-88, рис.16).

Эффективно при любом расположении червяка охлаждение масляной ванны водой, пропускаемой через встроенный в корпус змеевик. Исчерпывающей мерой при тяжелых условиях работы может быть циркуляционная смазка, предусматривающая забор смазки насосом из масляной ванны, прокачку ее через фильтр в холодильник необходимой мощности и подачу охлажденной смазки через сопло в зацепление.

## 9. СМАЗКА ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ [1, Т.3, ГЛ.6], [2, ГЛ.11]

Основное назначение смазывания – снижение сил трения скорости изнашивания, отвод тепла от зацепления. Жидкостная смазка из масляной ванны (корпуса, картера), в которую погружается червяк, колесо или оба элемента вместе с зацеплением оказывает гидродинамическое сопротивление движению деталей. Поэтому с повышением скорости скольжения, желательна малая вязкость смазки. Однако, с ростом контактных напряжений для эффективного разделения контактных поверхностей, вязкость смазки надо увеличивать, что снижает теплоотвод и повышает сопротивление движению. Выбор марки масла в зависимости от рабочих контактных напряжений и скорости скольжения проводится по табл.18.

Таблица 18. Масла индустриальные для червячных передач по ГОСТ 17479.4-87

Контактные напряжения $\sigma_H$ , МПа	Скорость скольжения $v_s$ , м/с		
	до 2	2...5	более 5
до 200	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100	И-Т-Д-68
200 ... 250	И-Т-Д-460	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100
более 250	И-Т-Д-680	И-Т-Д-460	И-Т-Д-220

В обозначении марок масла: И – индустриальное, Т – для работы в узлах трения при тяжелых условиях, Д – масло с антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными и противозадирными присадками, число – класс кинематической вязкости. Свойства масел в табл. 19.

Передачи, имеющие окружные скорости до 12 м/с, т.е. большинство червячных передач, смазываются окунанием в масляную ванну по схемам рис. 9. При окружной скорости до 10...15 м/с, передача смазывается струей масла, подаваемой в зацепление через трубчатые сопла (струйная или циркуляционная смазка при помощи встроенного насоса).

Таблица 19. Кинематические вязкости смазочных масел для червячных передач

Марка масла	Кинематическая вязкость масла, мм <sup>2</sup> /с при температуре		Способ смазки
	40 <sup>0</sup> С	100 <sup>0</sup> С	
И-Т-Д-68	61,0-75,0	15	Струйная или окунанием
И-Т-Д-100	90,0-110,0	20	
И-Т-Д-220	198-242	25	Окунанием
И-Т-Д-460	414-506	32	
И-Т-Д-680	612-748	40	

Кинематическая вязкость масла при температуре 40<sup>0</sup>С – по ГОСТ 17479.4-87, для подбора смазки зубчатых редукторов. Кинематическая вязкость масла при температуре 100<sup>0</sup>С – для подбора смазки червячных редукторов.

Объем масляной ванны  $V_M$  в литрах, который необходимо указать на чертеже редуктора определяется размерами дна по внутренним стенкам корпуса и ее глубиной, рис. 9:

$$h = b_0 + h_M, \quad (95)$$

где  $b_0 \geq 3a$  - минимальная глубина масляной ванны от подвижных деталей передач;

$h_M$  - глубина окунания деталей передач в масло (рис. 9 а, б):

при нижнем расположении червяка  $h_M = (0,1 \dots 0,5) d_{a1}$ , (96)

при верхнем расположении червяка  $h_M = 2m \dots 0,25 d_{a2}$ ; (97)

минимальный зазор между подвижными деталями передач и внутренними стенками корпуса (округляется до целых):

$$a \geq \sqrt[3]{L} + 3, \quad (98)$$

$L$  – наибольший габарит деталей передач; для одноступенчатого червячного редуктора  $L = a_w + 0,5(d_{a1} + d_{ae2})$ . (99)

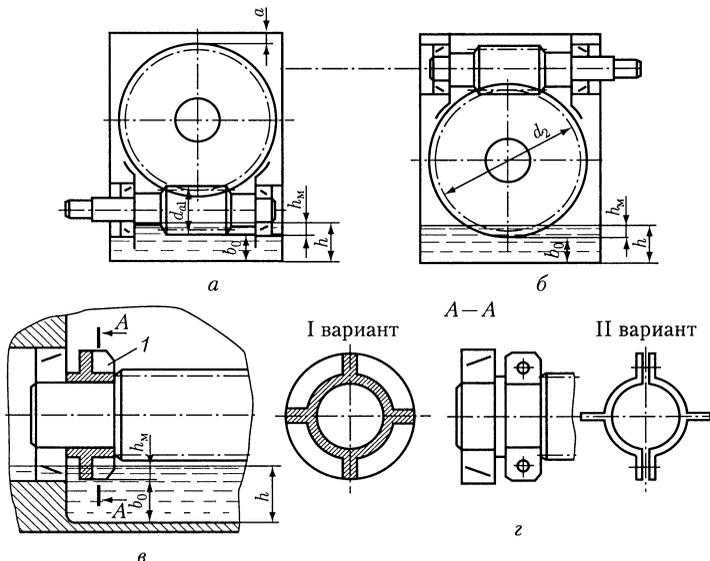


Рис. 9. Схемы смазки червячных передач при нижнем (а) и верхнем (б) расположении червяка

На рис. 9в червяк не достает до масла, так как его уровень принят до середины тел качения подшипников (для снижения сопротивления при высоких скоростях). Для смазки на вал установлены разбрызгиватели – крыльчатки литой конструкции. На рис. 9г крыльчатка сборная из 4 штампованных частей.

Нормальный объем масляной ванны должен находиться в соотношении с передаваемой мощностью: 0,35...0,7 л/кВт. Увеличение объема благоприятно для поддержания качества смазки в процессе эксплуатации (замедления роста кислотного числа и выделения смолистых отложений).

Устройства смазки необходимы для выполнения операций по обслуживанию масляной ванны (видны на рис. 1а):

заливка масла – через смотровую крышку в верхней части редуктора;

слив масла при его замене – через маслосливную пробку, вкручиваемую в нижнюю часть корпуса на цилиндрической резьбе с уплотнительной прокладкой или на конической резьбе без прокладки;

контроль уровня масла – для чего служат щупы, масломерные стекла, масломерные пробки и краны;

сброс давления в редукторе при его нагреве – через отдушины с фильтрующей набивкой, устанавливаемые в верх-

нюю смотровую крышку на резьбе или запрессовкой; отвернув отдушину с широкой резьбой можно заливать масло, не снимая смотровую крышку.

Кроме того, при организации циркулярной смазки верхнего червяка используются плунжерные насосы, которые устанавливаются в масляной ванне и приводятся в движение кулачком, посаженным на один из валов передачи.

Перечисленные устройства стандартизованы и подробно описаны в [1, Т.1 гл.7, Т.3 гл.6], [2, 11.1] и [5, гл14].

## 10. КОМПОНОВКА ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Является первым графическим шагом разработки сборочно-го чертежа редуктора. На компоновке прорабатывается совмещение расчетных размеров передач с деталями и стандартными изделиями редуктора. Компоновка нужна для определения основных номинальных размеров: базовых, габаритных, присоединительных с целью выбора правильного масштаба, для размещения проекций на сборочном чертеже редуктора формата А1, с тем, чтобы на чертеже было достаточно места для нанесения размеров, технических характеристик и условий. Из компоновки получают размеры расчетных схем для расчета валов на кручение с изгибом. Разработка компоновки предусматривает действия:

**Выбор типов стандартных изделий.** Стандартные изделия вместе с деталями червячной пары, валами, корпусом и крышками определяют конструктивные размеры компоновки.

Для крепления крышек редуктора, подшипников, смотровой, редуктора к фундаменту или раме применяются крепежные изделия класса точности А, класса прочности не ниже 6.6 для болтов и винтов, не ниже 6 для гаек:

болты с шестигранной головкой по ГОСТ 7805-70;

болты с шестигранной с уменьшенной головкой по ГОСТ 7808-70;

винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ по ГОСТ 11738-84;

гайки шестигранные по ГОСТ 5927-70;

гайки шестигранные с уменьшенным размером под ключ по ГОСТ 2524-70;

шайбы пружинные по ГОСТ 6402-93 нормальные (Н) и тяжелые (Т).

Для крепления подшипников на валах используются гайки

шлицевые по ГОСТ 11871-88 со стопорными многолапчатыми шайбами по ГОСТ 11872-89 (рис. 1, 21, П1).

Для передачи вращающего момента между валами и муфтами (червячным колесом и другими деталями передач) применяются шпонки призматические по ГОСТ 23360-78 типа 1 (со скругленными концами, передает момент только прямолинейной частью длины) и типа 2 (с прямоугольными концами, передает момент на всей длине).

Для защиты масляной ванны от внешней среды в крышки подшипников сквозные устанавливаются резиновые армированные манжеты по ГОСТ 8752-89.

Опорами валов являются подшипники качения. В специальных случаях тихоходный вал может устанавливаться на подшипники скольжения. В зависимости от назначения выбирается типоразмер подшипника и стандарт на него.

Применение стандартных изделий на рис. 1, 20, 21, П1.

### Построение по расчетным размерам.

Червяк и колесо в рабочем положении вычерчиваются на двух сопряженных проекциях (рис.10) в выбранном стандартном масштабе, удобном для оперативной работы (1:1, 1:2, 1:4, 1:5, 1:10).

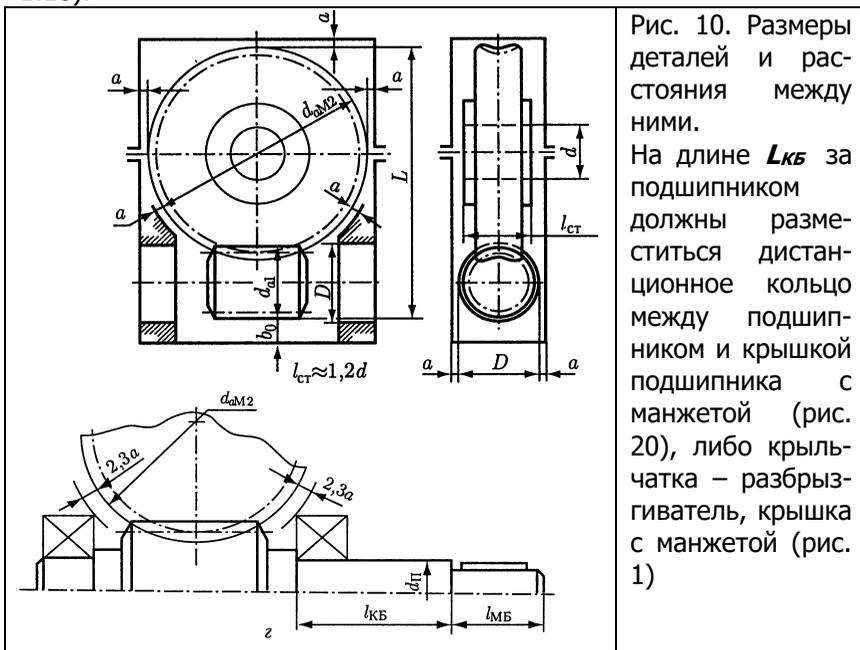


Рис. 10. Размеры деталей и расстояния между ними.

На длине  $l_{КБ}$  за подшипником должны размещаться дистанционное кольцо между подшипником и крышкой подшипника с манжетой (рис. 20), либо крыльчатка – разбрызгиватель, крышка с манжетой (рис. 1)

**Определение размеров валов.** Ориентировочные диаметры валов определяются из формулы прочности при кручении вала моментом  $T$ , Нмм:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} \text{ , мм ,} \quad (100)$$

где допускаемые напряжения кручения  $[\tau] = 15...25$  МПа для ориентировочных расчетов.

Полученный размер округляется к ряду нормальных размеров  $R_{a40}$  (табл. П2 приложения 3) и присваивается концу вала. Если на концах валов используются муфты, их размеры соответствуют посадочным диаметрам и длинам муфт (рис. 10, 20). На последующие ступени диаметров размещаются манжеты, подшипники, крыльчатки, маслозащитные, дистанционные кольца и втулки, червячное колесо. Червяк, как правило, нарезается на быстроходном валу (рис. 1, 10, 20, 21). Диаметры ступеней вала так же округляются к ряду  $R_{a40}$ , либо к диаметрам манжет и подшипников.



**Подшипники качения.** Для компоновки выбираются из легких серий. После определения опорных реакций и динамической грузоподъемности подшипников этот выбор уточняется. Вви-

ду значительных осевых сил на червяке преимущественно используются роликовые конические радиально – упорные (тип 7200), имеющие большую несущую способность. При обосновании расчетами могут применяться шариковые радиально-упорные (тип 6200), имеющие больший КПД. Подшипники быстроходного вала необходимо разместить так близко к червяку, как позволяет наибольший диаметр колеса (рис. 10, 20, 21). Если расстояние между торцами правого и левого подшипников  $L_{\Gamma}$  червяка не превышает 350 мм, подшипники могут устанавливаться по одному враспор (рис. 20). Если это расстояние близко или превышает 350 мм, на более нагруженной опоре устанавливаются 2 радиально-упорных подшипника враспор для восприятия осевых сил, на другой опоре устанавливается плавающий самоустанавливающийся радиальный подшипник для свободного теплового расширения вала червяка (рис. 1, 21, П1). Если диаметры наружных колец подшипника  $D$  меньше диаметра выступов червяка  $d_{a1}$ , для обеспечения осевой сборки подшипники устанавливаются в стаканы с наружным диаметром  $D_a > d_{a1}$  червяка (рис. 1, 21, П1).

Осевая фиксация валов выполняется с помощью крышек подшипников накладных и закладных. Материал отливок стаканов и крышек чугун Ч15, СЧ20. Конструкции крышек, размеры и посадки по диаметру наружного кольца подшипника  $D$  на рис.13 и 14. Проточка  $b$  для выхода резца на диаметре  $D$  по ГОСТ8820-69. При использовании стакана с ним применяется крышка накладная. Применение закладных крышек в корпусах с плоскостью разъема (рис. 14, П1) позволяет отказаться от болтов и связанной с ними механической обработки крышки и корпуса.



**Размещение внутренних стенок корпуса.** На расстояние  $a$  (97) от движущихся частей передачи, подшипников или их стаканов проводится положение верхней и боковых стенок. Размещение дна редуктора на расстоянии  $bo$  (94) от деталей передач (рис. 1, 9, 10).

**Определение толщины стенки корпуса** (рис. 1, 20, 21). Для корпусов из серого чугуна (не ниже СЧ15) ориентировочная толщина стенки, обеспечивающая прочность и жесткость корпусу, с моментом на тихоходном валу  $T_2$ :

$$\delta \geq 1,34 \sqrt[4]{T_2}, \text{ мм.} \quad (101)$$

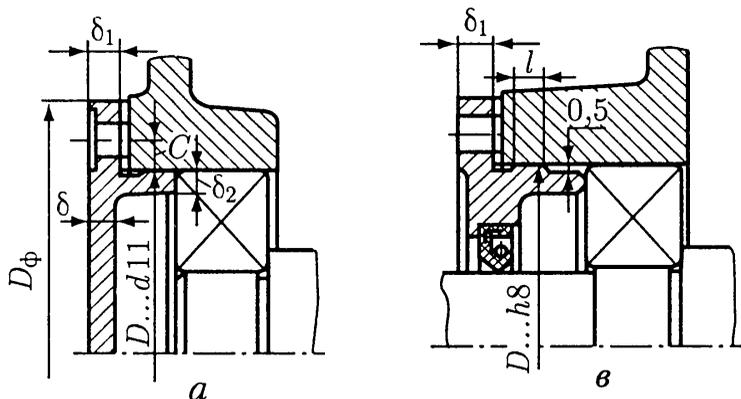
Толщина стенки округляется до целых в диапазоне  $\delta = 6..16$  мм. Для обеспечения качества толщина стенки должна расти вместе с ростом размеров отливки. После окончания компоновки толщина стенки уточняется по приведенному габариту:

$$N = (2L + B + H) / 3, \text{ мм,} \quad (102)$$

где  $L, B, H$  – габаритные длина, ширина, высота редуктора в мм. Толщина стенки интерполируется из табл. 20.

Таблица 20. Толщина стенки  $\delta$  в зависимости от приведенного габарита редуктора  $N$

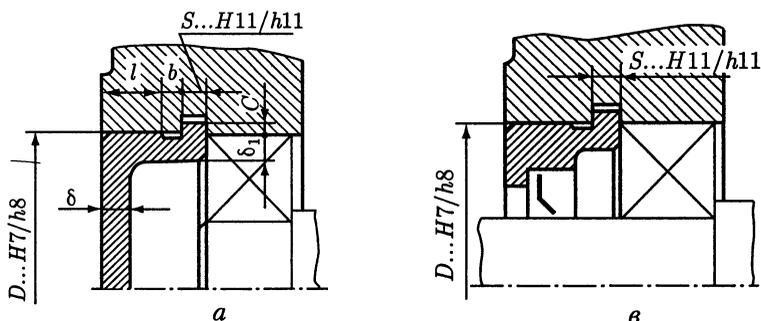
$N$ , мм	400	600	1000	1500	2000	3000
$\delta$ , мм	7	8	10	12	14	16



Глухая. Круглые углубление под головки болтов получены цековкой

Сквозная с манжетой. Обработанная плоскость под головки всех болтов получена торцевкой на токарном станке

Рис. 13. Крышки подшипников торцевые накладные для крепления болтами (винтами). Толщина стенки  $\delta$ , диаметр  $d$  и число  $z$  крепежных винтов по таблице рис.12 ( $\delta$  – по нижней границе диапазона). Проточки для выхода резца на диаметре  $D$  по рис.12:  $\delta_1 = 1,2\delta$ ,  $\delta_2 = (0,9..1)\delta$ ,  $l = \delta$ ,  $C = d_{кр}$ ,  $D_{\phi} = D + (4..4,4)d$



Глухая

Сквозная с манжетой

Рис. 14. Крышки подшипников торцевые закладные. Толщина стенки  $\delta$  по нижней границе диапазона таблицы рис.12 .). Проточки для выхода резца на диаметре  $D$  по рис.12.

$\delta_1 = (0,9..1)\delta$ ,  $S = (0,9..1)\delta$ ,  $C = 0,5S$ ,  $l = (1..2)\delta$

**Типы корпусов.** Редуктора типов 2Ч и Ч по ГОСТ 27701-88 с межосевыми расстояниями до 160 мм имеют неразъемные корпуса, получаемые литьем под давлением из алюминиевого сплава (рис. 15, 16). Особенности таких редукторов является сборка червячного колеса с тихоходным валом в осевом направлении. Для этого отверстие под крышку имеет диаметр больший, чем наибольший диаметр колеса (рис. 21). В редукторах с межосевым расстоянием  $a_w \leq 160$  мм конструкции крышек подшипников вала колеса подобны крышкам на валу червяка, но имеют большие диаметры  $D$ , для прохода колеса при сборке и  $D\phi$  для размещения крепежных винтов. Число крепежных винтов  $z = 6..8$ , диаметр винтов  $d$  – такой же, как на крышках вала червяка, желательна унифицированная с ними длины. При  $a_w > 160$  мм принимается  $z = 8..12$  (рис. 21).

Червячные редуктора с горизонтальными осями и  $a_w > 160$  мм имеют в большинстве конструкций разъемный корпус, с гнездами подшипников вала колеса, расточенными в плоскости разъема. Вал в сборе с колесом и подшипниками радиально опускается в половину гнезда корпуса, после чего сверху устанавливается крышка редуктора (рис. 20, П1).

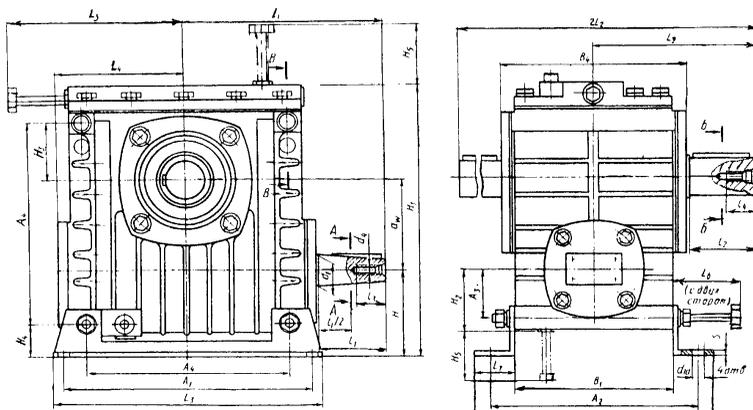


Рис. 15. Редуктор червячный одноступенчатый типа 2Ч ( $a_w$  40, 63, 80) ГОСТ27701-88. Колесо опускается в корпус через прямоугольное отверстие верхней крышки, после чего вал тихоходный вставляется в колесо и собирается с двух сторон с подшипниками и их крышками.

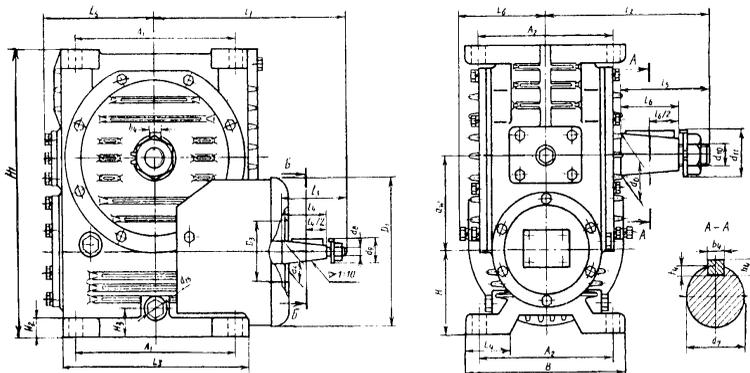
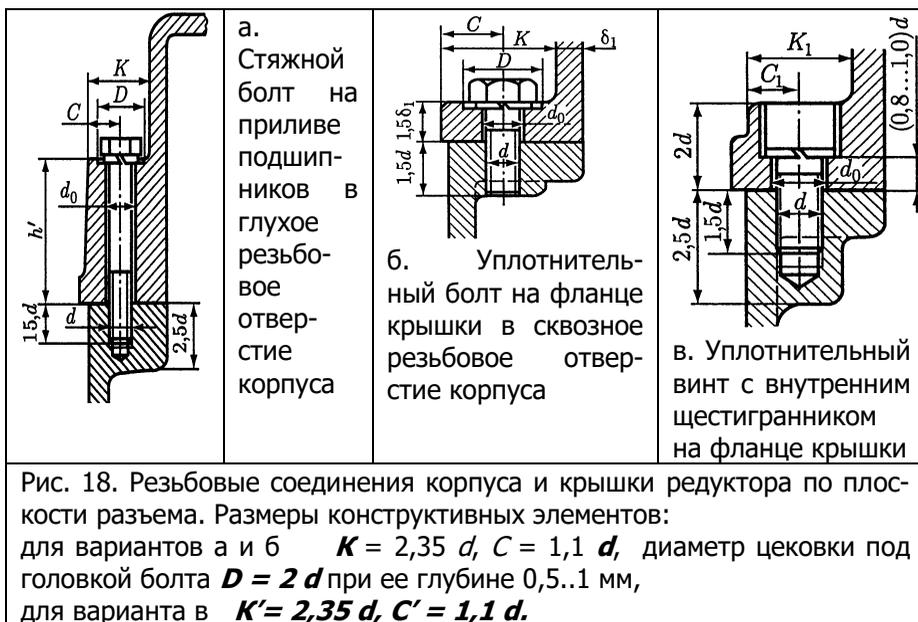
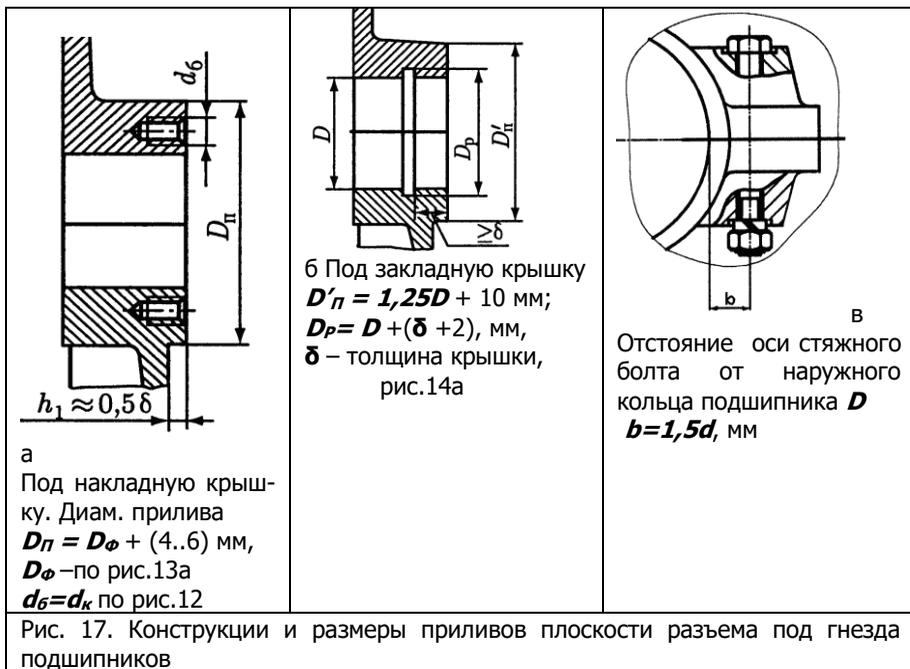


Рис.16. Редуктор червячный одноступенчатый типа Ч ( $a_w$  50, 60, 80, 100, 125, 160) ГОСТ27701-88. Вал тихоходный в сборе с колесом и подшипниками вставляется в корпус через отверстие крышки, базируется на закрепленной крышке глухой, после чего устанавливается крышка подшипника сквозная с манжетой.

Крышки подшипников накладные устанавливаются на винтах после затяжки стяжных болтов на приливах под подшипники. Крышки закладные вставляются в корпус вместе с собранным валом колеса. Конструкции приливов плоскости разъема под гнезда подшипников на рис. 17 и 20. Приливы с двух сторон соединяются стяжными болтами, воспринимающими нагрузки от передачи. Болты могут быть сквозными с гайками (рис. 17в, 20), или вкручиваются в корпус (рис. 18, П1). Диаметр стяжных болтов:

$$d \geq \sqrt[3]{T_2}, \text{ мм.} \quad (103)$$

[5, гл. 14, Конструирование редукторов]



На длинной стороне фланца крышки редуктора кроме стяжных винтов могут устанавливаться дополнительные ряды уплотнительных винтов (болтов), рис. 18 б, в, 20, если расстояние между рядами винтов в пределах (10..12)  $d$ , мм. Если диаметр стяжных винтов  $d \geq 10$ мм, диаметр уплотнительных винтов может быть принят на 1 размер резьбы меньше.

Для крепления редуктора к фундаментной плите или раме служат фундаментные винты, которые должны иметь диаметр

$$d_{\phi} = 1,25 d, \text{ мм.} \quad (104)$$

Число фундаментных винтов в большинстве червячных редукторов 4. Винты устанавливаются на наибольшем удалении друг от друга по углам корпуса или вблизи их на выступающих приливах – лапах (рис. 19а, 20) или в утопленных в корпус нишах, что позволяет сократить один из габаритов (рис. 19б, П1).

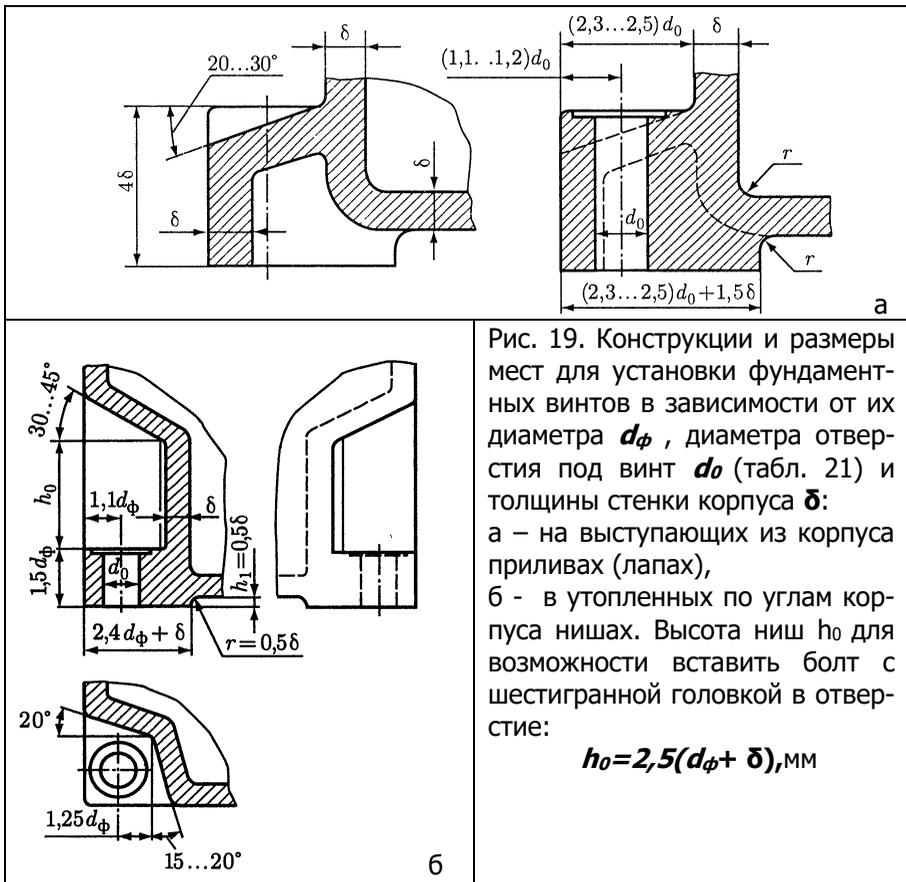


Рис. 19. Конструкции и размеры мест для установки фундаментных винтов в зависимости от их диаметра  $d_{\phi}$ , диаметра отверстия под винт  $d_0$  (табл. 21) и толщины стенки корпуса  $\delta$ :  
 а – на выступающих из корпуса приливах (лапах),  
 б - в утопленных по углам корпуса нишах. Высота ниш  $h_0$  для возможности вставить болт с шестигранной головкой в отверстие:

$$h_0 = 2,5(d_{\phi} + \delta), \text{ мм}$$

Таблица 21. Диаметры сквозных отверстий  $d_o$  в зависимости от диаметра стержня  $d$  крепежных изделий (болтов, винтов, шпилек), мм, по ГОСТ 11284-75, 2ряд

$d$	6	8	10	12	14	16	18	20	24	30	36	42	48
$d_o$	6,6	9	11	14	16	18	20	22	26	33	39	45	51

### Простановка размеров на компоновке.

После эскизной разработки всех выступающих частей редуктора: фланцев плоскости разъема с болтами крепления, крышек подшипников валов червяка и колеса, смотровой с отдушиной, мест крепления редуктора к фундаменту, которые определяют габариты, должны быть проставлены основные группы размеров.

**Размеры расчетных схем валов червяка и колеса:**  $l$  – пролет между опорами,  $a$  и  $b$  – вылеты валов под муфту (координаты точек приложения сил от зубчатого колеса, шкива, звездочки),  $x$  – координата точки приложения сил от червячной передачи (в одноступенчатых червячных редукторах эта точка расположена посередине пролета).

**Габаритные размеры редуктора:**  $L$  – длина,  $B$  – ширина,  $H$  – высота, или их составные части в виде размерной цепи.

**Базовые размеры редуктора:**  $a_w$  – межосевое расстояние,  $h$  – высота оси вращения над опорной плоскостью,  $c$  – горизонтальная привязка оси вращения к габариту (может не проставляться, если существует вертикальная ось симметрии).

### Присоединительные размеры редуктора:

посадочные размеры концов быстроходного и тихоходного вала  $d_B, d_T$  – диаметры,  $l_B, l_T$  – длины;

$d_{oo}$  – диаметры отверстий под фундаментные болты;

межосевые размеры фундаментных болтов  $l_{oo}$  – вдоль габарита  $L$ ,  $b_{oo}$  – вдоль габарита  $B$ ;

$L_o, B_o$  – размеры опорной конструкции корпуса.

На компоновке могут проставляться другие размеры и текстовые пометки в процессе подбора стандартных изделий для ускорения работы над сборочным чертежом и заполнения его спецификации. Конструкции элементов червячных редукторов подробно описаны в [2, гл. 3, 5.6, редуктора 5.7, 7.7, 7. 8, 10, 12, 17, 22.2].

Пример компоновки червячного редуктора с горизонтальными осями валов приведен на рис. 20. Пример компоновки червячного редуктора с вертикальным тихоходным валом приведен на рис. 21.

## РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫЧЕРЧИВАНИЮ И ОФОРМЛЕНИЮ ПРОЕКТА [2, ГЛ. 22, 23]

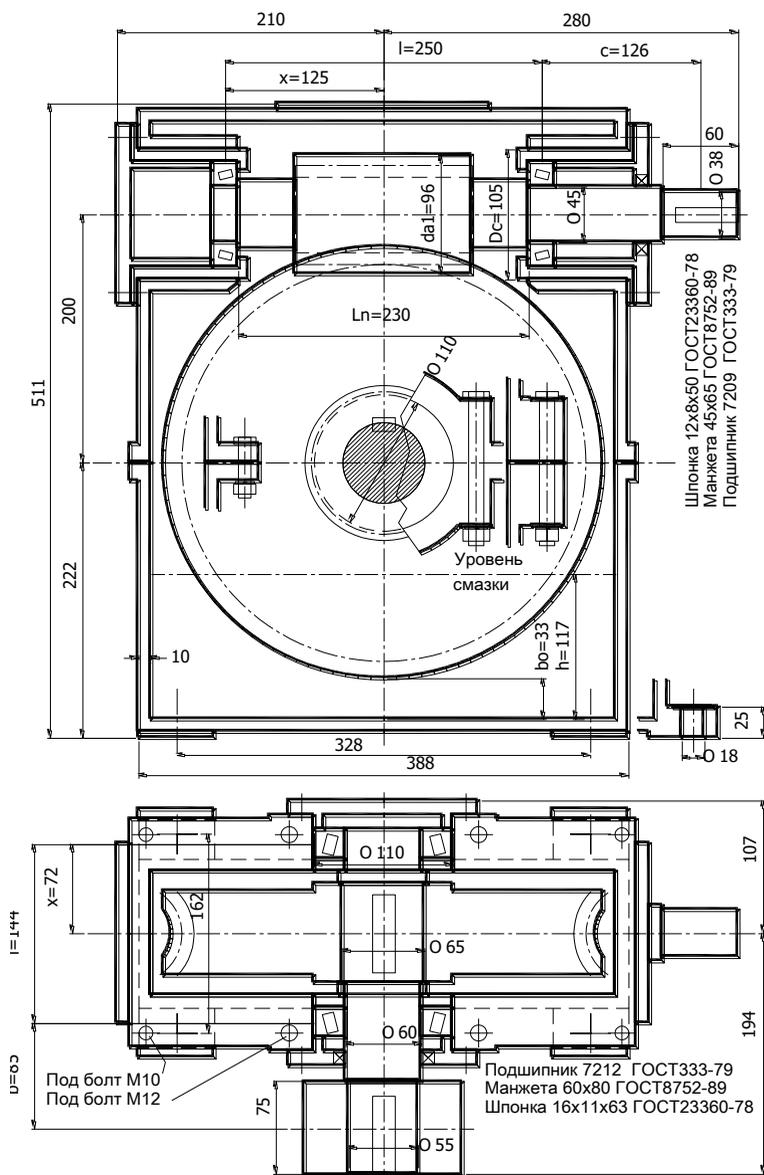


Рисунок 20. Компоновка редуктора с горизонтальными валами и верхним расположением червяка

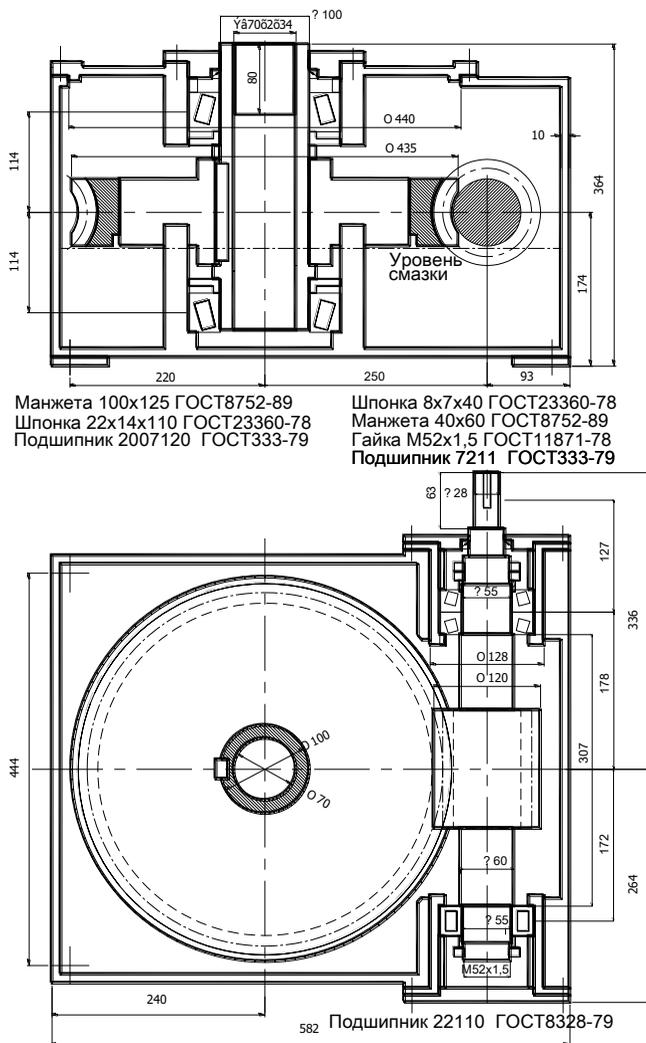


Рисунок 21. Компонка редуктора с вертикальной осью вращения на выходе и полым тихоходным валом

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х томах, - 8-е изд., перераб. и доп. / Под ред. И. Н. Жестковой. - М.: Машиностроение, 2001.
2. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учебник /П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов.– М.: Изд. центр «Академия», 2009.– 496 с.
3. Длоугий В.В. Приводы машин. Справочник. -Л.: Машиностроение, 1982 г., 383 с.
4. Маньшин Ю.П. К проектированию червячных передач с цилиндрическими червяками/Ю.П. Маньшин, Е.Ю. Маньшина//Вестник ДГТУ. -2016. -№4. -С.86-91.
5. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для для вузов /С.А.Чернавский, Г.А.Снесарев и др – М : Машиностроение, 1984, - 560с
6. Зубчатые передачи: Справочник/ У.Г. Гинзбург, Н.Ф. Голованов и др.,-Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1980. - 416 с.
7. Гузенков П. Г. /Детали машин: Учеб. для вузов.— 4-е изд., испр. - М.: Высш. шк., 1986.-359 с: ил.
8. Motovario. Vorm geared motors. [www.motovario-group.com](http://www.motovario-group.com)
9. Детали машин и основы конструирования: учебник для вузов / М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Е.И. Соболев и др.; под общ. ред. М.Н. Ерохина – М.: Колос, 2011. – 512 с.

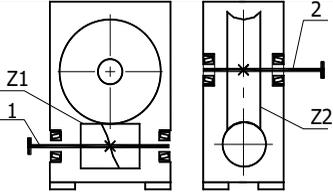
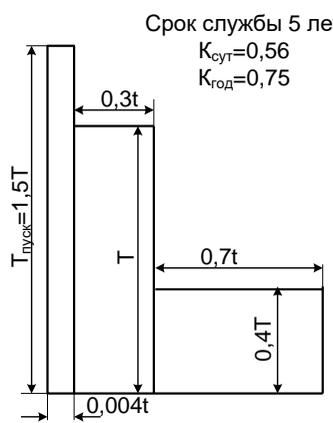
## ПРИЛОЖЕНИЕ

### Приложение 1

#### Пример расчета червячной передачи

##### 1. Техническое задание

Выполнить расчет передачи одноступенчатого червячного редуктор для привода конвейера на основании исходных данных:

 <p>Кинематическая схема</p>	<p>Мощность на входе <math>N_1 = 10</math> кВт                      Частота вращения вала червяка <math>n_1 = 750</math> об/мин                      Передаточное число <math>u = 80</math>                      Валы: горизонтальные                      Вал червяка: нижний                      Концы валов: цилиндрические (рис. 1а)</p>
 <p>Срок службы 5 лет  <math>K_{сут} = 0,56</math>  <math>K_{год} = 0,75</math></p> <p>Циклограмма нагрузки</p>	<p>Характеристика циклограммы                      Срок службы <math>t_{лет} = 5</math> лет                      Коэффициенты использования в сутки <math>K_{сут} = 0,58</math>                      в год <math>K_{год} = 0,75</math>                      Относительные вращающие моменты                      1 ступени (номинальный) <math>T_{01} = 1</math>                      2 ступени <math>T_{02} = 0,4</math>                      максимальный момент <math>T_{max} = 1,4</math>                      Относительное время работы за срок службы <math>t_0 = 1</math>                      с моментом <math>T_{01}</math> <math>t_{01} = 0,3</math>                      с моментом <math>T_{02}</math> <math>t_{02} = 0,7</math>                      Режим непрерывный, <math>PB = 1</math></p>

##### 2. Расчет параметров движения передачи

Выбрать ориентировочный КПД передачи (табл.2):

$\eta = 0,6$  Частота вращения червячного колеса :

$$n_2 = n_1 / u = 750 / 80 = 9,38 \text{ об/мин}$$

Вращающий момент на червяке (63):

$$T_1 = 9555 \cdot 10^3 \cdot N_1 / n_1 = 9555 \cdot 10 / 750 = 127,4 \text{ Нм}$$

Вращающий момент на червячном колесе (63):

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta = 127,4 \cdot 80 \cdot 0,6 = 6115,2 \text{ Нм}$$

### 3. Материалы передачи

- из назначения передачи (обеспечение работы машины непрерывного транспорта),  
 - из режима работы (режим работы непрерывный,  $PB = 1$ ),  
 - из параметров движения (мощность 10 кВт - половина от максимальной для червячных передач, частота вращения червяка 750 об/мин),  
 принимаются материалы червячной пары 1 группы в наиболее качественном исполнении (табл. 4):

**Материал червяка** (п.3) - легированная сталь марки Сталь 20Х ГОСТ4543-90

Твердость заготовки НВ  
 230

Термообработка: цементация витков на глубину 2-2,5 мм с последующей поверхностной закалкой ТВЧ до твердости HRC 60, витки шлифуются и полируются;  
 профиль витков червяка эвольвентный, **ZL**

**Материал венца колеса** (табл. 4) - оловянная бронза марки БрО10Ф1 ГОСТ 613-79

Способ отливки – в кокиль.

### 4. Ориентировочные значения межосевого расстояния по условию контактной выносливости и скорости скольжения

По величине вращающего момента  $T_2 = 6115,2 \text{ Нм}$  на графике рис. 8 определяется ориентировочное межосевое расстояние  $a_w \approx 370 \text{ мм}$

В соответствии с рекомендациями п.6.2.3, по частоте  $n_1 = 750 \text{ об/мин}$  выбирается ближайшее меньшее межосевое расстояние по ГОСТ 2144-93, табл. 6  $a_w = 355 \text{ мм}$ , которое используется для проверочных расчетов.

По графику рис. 6 ориентировочная скорость скольжения для  $a_w = 355 \text{ мм}$  и  $n_1 = 750 \text{ об/мин}$   $v_s \approx 6 \text{ м/с}$ , что не выходит из диапазона  $v_s$  для материала БрО10Ф1 (табл.4).

Из табл. 9 по ГОСТ 2144-93 в соответствии с передаточным числом  $u = 80$  выбираются параметры зацепления:

- число заходов червяка  $z_1 = 1$

- коэффициент диаметра червяка по ГОСТ 19672 - 74

$q = 20$

Число зубьев червячного колеса (32):  $z_2 = z_1 u = 1 * 80 = 80$

Модуль зацепления расчетный (38):

$$m = 2a_w / (q + z_2) = 2 * 355 / (20 + 80) = 7,1 \text{ мм}$$

По ГОСТ2144-93 (табл. 7) принимается модуль 1 ряда  $m = 7$  мм

Чтобы вписать передачу в принятое межосевое расстояние рассчитывается коэффициент смещения инструмента при нарезании червяка (35):

$$X = 1/m [a_w - (m/2) (z_2 + q)] = (1 / 7) / (355 - (7 / 2) * (80 + 20)) = 0,714$$

Проверка межосевого расстояния (34):

$$a_w = 0,5m(z_2 + q + 2X) = 0,5 * 7 * (80 + 20 + 2 * 0,714) = 355 \text{ мм}$$

- межосевое расстояние совпадает с выбранным  $a_w$ , коэффициент смещение  $X$  рассчитан правильно.

## 5. Допускаемое напряжение по условию контактной выносливости.

Характеристики прочности и выносливости материала венца червячного колеса БрО10Ф1 с отливкой в кокиль (табл. 4)

- предел прочности  $\sigma_B = 245 \text{ МПа}$

- предел текучести  $\sigma_T = 196 \text{ МПа}$

- предел контактной выносливости венца из бронз БрО10Ф1 в паре с закаленным, шлифованным и полированным червяком, (6), табл. 5:

$$\sigma_{Hlimb} = 0,9 * \sigma_B = 0,9 * 245 = 220,5 \text{ МПа}$$

Характеристики кривой контактной выносливости :

показатель степени наклонной ветви  $m_H = 8$

базовое число циклов  $N_{Ho} = 10^7$  циклов

Наработка за заданный срок службы (1):

$$t_h = t_{лет} * 365 * K_{год} * 24 * K_{сут} = 5 * 365 * 0,75 * 24 * 0,56 = 18396 \text{ час}$$

Коэффициент эквивалентности нагрузки по контактным напряжениям при одинаковой частоте вращения на всех ступенях циклограммы (2):

$$K_{HE} = \sum_{i=1}^n \left( \frac{T_i}{T} \right)^{m_H / 2} t_i = T_{o1}^4 t_{o1} + T_{o2}^4 t_{o2} = 1^4 * 0,3 + 0,4^4 * 0,7 = 0,318$$

- указывает на промежуточное положение режима работы между тяжелым и средне-вероятностным (рис. 2, табл. 3), что подтверждает правильность выбора группы материала червячной пары.

Эквивалентное число циклов контактных напряжений зуба колеса на валу 2 (3):

$N_{HE2} = 60 t_h n_2 K_{HE} = 60 * 18396 * 9,38 * 0,318 = 3292339$   
циклов

Расчетный коэффициент контактной долговечности (25):

$$K_{HL} = m_H \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_{HE2}}} = (10^7 / 3292339) \wedge (1/8) = 1,15.$$

Так как диапазон допустимых расчетных  $K_{HL} = 0,64..1,15$ , принимается  $K_{HL} = 1,15$ .

Параметр, учитывающий влияние скорости скольжения  $v_s$ , м/с, на износ активных поверхностей зубьев колеса (24):

$$C_V = 1,66 v_s^{-0,352} = 1,66 * 5,896^{-0,352} = 0,889$$

Допускаемые контактные напряжения из условия выносливости (12), табл. 5:  $\sigma_{HP2} = \sigma_{limb} * K_{HL} * C_V = 220,5 * 1,15 * 0,889 = 225$  МПа

## 6. Рабочие контактные напряжения при выбранных параметрах

Так как червяк нарезан со смещением инструмента ( $X = 0,714$ ), контактное напряжение передачи проверяется с учетом смещения [Дунаев 2002] по формуле (78):

$$\sigma_H = \frac{5350(q + 2X)}{z_2} \sqrt{\left[ \frac{z_2 + q + 2X}{a_w(q + 2X)} \right]^3 T_2 K_{H\beta} K_{Hv}} \leq \sigma_{HP}$$

Коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба (75):

$$K_{H\beta} = 1 + (z_2 / \theta)^2 (1 - T_{ox}), \quad \text{где}$$

коэффициент деформаций червяка (табл. 13) в зависимости от  $z_1 = 1$  и  $q = 20$ :  $\theta = 108$ ,

относительный средневзвешенный момент (77):

$$T_{ox} = \sum T_{oi} t_{oi} = 1 * 0,3 + 0,4 * 0,7 = 0,58,$$

$$K_{H\beta} = 1 + (80 / 108)^2 * (1 - 0,58) = 1,171.$$

Коэффициент качества передачи  $K_{Hv}$  (табл. 14) в зависимости от скорости скольжения передачи и выбранной степени точности:

скорость скольжения ориентировочная  $v_s = 6$  м/с,  
 степень точности 7 по назначению передачи и скорости  
 скольжения (табл. 11),

$$K_{Hv} = 1,1.$$

Для упрощения подстановки в (78):  $q + 2X = 20 + 2 * 0,714 = 21,428$

$$\sigma_H = \frac{5350 * 21,428}{80} \sqrt{\left[ \frac{80 + 21,428}{355 * 21,428} \right]^3 6115,2 * 1,17 * 1,1} = 196 \text{ МПа},$$

- что меньше допускаемого по условию контактной выносливости (225 МПа) на **13 %**, передача работоспособна по главному критерию контактной выносливости контактных поверхностей зубьев колеса.

## 7. Геометрические, рис. 5а, и кинематические параметры

Делительный диаметр червяка (29):

$$d_1 = mq = 7 * 20 = 140 \text{ мм}$$

Начальный диаметр червяка (28):

$$d_{w1} = m(q + 2X) = 7 * (20 + 2 * 0,714) = 150 \text{ мм}$$

Диаметр вершин червяка (41):

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 140 + 2 * 7 = 154 \text{ мм}$$

Диаметр впадин червяка (45):

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 140 - 2,4 * 7 = 123,2 \text{ мм}$$

Длина нарезанной части червяка (табл. 10) для числа заходов

$$z_1 = 1$$

и коэффициента смещения  $X = 0,714$

$$b_1 \geq (11 + 0,1z_2)m = (11 + 0,1 * 80) * 7 = 133 \text{ мм}$$

Для модуля до 10 мм добавляется 25 мм на выход шлифовального круга; длина нарезанной части червяка принимается:

$$b_1 = 133 + 25 = 158 \text{ мм}.$$

Делительный диаметр колеса (30):  $d_2 = mz_2 = 7 * 80 = 560$  мм

Диаметр вершин колеса (42):

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + X) = 560 + 2 * 7 * (1 + 0,714) = 584 \text{ мм}$$

Диаметр впадин колеса (46):

$$= d_2 - 2m(1,2 - X) = 560 - 2 * 7 * (1,2 - 0,714) = 553,2 \text{ мм}$$

Угол охвата червяка зубчатым венцом колеса

$$2\delta = 100 \text{ град}$$

Диаметр колеса наибольший (43):

$$d_{ae2} = d_2 + d_1(1 - \cos \delta) = 560 + 140 * (1 - \cos 50^\circ) = 610 \text{ мм}$$

Ширина колеса (табл. 10) по числу заходов  $z_1 = 1$

$$b_2 = 0,75 d_{a1} = 0,75 * 140 = 106 \text{ мм}$$

Радиус канавки колеса, нарезаемой на заготовке перед зубофрезерованием (44):

$$R_a = 0,5d_1 - m = 0,5 * 140 - 7 = 63 \text{ мм}$$

Угол подъема витка червяка на делительном диаметре червяка (39):  $\gamma = \arctg z_1 / q = \arctg 1 / 20 = 2,86 \text{ град}$

Угол подъема витка червяка на начальном диаметре червяка (40):

$$\gamma_w = \arctg(z_1 m / d_{w1}) = \arctg(1 * 7 / 150) = 2,67 \text{ град}$$

Окружная скорость на начальной окружности червяка (49):

$$v_1 = n d_{w1} n_1 / 60 * 1000 = 3,14 * 150 * 750 / 60 * 1000 * = 5,89 \text{ м/с}$$

Фактическая скорость скольжения (50):

$$v_s = v_1 / \text{Cos} \gamma_w = 5,89 / \text{Cos} 2,67^\circ = 5,896 \text{ м/с}$$

что, близко к ориентировочному значению по графику рис. 6 и находится в диапазоне скоростей скольжения (5...8) м/с для выбранных материалов (табл. 4).

Минимальный расчетный боковой зазор передачи со стальным червяком, бронзовым венцом и чугуном центром (58):

$$\begin{aligned} f_{n \min} &= 0,342 * 10^{-3} * \text{Cos} \gamma (1,05 * d_2 + 0,69 d_1 - 0,84 * a_w) = \\ &= 0,342 * 10^{-3} * \text{Cos} 2,86^\circ * (1,05 * 560 + 0,69 * 140 - 0,84 * 355) \\ &= 0,132 \text{ мм} \end{aligned}$$

По табл. 146 [1,Т2. с. 639] выбирается ближайший больший гарантированный зазор  $f_{n \min} = 140 \text{ мкм}$ , что для межосевых расстояний  $a_w$  в диапазоне 315..400 мм соответствует виду сопряжения **C** (рис. 7).

По табл.11 в соответствии с назначением передачи и окружной скоростью  $v_1$ , не превышающей 7 м/с, выбирается степень точности 7. Запись в поле чертежей червяка и колеса «Степень точности»: 7 - С ГОСТ 3675-81 .

### 8. Допускаемые напряжения изгиба зубьев колеса по условию выносливости.

Допускаемое напряжение изгиба зуба по условию выносливости (15),табл.5:  $\sigma_{FP2} = 0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B) * K_{FL}$ , МПа.

Характеристики выносливости при изгибе зубьев колеса:

- предел выносливости при неререверсивном режиме работы для материала венца БрО10Ф1 (15, табл.5):

$$\sigma_{Flimb} = 0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B) = 0,25 * 196 + 0,08 * 245 = 69 \text{ МПа,}$$

- показатель кривой выносливости при изгибе зуба

$$m_F = 9 .$$

- базовое число циклов кривой выносливости изгиба

$N_{F0} = 10^6$  циклов.

Наработка за заданный срок службы из п. 5

$t_h = 18396$  час.

Коэффициент эквивалентности нагрузки по напряжениям изгиба зуба при одинаковой частоте вращения на всех ступенях циклограммы (4):

$$K_{FE} = \sum_{i=1}^n \left( \frac{T_i}{T} \right)^{mF} t_i$$

$$K_{FE} = T_{01}^9 t_{01} + T_{02}^9 t_{02} = 1^9 * 0,3 + 0,4^9 * 0,7 = 0,318$$

Эквивалентное число циклов напряжений изгиба зуба колеса (5):

$$N_{FE2} = 60 t_h n_2 K_{FE} = 60 \times 18396 \times 9,38 \times 0,318 = 3292339 \text{ циклов}$$

Расчетный коэффициент долговечности при изгибе зуба (26):

$$K_{FL} = mF \sqrt[mF]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{3292339}} = 1,13$$

Так как диапазон допустимых расчетных  $K_{HL} = 0,55..1,5$ , принимается  $k_{HL} = 1,13$

Допускаемое напряжение изгиба зуба по условию выносливости:

$$[\sigma_{FP2}] = \sigma_{Flimb} * K_{FL} = 69 \times 1,13 = 78 \text{ МПа}$$

## 9. Рабочие напряжения изгиба зубьев колеса

Эквивалентное число зубьев (84):

$$z_v = z_2 / (\cos \gamma)^3 = 80 / (\cos 2,86)^3 = 80,3 \text{ зуба}$$

Коэффициент формы зуба по  $z_v$  из табл.15  $Y_F = 1,34$

Коэффициент упрочнения зуба от угла наклона (85):

$$Y_\gamma = 1 - \frac{\gamma}{140} = 1 - 2,86 / 140 = 0,98$$

Коэффициенты нагрузки (76, табл. 14):

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,171$$

$$K_{Fv} = K_{Hv} = 1,1$$

Напряжение изгиба в ножке зуба колеса (83) при номинальном

вращающем моменте на валу колеса в Н\*мм :

$$\sigma_{F2} = \frac{T_2 Y_F k_{F\beta} k_{Fv} Y_\gamma}{0,6 m_\chi^3 q z_2 \cos \gamma} =$$

$$\frac{6115200 * 1,34 * 1,171 * 1,1 * 0,98}{0,6 * 7^3 * 20 * 80 * \cos 2,86} = 31 \text{ МПа,}$$

- что меньше допускаемых по условию выносливости при изгибе зуба на 60 % , передача работоспособна по критерию выносливости при изгибе зуба.

### 10. Проверка прочности передачи при действии максимальных нагрузок

Допускаемые напряжения условия прочности при максимальной нагрузке:

**по контактным напряжениям** (18), табл. 5:

$$\sigma_{HP2max} = 4 \sigma_{T2} = 4 * 196 = 784 \text{ МПа}$$

Максимальное контактное напряжение на колесе (86):

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H2} \sqrt{T_{0max}} = 196 \sqrt{1,5} = 266 \text{ МПа}$$

- что меньше допускаемых по условию контактной прочности на 66 %

Допускаемые напряжения условия прочности при максимальной нагрузке **по напряжениям изгиба зуба колеса** (22), табл. 5:

$$\sigma_{FP2max} = 2 \sigma_{T2} = 2 * 196 = 392 \text{ МПа}$$

Максимальное напряжение изгиба на колесе (87):

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_{F2} T_{0max} = 31 * 1,5 = 47 \text{ МПа,}$$

- что меньше допускаемых по условию прочности при изгибе зуба на 88 %.

По результатам расчетов пп. 2..10 передача удовлетворяет основным условиям работоспособности;

- не имеет излишнего запаса по главному критерию работоспособности  $\sigma_{HP2}$ ;

- имеет стандартные параметры зацепления;

- имеет базовые расчетные размеры, удовлетворяющие условию совместности.

### 11. Векторы сил в зацеплении червячной пары (рис. 8)

Окружная сила на колесе (65), осевая сила на червяке (68):

$$F_{T2} = -F_{X1} = \frac{2T_2}{d_{y2}} = 2 * 6115200 / 560 = 21840 \text{ Н}$$

Радиальная сила на колесе (66), радиальная сила на червяке (68):

$$F_{R2} = -F_{R1} = \frac{F_{T2} \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{Cos} \gamma} = 21840 * \operatorname{tg} 20^{\circ} / \operatorname{Cos} 2,86 = 7959 \text{ Н}$$

Осевая сила на колесе (66), окружная сила на червяке (70):

$$F_{X2} = -F_{T1} = F_{T2} \operatorname{tg} \gamma = 21840 * \operatorname{tg} 2,86 = 1091 \text{ Н}$$

## 12. Проверка прогиба червяка по условию жесткости:

Так как червяк имеет большой диаметр впадин  $d_{f1} = 123,2$  мм, определять прогиб с таким диаметром между опорами нецелесообразно, для вала и подшипников это слишком большой диаметр. Поэтому определяется наименьший диаметр вала, удовлетворяющий условию жесткости.

Наименьший допустимый прогиб червяка посередине пролета вала между подшипниками  $[f_{\min}] = 0,005 \text{ м} = 0,005 * 7 = 0,035$  мм

Суммарная поперечная нагрузка на червяка (89):

$$R = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{1091^2 + 7959^2} = 8033 \text{ Н}$$

Модуль упругости стали  $E = 210000$  МПа

Пролет вала червяка ориентировочный (рис. 8) принимается:

$$l = 0,8 d_2 = 0,8 * 560 = 448 \text{ мм.}$$

Диаметр вала  $d$  на пролете  $l$  по условию жесткости (92):

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{4Rl}{3\pi[f_{\min}]}} = \sqrt[4]{\frac{4 * 8033 * 448}{3\pi * 0,035}} = 81 \text{ мм}$$

## 13. Коэффициент полезного действия червячного редуктора

Ориентировочный КПД червячной передачи в разделе 2 принят 0,6.

Угол трения  $\rho$  по табл. 12 при скорости скольжения

$$v_s = 5,896 \text{ м/с}$$

для материала венца БрО10Ф1 ГОСТ 613-79, группа материалов 1, экспериментальный угол трения (табл. 12)

$$\rho = 1 \text{ град}$$

КПД червячной пары (60): уточняется по формуле:

$$\eta_{\text{ч}} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} = \operatorname{tg} 2,86 / \operatorname{tg}(2,86 + 1) = 0,74$$

Валы червяка и колеса опираются на две пары подшипников качения, каждая из которых в корпусе со смазкой имеет КПД  $\eta_{пк} = 0,995$ .

Уточненный КПД червячной передачи (61):

$$\eta_{чп} = \eta_{ч} \eta_{пк}^2 = 0,74 * 0,995^2 = 0,733.$$

#### 14. Расчет редуктора на нагрев

Коэффициент теплоотдачи через корпус редуктора  $K_T = 16$  Вт/м<sup>2</sup> °С

Поверхность теплоотдачи через наружную поверхность (табл.17)

редуктора при межосевом расстоянии  $a_w = 355$  мм:  $A = 2$  м<sup>2</sup>

Коэффициент отвода тепла через основание редуктора на сварной раме

$\psi = 0,3$  Температура окружающего воздуха

$t_o = 20$  °С

Температура масла в редукторе при постоянном режиме работы без обдува вентилятором (93):

$$t_p = \frac{N_1(1-\eta)10^3}{K_T A(1+\psi)} + t_o = 10 * (1 - 0,74) * 1000 / (16 * 2) *$$

$$* 1,3) + 20 = 83 \text{ °С,}$$

не превышает допустимую температуру для масла 95 °С, редуктор не нуждается в установке на вал червяка вентилятора.

#### 15. Смазка редуктора

Из табл. 18 по рабочим контактным напряжениям  $\sigma_H = 196$  МПа и скорости скольжения  $v_s = 5,896$  м/с выбирается масло индустриальное марки И-Т-Д-80 ГОСТ 17479.4-87.

Кинематическая вязкость масла при температуре 100<sup>0</sup> С (табл.19) 15 мм<sup>2</sup>/с.

Способ смазки передачи - окунанием червяка в масляную ванну.

Необходимый объем масляной ванны 0,35...0,7 л/кВт:

$$V \geq 0,4 N = 0,5 * 10 = 5 \text{ л,}$$

который уточняется по размерам корпуса после завершения компоновки.

#### Определение глубины масляной ванны

Наибольший габарит деталей передач для одноступенчатого червячного редуктора (99):

$$L = aw + 0,5(d_{a1} + d_{ae2}) = 355 + 0,5(154 + 610) = 737 \text{ мм.}$$

Минимальный зазор между подвижными деталями передач и внутренними стенками корпуса (98):

$$a \geq \sqrt[3]{L} + 3 = (724)^{1/3} + 3 = 12 \text{ мм}$$

Минимальная глубина масляной ванны от подвижных деталей передач

$$b_0 \geq 3a = 3 \times 12 = 36 \text{ мм.}$$

Глубина окунания деталей передач в масло при нижнем расположении червяка (96):

$$h_M = (0,1 \dots 0,5)d_{a1} = 0,1 \times 154 = 16 \text{ мм}$$

Глубина масляной ванны от дна редуктора (95):

$$h = b_0 + h_M = 36 + 16 = 52 \text{ мм.}$$

**Уточнение объема маслянной ванны.** По компоновке (Рис. П.1):

длина между внутренними стенками масляной ванны

$$l_M = 644 \text{ мм}$$

ширина между внутренними стенками масляной ванны

$$b_M = 326 \text{ мм}$$

конструктивный объем масляной ванны:

$$V_M = h * l_M * b_M / 100^3 = 52 \times 644 \times 326 / 100^3 = 10,9 \text{ л}$$

удовлетворяет условию смазки по мощности.

### Ориентировочные и конструктивные диаметры валов редуктора

Вращающий момент на червяке:  $T_1 = 127400 \text{ Н*мм}$

Допускаемое напряжение кручения для ориентировочного расчета вала червяка  $[\tau_{ок1}] = 15 \text{ МПа}$

Ориентировочный диаметр конца вала червяка под муфту (99):

$$d_{o1} = (T_1 / (0,2 * [\tau_1]))^{1/3} = (127400 / (0,2 \times 15))^{1/3} = 35 \text{ мм}$$

Вал червяка соединяется упругой муфтой с двигателем 4А160V8, имеющим характеристики:

- мощность  $N_1 = 10 \text{ кВт}$ ,
- частота вращения  $n_1 = 750 \text{ об/мин}$ ,
- диаметр вала  $d_{дв} = 48 \text{ мм}$ ,
- длина посадочная  $l_{дв} = 80 \text{ мм}$ .

По диаметру вала двигателя выбирается муфта упругая типа МУВП710 с характеристиками:

- наибольшим вращающим моментом  $T_{муф1} = 710 \text{ Нм}$ ,
- ряд посадочных диаметров полумуфт

$d_{\text{муф}} = 45, 48, 50, 55, 56$  мм

- посадочная длина

$l_{\text{муф}} = 82$  мм

Выбираются посадочные размеры конца быстроходного вала:

диаметр  $d_5 = 50$  мм, длина  $l_5 = 82$  мм,

- диаметр под манжету

$d_{M1} = 60$  мм,

- диаметр под подшипники фиксирующей опоры

$d_{\text{пф1}} = 65$  мм,

- диаметр под подшипник плавающей опоры  $d_{\text{пп1}} = 80$  мм,

- диаметр вала между подшипниками и червяком (с обеих сторон от червяка)  $d_1 = 82$  мм.

Допускаемое напряжение кручения для ориентировочного расчета тихоходного валов редуктора  $[\tau_{\text{ок2}}] = 25$ , МПа

- ориентировочный диаметр конца вала под муфту (100):

$d_{o2} = (T_2 / (0,2 * [\tau_{\text{ок2}}]))^{1/3} = (6115200 / 0,2 * 25)^{1/3} = 107$  мм

По моменту вала колеса  $T_2$  выбирается муфта кулачково-дисковая МКД6300, ГОСТ20720-93 с характеристиками:

- наибольший вращающий момент

$T_{\text{муф2}} = 6300$  Нм

- ряд посадочных диаметров  $d_{\text{муф2}} = 100; 105; 110; 120; 125$  мм

- посадочная длина  $l_{\text{муф2}} = 210$  мм

Выбираются посадочные размеры конца тихоходного вала:

$d_7 = 100$  мм, длина  $l_7 = 210$  мм,

диаметры под манжету, подшипники и ступицу червячного

колеса  $d_2 = 100$  мм, рис.П.1

Для осевого крепления подшипников под их наружными торцами нарезаны участки резьбы М 64х1,5 под две круглые гайки крепления подшипников жесткой опоры и резьбы М76х2 под одну круглую гайку крепления подшипника плавающей опоры.

На компоновке приведены размеры для построения расчетных схем валов, расчета опорных реакций и проверки условий прочности вала при действии крутящего и изгибающего моментов с выбранными диаметрами. Методика расчетов изложена в учебной литературе [2, 3, 5, 7, 9]. Проверка может быть проведена с помощью программных средств на ЭВМ.

### Подшипники качения

#### На валу червяка

Диаметр под подшипники фиксирующей опоры (левая рис.П1)

$d = 65$  мм

Подшипники роликовые конические радиально – упорные 7313 ГОСТ 27365-87, 2 шт., устанавливаются враспор, торцами друг к другу.

Диаметр под подшипник плавающей опоры (правая рис.П.1)  
 $d = 80$  мм

Подшипник роликовый двухрядный радиальный самоустанавливающийся 3182116 ГОСТ 7634-87 1 шт., закрепляется на валу гайкой круглой.

#### На валу колеса

Диаметр под подшипники обеих опор (рис.П.1)  $d=100$  мм

Подшипники роликовые конические радиально – упорные 7220 ГОСТ 333-79 - 2 шт

Выбранные подшипники проверяются на динамическую грузоподъемность. Исходные данные для проверки:

- суммарные опорные реакции на подшипники, Н;
- частоты вращения валов, об/мин;
- расчетная наработка привода в часах;

Методика проверки изложена в учебной литературе [2, 3, 5, 7, 9].

**Подбор шпонок на валах червяка и колеса.** Должен быть выполнен перед выбором длины ступицы колеса.

По ГОСТ 23360-78 для передачи вращающих моментов от муфты упругой на вал червяка, от червячного колеса на тихоходный вал и на муфту кулачково-дисковую выбираются шпонки призматические с прямыми концами, исполнение 2. Подбор размеров поперечного сечения шпонки  $b$  и  $h$  по посадочному диаметру вала  $d$ . Длина шпонки  $l$  выбирается из ряда длин, меньшая посадочной длины  $l_n$  колеса, муфты или других деталей.

Материал шпонок сталь 45 ГОСТ 1050-78, термообработка улучшение на твердость HB 280..300. Проверка соединения на прочность проводится по слабому звену (паз вала, шпонка или паз втулки).

Допускаемое напряжение смятия на валу червяка по материалу полумуфты упругой муфты СЧ 20 принимается  $[\sigma_{см}] = 80$  МПа.

Материал полумуфт муфты кулачково-дисковой на вал колеса сталь 45 при твердости сторон шпоночного паза НВ 280..300 (одинаковая со шпонкой). Допускаемое напряжение смятия на вал колеса по материалу шпонки принимается [1, Т.2] :  
 $[\sigma_{см}] = 250 \text{ МПа}$ .

Условие работоспособности шпоночного соединения по напряжению смятия

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d(h-t_1)l} \leq [\sigma_{см}]$$

Шпонки по обоим валам подобраны и проверены в таблице:

**Таблица подбора шпонок**

Вал №	1, черв.	2, муфта	2, колесо
Вр. момент номинальный $T$ , Нмм	127400	6115200	6115200
Вр. момент максимальный $T_{max} = T_{отmax} * T$ , Нмм	191100	9172800	9172800
Посадочная длина $l_{пр}$ , мм	82	210	150
Диаметр вала под шпонку $d$ , мм	50	100	100
Ширина шпонки $b$ , мм	16	28	28
Высота шпонки $h$ , мм	10	16	16
Глубина паза вала $t_1$ , мм	6	10	10
Глубина паза втулки $t_2$ , мм	4,3	6,4	6,4
Длина шпонки $l$ , мм	70	210	140
Напряжен. смятия по $T$ $\sigma_{см}$ , МПа	18	97	146
Напр. смятия по $T_{max}$ $\sigma_{см}$ , МПа	27	146	218
Допуск. напр. смятия $[\sigma_{см}]$ , МПа	80	250	250

Выбранные шпонки удовлетворяют основному условию прочности шпонок на смятие при передаче номинального и максимального моментов.

**Тип корпуса:** с увеличенным объемом масляной ванны;  
 разъемный по оси тихоходного вала;  
 крышки подшипников быстроходного вала накладные, тихоходного вала врезные;  
 стяжные болты вкручиваются в резьбовые отверстия корпуса;  
 фундаментные болты устанавливаются в ниши у основания корпуса.

**Толщина стенки корпуса (101)**

$$\delta \geq 1,3 \sqrt[4]{T_2} = 1,3 \times (6115,2)^{1/4} = 11,5 \text{ мм}$$

Уточнение толщины стенки по приведенному габариту компоновки (рис.П.1): габаритная длина  $L = 831 \text{ мм}$

габаритная ширина  $B = 525 \text{ мм}$

габаритная высота  $H = 885 \text{ мм}$

приведенный габарит редуктора (102) :

$$N = (2L + B + H) / 3 = 2 \times 831 + 525 + 885 = 3072 \text{ мм};$$

толщина стенки из табл. 20:  $\delta = 16 \text{ мм},$

принимается толщина стенки корпуса  $\delta = 16 \text{ мм}.$

**Диаметры болтов:**

Стяжных плоскости разъема (103) :

$$d \geq \sqrt[3]{T_2} = (6115,2)^{1/3} = 18,3 \text{ мм},$$

принимается  $d_{CT} = M20;$

Уплотнительных плоскости разъема  $d_y \approx 0,8 d_{CT},$

принимается  $d_y = M16;$

Фундаментных (104)  $d\phi = 1,25d = 1,25 \times 18,3 = 22,9 \text{ мм}$

принимается  $d = M24;$

Крышек подшипников (рис.12)

по посадочному диаметру стакана  $D = 166 \text{ мм}$

принимается  $d_K = M12 .$

Компоновка редуктора по расчетам приложения 1 на рис.П.1.

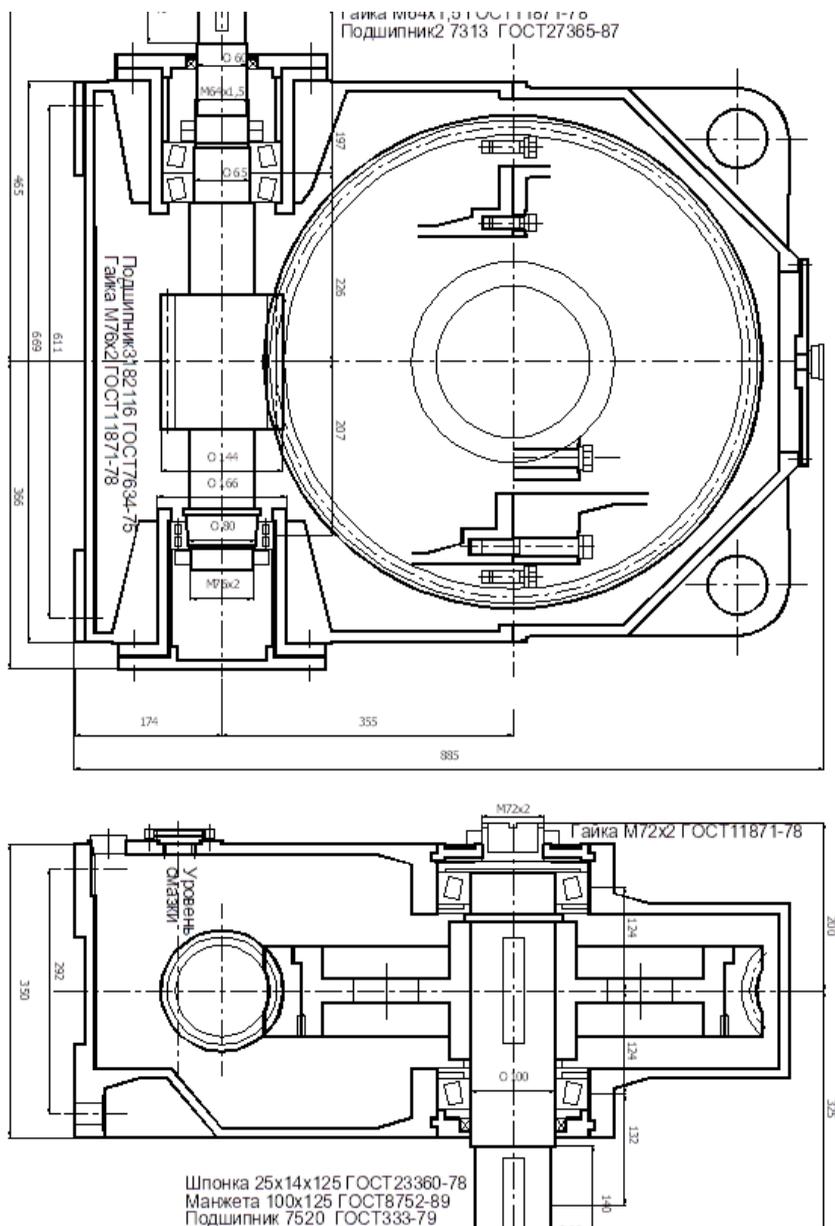


Рисунок П.1. Компоновка редуктора с горизонтальными валами и нижним расположением червяка

## Приложение 2

### Нормальные линейные размеры (по ГОСТ 6636-69 в редакции 1990 г.) [1, Т.1]

Стандарт устанавливает ряды нормальных линейных размеров в интервале 0,001 - 100 000 мм, предназначенные для применения в машиностроении и рекомендуемые в других отраслях промышленности.

Таблица П1. Нормальные линейные размеры в диапазоне 1 – 1000 мм.

Размеры, мм									
Ряды				Дополнительные размеры *	Ряды				Дополнительные размеры *
<i>Ra</i> 5	<i>Ra</i> 10	<i>Ra</i> 20	<i>Ra</i> 40		<i>Ra</i> 5	<i>Ra</i> 10	<i>Ra</i> 20	<i>Ra</i> 40	
1,0	1,0	1,0	1,0	—	4,0	4,0	4,0	4,0	4,1
		1,05	1,05				4,2	4,4	
		1,1	1,1				4,5	4,6	
		1,15	1,15				4,8	4,9	
	1,2	1,2	1,2	1,25		5,0	5,0	5,0	5,2
		1,2	1,3	1,35		5,3	5,5		
		1,4	1,4	1,45		5,6	5,8		
		1,5	1,5	1,55		6,0	6,2		
1,6	1,6	1,6	1,6	1,65	6,3	6,3	6,3	6,3	6,5
		1,7	1,7	1,75			6,7	7,0	
		1,8	1,8	1,85			7,1	7,3	
		1,9	1,9	1,95			7,5	7,8	
	2,0	2,0	2,0	2,05		8,0	8,0	8,0	8,2
		2,0	2,1	2,15		8,5	8,8		
		2,2	2,2	2,30		9,0	9,2		
		2,4	2,4	2,30		9,5	9,8		
2,5	2,5	2,5	2,5	2,7	10	10	10	10	10,2
		2,5	2,6	2,9			10,5	10,8	
		2,8	2,8	3,1			11	11,2	
		3,0	3,0	3,3			11,5	11,8	
	3,2	3,2	3,2	3,3		12	12	12	12,5
		3,2	3,4	3,5		13	13,5		
		3,6	3,6	3,7		14	14,5		
		3,8	3,8	3,9		15	15,5		

## Курсовое проектирование червячных редукторов

Ряды				Дополнительные размеры *	Ряды				Дополнительные размеры *		
Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40		Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40			
16	16	16	16	16,5	100	125	125	125	118		
		17	17	17,5			130	135			
		18	18	18,5			140	145			
	19	19		150			155				
	20	20	20	19,5			160	160	160	160	165
		21	21	20,5					170	175	
22		22	21,5	180	185						
23	24	23,0	190	195							
25	25	25	25	27	200	200			200	205	
		26	26			210			215		
		28	28	29		220	230				
	30	30	31	240							
	32	32	32	33		250	250	250	250	270	
		34	34	35				260			
36		36	37	280	280			290			
38	38	39	300	310							
40	40	40	40	41	320			320	320	330	
		42	42	44				340	350		
		45	45	46		360	360	370			
	48	48	49	380		390					
	50	50	50	52		400	400	400	400	410	
		53	53	55				420	440		
56		56	58	450	450			460			
60	60	62	480	490							
63	63	63	63	65	500			500	500	515	
		67	67	70				530	545		
		71	71	73		560	560	580			
	75	75	78	600		615					
	80	80	80	82		630	630	630	630	650	
		85	85	88				670	690		
90		90	92	710	730						
95	95	98	750	775							
100	100	100	100	102	800			800	800	825	
		105	105	108				850	875		
		110	110	112		900	925				
120	120	115	950	975							

\* Для размеров свыше 1000 мм допускается также применять числа из ряда Ra 160 по ГОСТ 8032-84.

Размеры в диапазоне от 0,001 до 0,009 мм должны соответствовать следующим: 0,001; 0,002; 0,003; 0,004; 0,005; 0,006; 0,007; 0,008; 0,009 мм.

### Приложение 3

#### Основные кинематические схемы червячных редукторов передачи

Согласно ГОСТ 2.703-2011 «ЕСКД. Правила выполнения кинематических схем»: «Схема кинематическая - документ, содержащий в виде условных изображений или обозначений механические составные части и их взаимосвязи».

Функциональные составные части и обозначения червячных редукторов на кинематических схемах рис. П.3..П.5:

1 - вал червяка на подшипниках качения (быстроходный);

2 - вал червячного колеса на подшипниках качения (тихоходный);

3 - электродвигатель монтажного исполнения 3001 – 3081 (на фланце);

Z1 – червяк с числом заходов  $z_1$ ;

Z2 - червячное колесо с числом зубьев  $z_2$ ;

Их взаимосвязи заключаются в зацеплении червяка и колеса, обеспеченного размещением валов в жестком корпусе и преобразовании частот вращения валов  $n_2 = n_1 / u$ , где  $u$  – передаточное число, из (32):  $u = z_2 / z_1$ ,

и вращающих моментов (64):  $T_2 = T_1 * u * \eta$ , где  $\eta$  – КПД передачи (разд. 4.4). Для отображения этой связи на кинематической схеме достаточно упрощенных графических знаков с минимумом необходимых конструктивных особенностей.

Уточнение типов подшипников позволяет правильнее оценить КПД, детализация валов полезна для проектирования приводов, использующих разные способы соединения двигателей, передач и рабочих органов (цилиндрические и конические концы валов, полые валы со шпонками или шлицами).

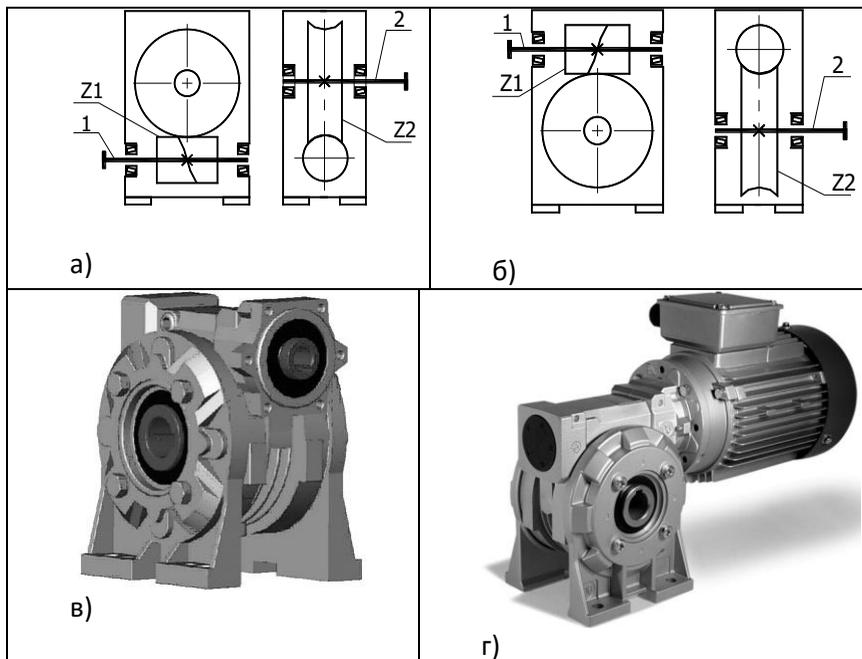


Рис. П.3. Схемы червячных редукторов с горизонтальными осями вращения валов универсального применения с установкой на горизонтальную несущую поверхность. Валы сплошного сечения. Концы валов (цилиндрические и конические) предназначены под муфты.

а) стационарные с нижним расположением червяка. Имеет лучшие условия смазки и возможность улучшить охлаждение масляной ванны установкой на вал червяка вентилятора (рис. 1а).

б) с верхним расположением червяка. С учетом ухудшения смазки при работе в непрерывном режиме рекомендуется снижать момент на тихоходном валу или предусматривать струйную смазку из масляной ванны.

в) Редуктор с полыми валами под фланцевый двигатель;

г) Мотор-редуктор с полым тихоходным валом.

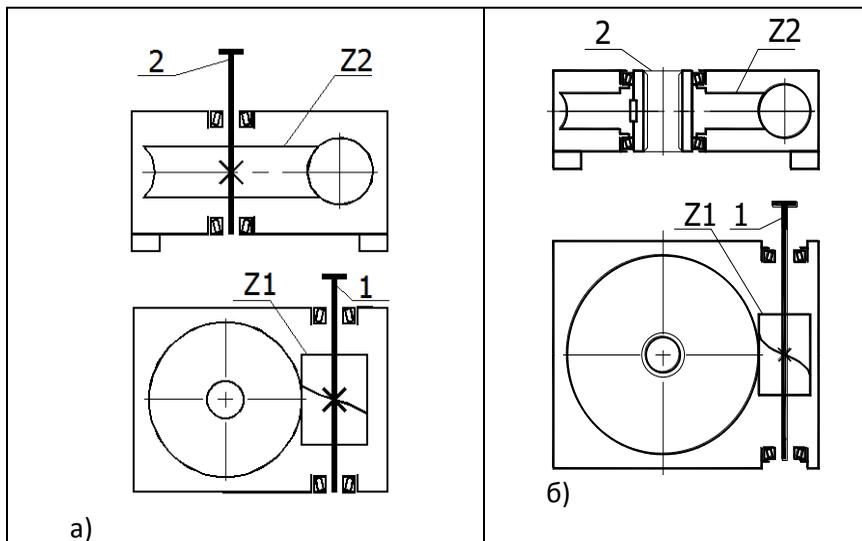
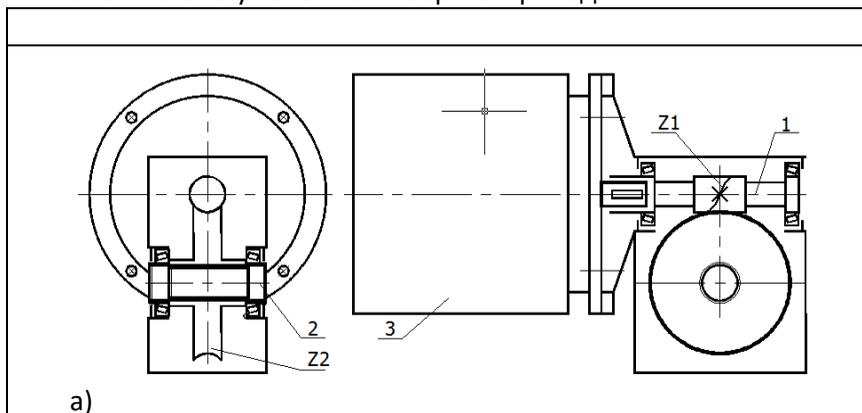


Рис. П.4. Схемы червячных редукторов с вертикальным валом колеса. Для привода рабочих органов с вертикальными валами: планшайбы карусельных станков и роторных конвейеров, смесители, дробилки, звездочки подвесных конвейеров, механические винтовые домкраты, затворы трубопроводов большого диаметра.

а) Валы сплошного сечения. Концы валов предназначены под муфты.

б) Вал колеса полый с внутренними шлицами или шпонкой. Значительно уменьшает габариты привода.



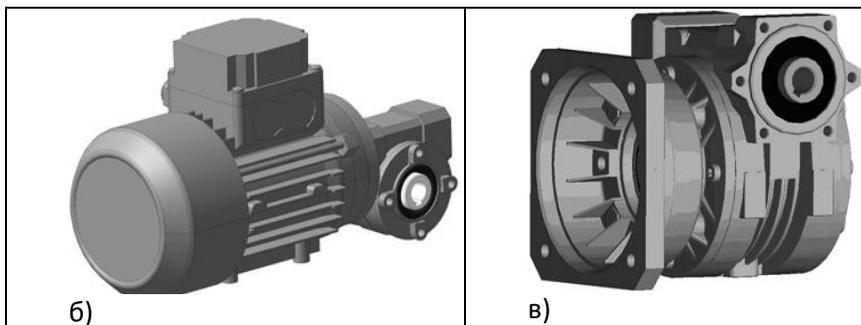


Рис. П.5. Схема червячного мотор-редуктора с полыми валами

а) Кинематическая схема мотор-редуктора червячного одноступенчатого. Вал червяка с осевым отверстием и шпоночным пазом под вал двигателя. Вал колеса полый, с внутренними шлицами.

Стандартные мотор – редукторы и редукторы РЧУ (универсальные) предполагают всевозможные его рабочие установки (валы горизонтальные с нижним или верхним червяком, вал тихоходный вертикальный, вал червяка вертикальный с двигателем вверху или внизу).

б) Внешний вид мотор-редуктора червячного одноступенчатого с полыми валами для навески на несущую систему. Вид механизма такого редуктора на рис.1.б.

Червячный мотор-редуктор для навески на несущую систему на рис. 1б титульного листа (внизу справа).

г) Переходный фланец для навески мотор-редуктора на рабочий орган в различных положениях валов.