



РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

---

МАШИНЫ  
ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ.  
ПЕРЕДАЧИ ЧЕРВЯЧНЫЕ.  
МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

РТМ 24.090.33-77

Издание официальное

РАЗРАБОТАН И ВНЕСЕН Всесоюзным научно-исследовательским и проектно-конструкторским институтом подъемно-транспортного машиностроения, погрузочно-разгрузочного и складского оборудования и контейнеров (ВНИИПТмаш)

Директор А.Х. Комашенко

Заведующий отделом стандартизации А.С. Оболенский  
Заведующий отделом управления качеством и унифицированных узлов ПТМ В.Н. Березин

Руководители темы и исполнители И. О. Спицына,  
З.М. Зорина, П.С. Зак

ПОДГОТОВЛЕН К УТВЕРЖДЕНИЮ ВПО "Союзподъемтрансмаш"

Главный инженер В.К. Пирогов

УТВЕРЖДЕН Министерством тяжелого и транспортного машиностроения

ВВЕДЕН в действие распоряжением Министерства тяжелого и транспортного машиностроения от 4 апреля 1977 г.  
№ ВП-002/3207.

УДК 621.833.38

Группа Г15

## РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

---

МАШИНЫ ПОДЪЕМНО-  
ТРАНСПОРТНЫЕ  
ПЕРЕДАЧИ ЧЕРВЯЧНЫЕ  
МЕТОДЫ РАСЧЕТА  
НА ПРОЧНОСТЬ

РТМ 24.090.33-77

Вводится впервые

---

Распоряжением Министерства тяжелого и транспортного машиностроения от 4 апреля 1977 г. № ВП-002/3207 утвержден в качестве рекомендуемого.

Настоящий руководящий технический материал (РТМ) распространяется на червячные цилиндрические и глобоидные передачи механизмов подъемно-транспортных машин с машинным и ручным приводом и устанавливает методы расчета на прочность их элементов.

Угол скрещивания осей червяка и червячного колеса равен  $90^{\circ}$ .

В РТМ использованы термины, определения, обозначения в соответствии с ГОСТ 16530-70 и ГОСТ 18498-73.

Определение геометрических параметров червячных передач выполнено по рекомендациям ГОСТ 19650-74 и ГОСТ 17696-72.

### 1. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

1.1. Червячные передачи целесообразно использовать в приводах механизмов РТМ в случае необходимости:

обеспечения компактности;

реализации больших передаточных чисел при относительно малых габаритах;

передачи движения на валы, оси которых взаимно перпендикулярны;

плавной и бесшумной работы привода машины.

1.2. Червячные передачи рекомендуется применять в приводах подъемно-транспортных машин мощностью до 50 кВт

---

предпочтительно при повторно-кратковременных режимах работы.

1.3. Цилиндрические червячные передачи преимущественно устанавливают в приводах механизмов передвижения и поворота кранов, подвесных конвейеров, в ручных лебедках и талях.

Глобоидные червячные передачи используются в лебедках пассажирских и грузовых лифтов, приводе механизма передвижения кранов.

1.4. Глобоидные передачи с венцом червячного колеса из оловянистых бронз имеют большую нагрузочную способность и более высокий КПД по сравнению с цилиндрическими при одинаковых габаритах.

## 2. МАТЕРИАЛЫ

2.1. Венцы колес ответственных глобоидных и цилиндрических червячных передач изготавливают из оловянной бронзы Бр. ОФ10-1 или оловянно-никелевой бронзы Бр.ОНФ.

Для тихоходных червячных передач при скорости скольжения до 2 м/с применяют алюминиево-железистые бронзы Бр. АЖ9-4Л (ГОСТ 493-54).

При скорости менее 1 м/с, а также для передач с ручным приводом применяют серые чугуны марок СЧ15-32, СЧ18-36 (ГОСТ 1412-70).

2.2. Червяки изготавливают из углеродистых и легированных сталей марок 45 (ГОСТ 1050-74), 20Х, 40Х, 40ХН, 38ХГН, 35ХМА, 12ХНЗА (ГОСТ 4543-71).

2.3. Твердость поверхностей витков цилиндрических червяков должна быть не менее HRC 45. После закалки до HRC 45-50 или цементации и закалки до HRC 50-56 рабочие поверхности необходимо шлифовать и полировать.

Червяки из улучшенной стали используют в тихоходных и мало нагруженных передачах, обычно с чугунным червячным колесом.

2.4. Глобоидные червяки изготавливают из улучшенных до твердости HRC 32-35 легированных сталей марок 40Х, 40ХН, 38ХГН, 35ХМА по ГОСТ 4543-71.

## 3. ВИДЫ РАСЧЕТОВ

3.1. В РТМ расчет прочности зацеплений червячных цилиндрических и глобоидных передач приведен раздельно.

3.2. РТМ предусматривает следующие виды расчетов:

расчет поверхностей зубьев червячного колеса по контактным напряжениям. Для цилиндрических червячных передач это расчет на выносливость (для червячных колес из бронзы Бр.ОНФ и Бр.ОФ10-1) или на заедание (из Бр.АЖ9-4Л или чугуна). Для глобоидных передач – расчет на износ;

расчет на прочность зубьев по напряжениям изгиба. Для глобоидных передач – на срез;

расчет на прочность и жесткость тела червяка;

расчет КПД передачи;

расчет передач на нагрев.

3.3. Расчеты на прочность по контактным напряжениям являются основными.

3.4. Расчет на прочность по напряжениям изгиба (среза) является проверочным; для червячных передач с ручным приводом – основным (проектным).

#### 4. РАСЧЕТНЫЕ НАГРУЗКИ

4.1. При определении расчетных нагрузок в качестве исходной величины принимают наибольший крутящий момент на червячном колесе  $M_{2max}$ .

4.2. Для механизмов транспортирующих машин  $M_{2max}$  – момент наибольший из длительно действующих.

Для механизмов кранов  $M_{2max}$  – наибольший момент рабочего состояния, действующий в механизме подъема при торможении на спуске, в механизме передвижения и поворота при пуске или в период тормозного выбега (приложение 1 справочное).

4.3. В предварительных расчетах  $M_{2max}$  для кранов можно принимать по табл. 1.

Таблица 1  
Расчетные значения  $M_{2max}$

Механизм	Тип двигателя	$M_{2max}$	№ формулы
Подъема	Крановый постоянного и переменного тока	$1,3 \cdot M_{ном} \cdot U$	(1)

Механизм	Тип двигателя	$M_2$	№ формулы
Передвижения, поворота	Крановый, короткозамкнутый	$3,0 \cdot M_{\text{ном}} \cdot U$	(1)
	Крановый постоянного тока, переменного с контактными кольцами	$2,5 \cdot M_{\text{ном}} \cdot U$	
	Асинхронный двигатель общепромышленного типа	$1,7 \cdot M_{\text{ном}} \cdot U$	

Примечание.  $M_{\text{ном}}$  — номинальный момент двигателя привода механизма;  
 $U$  — передаточное число червячной передачи.

## 5. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

5.1. Расчет поверхностей зубьев на выносливость или задание.

5.1.1. Расчетное напряжение в полюсе зацепления

$$\sigma_H = \frac{22600}{d_2} \cdot \sqrt{\frac{M_{2\text{НЕ}} K_K}{d_w}} \leq [\sigma_H] \text{ кгс/см}^2, \quad (2)$$

где  $d_2$  — делительный диаметр червячного колеса, см<sup>x</sup>;

$d_w$  — начальный диаметр червяка, см;

$M_{2\text{НЕ}}$  — расчетный (эквивалентный) крутящий момент на колесе, кгс·м;

$[\sigma_H]$  — допускаемое контактное напряжение, кгс/см<sup>2</sup>.

5.1.2. Межосевое расстояние

$$a_w = \left(1 + \frac{z_2}{q+2x}\right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{8000}{[\sigma_H] \cdot \frac{z_2}{q+2x}}\right)^2 M_{2\text{НЕ}} \cdot K_K} \text{ см}, \quad (3)$$

где  $K_K$  — коэффициент качества (табл. 2);

$z_2$  — число зубьев червячного колеса;

$q$  — коэффициент диаметра червяка;

$x$  — коэффициент смещения червяка.

\* Определение геометрических параметров приведено в приложении 2 справочном.

Таблица 2

Коэффициент  $K_K$ 

Условия расположения пятна контакта	$K_K$
Хорошо приработанные (при постепенном повышении нагрузки) передачи	0,8
Начальный контакт на выходном краю зуба не менее 30% по длине или начальный контакт в середине зуба не менее 65% по длине. Наибольший прогиб червяка $(0,005-0,01)m$ , мм ( $m$ - модуль)	1,0
Предыдущие условия начального контакта не соблюдены	1,25

5.1.3.  $M_{2HE}$  определяют по формуле

$$M_{2HE} = M_{2max} \cdot K_g, \quad (4)$$

где  $K_g$  - коэффициент долговечности (табл. 3).

Таблица 3

Коэффициент  $K_d$ 

Механизмы	Режим работы механизма по правилам Госгортехнадзора	Группы режимов по РС 5138-75	Материал венца червячного колеса	
			Бр.ОНФ и Бр.ОФ 10-1	Бр.АЖ9-4Л и серый чугун
Крановые	Легкий	1, (2)	0,4	0,63
	Средний	2, 3	0,5	0,71
	Тяжелый	4, 5	0,63	0,8
	Весьма тяжелый	6	0,8	0,9
Транспортирующих машин	-	-		1,0

5.1.4. Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$  для венцов червячных колес из бронз Бр.ОНФ и Бр.ОФ 10-1 определяют по формуле

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]^0 K_{HN} \text{ кгс/см}^2, \quad (5)$$

где  $[\sigma_H]^0$  - допускаемое напряжение для числа циклов  $N = 10^7$  (табл. 4);

$K_{HN}$  - коэффициент, учитывающий уменьшение сопротивления выносливости с ростом числа циклов нагружения (табл. 5);

Таблица 4

Допускаемые напряжения  $[\sigma_H]$  и  $[\sigma_F]$ , кгс/см<sup>2</sup>

Материал червяка	Червячное колесо			$[\sigma_H]^0$ и $[\sigma_H]$ при скоростях скольжения $V_{ск}$ , м/с					$[\sigma_F]_0$	$[\sigma_F]_1$	$[\sigma_F]_M$			
	Материал (способ отливки)	Механические свойства, кгс/см <sup>2</sup>			0,25 и ме- нее	0,5	1,0	2,0	4,0 и бо- лее					
		предел текуче- сти $\sigma_t$	предел прочности на растя- жение $\sigma_b$	предел прочности на изгиб (для чу- гуна) $\sigma_{bh}$										
Закален- ная сталь $HRC \geq 45$	Бр.ОНФ (центробеж- ная)	17	29	-			4000			810	570	1350		
	Бр.ОФ10-1 (в кокиль)	15	26	-			3700			720	520	1200		
	Бр.ОФ10-1 (в землю)	12	20	-			2800			500	360	960		
	Бр.АЖ9-4Л (в землю)	20	40	-	-	-	4000	3200	-	1000	800	1600		
Улуч- шенная сталь $NB < 350$	СЧ18-36 (в землю)	-	18	36	2500	2200	1800	-	-	480	300	1100		
	СЧ15-32 (в землю)	-	15	32	2000	1800	1400	-	-	430	270	900		

Таблица 5

Коэффициент  $K_{HN}$ 

Частота вращения червячного колеса, $n_2$ , об/мин	200	100	75	40	20	10 и ме- нее
$K_{HN}$	0,7	0,75	0,8	0,85	0,92	1,0

Для венцов червячных колес из бронзы Бр. АЖ9-4Л и чугунов  $[\sigma_H]$  выбирают по табл. 4 в зависимости от скорости скольжения

$$V_{ск} = \frac{d_{w1} \cdot n_1}{1910 \cdot \cos \gamma_w} \text{ м/с},$$

где  $n_1$  - частота вращения червяка, об/мин;

$\gamma_w$  - начальный угол подъема, град;

$d_{w1}$  - начальный диаметр червяка, см.

## 5.2. Расчет на прочность по напряжениям изгиба.

5.2.1. Для предотвращения излома зубья проверяют:

на выносливость при изгибе от действия нагрузки  $M_{2max}$ ;

на прочность от действия кратковременных перегрузок  $M_{2пик}$ , не учитываемых в расчете на выносливость.

5.2.2. Напряжения изгиба зубьев червячного колеса

$$\sigma_F = \frac{160 \cdot Y_n \cdot M_{2max} \cdot \cos \gamma}{t \cdot d_{w1} \cdot d_2} \leq [\sigma_F] \text{ кгс/см}^2, \quad (6)$$

где  $Y_n$  - коэффициент прочности зубьев для червячных колес.

Определяют по табл. 6 в зависимости от

$$Z_v = Z_2 / \cos^3 \gamma;$$

$\gamma$  - делительный угол подъема;

$[\sigma_F]$  - допускаемое номинальное напряжение изгиба зубьев,  $\text{кгс/см}^2$ .

Таблица 6

Коэффициент  $Y_n$ 

$Z_v = Z_2 / \cos^3 \gamma$	30	32	36	40	45	50	60	70
$Y_n$	1,76	1,71	1,62	1,55	1,48	1,45	1,40	1,36

5.2.3. Модуль (для червячных передач с ручным приводом)

$$m \leq \sqrt[3]{\frac{160 Y_h M_{2max} \cos \gamma}{z_2 (q + 2x) [\sigma_f]}} \text{ см.} \quad (7)$$

5.2.4. Допускаемое номинальное напряжение изгиба  $[\sigma_f]$  при расчете на выносливость определяют по формулам:  
при работе одной стороной зуба

$$[\sigma_f] = [\sigma_f]_o K_{FN} \text{ кгс/см}^2; \quad (8)$$

при работе двумя сторонами зуба

$$[\sigma_f] = [\sigma_f]_1 K_{FN} \text{ кгс/см}^2. \quad (9)$$

При расчете на прочность при действии пиковой нагрузки

$$[\sigma_f] \leq [\sigma_f]_M \text{ кгс/см}^2, \quad (10)$$

где  $[\sigma_f]_o, [\sigma_f]_1, [\sigma_f]_M$  – пределы выносливости по изгибу при работе одной и двумя сторонами зуба, и предельное напряжение по изгибу (табл. 4);

$K_{FN}$  – коэффициент, учитывающий уменьшение сопротивления выносливости с ростом числа циклов нагружения.

Для червячных передач механизмов кранов  $K_{FN}$  определяют по табл. 7, механизмов транспортирующих машин по графикам черт. 1.

Для механизмов с ручным приводом  $K_{FN} = 1$ .

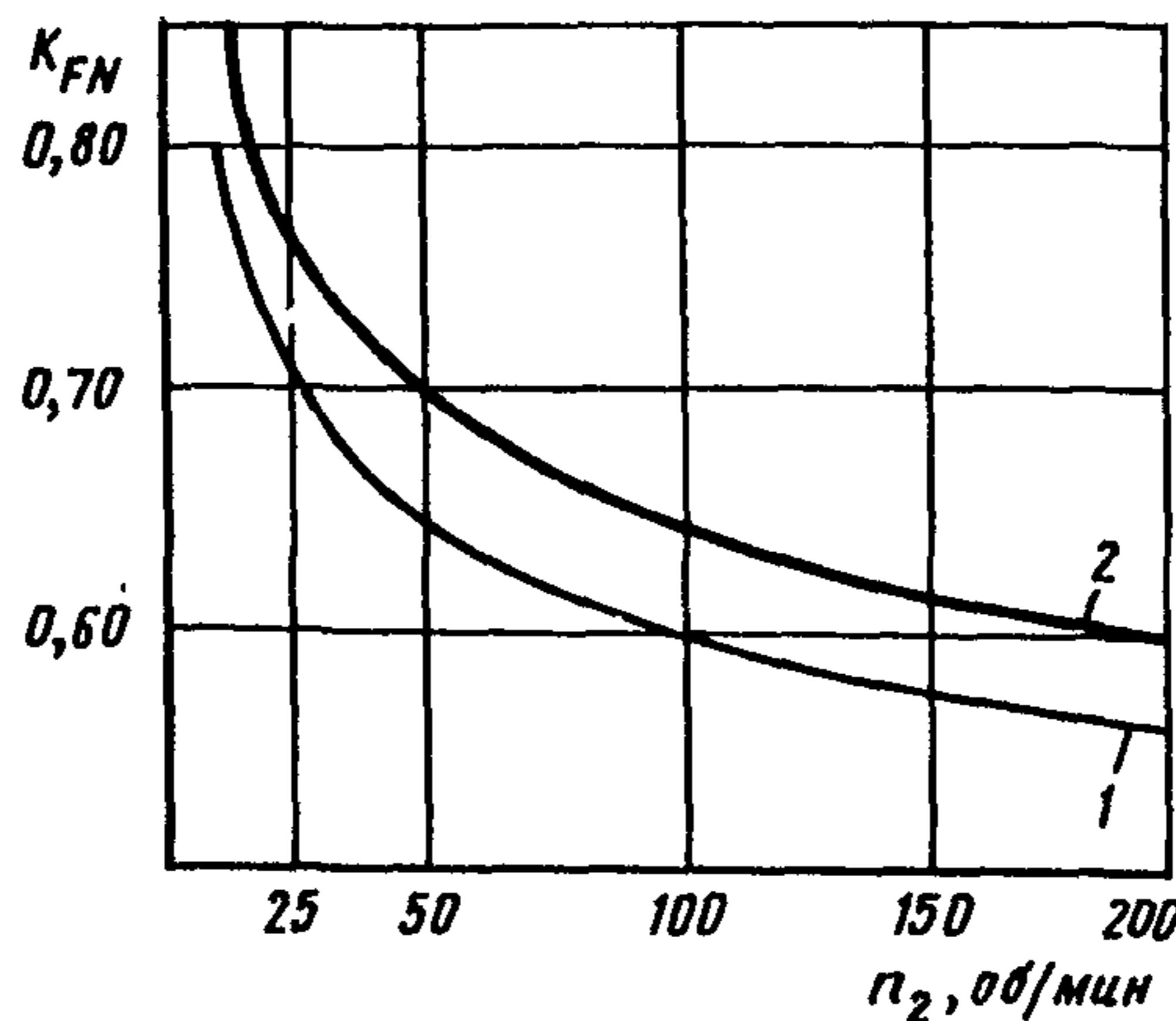
Таблица 7

Коэффициент  $K_{FN}$  для кранов

Режим работы механизма	Легкий (1, 2)	Средний (2, 3)	Тяжелый (4, 5)	Весьма тяжелый (6)
$K_{FN}$	1,0	0,90	0,85	0,80

Примечание. В скобках указаны примерные группы режимов работы по РС 5138-75 "Техника безопасности. Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы".

Значения  $K_{EN}$  для транспортирующих машин



Черт. 1

## 6. РАСЧЕТ ГЛОБОИДНЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

### 6.1. Расчет на износ

6.1.1. Прочность поверхностей зубьев определяется несущей способностью червячного колеса по износу.

6.1.2. Допустимый момент на валу червячного колеса  $[M_{2и}]$  определяют по кривым черт. 2 в зависимости от частоты вращения червяка  $n_1$  и межосевого расстояния  $a$  при условии:

скорость изнашивания зубьев колеса

$$\omega_{и2} \leq 5 \cdot 10^{-10} a \text{ мм/об;}$$

передача модифицированная (ГОСТ 9369-66);

передаточное число передачи  $10 \leq U \leq 63$ ;

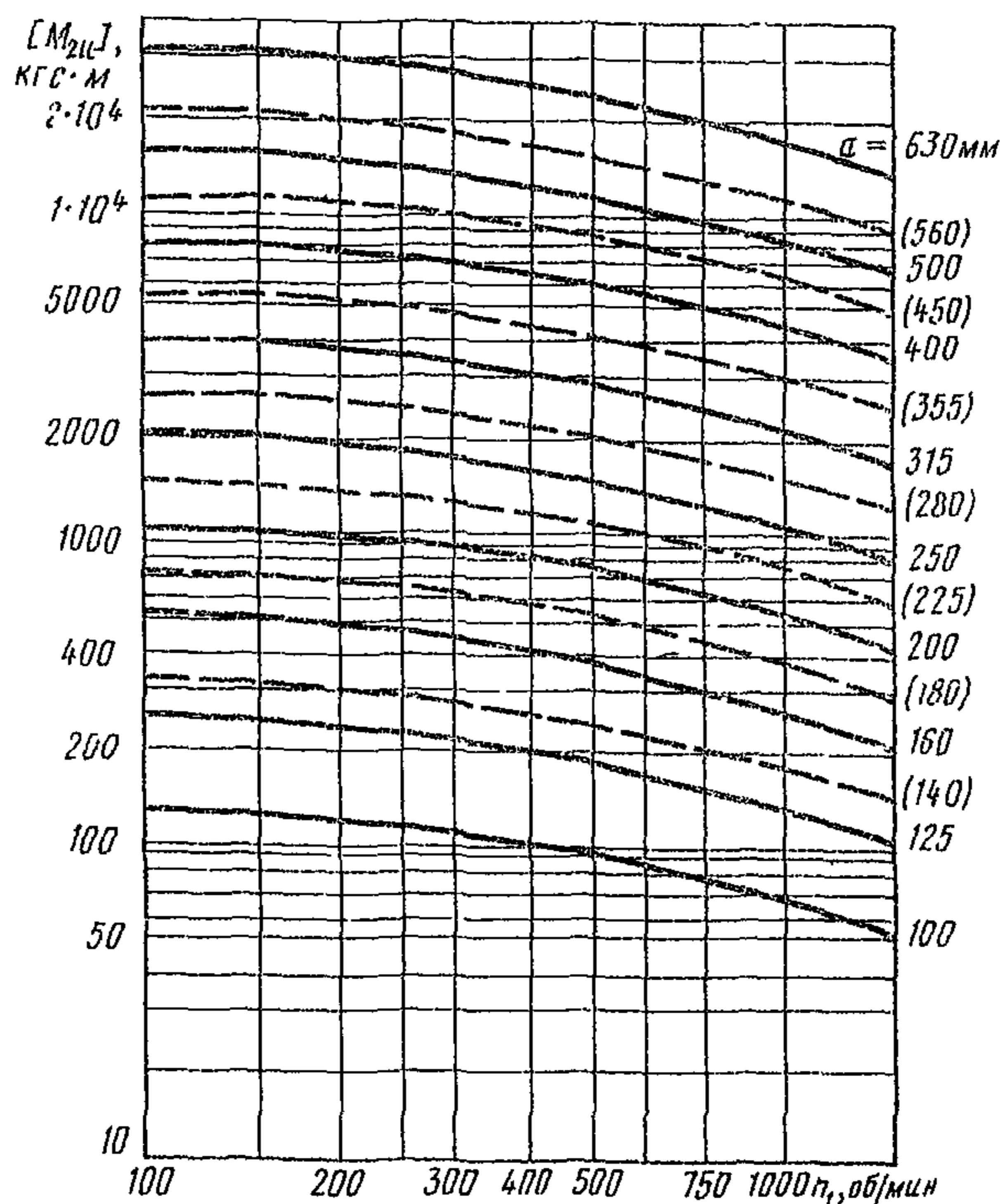
материал венца червячного колеса - оловяннистая бронза;

степень точности не ниже 7-Ш по ГОСТ 16502-70.

6.1.3. Условия обеспечения прочности

$$[M_{2и}] \geq M_{2max} \cdot K_p \text{ кгс} \cdot \text{м} \quad (11)$$

где  $K_p$  - коэффициент режима (табл. 8).

Значения  $[M_{2U}]$ 

Черт. 2

Таблица 8

Коэффициент  $K_p$ 

Условия работы	$K_p$
Круглосуточная постоянная спокойная работа	1,00
Непрерывная работа в течение 8-10 ч в сутки с толчками и ударами. Кратковременные перегрузки на 25% до 15 мин	1,20
Непрерывная круглосуточная работа с ударной нагрузкой и кратковременными перегрузками на 100% до 0,5 мин	1,35
Повторно-кратковременная работа при относительной продолжительности включения (ПВ):	
До 0,16	0,63
Св. 0,16 до 0,25	0,71
Св. 0,25 до 0,4	0,8
Св. 0,4	0,9

6.1.4. При скорости изнашивания колеса  $\dot{W}_{И2}$  не равной  $5 \cdot 10^{-10} \cdot a$  мм/об допускаемый момент на валу червячного колеса  $[M_{2и}]'$  определяют из выражения

$$[M_{2и}]' = [M_{2и}] \sqrt[4]{\frac{\dot{W}_{И2}}{5 \cdot 10^{-10} \cdot a}} \text{ кгс} \cdot \text{м},$$

где  $[M_{2и}]$  - момент по графикам черт. 2.

6.1.5. Допустимая скорость изнашивания зависит от величины предельно-допустимого износа зубьев ( $V$  мм) за заданный срок службы  $T$ , ч

$$\dot{W}_{И2} = \frac{V}{T \cdot 60 \cdot \pi_2} \text{ мм/об},$$

где  $\pi_2$  - частота вращения червячного колеса.

6.1.6. Для глобоидных червячных передач механизмов передвижения и поворота допускается износ до заострения зубьев на головке до 0,1 $\pi$ .

Для червячных передач редукторов привода лифта предельная величина износа определяется допустимой величиной окружного люфта червяка в зависимости от назначения лифта.

6.1.7. Для не модифицированной глобоидной передачи допустимый момент на валу червячного колеса  $[M_{2и}]''$  определяют по формуле

$$[M_{2и}]'' = [M_{2и}] \cdot \frac{1,2}{1,06 + 0,024 \sqrt{u - 6}}.$$

6.1.8. Для передач со степенью точности ниже 7-Ш по ГОСТ 16502-70 значения  $[M_{2и}]$  по черт. 2 следует уменьшить на 25%.

6.1.9. Допустимость действия наибольшего крутящего момента  $M_{2max}$  с точки зрения отсутствия на поверхности зубьев пластической деформации можно проверить по формуле

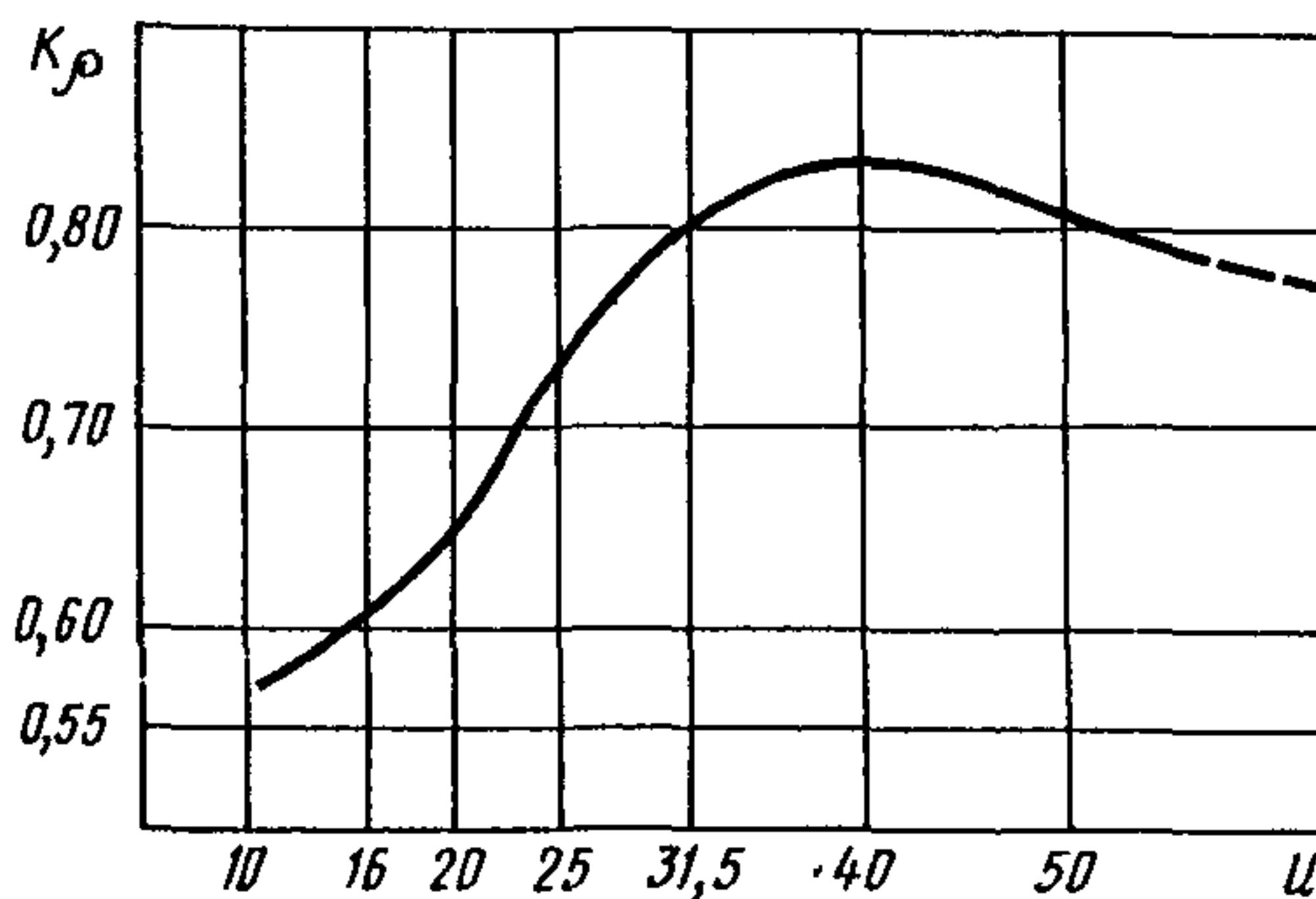
$$\sigma_H = 2 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{M_{2max}}{K\rho \cdot a^3}} \leq [\sigma_H]_M \text{ кгс}/\text{см}^2, \quad (12)$$

где  $K\rho$  - коэффициент приведенного радиуса кривизны (черт. 3);

$[\sigma_H]_M$  - предельное контактное напряжение  $\text{кгс}/\text{см}^2$  ( $\sigma_T$  - предел текучести оловяннистой бронзы, см. табл. 4).

$[\sigma_H]_M \leq 6 \sigma_T$

Значения  $K_p$  (по данным Г.Д. Федорова)



Черт. 3

6.2. Расчет на срез зубьев червячного колеса.

6.2.1. Напряжение среза зубьев в опасном сечении

$$\tau_{cp} = \frac{400M_{2max}}{d_2 K_c F_{cp} \cos \gamma} \leq [\tau_{cp}] \text{ кгс/см}^2, \quad (13)$$

где  $M_{2max}$  – наибольший крутящий момент, кгс·м;

$d_2$  – диаметр расчетной окружности, см<sup>\*</sup>;

$K_c$  – расчетный обхват;

$\gamma$  – угол подъема витка червяка, град;

$F_{cp}$  – площадь среза определяют по формуле

$$F_{cp} \approx 1,57\beta m + \frac{1,8\beta m}{\cos \gamma} \operatorname{tg} \left[ \frac{180}{z_2} (1,1K_c - 1) \right] \text{ см}^2,$$

где  $\beta$  – ширина венца колеса, см;

$m$  – модуль, см;

$z_2$  – число зубьев колеса.

6.3. Допускаемое напряжение среза для бронзы

$$[\tau_{cp}] = 0,56\beta \text{ кгс/см}^2,$$

( $\beta$  – предел прочности при растяжении, по табл. 4).

\* Определение геометрических параметров дано в приложении 3 справочном.

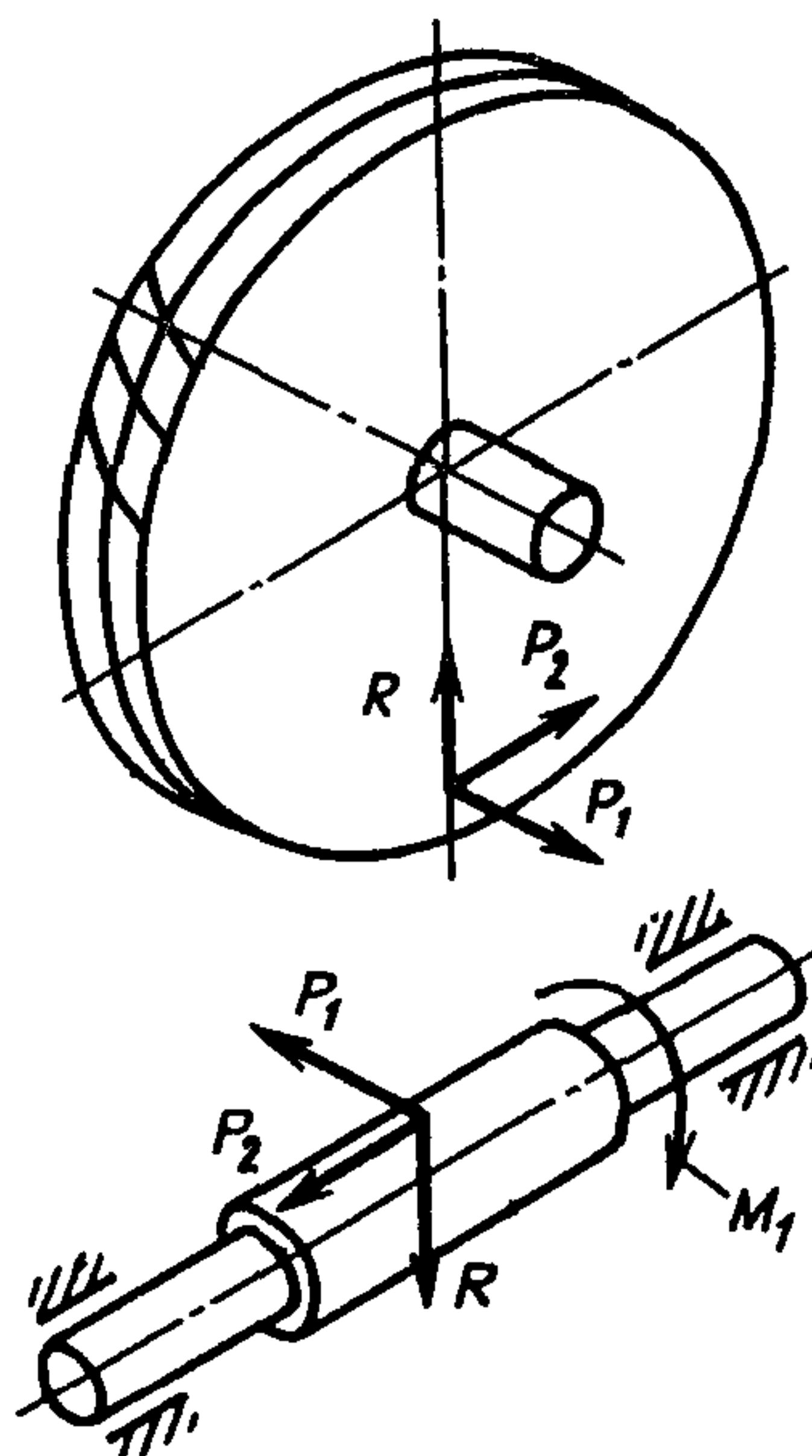
## 7. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ ТЕЛА ЧЕРВЯКА

Расчет распространяется на цилиндрические и глобоидные червячные передачи.

### 7.1. Силы в зацеплении.

Результирующую силу, действующую в зацеплении, определяют по трем составляющим (черт. 4):

Силы в червячном зацеплении



Черт. 4

окружной силе на червячном колесе, равной осевой силе на червяке

$$P_2 = \frac{2M_2}{d_2} \text{ кгс; } \quad (14)$$

окружной силе на червяке, равной осевой силе на червячном колесе

$$P_1 = \frac{2M_1}{d_{w1}} = P_2 \operatorname{tg}(\gamma \pm \rho) \text{ кгс, } \quad (15)$$

(минус при ведущем червячном колесе);

радиальной силе, раздвигающей червяк и червячное колесо

$$R = P_2 \operatorname{tg} \alpha \text{ кгс}, \quad (16)$$

где  $M_2$  и  $M_1$  - крутящие моменты на червячном колесе и червяке;

$d_2$  и  $d_w$  - начальный диаметр червячного колеса и червяка. Для глобоидных червячных передач следует подставлять расчетный диаметр  $d_2$  и  $d_1$ ;

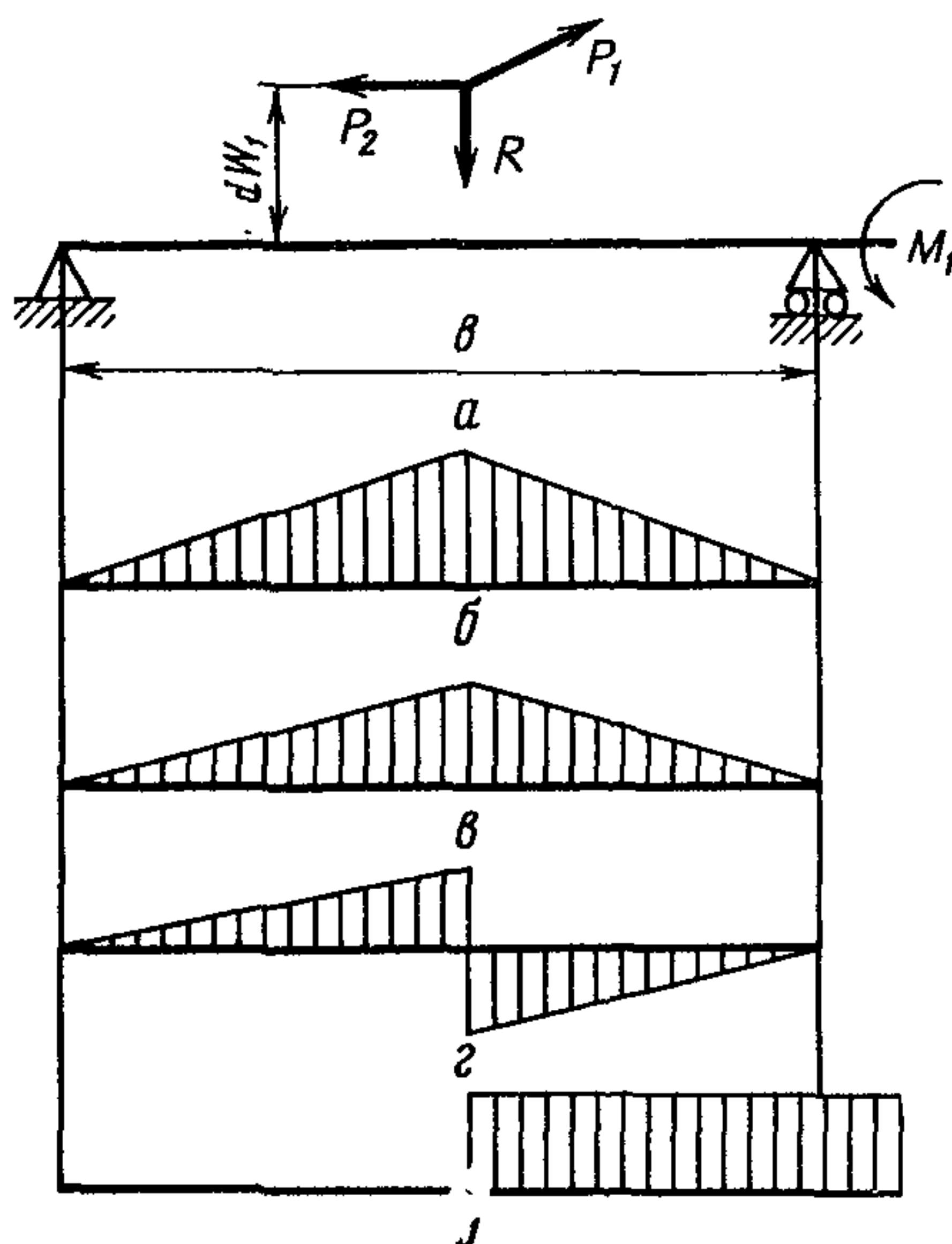
$\alpha$  - угол давления. Для цилиндрических червячных передач  $\alpha \approx 20^\circ$ ; глобоидных  $\alpha \approx 12^\circ$ ; глобоидных с начальным локализованным контактом  $\alpha \approx 16^\circ$ ;

$\rho$  - угол трения (табл. 9).

## 7.2. Расчет на прочность

7.2.1. Расчетная схема и эпюры изгибающих и крутящих моментов приведены на черт. 5.

Расчетная схема (а) и эпюры изгибающих моментов от силы  $P_1$  (б),  $R$  (в) и  $P_2$  (г) и крутящего момента  $M_1$  (д)



Черт. 5

Таблица 9

Значения  $f$  и  $\rho$ 

Ско- рость сколь- жения $v_{sk}$ м/с	Венец червячного ко- леса из Бр. ОНФ или Бр. ОФ10-1		Венец червячного ко- леса из Бр. АЖ9-4Л или серого чугуна		Червячное колесо из серого чугуна			
	Твердость витков червяка							
	не менее НRC 45			менее НВ 350				
$f$	$\rho$	$f$	$\rho$	$f$	$\rho$			
0,01	0,110 (0,146)	$6^{\circ}17'$ ( $8^{\circ}17'$ )	0,180 (0,169)	$10^{\circ}12'$ ( $9^{\circ}35'$ )	0,190	$10^{\circ}45'$		
0,10	0,080 (0,128)	$4^{\circ}34'$ ( $7^{\circ}16'$ )	0,130 (0,149)	$7^{\circ}24'$ ( $8^{\circ}30'$ )	0,140	$7^{\circ}58'$		
0,50	0,055 (0,100)	$3^{\circ}09'$ ( $5^{\circ}43'$ )	0,090 (0,120)	$5^{\circ}09'$ ( $6^{\circ}51'$ )	0,100	$5^{\circ}43'$		
1,00	0,045 (0,085)	$2^{\circ}35'$ ( $4^{\circ}53'$ )	0,070 (0,103)	$4^{\circ}00'$ ( $5^{\circ}53'$ )	0,090	$5^{\circ}09'$		
1,50	0,040 (0,076)	$2^{\circ}17'$ ( $4^{\circ}21'$ )	0,065 (0,092)	$3^{\circ}43'$ ( $5^{\circ}17'$ )	0,080	$4^{\circ}34'$		
2,00	0,035 (0,069)	$2^{\circ}00'$ ( $3^{\circ}57'$ )	0,055 (0,084)	$3^{\circ}09'$ ( $4^{\circ}49'$ )	-	-		
4,00	0,024 (0,054)	$1^{\circ}22'$ ( $3^{\circ}07'$ )	-	-	-	-		
8,00	0,018 (0,041)	$1^{\circ}02'$ ( $2^{\circ}20'$ )	-	-	-	-		

Примечание. В скобках указаны значения  $f$  и  $\rho$  при ведущем червячном колесе.

## 7.2.2. Напряжение изгиба в средней плоскости передачи

$$\sigma_i = \frac{M_{\text{итах}}}{0,1 d_{f_1}^3} \text{ кгс/см}^2, \quad (17)$$

где  $M_{\text{итах}}$  – наибольший изгибающий момент в средней плоскости передачи

$$M_{\text{итах}} = \frac{\sqrt{(P_1 \ell)^2 + (R \ell + P_2 d_{w_1})^2}}{4} \text{ кгс·см};$$

$d_{f_1}$  - диаметр впадин червяка (приложение 2 и 3),  
 $d_w$  - начальный диаметр червяка (для глобоидного  
 червяка  $d_w = d_1$ ).

### 7.2.3. Напряжение кручения

$$\tau = \frac{M_{1\max}}{0,2d_{f_1}^3} \text{ кгс/см}^2, \quad (18)$$

где  $M_{1\max}$  - наибольший крутящий момент на червяке, кгс·см.

### 7.2.4. Коэффициент безопасности

$$\Pi = \frac{\Pi_\sigma \Pi_\tau}{\sqrt{\Pi_\sigma^2 + \Pi_\tau^2}} \gg 1,4, \quad (19)$$

где  $\Pi_\sigma$  - коэффициент безопасности по напряжениям изгиба

$$\Pi_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_i \cdot K_\sigma} \quad (20)$$

$\Pi_\tau$  - коэффициент безопасности по напряжениям кручения

$$\Pi_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_i \cdot K_\tau}, \quad (21)$$

где  $\sigma_{-1}, \tau_{-1}$  - пределы выносливости материала червяка при изгибе и кручении;

$K_\sigma, K_\tau$  - коэффициенты концентрации изгиба и кручения у основания витка;

$K_\sigma = 1,2-1,35$ , соответственно для  $80 \leq d_w < 420$  (или  $A$ );

$K_\tau = 1 + 0,6 (K_\sigma - 1)$ .

### 7.3. Расчет на жесткость.

Прогиб червяка в осевом сечении

$$f \approx \frac{\ell^3 \sqrt{P_1^2 + R^2}}{48E_1 J_\phi} \text{ см}, \quad (22)$$

где  $\ell$  - расстояние между опорами ( $\ell \approx 0,9 d_2$ ), см;

$P_1, R$  - силы, кгс (см. черт. 4);

$E_1$  - модуль упругости стального червяка.  $E_1 = 2,15 \cdot 10^6$  кгс/см<sup>2</sup>;

$J_\phi$  - экваториальный момент инерции фиктивного цилиндрического стержня эквивалентного червяку по деформации

$$J_{\phi} = \frac{\pi d_{f_1}^4}{64} (0,36 + 0,64 \frac{d_{a_1}}{d_{f_1}}) \text{ см}^4,$$

$d_{a_1}, d_{f_1}$  - диаметры вершин и впадин витков червяка, см.  
Допустимый прогиб  $[f] \approx (0,005 - 0,01) m$  мм.

## 8. РАСЧЕТ КПД ПЕРЕДАЧИ

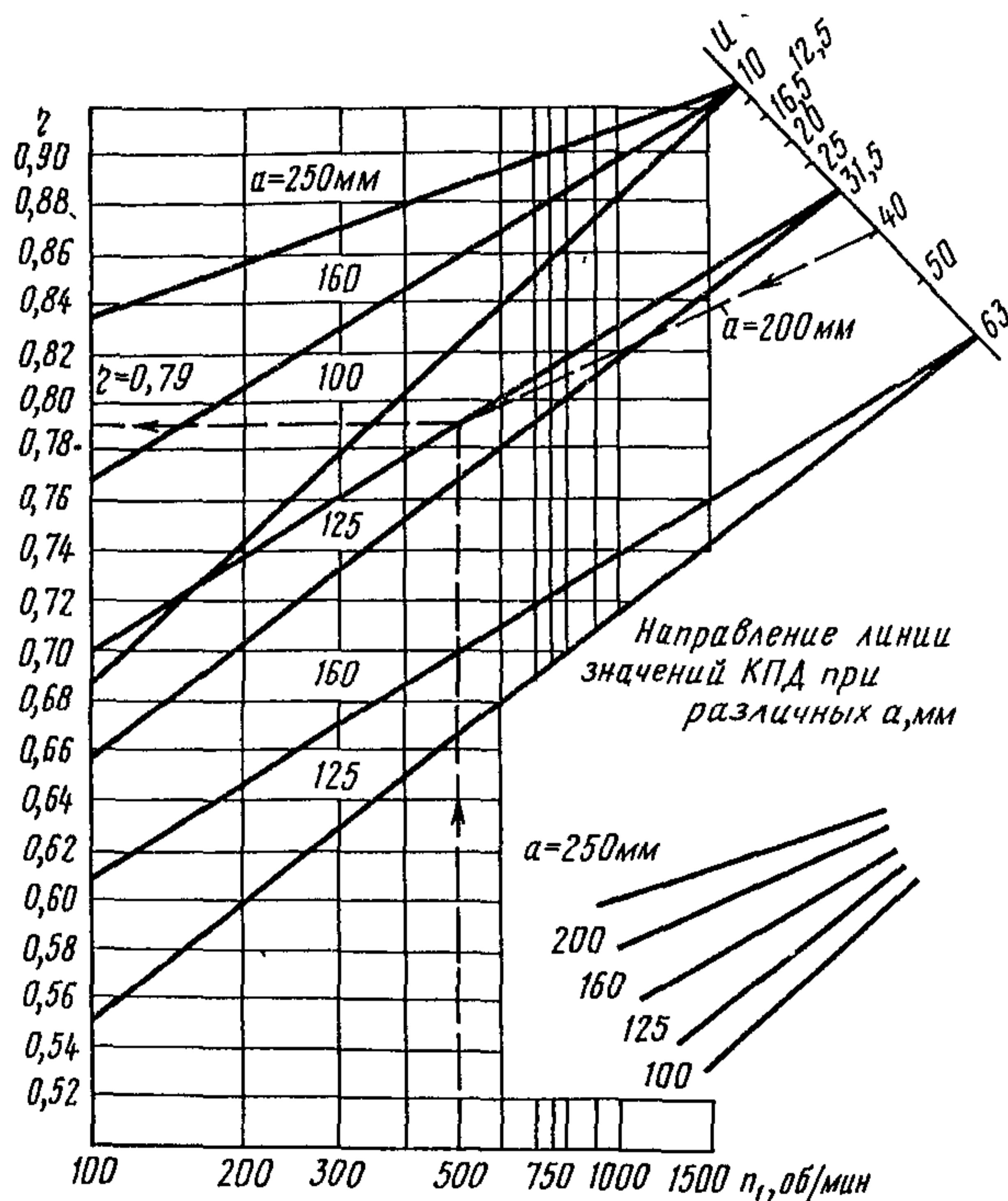
8.1. Общий коэффициент полезного действия червячной передачи определяют по формуле:

$$\eta = \eta_z \cdot \eta_n \cdot \eta_p, \quad (23)$$

где  $\eta_z, \eta_n, \eta_p$  - коэффициенты потерь в зацеплении, опорах и на разбрзгивание смазки.

Номограмма для определения КПД глобоидных передач (пример:  $a = 200$  мм,  $u = 40$ ;  $n_f = 500$  об/мин,  $\eta = 0,79$ )

1 - нереверсивные; 2 - реверсивные



Черт. 6

8.2. Коэффициент потерь в зацеплении (КПД зацепления) определяют по формулам:  
червяк ведущий

$$\eta_{z12} = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg} (\gamma_w + \rho)}; \quad (24a)$$

червячное колесо ведущее

$$\eta_{z21} = \frac{\operatorname{tg} (\gamma_w - \rho)}{\operatorname{tg} \gamma_w}, \quad (24b)$$

где  $\gamma_w$  – начальный угол подъема (для глобоидной передачи  $\gamma$  – угол подъема витка червяка);  
 $\rho$  – угол трения,  
 $f$  – коэффициент трения скольжения.

Значения  $\rho$  и  $f$  в зависимости от скорости скольжения для червячных передач приведены в табл. 9.

8.3. Средние значения КПД цилиндрических червячных передач с учетом потерь в опорах составляют 0,65–0,80; 0,83–0,87; 0,89–0,91 при числе витков червяка соответственно 1; 2; 4.

Номограмма для определения КПД глобоидной передачи при  $a = 250$  мм приведена на черт. 6.

При снижении нагрузки на 50% по сравнению с расчетной допускаемой потери в червячной передаче ( $1 - \eta$ ) увеличиваются в 1,5 раза.

## 9. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ НА НАГРЕВ

9.1. Максимально допустимый по нагреву момент на валу червячного колеса  $[M_2]_t$  определяют по формуле

$$[M_2]_t \cong \frac{80K_t F}{n_2 P_B} \cdot \frac{\eta}{1 - \eta} \text{ кгс} \cdot \text{м}, \quad (25)$$

где  $K_t$  – коэффициент теплоотдачи; при малой циркуляции воздуха в помещении  $K_t = 7-9$  ккал/ч·м<sup>2</sup>·град; при интенсивной вентиляции помещения или на открытом воздухе  $K_t = 12-15$  ккал/ч·м<sup>2</sup>·град;

$n_2$  – частота вращения вала червячного колеса, об/мин;  
 $P_B$  – относительная продолжительность включения привода (редуктора);

$\eta$  – КПД редуктора;

$F$  – площадь поверхности охлаждения корпуса передачи

$$F \approx 20 a_w^2 + K_{\text{реб}} \cdot F_{\text{реб}} \text{ м}^2,$$

где

$a_w$  – межосевое расстояние, м;

$F_{\text{реб}}$  – площадь поверхности ребер,  $\text{м}^2$ ;

$K_{\text{реб}}$  – коэффициент эффективности ребер;  $K_{\text{реб}} = 0,5$  при горизонтальном расположении ребер;  $K_{\text{реб}} = 1$  при вертикальном.

9.2. Допустимое время непрерывной работы передачи до достижения предельной температуры масла ( $t_m \leq 90^\circ$ ) приближенно определяют по формуле:

$$T \approx \frac{(G_p C_p + G_m C_m)(t_m - t_b)}{0,9 M_{2\max} \pi_2 \frac{1-\gamma}{\gamma} - K_t F t_{\text{ср.изб}}} \text{ ч}, \quad (26)$$

или

$$T = \frac{(0,12 G_p + 0,4 G_m) \cdot 70}{0,9 M_{2\max} \pi_2 \frac{1-\gamma}{\gamma} - 35 K_t F} \text{ ч},$$

где  $G_p$  и  $G_m$  – вес редуктора и масла, кгс,

$C_p$  – теплоемкость металла,  $C_p = 0,12$  ккал/кг·град;

$C_m$  – теплоемкость масла,  $C_m = 0,4$  ккал/кг·град;

$M_{2\max}$  – наибольший передаваемый крутящий момент,  $\text{кгс} \cdot \text{м}$ ;

$t_m$  и  $t_b$  – температура масла и окружающего воздуха;

$t_{\text{ср.изб}}$  – средняя избыточная температура масла

$$t_{\text{ср.изб}} = 0,5(t_m - t_b).$$

## 10. СМАЗКА

Рекомендуемые марки масел для червячных передач приведены в табл. 10. Там же указаны примеры их применения.

Таблица 10

### Масла для червячных передач

Наименование масла	Технические условия (ОСТ, ГОСТ)	Вязкость при 100°C, сСт	Режимы ра- боты
Масло цилиндровое 52 (Вапор)	ГОСТ 6411-52	44-59	Непрерывный и крановый тя- желый и весь- ма тяжелый

Продолжение табл. 10

Наименование масла	Технические условия (ОСТ, ГОСТ)	Вязкость при 100°C, сСт	Режимы ра- боты
Масло индустриальное тяжелое с присадками ИТП-300	ТУ 38.101.292-72	35,6	
Масло трансмиссионное для редукторов трол- лейбусов марки З марки Л	ТУ 38.101.230-72	22-28 28-36	Непрерывный и крановый тя- желый и весь- ма тяжелый
Масло трансмиссионное для промышленного оборудования (нигрол) летнее зимнее	ТУ 38.101.529-72	27-34 19-26	Крановый лег- кий и средний

Масла ИТП-300 и трансмиссионное для промышленного оборудования (летнее) рекомендуются для предпочтительного применения в механизмах кранов.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 1

## Справочное

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ ТОРМОЗНОГО ВЫБЕГА  
МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ КРАНА**

Наибольший момент в зацеплении, действующий со стороны червячного колеса (червячное колесо ведущее) при торможении механизма передвижения, определяют по формуле

$$M_2 = \frac{M_{C2} J_1 U - M_{C1} J_2}{J_1 U^2 + J_2 \eta_{21}} U,$$

где  $M_{C1}$  – приведенный к валу червяка статический момент сопротивления  $M_{C1} = M_T + M_O \approx 1,2M_T$ ;

$M_T$  – момент тормоза;

$M_O$  – момент сопротивлений в кинематической цепи на участке от червяка до тормоза.  $M_O = (0,1-0,15)M_{C1}$ ;

$M_{C2}$  – приведенный к валу червячного колеса статический момент при торможении механизма передвижения с грузом;

$\eta_{21}$  – КПД передачи при ведущем червячном колесе;

$J_1$  – момент инерции вала червяка с учетом жестко связанных с червяком масс (двигателя, муфты, тормозного шкива и т.д.);

$J_2$  – момент инерции червячного колеса с учетом жестко связанных с ним масс.

$$J_2 \approx \frac{9,3 G \cdot U^2 U^2}{\dot{P}_{дв}^2} \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2,$$

где  $G$  – вес поступательно движущихся масс, кг;

$U$  – скорость передвижения, м/с;

$\dot{P}_{дв}$  – частота вращения двигателя, 1/об;

$U$  – передаточное число червячной передачи.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 2

## Справочное

**РАСЧЕТ И ВЫБОР ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ  
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ**

Формулы и рекомендации для расчета и выбора геометрических параметров цилиндрических червячных передач приведены в табл. 1 приложения 2.

Таблица 1

**Расчет параметров  
(по ГОСТ 19650-74)**

Наименование параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
1	2	3
Модуль	$m$	По ГОСТ 19672-74, табл. 2 приложения 2
Коэффициент диаметра червяка	$q$	
Передаточное число	$u$	-
Число витков червяка	$z_1$	См. табл. 2 приложения 2
Число зубьев червячного колеса	$z_2$	$z_2 = z_1 \cdot u$
Межосевое расстояние	$a_w$	$a_w = 0,5(z_2 + q + 2x)m$
Коэффициент смещения червяка	$x$	$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(z_2 + q)$ Рекомендуется принимать в пределах $1 \geq x \geq -1$
Делительный диаметр: червяка	$d_1$	$d_1 = q m$
червячного колеса	$d_2$	$d_2 = z_2 m$
Начальный диаметр червяка	$d_{w1}$	$d_{w1} = (q + 2x)m$
Делительный угол подъема	$\gamma$	$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}$
Начальный угол подъема	$\gamma_w$	$\operatorname{tg} \gamma_w = \frac{z_1 m}{d_{w1}}$
Диаметр вершин витков червяка	$d_{a1}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_a^* m$
Коэффициент высоты головки	$h_a^*$	$h_a^* = 1$
Диаметр червяка по впадине	$(d_{f1})$	$d_{f1} = d_{a1} - 2h_1$
Высота витка червяка	$h_1$	$h_1 = h^* m$

Продолжение табл. 1

1	2	3
Коэффициент высоты витка	$h^*$	Червяк эвольвентный $h^* = 2 + 0,2 \cos \gamma$ Червяк архимедов и др. $h^* = 2,2$

Примечание. В ГОСТ 19650-74 параметра  $d_{f_1}$  нет.

Таблица 2

Коэффициент диаметра  $q$  в зависимости от модуля  $m$ 

Модуль $m$ , мм									
2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	
—	—	—	—	—	8,0	—	—	—	
10,0	—	—	—	—	—	10,0	—	—	
12,5	—	—	—	—	—	—	12,5	—	
16,0	—	—	—	16 <sup>*</sup>	—	—	—	16	

\* При  $Z_f = 1$ . Для остальных сочетаний  $m$  и  $q$  число витков — червяка  $Z = 1,2$  и  $4$ .

## ПРИЛОЖЕНИЕ 3

## Справочное

РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ  
ГЛОБОИДНЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Формулы для расчета геометрических параметров глобоидных передач приведены в табл. 1 приложения 3.

Таблица 1

Расчет параметров по ГОСТ 17696-72

Наименование параметра	Обозначение	Расчетные формулы и указания
1	2	3
Межосевое расстояние	$a$	-
Передаточное число	$u$	-
Число витков червяка	$z_1$	ГОСТ 9369-66
Число зубьев колеса	$z_2$	$z_2 = z_1 \cdot u$ ГОСТ 9369-66
Коэффициент диаметра червяка	$q$	Выбирается в зависимости от $z_2$ по табл. 2 приложения 3
Диаметр расчетной окружности: червяка	$d_1$	$d_1 = \frac{2aq}{q+z_2}$
червячного колеса	$d_2$	$d_2 = 2a - d_1$
Модуль	$m$	$m = d_2 / z_2$
Расчетный обхват	$K_c$	$K_c = z_2 / 10$ Округляется до ближайшего из членов ряда 3,5; 4,5; 5,5...
Угол подъема витка червяка	$\gamma$	$tg \gamma = d_2 / d_1 \cdot u$
Диаметр вершин витков червяка	$d_{a_1}$	$d_{a_1} = d_1 + 2ha_1$
Высота головки витка червяка	$ha_1$	$ha_1 = h - ha_2$
Рабочая высота зуба колеса	$h$	$h = (1,4-1,7)m$ или по ГОСТ 9369-66
Высота головки эзуба колеса	$ha_2$	$ha_2 = (0,3-0,45)h$ или по ГОСТ 9369-66
Диаметр впадин червяка	$d_{f_1}$	$d_{f_1} = 2(a - R_{f_1})$

Продолжение табл. 1

1	2	3
Радиус впадин червяка (в средней плоскости)	$R_{f_1}$	$R_{f_1} = 0,5 d_2 + h_{a_2} + C$
Радиальный зазор	C	$C = (0,15-0,25) m$ или по ГОСТ 9369-66
Ширина венца колеса	$\theta$	$\theta = (0,6-0,8) d_1$ (округляется до значений по ГОСТ 9369-66)

Таблица 2

Коэффициент диаметра  $q$  в зависимости от  $Z_2$ 

$Z_2$	До 40	От 41 до 50	От 51 до 60
$q$	От 6 до 8	От 7 до 10	От 8 до 11

## Справочное

## ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Пример 1. Проверить правильность выбора параметра цилиндрической червячной передачи механизма вращения штанги штыревого крана  $Q = 10$  т.

Наибольший момент на валу червячного колеса  $M_{2max} = 280$  кгс·м.

Режим работы легкий. Нагрузка реверсивная.

Параметры передачи:

число витков червяка  $Z_1 = 1$ ;

число зубьев червячного колеса  $Z_2 = 37$ ;

модуль  $m = 8$  мм;

межосевое расстояние  $a_w = 180$  мм;

делительный угол подъема  $\gamma = 7^{\circ}07'30''$ ;  $\cos \gamma = 0,99$ ;

начальный диаметр червяка  $d_{w1} = 64$  мм;

делительный диаметр червячного колеса  $d_2 = 296$  мм;

частота вращения червяка  $N_1 = 945$  об/мин;

то же червячного колеса  $N_2 = 26$  об/мин.

Материал червяка: сталь 45 ГОСТ 1050-74. Твердость поверхности витка червяка HRC = 45-50;  $(\sigma_b)_{\text{серц}} = 90$  кгс/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_{-1} = 38$  кгс/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_{-f} = 22$  кгс/мм<sup>2</sup>.

Материал венца червячного колеса: бронза Бр. ОФ 10-1 (отливка в кокиль).

1. Расчет на выносливость поверхностей зубьев червячного колеса.

1.1. Определяем расчетную нагрузку

$$M_{2HE} = M_{2max} K_d = 280 \cdot 0,4 = 112 \text{ кгс} \cdot \text{м},$$

$$K_d = 0,4 \text{ (табл. 3).}$$

1.2. Определяем напряжение в полюсе зацепления по формуле (2).

$$\sigma_H = \frac{22600}{d_2} \sqrt{\frac{M_{2HE} \cdot K_k}{d_{w1}}} = \frac{22600}{29,6} \sqrt{\frac{112 \cdot 1}{64}} = 3200 \text{ кгс}/\text{см}^2.$$

$$K_k = 1,0 \text{ (табл. 2).}$$

1.3. Определяем допускаемое напряжение по формуле (5)

$$[\sigma_H] = [\sigma_b]^o \cdot K_{HN} = 3700 \cdot 0,9 = 3300 \text{ кгс}/\text{см}^2;$$

$$[\sigma_H] = 3700 \text{ кгс/см}^2 \text{ (табл. 4); } K_{HN} = 0,9 \text{ (табл. 5).}$$

$\sigma_H < [\sigma_H]$  - условие прочности соблюдено.

2. Проверка прочности по напряжениям изгиба.

2.1. Определяем напряжение изгиба

$$\sigma_F = \frac{160 y_H M_{2max} \cos \gamma}{m d_{w_1} d_2} = \frac{160 \cdot 1,58 \cdot 280 \cdot 0,99}{0,8 \cdot 6,4 \cdot 29 \cdot 6} = \\ = 465 \text{ кгс/см}^2;$$

$$y_H = 1,58 \text{ (табл. 6 для } Z_U = \frac{37}{0,99^3} \cong 38).$$

2.2. Определяем допускаемое напряжение по формуле (9)

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_{-1} \cdot K_{FN} = 520 \cdot 1 = 520 \text{ кгс/см}^2,$$

$$[\sigma_F]_{-1} = 520 \text{ кгс/см}^2 \text{ (табл. 4);}$$

$$K_{FN} = 1 \text{ (табл. 7);}$$

$\sigma_F < [\sigma_F]_{-1}$  - условия прочности соблюдены.

3. Расчет червяка на прочность.

3.1. Определяем силы в зацеплении (формулы (14), (15), (16))

$$P_2 = \frac{2M_{2max}}{d_2} = \frac{2 \cdot 280 \cdot 100}{29,6} = 1900 \text{ кгс;}$$

$$P_1 = P_2 \operatorname{tg}(\gamma + \rho) = 1900 \cdot 0,155 = 300 \text{ кгс;}$$

$$\rho = 1^\circ 40' \text{ (табл. 9) для } U_{ck} = \frac{d_{w_1} n_1}{1910 \cos \gamma_w} = 3,2 \text{ м/с;}$$

$$R = P_2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 685 \text{ кгс.}$$

3.2. Определяем наибольший изгибающий момент в средней плоскости передачи при  $\ell \approx 0,9 d_2 \cong 280 \text{ мм.}$

$$M_{\text{имах}} = \frac{\sqrt{(P_1 \ell)^2 + (R \ell + P_2 d_{w_1})^2}}{4} = \\ = \frac{\sqrt{(300 \cdot 28)^2 + (685 \cdot 28 + 1900 \cdot 6,4)^2}}{4} = 7750 \text{ кгс} \cdot \text{см.}$$

3.3. Наибольший крутящий момент (формула (15))

$$M_{1max} = \frac{P_1 d_{w_1}}{2} = \frac{300 \cdot 6,4}{2} = 960 \text{ кгс} \cdot \text{см.}$$

3.4. Определяем напряжение изгиба в средней плоскости передачи

$$\sigma_i = \frac{M_{\text{имax}}}{0,1d_{f_1}^3} = \frac{7750}{0,1 \cdot 4,4^3} = 900 \text{ кг/см}^2;$$

(червяк эвольвентный)

$$d_{f_1} = d_1 - 2m - 0,4 \cos \gamma \text{ (приложение 2);}$$

$$d_{f_1} = 6,4 - 0,8 \cdot 2 - 0,99 \cdot 0,4 = 4,4 \text{ см.}$$

3.5. Определяем напряжение кручения

$$\tau = \frac{M_{\text{имax}}}{0,2d_{f_1}^3} = \frac{960}{0,2 \cdot 4,4^3} = 57 \text{ кг/см}^2.$$

3.6. Определяем коэффициент безопасности

$$\eta = \frac{\Pi_B \Pi_T}{\sqrt{\Pi_B^2 + \Pi_T^2}} = \frac{3,1 \cdot 32}{\sqrt{3,1^2 + 32^2}} \cong 3 > 1,4;$$

$$\Pi_B = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_u K_B} = \frac{3800}{900 \cdot 1,35} \cong 3,1;$$

$$K_B = 1,35 \text{ (п. 7.2.6);}$$

$$\Pi_T = \frac{\tau_{-1}}{\tau K_T} = \frac{2200}{57 \cdot 1,2} \cong 32;$$

$$K_T = 1,2 \text{ (п. 7.2.6).}$$

4. Расчет червяка на жесткость.

Определяем прогиб червяка в осевом сечении

$$f = \frac{\ell^3 \sqrt{P_1^2 + R^2}}{48 E_1 J_\phi} = \frac{28^3 \sqrt{300^2 + 685^2}}{48 \cdot 2,15 \cdot 10^6 \cdot 28} = 0,0056 \text{ см;}$$

$$J_\phi = \frac{\pi d_{f_1}^4}{64} (0,36 + 0,64 \frac{d_{a_1}}{d_{f_1}}) = \frac{\pi \cdot 4,4^4}{64} (0,36 + 0,64 \frac{8}{4,4}) = 28,0 \text{ см}^4,$$

$$d_{a_1} = d_1 + 2m = 6,4 + 1,6 = 8 \text{ см;}$$

$$[f] \cong 0,01 \text{ м} = 0,08.$$

$f = 0,056 < 0,08$  – жесткость обеспечена.

5. Определение КПД.

$$\eta \approx \eta_3 = \frac{\operatorname{tg} Y_w}{\operatorname{tg}(Y_w + \rho)} = \frac{7^{\circ}07'32''}{8^{\circ}47'32''} = 0,81;$$

$\rho = 1^{\circ}40'$  (табл. 9 для  $U_{CK} \approx 3,2$  м/с).

6. Проверка редуктора по нагреву.

Максимально допустимый по нагреву момент на валу червячного колеса  $[M_2]_T$  равен

$$[M_2]_T = \frac{80 K_t F}{P_2 \Pi_B} \cdot \frac{\eta}{1 - \eta} = \frac{80 \cdot 7 \cdot 0,65}{26 \cdot 0,16} \cdot \frac{0,81}{1 - 0,81} = \\ = 370 \text{ кгс} \cdot \text{м},$$

$K_t = 7$  ккал/ч  $\cdot$  м<sup>2</sup> – плохая вентиляция цеха;  $F \approx 20 a_w^2 = 20 \cdot 0,18^2 = 0,65$  м<sup>2</sup>;  $P_2 = 26$  об/мин;  $\Pi_B \leq 0,16$ ;  $\eta = 0,81$ ;

$$M_{2max} = 280 \text{ кгс} \cdot \text{м} < [M_2]_T.$$

Пример 2. Определить наибольший допустимый момент на валу червячного колеса цилиндрической червячной передачи (по прочности зацепления) механизма передвижения крана.

Режим работы механизма – средний ( $\Pi_B \approx 0,25$ ).

Параметры передачи:

число витков червяка  $Z_1 = 1$ ;

число зубьев червячного колеса  $Z_2 = 40$ ;

модуль  $m = 6,3$  мм;

коэффициент диаметра червяка  $q = 10$ ;

коэффициент смещения червяка  $x = +0,397$ ;

частота вращения червяка  $\Pi_1 = 750$  об/мин;

Материал венца червячного колеса – бронза Бр.АЖ9-4Л.

1. Определяем эквивалентный момент при расчете на заедание поверхностей зубьев по формуле (2)

$$[M_{2HE}] = \left( \frac{d_2 [G_H]}{22600} \right)^2 \frac{d_{w1}}{K_K}.$$

По формулам табл. 1 приложения 2 определяем:

$$d_2 = m Z_2 = 6,3 \cdot 40 = 252 \text{ мм};$$

$$d_{w1} = (q + 2x)m = (10 + 2 \cdot 0,397) \cdot 6,3 = 68 \text{ мм}.$$

$[G_H]$  определяем по табл. 4 в зависимости от  $U_{CK}$

$$v_{\text{ск}} = \frac{d_w n}{1910 \cos \gamma_w} \approx \frac{6,8 \cdot 750}{1910 \cdot 0,996} \cong 2,7 \text{ м/с};$$

$$\operatorname{tg} \gamma_w = \frac{1 \cdot 6,3}{68} = 0,093; \quad \cos \gamma_w = 0,996;$$

$$[\sigma_H] \cong 2900 \text{ кгс/см}^2.$$

$$K_K = 0,8 \text{ (табл. 2).}$$

$$[M_{2\text{НЕ}}] = \left( \frac{25,2 \cdot 2900}{22600} \right)^2 \cdot \frac{6,8}{0,8} = 88 \text{ кгс} \cdot \text{м.}$$

2. Определяем наибольший допустимый момент по формуле (4)

$$[M_{2\text{max}}] = \frac{[M_{2\text{НЕ}}]}{K_g} = \frac{88}{0,71} = 125 \text{ кгс} \cdot \text{м};$$

$$K_g = 0,71 \text{ (табл. 3).}$$

3. Проверяем передачу на нагрев

$$[M_2]_T = \frac{80 K_t F}{n_2 \text{ПВ}} \cdot \frac{\zeta}{1 - \zeta} = \frac{80 \cdot 9 \cdot 0,51}{19 \cdot 0,25} \cdot \frac{0,65}{0,35} = \\ = 144 \text{ кгс} \cdot \text{м},$$

$$K_t = 9 \text{ ккал/ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{град (п. 9.1)}; F \approx 20 a_w^2 = 20 \cdot 0,16^2 = \\ = 0,51 \text{ м}^2; a_w = 160 \text{ мм}; \zeta = 0,65; n_2 = \frac{750}{40} = 19 \text{ об/мин.}$$

Наибольший допустимый момент передачи

$$[M_{2\text{max}}] = 125 \text{ кгс} \cdot \text{м.}$$

Пример 3. Определить несущую способность зацепления глобоидной передачи редуктора привода лифтовой лебедки. Работа повторно-кратковременная ПВ  $\leq 0,25$ .

Параметры передачи:

межосевое расстояние  $a = 160 \text{ мм}$ ;

передаточное число  $U = 56$ ;

число заходов червяка  $Z_1 = 1$ ;

число зубьев колеса  $Z_2 = 56$ ;

зацепление модифицированное по ГОСТ 9369-66;

степень точности - 7-Ш по ГОСТ 16502-70;

частота вращения червяка  $n_1 \approx 960 \text{ об/мин}$ ;

диаметр расчетной окружности  $d_2 = 272 \text{ мм}$ ;

угол подъема витка червяка  $\gamma = 5^{\circ}32'$ ;  $\cos \gamma = 0,995$ ;  
ширина венца колеса  $b = 34$  мм.

Материал венца червячного колеса - бронза Бр.ОНФ.

$$\sigma_b = 29 \text{ кгс/мм}^2, \quad \sigma_t = 17 \text{ кгс/мм}^2.$$

1. Определяем несущую способность по износу

По графикам черт. 2 для  $a = 160$  мм и  $n_1 = 960$  об/мин

$$[M_{2и}] = 270 \text{ кгс} \cdot \text{м}$$

Наибольший крутящий момент на колесе (формула (11))

$$M_{2max} = \frac{[M_{2и}]}{K_p} = \frac{270}{0,71} = 370 \text{ кгс} \cdot \text{м};$$

$K_p = 0,71$  (табл. 8).

2. Оценим допустимость действия момента  $M_{2max}$  (на отсутствие пластической деформации) по формуле (12)

$$\sigma_h = 2 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{M_{2max}}{K_p a^3}} = 2 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{370}{0,78 \cdot 16^3}} = \\ = 6800 \text{ кгс/см}^2;$$

$$K_p = 0,78 \text{ (черт. 3);}$$

$$[\sigma_h]_M = \sigma_t = 6 \cdot 1700 = 10200 \text{ кгс/см}^2 > \sigma_h.$$

Пластическая деформация поверхностей зубьев колеса при действии момента  $M_{2max}$  не имеет места.

3. Проверяем прочность зубьев червячного колеса на срез по формуле (13)

$$\tau_{cp} = \frac{400 M_{2max}}{d_2 K_c F_{cp} \cos \gamma} = \frac{400 \cdot 370}{27,2 \cdot 5,5 \cdot 3,65 \cdot 0,995} = \\ = 270 \text{ кгс/см}^2;$$

$$K_c = \frac{Z_2}{10} = \frac{56}{10} = 5,6. \text{ Принимаем } K_c = 5,5 \text{ по табл. 1 приложения 3;}$$

$$F_{cp} \approx 1,57 \sigma_t + \frac{1,8 \sigma_t}{\cos \gamma} \operatorname{tg} \left[ \frac{180}{Z_2} (1,1 K_c - 1) \right] =$$

$$= 1,57 \cdot 3,4 \cdot 0,485 + \frac{1,8 \cdot 3,4 \cdot 0,485}{0,995} t_9 \left[ \frac{180}{56} (1,1 \cdot 5,5 - 1) \right] = \\ = 3,65 \text{ см}^2.$$

$m = \frac{272}{56} = 4,85$  мм по табл. 1 приложения 3;

$$[\tau_{cp}] = 0,5 \sigma_f = 1450 \text{ кгс/см}^2; \quad \tau_{cp} < [\tau_{cp}].$$

Допустимая нагрузка зацепления  $M_{2max} = 370 \text{ кгс} \cdot \text{м.}$



Заказ 124/78