



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 "Союзподъемтранс-маш"

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.

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° .

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 ПТМ 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

Издание официальное № 76037454 Перепечатка воспрещена

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.

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

1.4. Глобoidные 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 глобoidных и цилиндрических червячных передач изготавливают из оловянистой 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 НРС 45. После закалки до НРС 45-50 или цементации и закалки до НРС 50-56 рабочие поверхности необходимо шлифовать и полировать.

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

2.4. Глобoidные червяки изготавливают из улучшенных до твердости НРС 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 глобoidных передач приведен отдельно.

3.2. РТМ предусматривает следующие виды расчетов:

расчет поверхностей зубьев червячного колеса по контакт-ным напряжениям. Для цилиндрических червячных передач это расчет на выносливость (для червячных колес из бронз 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 заедание.

5.1.1. Расчетное напряжение в полусе зацепления

$$\sigma_H = \frac{22600}{d_2} \cdot \sqrt{\frac{M_{2HE} K_K}{d_{w1}}} \leq [\sigma_H] \text{ кгс/см}^2, \quad (2)$$

где d_2 - делительный диаметр червячного колеса, см*;

d_{w1} - начальный диаметр червяка, см;

M_{2HE} - расчетный (эквивалентный) крутящий момент на колесе, кгс·м;

$[\sigma_H]$ - допускаемое контактное напряжение, кгс/см².

5.1.2. Межосевое расстояние

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

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.ОФ10-1	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.ОФ10-1 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/см²

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 ²			0,25 и менее	0,5	1,0	2,0	4,0 и более			
		предел текучести σ_T	предел прочности на растяжение σ_B	предел прочности на изгиб (для чугуна) σ_{BH}								
Закаленная сталь НКС ≥ 45	Бр.ОНФ (центробежная)	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
Улучшенная сталь НВ < 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 менее
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 $V_{ск} = \frac{d_{w1} \cdot n_1}{1910 \cdot \cos \gamma_w}$ м/с,

где n_1 - частота вращения червяка, об/мин;

γ_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

$$\sigma_F = \frac{160 \cdot Y_H \cdot M_{2max} \cdot \cos^3 \gamma}{m \cdot d_{w1} \cdot d_2} \leq [\sigma_F] \text{ кгс/см}^2, \quad (6)$$

где Y_H - коэффициент прочности зубьев для червячных колес.

Определяют по табл. 6 в зависимости от

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

γ - делительный угол подъема;

$[\sigma_F]$ - допускаемое номинальное напряжение изгиба зубьев, кгс/см².

Таблица 6

Коэффициент Y_H

$Z_v = Z_2 / \cos^3 \gamma$	30	32	36	40	45	50	60	70
Y_H	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)

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

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

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 K_{FN} \text{ кгс/см}^2; \quad (8)$$

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 $[\sigma_F]_0, [\sigma_F]_{-1}, [\sigma_F]_M$ — 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 $K_{FN} = 1$.

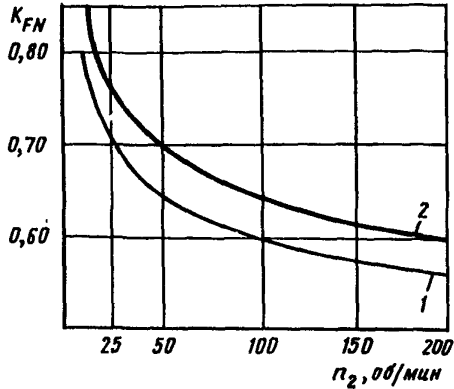
Таблица 7

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

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

передача модифицированная (ГОСТ 9369-66);

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

материал венца червячного колеса - оловянистая бронза;

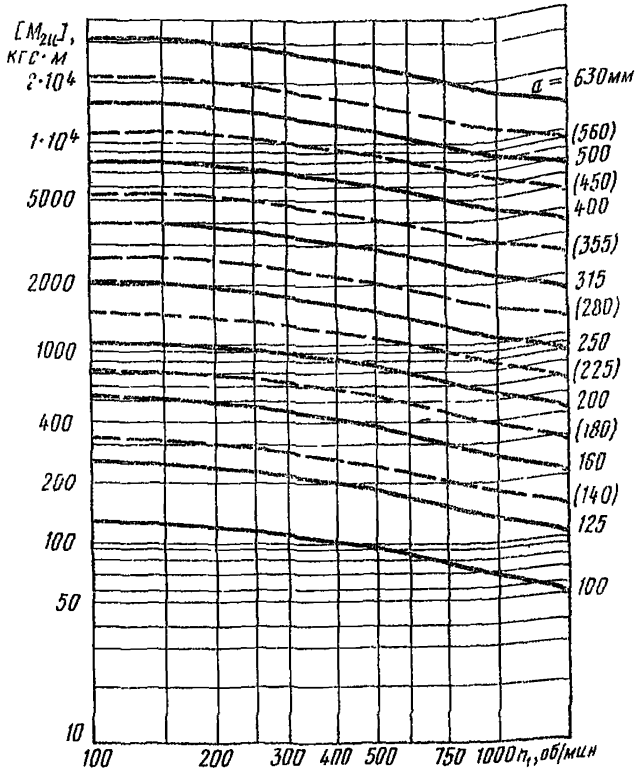
степень точности не ниже 7-Ш по ГОСТ 16502-70.

6.1.3. Условия обеспечения прочности

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

где K_p - коэффициент режима (табл. 8).

Значения [М_{2И}]



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 $\omega'_{и2}$ не равной $5 \cdot 10^{-10} \cdot a$ мм/об допускаемый момент на валу червячного колеса $[M_{2и}]'$ определяют из выражения

$$[M_{2и}]' = [M_{2и}] \sqrt[4]{\frac{\omega'_{и2}}{5 \cdot 10^{-10} \cdot a}} \text{ кгс} \cdot \text{м},$$

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

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

$$\omega_{и2} = \frac{\nabla}{T \cdot 60 \cdot n_2} \text{ мм/об},$$

где n_2 - частота вращения червячного колеса.

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

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%.

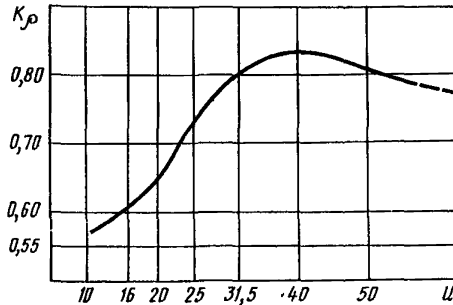
6.1.9. Допустимость действия наибольшего крутящего момента M_{2max} с точки зрения отсутствия на поверхности зубьев пластической деформации можно проверить по формуле

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

где K_p - коэффициент приведенного радиуса кривизны (черт. 3);

$[\sigma_H]_M$ - предельное контактное напряжение кгс/см² (σ_T - предел текучести оловянистой бронзы, см. табл. 4).

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

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

- где $M_{2\text{max}}$ - наибольший крутящий момент, кгс·м;
 d_2 - диаметр расчетной окружности, см*;
 K_c - расчетный обхват;
 γ - угол подъема витка червяка, град;
 $F_{\text{ср}}$ - площадь среза определяют по формуле

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

- где b - ширина венца колеса, см;
 v - модуль, см;
 z_2 - число зубьев колеса.

6.3. Допускаемое напряжение среза для бронз

$$[\tau_{\text{ср}}] = 0,5\sigma_b \text{ кгс/см}^2,$$

(σ_b - предел прочности при растяжении, по табл. 4).

* Определение геометрических параметров дано в приложении 3 справочном.

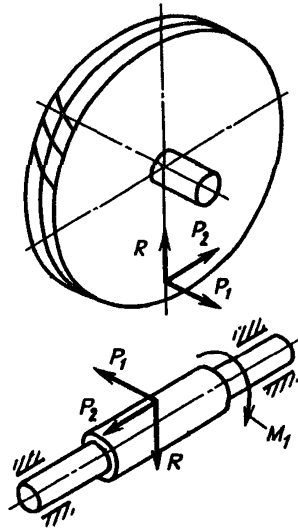
7. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ ТЕЛА ЧЕРВЯКА

Расчет распространяется на цилиндрические и глобоидные червячные передачи.

7.1. Силы в зацеплении.

Результирующую сил, действующих 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

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

(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 ;

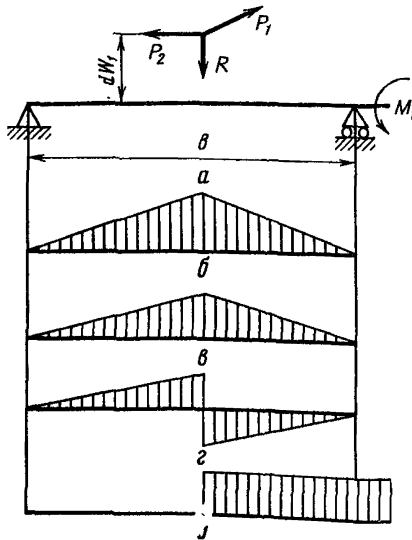
α – угол давления. Для цилиндрических червячных передач $\alpha \approx 20^\circ$; глобоидных $\alpha \approx 12^\circ$; глобоидных с начальным локализованным контактом $\alpha \approx 16^\circ$;

ρ – 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 (г)



Черт. 5

Таблица 9

Значения f и ρ

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

Примечание. В скобках указаны значения f и ρ при ведущем червячном колесе.

7.2.2. Напряжение изгиба в средней плоскости передачи

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

где $M_{и\max}$ - наибольший изгибающий момент в средней плоскости передачи

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

d_{f_1} - диаметр впадин червяка (приложение 2 и 3),
 d_{w_1} - начальный диаметр червяка (для глобоидного червяка $d_{w_1} = d_1$).

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

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq 1,4, \quad (19)$$

где n_σ - коэффициент безопасности по напряжениям изгиба

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

n_τ - коэффициент безопасности по напряжениям кручения

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

где σ_{-1}, τ_{-1} - пределы выносливости материала червяка при изгибе и кручении;

K_σ, K_τ - коэффициенты концентрации изгиба и кручения у основания витка;

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

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

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 ℓ - 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/см²;

J_ϕ - экваториальный момент инерции фиктивного цилиндрического стержня эквивалентного червяку по деформации

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

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

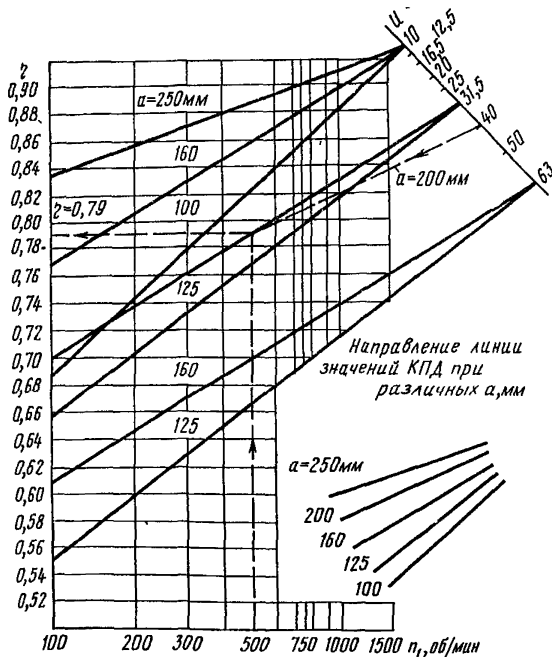
8.1. Общий коэффициент полезного действия червячной передачи определяют по формуле:

$$\eta = \eta_z \cdot \eta_n \cdot \eta_p, \tag{23}$$

где η_z, η_n, η_p - коэффициенты потерь в зацеплении, опорах и на разбрызгивание смазки.

Номограмма для определения КПД глобоидных передач (пример: $a = 200$ мм, $u = 40$; $n_1 = 500$ об/мин, $\eta = 0,79$)

1 - нереверсивные; 2 - реверсивные



Черт. 6

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

$$\eta_{э12} = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \rho)}; \quad (24a)$$

червячное колесо ведущее

$$\eta_{э21} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma_w - \rho)}{\operatorname{tg} \gamma_w}, \quad (24б)$$

где γ_w - начальный угол подъема (для глобоидной передачи);
 γ - угол подъема витка червяка);
 ρ - угол трения,
 f - коэффициент трения скольжения.

Значения ρ 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 $d = 250$ 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

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

где K_t - коэффициент теплоотдачи; при малой циркуляции воздуха в помещении $K_t = 7-9$ ккал/ч·м²·град; при интенсивной вентиляции помещения или на открытом воздухе $K_t = 12-15$ ккал/ч·м²·град;

n_2 - частота вращения вала червячного колеса, об/мин;

ПВ - относительная продолжительность включения привода (редуктора);

η - КПД редуктора;

F — площадь поверхности охлаждения корпуса передачи

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

где

a_w — межосевое расстояние, м;

$F_{реб}$ — площадь поверхности ребер, м²;

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

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

$$T \approx \frac{(G_p C_p + G_M C_M)(t_M - t_B)}{0,9 M_{2max} \pi_2 \frac{1-\eta}{\eta} - K_t F t_{ср.изб}} \text{ ч}, \quad (26)$$

или

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

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_{2max} — наибольший передаваемый крутящий момент, кгс·м;

t_M и t_B — температура масла и окружающего воздуха;

$t_{ср.изб}$ — средняя избыточная температура масла

$$t_{ср.изб} = 0,5(t_M - t_B).$$

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°С, сСт	Режимы работы
Масло цилиндрическое (Вапор)	ГОСТ 6411-52	44-59	Непрерывный и крановый тяжелый и весьма тяжелый

Продолжение табл. 10

Наименование масла	Технические условия (ОСТ, ГОСТ)	Вязкость при 100°С, сСт	Режимы работы
Масло промышленное тяжелое с присадками ИТП-300	ТУ 38.101.292-72	35,6	Непрерывный и крановый тяжелый и весьма тяжелый
Масло трансмиссионное для редукторов троллейбусов марки З марки Л	ТУ 38.101.230-72	22-28 28-36	
Масло трансмиссионное для промышленного оборудования (нигрол) летнее зимнее	ТУ 38.101.529-72	27-34	Крановый легкий и средний
		19-26	

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 $M_{c1} = M_T + M_0 \approx 1,2 M_T$;

M_T - момент тормоза;

M_0 - момент сопротивлений в кинематической цепи на участке от червяка до тормоза. $M_0 = (0,1-0,15) M_{c1}$;

M_{c2} - приведенный к валу червячного колеса статический момент при торможении механизма передвижения с грузом;

η_{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.

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

где G - вес поступательно движущихся масс, кг;

U - скорость передвижения, м/с;

$n_{дв}$ - частота вращения двигателя, 1/об;

U - передаточное число червячной передачи.

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	$d_1 = qm$
	d_2	$d_2 = z_2 m$
Начальный диаметр червяка	d_{w1}	$d_{w1} = (q + 2x)m$
Делительный угол подъема	γ	$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}$
Начальный угол подъема	γ_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})	$d_{f1} = d_{a1} - 2h_f$
Высота витка червяка	h_1	$h_1 = h^* m$

Продолжение табл. 1

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

Примечание, В ГОСТ 19650-74 параметра d_f , 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*			16	

* При $Z_1 = 1$. 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	γ	$\operatorname{tg} \gamma = d_2 / d_1 \cdot u$
Диаметр вершин витков червяка	d_{a_1}	$d_{a_1} = d_1 + 2h_{a_1}$
Высота головки витка червяка	h_{a_1}	$h_{a_1} = h - h_{a_2}$
Рабочая высота зуба колеса	h	$h = (1,4 - 1,7)m$ или по ГОСТ 9369-66
Высота головки зуба колеса	h_{a_2}	$h_{a_2} = (0,3 - 0,45)h$ 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}	$R_{f_1} = 0,5d_2 + ha_2^* C$
Радиальный зазор	C	C = (0,15-0,25)m или по ГОСТ 9369-66
Ширина венца колеса	b	$b = (0,6-0,8)d_1$ (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

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; $(\sigma_b)_{серц} = 90$ кгс/мм²; $\sigma_H = 38$ кгс/мм²; $\tau_F = 22$ кгс/мм².

Материал венца червячного колеса: бронза Бр. ОФ10-1 (отливка в кокиль).

1. Расчет на выносливость поверхностей зубьев червячного колеса.

1.1. Определяем расчетную нагрузку

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

$$Kq = 0,4 \text{ (табл. 3)}.$$

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

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

$$K_k = 1,0 \text{ (табл. 2)}.$$

1.3. Определяем допускаемое напряжение по формуле (5)

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

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

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

2. Проверка прочности по напряжениям изгиба.

2.1. Определяем напряжение изгиба

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

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

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))

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

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

$$\rho = 1^\circ 40' \text{ (табл. 9) для } v_{ск} = \frac{d w_1 n_1}{1910 \cos \gamma w} = 3, 2 \text{ м/с;}$$

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

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

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

3.3. Наибольший крутящий момент (формула (15))

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

3.4. Определяем напряжение изгиба в средней плоскости передачи

$$\sigma_{и} = \frac{M_{1max}}{0,1 d_{f1}^3} = \frac{7750}{0,1 \cdot 4,4^3} = 900 \text{ кг/см}^2;$$

(червяк эвольвентный)

$$d_{f1} = d_1 - 2m - 0,4 \cos \gamma \quad (\text{приложение 2});$$

$$d_{f1} = 6,4 - 0,8 \cdot 2 - 0,99 \cdot 0,4 = 4,4 \text{ см.}$$

3.5. Определяем напряжение кручения

$$\tau = \frac{M_{1max}}{0,2 d_{f1}^3} = \frac{960}{0,2 \cdot 4,4^3} = 57 \text{ кг/см}^2.$$

3.6. Определяем коэффициент безопасности

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{3,1 \cdot 3,2}{\sqrt{3,1^2 + 3,2^2}} \approx 3 > 1,4;$$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{и} K_{\sigma}} = \frac{3800}{900 \cdot 1,35} \approx 3,1;$$

$$K_{\sigma} = 1,35 \quad (\text{п. 7.2.6});$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau K_{\tau}} = \frac{2200}{57 \cdot 1,2} \approx 3,2;$$

$$K_{\tau} = 1,2 \quad (\text{п. 7.2.6}).$$

4. Расчет червяка на жесткость.

Определяем прогиб червяка в осевом сечении

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

$$J_{\phi} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left(0,36 + 0,64 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right) = \frac{\pi \cdot 4,4^4}{64} \left(0,36 + 0,64 \frac{8}{4,4} \right) =$$

$$= 28,0 \text{ см}^4,$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 6,4 + 1,6 = 8 \text{ см};$$

$$[f] \approx 0,01 m = 0,08.$$

$$f = 0,056 < 0,08 - \text{жесткость обеспечена.}$$

5. Определение КПД.

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

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

6. Проверка редуктора по нагреву.

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

$$[M_2]_T = \frac{80 K_t F}{\Pi_2 \text{ПВ}} \cdot \frac{\eta}{1 - \eta} = \frac{80 \cdot 7 \cdot 0,65}{26 \cdot 0,16} \cdot \frac{0,81}{1 - 0,81} =$$

$$= 370 \text{ кгс} \cdot \text{м},$$

$$K_t = 7 \text{ ккал/ч} \cdot \text{м}^2 \text{ - плохая вентиляция цеха; } F \approx 20 a_w^2 =$$

$$= 20 \cdot 0,18^2 = 0,65 \text{ м}^2; \Pi_2 = 26 \text{ об/мин; ПВ} \leq 0,16; \eta = 0,81;$$

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

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

Режим работы механизма - средний (ПВ $\approx 0,25$).

Параметры передачи:

число витков червяка $Z_1 = 1$;

число зубьев червячного колеса $Z_2 = 40$;

модуль $m = 6,3 \text{ мм}$;

коэффициент диаметра червяка $q = 10$;

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

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

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

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

$$[M_{2HE}] = \left(\frac{d_2 [G_H]}{22600} \right)^2 \frac{d_w 1}{K_K}.$$

По формулам табл. 1 приложения 2 определяем:

$$d_2 = m z_2 = 6,3 \cdot 40 = 252 \text{ мм};$$

$$d_w 1 = (q + 2x)m = (10 + 2 \cdot 0,397) \cdot 6,3 = 68 \text{ мм}.$$

$[G_H]$ определяем по табл. 4 в зависимости от $\nu_{СК}$

$$v_{\text{ск}} = \frac{d_{w1} n_1}{1910 \cos \gamma_w} \approx \frac{6,8 \cdot 750}{1910 \cdot 0,996} \approx 2,7 \text{ м/с}$$

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

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

$$K_K = 0,8 \text{ (табл. 2)}.$$

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

2. Определяем наибольший допустимый момент по формуле (4)

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

$$K_g = 0,71 \text{ (табл. 3)}.$$

3. Проверяем передачу на нагрев

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

$$K_t = 9 \text{ ккал/ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{град (п. 9,1)}; \quad F \approx 20 a_{w1}^2 = 20 \cdot 0,16^2 = 0,51 \text{ м}^2; \quad a_w = 160 \text{ мм}; \quad \eta = 0,65; \quad n_2 = \frac{750}{40} = 19 \text{ об/мин}.$$

Наибольший допустимый момент передачи

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

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))

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

$$K_p = 0,71 \text{ (табл. 8)}.$$

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

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

$$K_p = 0,78 \text{ (черт. 3)};$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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



Заказ 124/78