

Министерство образования Российской Федерации
Санкт-Петербургский государственный университет
низкотемпературных и пищевых технологий



Кафедра деталей машин и основ
инженерного проектирования

РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Методические указания
для студентов всех специальностей

Санкт-Петербург 2001

УДК 621.56

Ваньшин А.И., Печников А.Ф. Расчет червячных передач.: Метод. указания для студентов всех спец. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2001. – 28 с.

Изложены теоретические основы и дана методика расчета червячных передач с примерами.

Рецензент

Доктор техн. наук, проф. С.А. Громцев

Одобрены к изданию советом факультета техники пищевых производств

© Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий, 2001

ВВЕДЕНИЕ

В курсовом проекте по деталям машин предусматривается проектирование червячных передач, входящих в привод конвейеров и других машин и отличающихся большими передаточными числами (степенью замедления).

Такие червячные передачи изготавливаются закрытыми, т. е. надежно защищенными от загрязнений, и работают при обильной смазке, а высокие антифрикционные свойства червячной пары обеспечиваются применением стальных *червяков* с высокой твердостью и чистотой обработки рабочих поверхностей витков и *червячных колес*, венец которых выполняется из специальных бронз или чугунов.

В данных методических указаниях рассматривается последовательность расчета червячных передач с углом перекрещивания осей червяка и червячного колеса 90° , с цилиндрическим архимедовым (ZA) червяком, который в осевом сечении витка имеет прямолинейный профиль с углом наклона к плоскости, перпендикулярной оси червяка (осевой угол профиля) $\alpha = 20^\circ$.

Расчет предусматривает определение основных размеров червячной пары по допускаемым контактным напряжениям. Расчет на изгибную выносливость зубьев колеса, а также расчеты на контактную и изгибную прочность при кратковременных ("пиковых") перегрузках передачи, осуществляются как проверочные.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

1. Исходные данные:

T_2 – вращающий момент на колесе, Н·мм;

n_1 – частота вращения червяка, об/мин;

i – передаточное число в передаче.

Условия работы передачи: диаграмма изменения нагрузки (рисунок); желательная долговечность передачи.

Первые три параметра выписываются из сводной таблицы, которой завершаются предварительные расчеты привода в методических указаниях [1]. Характер изменения нагрузки и долговечность передачи указаны в задании на курсовой проект.

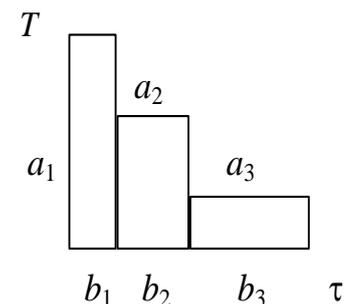


Диаграмма изменения нагрузки

2. Выбор числа заходов червяка z_1 .

По ГОСТ 2144–74 допускает выбор числа заходов из значений $z_1 = 1, 2, 4$. Наивысший КПД передачи при равных условиях обеспечивается при $z_1 = 4$. Это значение и рекомендуется выбирать для силовых червячных передач при передаточных числах $u = 8 \dots 30$. При $u = 30 \dots 60$ рекомендуется принять $z_1 = 2$, а при $u > 60 - z_1 = 1$.

При числе заходов червяка $z_1 = 1; 2$ габариты передачи оказываются несколько меньшими, чем при $z_1 = 4$, но одновременно с этим падает КПД. Поэтому такие червяки применяются обычно для маломощных или редко работающих передач, для которых снижение КПД не играет существенной роли, а также для кинематических передач (указатели угла поворота, делительные устройства и т. д.), в которых однозаходные червяки обеспечивают повышенную, по сравнению с многозаходными точность установки. Однозаходные червяки применяются и в тех передачах, в которых надо обеспечить самоторможение.

3. Определение числа зубьев колеса z_2 осуществляется по формуле

$$z_2 = z_1 u \quad (1)$$

Наименьшее число зубьев колеса, при котором не подрезаются зубья при нарезке (для профильного угла $\alpha = 20^\circ$ и высоте головки, равной модулю), равно $z_2 = 27$. Таким образом, даже при наименьшем передаточном числе $u = 8$, допускаемом ГОСТ 2144–76, подрезания зубьев при $z_1 = 4$ не будет.

4. Выбор коэффициента диаметра червяка q осуществляется по графикам (рис. 2) таким образом, чтобы коэффициент деформации червяка θ удовлетворял условию

$$\theta \geq 1,2 z_2 \quad (2)$$

При этом следует руководствоваться таблицей стандартных значений q по ГОСТ 19672–74 (табл. 1).

Таблица I

Значения q по ГОСТ 19672-74

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

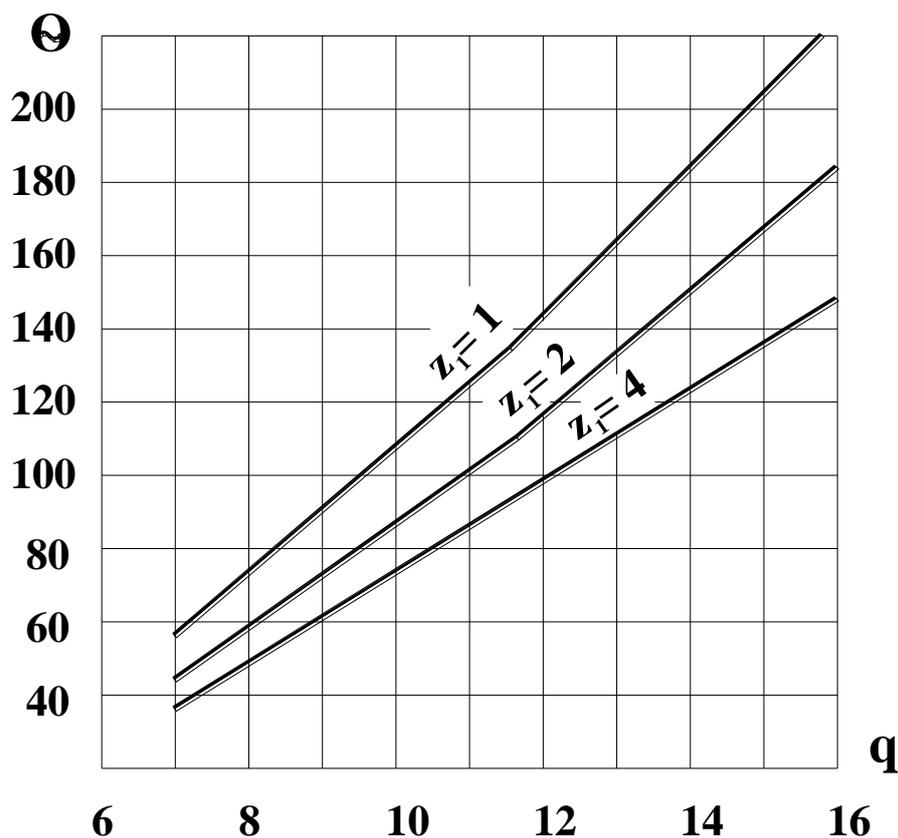


Рис. 2. Зависимость коэффициента деформации θ от коэффициента диаметра червяка q и числа заходов z_1

5. Выбор материала червяка

Червяки изготавливают из качественных углеродистых сталей марок 45, 50, 50Г ГОСТ 1050–74 и легированных – марок 40ХН, 50ХН, 40ХНВА, 35ХМ ГОСТ 4543–71. После предварительной термообработки осуществляется механическая обработка заготовки, а также нарезка витков. Окончательная термообработка – это поверхностная закалка с нагревом ТВЧ; при этом обеспечивается твердость рабочей поверхности витков $HRC \geq 45$.

Изготавливают червяки и из цементируемых сталей марок 15Х, 15ХА, 12ХН2А, 12ХН3А ГОСТ 4543–71. После нарезки, цементации и закалки достигается твердость рабочей поверхности $HRC \geq 55$.

Чистовая обточка в настоящее время обеспечивает шероховатость не ниже $Rz = 0,63$ мкм, что достаточно для выполнения червячных передач 6-го класса точности.

Термообработка в нейтральной среде существенно не снижает качества рабочей поверхности, так что окончательной механической обработкой является зачистка и полирование.

Червяки с твердостью рабочей поверхности $HRC < 45$ для силовых передач в настоящее время не применяются.

6. Выбор материала червячного колеса

На рис. 3 приведена номограмма из сборника [2, с. 34–35], позволяющая выбрать материал червячного колеса, определив при этом ориентировочную скорость скольжения в зацеплении (последовательность действий показана в “ключе” на верхнем левом квадранте номограммы, пример – в нижнем правом). При низких скоростях скольжения ($v_{ск} < 2$ м/с) колесо изготавливают из чугуна (низкая стоимость, но плохая приработка и повышенное трение), при $v_{ск} < 8...10$ м/с рекомендуется применять сравнительно недорогие безоловянные бронзы (БрАЖ9-4Л, БрАЖН10-4-4Л, ...), при больших скоростях – оловянные бронзы (БрОФ10-1, БрОНФ, БрОЦС6-6-3, ...), имеющие малое трение и несклонные к заеданию.

7. Определение допускаемых контактных напряжений

По номограмме (см. рис. 3) для выбранного материала зубчатого венца червячного колеса и ориентировочной скорости скольжения можно сразу определить допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ для *чугунов* (СЧ10, СЧ15) и *безоловянных бронз*.

Для *оловянных бронз* $[\sigma_H]$ зависит от требуемой долговечности передачи:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]' k_{HL}, \quad (3)$$

где $[\sigma_H]'$ – основное допускаемое контактное напряжение (при базовом числе циклов нагружения, равном 10^7); k_{HL} – коэффициент контактной долговечности

$$k_{HL} = 8 \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}},$$

здесь N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружения

$$N_{HE} = N_{\Sigma} \sum a_i^4 b_i,$$

где N_{Σ} – суммарное число циклов нагружения

$$N_{\Sigma} = \Gamma 300 \text{ см } 8 \cdot 60 n_2,$$

здесь n_2 – частота вращения червячного колеса, об/мин; см – число рабочих смен в сутки; 300 – число рабочих дней в году; Γ – число лет работы передачи; $\sum a_i^4 b_i$ – коэффициент, учитывающий характер изменения нагрузки (a и b – десятичные безразмерные величины см. рис.1).

При любых значениях N_{HE} коэффициент контактной долговечности должен находиться в пределах $0,67 \leq k_{HL} \leq 1,15$.

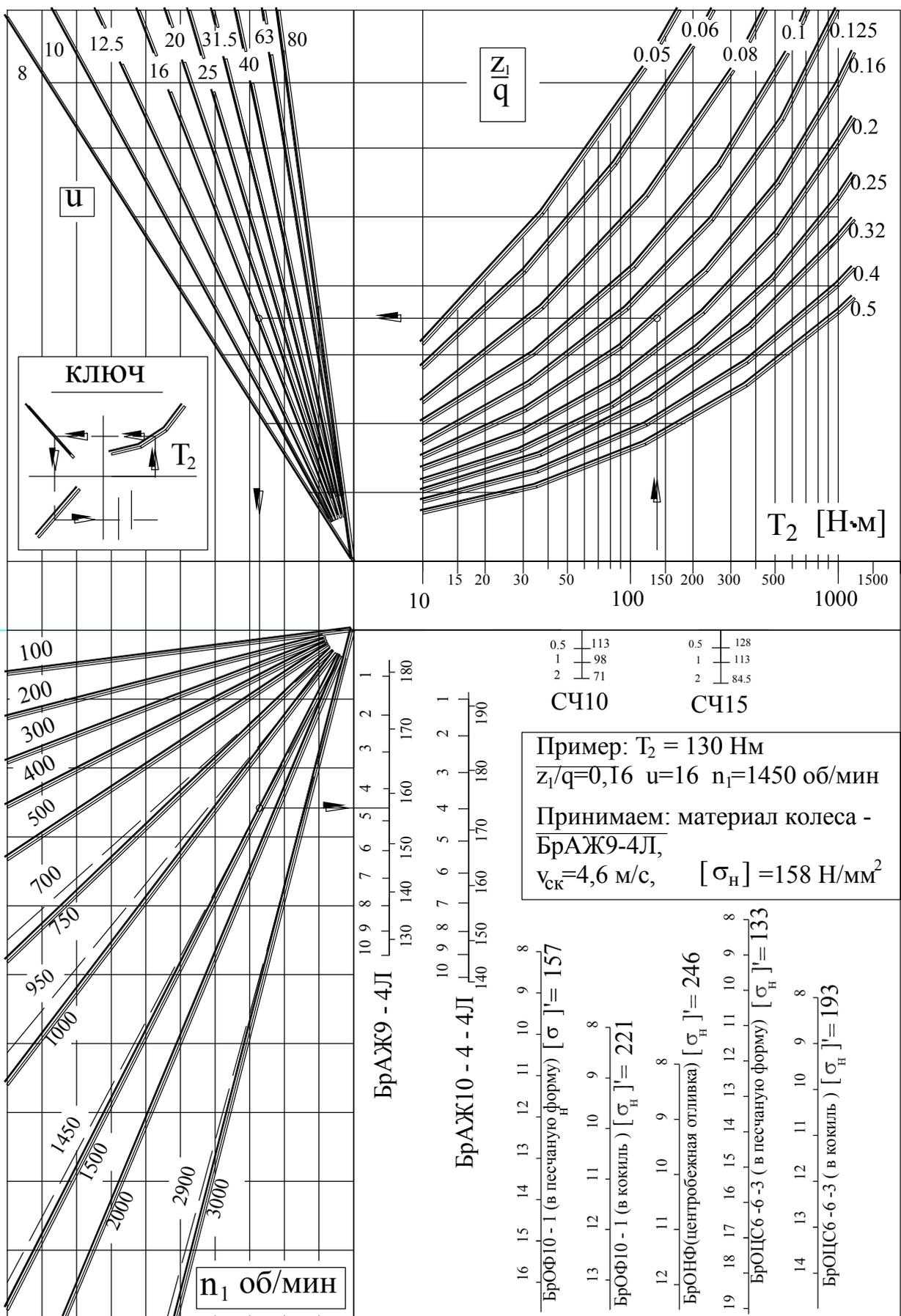


Рис. 3. Номограмма для выбора материала червячного колеса

8. Определение допускаемых напряжений изгиба

В табл. 2 приведены основные допускаемые изгибные напряжения при отнулевом цикле нагружения (для нереверсивных передач) $[\sigma_F^0]'$ и при симметричном цикле нагружения (для реверсивных передач) $[\sigma_F^{-1}]'$, которые обеспечивают изгибную выносливость зубьев при базовом числе циклов нагружения, равном 10^6 . Определение допускаемых изгибных напряжений при другом числе циклов нагружения осуществляется по формулам:

$$[\sigma_F^0] = [\sigma_F^0]' k_{FL}, \quad (4)$$

$$[\sigma_F^{-1}] = [\sigma_F^{-1}]' k_{FL},$$

где k_{FL} – коэффициент изгибной долговечности, $k_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}$; N_{FE} – эквивалентное число циклов нагружения, $N_{FE} = N_{\Sigma} \sum a_i^9 b_i$ (см. п. 7).

При любых значениях N_{FE} коэффициент изгибной долговечности должен находиться в пределах $0,54 \leq k_{FL} \leq 1,00$.

Таблица 2

Марка бронзы	Способ литья	$[\sigma_F^0]'$, Н/мм ²	$[\sigma_F^{-1}]'$, Н/мм ²	σ_B , Н/мм ²	σ_T , Н/мм ²
БрОФ10-1	В песчаную форму	49	35	200	120
	В кокиль	71	51	255	147
БрОНФ	Центробежный	80	56	290	170
БрОЦС6-6-3	В песчаную форму	45	32	110	200
	В кокиль	53	38	120	220
БрАЖ9-4Л	В песчаную форму	98	75	196	392
	В кокиль	108	83	236	490
БрАЖН10-4-4Л	В кокиль	130	98	590	275
СЧ10	Любой	41	25	118	
СЧ15	Любой	47	29	147	

9. Допускаемые напряжения для проверки прочности зубьев червячных колес при кратковременных ("пиковых") перегрузках:

а) контактные для:

- оловянных бронз $[\sigma_H]_{\max} = 4\sigma_T$;
- безоловянных бронз $[\sigma_H]_{\max} = 2\sigma_T$;
- чугунов $[\sigma_H]_{\max} = 260 \dots 300 \text{ Н/мм}^2$.

- б) изгибные для:
- всех марок бронз $[\sigma_F]_{\max} = 0,8 \sigma_T$;
 - чугунов $[\sigma_F]_{\max} = 0,6 \sigma_\sigma$.

10. Выбор степени точности изготовления червячных передач

Из двенадцати степеней точности, устанавливаемых ГОСТ 3675–76, в практике применяются только четыре: 9-я – для $v_{\text{ск}} \leq 1$ м/с; 8-я – для $v_{\text{ск}} \leq 7,5$ м/с; 7-я – для $v_{\text{ск}} = 1,5 \dots 12$ м/с; 6-я – для $v_{\text{ск}} = 3 \dots 25$ м/с. Наиболее употребительными являются 7-я и 6-я степени точности.

11. Определение коэффициента нагрузки k

$$k = k_\beta k_v, \quad (5)$$

здесь k_β – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий; он определяется характером изменения нагрузки и деформацией червяка

$$k_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - p), \quad (6)$$

где θ – коэффициент деформации червяка (определяется по графикам на рис. 2 в зависимости от q и z_1); p – коэффициент, определяемый характером изменения нагрузки за время эксплуатации передачи, $p = \sum a_i b_i$ (см. рис. 1). При строго постоянной нагрузке $p = 1$ и $k_\beta = 1$ за счет полной приработки сопряженных поверхностей витков червяка и зубьев червячного колеса; k_v – коэффициент динамичности нагрузки (зависит от точности изготовления передачи, скорости скольжения и определяется по табл. 3).

Таблица 3

Коэффициент динамичности нагрузки

Степень точности	Коэффициент динамичности k_v при $v_{\text{ск}}$, м/с					
	до 1,5	1,5...3	3...7,5	7,5...12	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	–	–	–	–	–

12. Определение межосевого расстояния в передаче осуществляется по допускаемым контактным напряжениям по формуле (мм)

$$a_w \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_H]} \right)^2 } kT_2 \cdot \quad (7)$$

13. Определение модуля зацепления (мм)

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{z_2 + q} \quad (8)$$

По найденной величине m следует выбрать из табл. 4 *ближайшее большее* стандартное значение модуля.

Таблица 4

Значения модуля в червячных передачах по ГОСТ 19672–74, мм

1-й ряд	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20	25
2-й ряд	3	3,5		6	7		12				

Во всех дальнейших расчетах следует принимать только выбранный стандартный модуль.

14. Уточнение межосевого расстояния в соответствии со стандартным модулем

$$a_w = \frac{(z_2 + q) m}{2} \quad (9)$$

Желательно, чтобы найденное значение a_w совпадало с одним из стандартных, приведенных в табл. 5.

Таблица 5

Значения межосевых расстояний в червячных передачах по ГОСТ 2144–76, мм

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
2-й ряд						140	180	225	280	355	450	

В учебных проектах допускается также совпадение a_w с одним из размеров ряда $Ra40$ ГОСТ 6636–69: 105, 110, 120, 130, 150, 170, 190, 210, 220, 240, 260, 300, 320, 340, 360, 380, 420, 480. Выписка из ГОСТ 6636-69 приводится ниже.

Если при выбранных стандартных значениях a_w , q и m выполняется равенство (9), то эти параметры можно считать окончательными и смещения инструмента при нарезке зубьев червячного колеса не требуется.

В случае, если равенство не выполняется, можно достичь необходимого совпадения изменением числа зубьев колеса, выразив z_2 из формулы (9) так, чтобы передаточное число в передаче отклонялось от исходного не более, чем на 5%. Если и этот способ не обеспечивает *полного* совпадения, прибегают к нарезке колеса со смещением инструмента.

Коэффициент смещения находится по формуле

$$x = \frac{a_w}{m} - \frac{z_2 + q}{2}, \quad (10)$$

где a_w – стандартное межосевое расстояние.

Коэффициент смещения следует ограничить пределами $-1 \leq x \leq 1$.

15. Определение основных геометрических параметров передачи:

а) делительные диаметры для:

– червяка $d_1 = q m$;

– колеса $d_2 = z_2 m$; (11)

б) начальные диаметры для:

– червяка $d_{w1} = d_1 + 2xm$; (12)

– колеса $d_{w2} = d_2$.

Здесь сразу же следует сделать проверку, и если $a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}$ совпадает с принятым стандартным a_w , то это будет свидетельствовать о правильности вычислений;

в) диаметры вершин для:

– витков червяка $d_{a1} = d_1 + 2m$;

– зубьев колеса $d_{a2} = d_2 + 2m + 2xm$; (13)

г) диаметры впадин для:

– витков червяка $d_{f1} = d_1 - 2,4 m$;

– зубьев колеса $d_{f2} = d_2 - 2,4 m + 2xm$.

Примечания. 1. При нарезке колеса без смещения инструмента $x = 0$.
2. Все диаметры в п.15 (а, б, в, г) определяются с точностью до 0,01 мм.

д) наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2); \quad (14)$$

е) длина нарезанной части червяка

$$b_1 \geq (10 + 5,5/x + z_1) m + (70 + 60x) m/z_2. \quad (15)$$

Для фрезеруемых и шлифуемых червяков величину b_1 следует увеличить на 25 мм при $m \leq 10$ мм и на 35...40 мм при $m > 10$ мм;

ж) ширина венца червячного колеса:

$$\text{– при } z_1 = 1; 2 \text{ равна } b_2 = 0,75 d_{a1}; \quad (16)$$

$$\text{– при } z_1 = 4 \text{ равна } b_2 = 0,67 d_{a1}$$

П р и м е ч а н и е. Размеры в п.15 (д, е, ж) достаточно определить с точностью до 1 мм.

На рис. 4 показаны все размеры передачи, определенные выше;

з) угол подъема витка:

$$\text{– делительный } \operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}; \quad (17)$$

$$\text{– начальный } \operatorname{tg} \gamma_w = \frac{z_1 m}{d_{w1}}.$$

16. Уточнение скорости скольжения

$$v_{ск} = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 10^3 \cos \gamma_w}. \quad (18)$$

В случае применения чугунов и безоловянных бронз по уточненному значению $v_{ск}$ следует откорректировать по номограмме (см. рис. 3, нижний правый квадрант) допускаемое контактное напряжение.

17. Определение действующих контактных напряжений (Н/мм²) и оценка работоспособности передачи по контактным напряжениям

$$\sigma_H = \frac{475}{d_2} \sqrt{\frac{kT_2}{d_{w1}}} \leq [\sigma_H]. \quad (19)$$

Если $\sigma_H > [\sigma_H]$ более чем на 5 %, работоспособность передачи по контактным напряжениям не обеспечивается. При этом существуют следующие возможные пути выхода из затруднений:

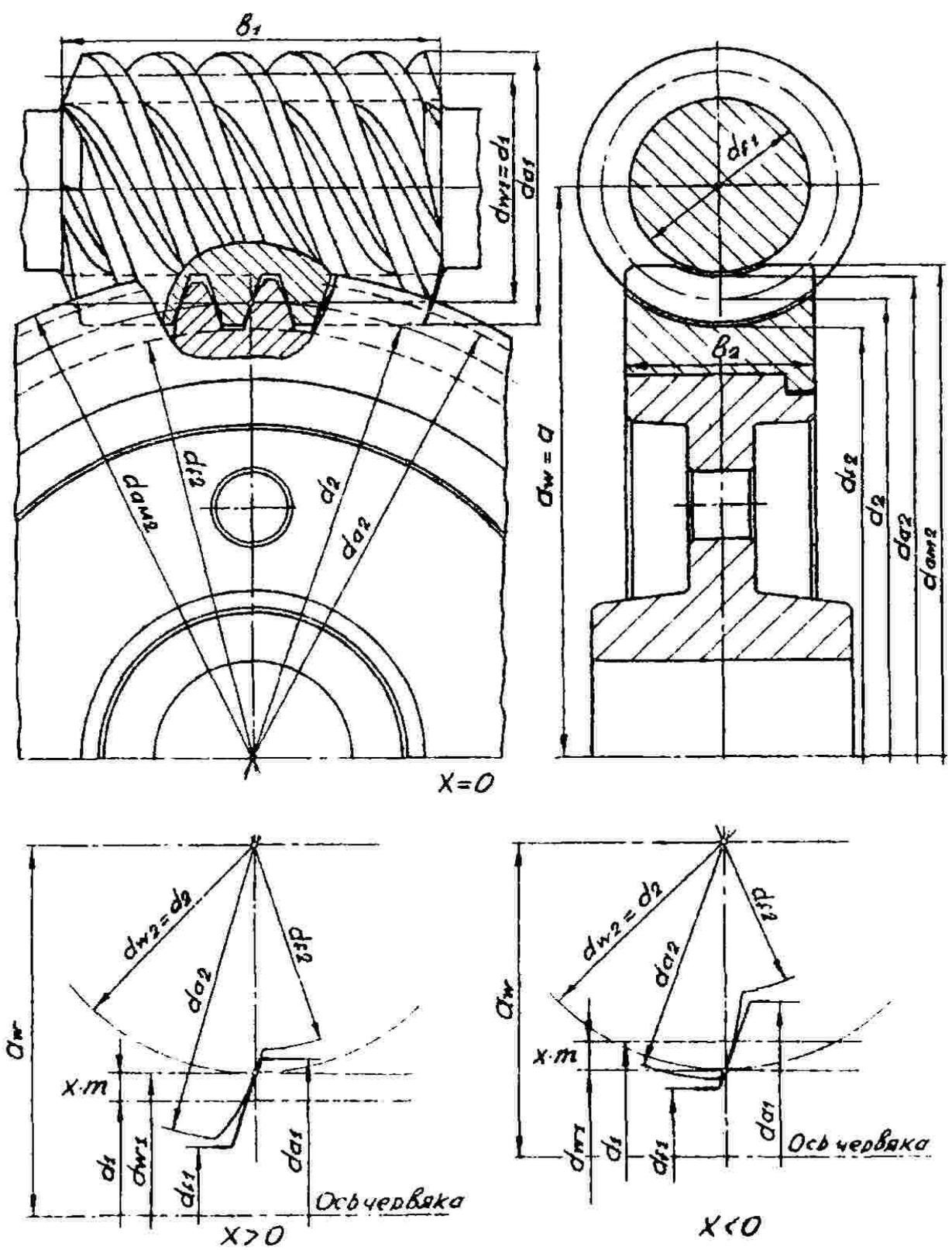


Рис. 4. Схема червячной передачи с указанием характерных размеров

1. Замена материала венца на более работоспособный (при таком решении требуется новый расчет допустимого контактного напряжения по п. 6 и 7).

2. Увеличение межосевого расстояния за счет допустимого увеличения z_2 , либо за счет выбора ближайшего большего значения модуля (при таком варианте расчеты, начиная с п.13, необходимо повторить).

18. Определение КПД червячной передачи

С учетом потерь на разбрызгивание масла выражение для КПД имеет вид

$$\eta_{\text{чп}} = (0,97 \dots 0,98) \frac{\text{tg} \gamma_w}{\text{tg}(\gamma_w + \rho')}, \quad (20)$$

где ρ' – приведенный угол трения в червячном зацеплении, $\rho' = \text{arctg } f'$; f' – приведенный коэффициент трения в зацеплении (определяется в зависимости от $v_{\text{ск}}$ по графикам рис. 5); множитель (0,97÷0,98) учитывает потери на разбрызгивание смазки.

При этом следует определить вероятные значения $\eta_{\text{чп}}$ для крайних значений f' , задаваемых графиками рис. 5

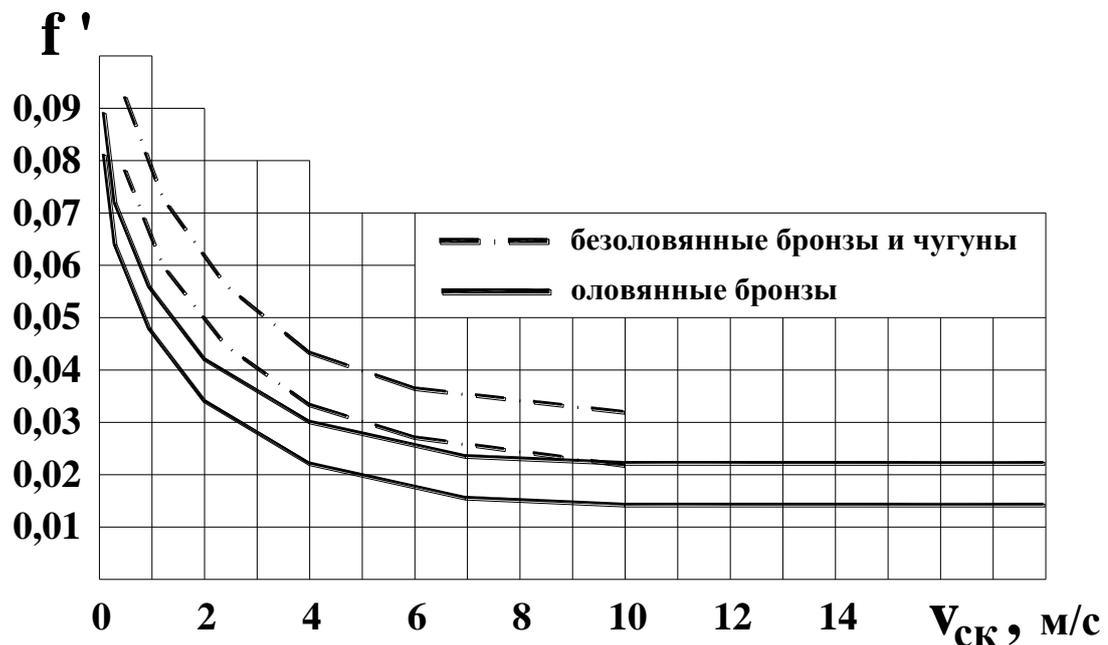


Рис. 5. Зависимость приведенного коэффициента трения f' от скорости скольжения $v_{\text{ск}}$ для червяка $HRC \geq 45$ и $Ra = 0,32 \dots 0,63$ мкм

19. Определение сил, действующих в зацеплении

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_{w1}}; \quad F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_{w2}}; \quad F_r = \frac{F_{t2}}{\cos\gamma_w} \operatorname{tg}\alpha, \quad (21)$$

где F_{t1} и F_{a1} – окружная и осевая силы на червяке; F_{t2} и F_{a2} – окружная и осевая силы на колесе; F_r – радиальная сила на червяке и колесе; T_2 – вращающий момент на колесе; T_1 – вращающий момент на червяке,

$$T_1 = \frac{T_2}{u \eta_{1-2}}$$

здесь – $\eta_{1-2} = \eta_{чп}\eta_{пк}$; $\eta_{пк}$ – КПД пары подшипников качения, в которых вращается червяк ($\eta_{пк} \approx 0,99$); $\alpha = 20^\circ$ – профильный угол червяка.

20. Проверка изгибной выносливости зубьев колеса

$$\sigma_F = \frac{0,6 k F_{t2} Y_F}{m b_2} \leq [\sigma_F], \quad (22)$$

где σ_F – действующее, а $[\sigma_F]$ – допускаемое значение изгибных напряжений, Н/мм²; k – коэффициент нагрузки (см. п. 11); F_{t2} – окружное усилие на колесе, Н (см. п. 19); m – принятый стандартный модуль, мм (см. п. 13); b_2 – ширина венца червячного колеса, мм (см. п. 15, ж); Y_F – коэффициент формы зубьев (определяется по табл. 6). Для эквивалентного колеса число зубьев рассчитывается по формуле

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma_w}. \quad (23)$$

Таблица 6

Коэффициент формы зубьев для червячных колес

z_{v2}	28	30	35	40	45	50	65	80	100	150
Y_F	2,43	2,41	2,32	2,27	2,22	2,19	2,12	2,09	2,08	2,04

21. Определение допустимой кратности кратковременной перегрузки передачи:

а) по контактными напряжениям

$$\left(\frac{T_{2\max}}{T_2} \right)_H = \left(\frac{[\sigma_H]_{\max}}{\sigma_H} \right)^2; \quad (24)$$

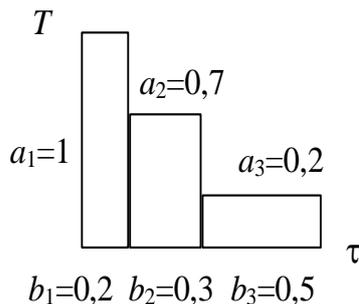
б) по изгибным напряжениям

$$\left(\frac{T_{2\max}}{T_2} \right)_F = \frac{[\sigma_F]_{\max}}{\sigma_F}. \quad (25)$$

Окончательной допустимой кратностью кратковременной перегрузки будет наименьшее из найденных в п. а) и б) значений.

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Пример 1



1. Исходные данные:

$$T_2 = 7,6 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$n_1 = 1440 \text{ об/мин};$$

$$a_2 = 0,7;$$

$$u = 10.$$

Колебания нагрузки умеренные; срок службы 10 лет при двухсменной работе (см. диаграмму).

2. Число заходов на червяке принимаем $z_1 = 4$.

3. Число зубьев на колесе рассчитываем

$$z_2 = z_1 u = 4 \cdot 10 = 40.$$

4. Выбираем коэффициент диаметра червяка q из условия, что коэффициент деформации $\theta \geq 1,2 z_2$. Для нашего примера $\theta = 1,2 \cdot 40 = 48$.

По графику на рис. 2 этому значению соответствует $q \geq 7,9$. Принимаем ближайшее большее стандартное значение коэффициента (табл. 1) $q = 8$, при этом $\theta = 49$.

5. Принимаем: материал червяка – закаленная сталь; твердость $HRC > 45$; обработка – шлифование; шероховатость $Rz = 0,63$ мкм.

6. По номограмме рис. 3 выбираем материал колеса – бронза БрАЖ9–4Л; ориентировочная скорость скольжения $v_{ск} = 7,1$ м/с.

7. Поскольку выбранный материал червячного колеса безоловянная бронза, можно сразу же по номограмме (см. рис. 3) определить допускаемое контактное напряжение, которое в данном случае будет $[\sigma_H] = 145 \text{ Н/мм}^2$.

8. Определяем допускаемое напряжение изгиба:

$$N_{\Sigma} = n_2 60 \cdot 8 \text{ СМ } 300 \text{ Г} = \frac{1440}{10} \cdot 60 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 300 \cdot 10 = 4,15 \cdot 10^8 \text{ циклов};$$

$$N_{FE} = N_{\Sigma} \sum a_i^9 b_i = 4,15 \cdot 10^8 (1^9 \cdot 0,2 + 0,7^9 \cdot 0,3 + 0,2^9 \cdot 0,5) = 0,94 \cdot 10^8;$$

$$k_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{0,94 \cdot 10^8}} = 0,641;$$

$[\sigma_F^0] = [\sigma_F^0]' k_{FL} = 108 \cdot 0,641 = 58,7 \text{ Н/мм}^2$ – для неревверсивной передачи;

$$[\sigma_F^0]' = 108 \text{ Н/мм}^2 \text{ – из табл. 2.}$$

9. Допускаемые напряжения для проверки зубьев на прочность при кратковременной перегрузке передачи:

$$\text{– контактные } [\sigma_H]_{\max} = 2\sigma_T = 2 \cdot 236 = 472 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\text{– изгибные } [\sigma_F]_{\max} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 236 = 188,8 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\text{– } \sigma_T = 236 \text{ Н/мм}^2 \text{ – из табл. 2.}$$

10. В соответствии с рекомендациями для найденной скорости скольжения $v_{ск} = 7,1 \text{ м/с}$ принимаем 6-ю степень точности изготовления передачи

11. Определяем коэффициент нагрузки

$$k = k_{\beta} \cdot k_v = 1,19 \cdot 1 = 1,19;$$

$$k_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 (1 - \rho) = 1 + \left(\frac{40}{49}\right)^3 (1 - 0,51) = 1,19;$$

$$\rho = \sum a_i b_i = 1 \cdot 0,2 + 0,7 \cdot 0,3 + 0,2 \cdot 0,5 = 0,51.$$

По табл. 3 для $v_{ск} = 7,1 \text{ м/с}$ находим $k_v = 1$

12. Рассчитываем межосевое расстояние

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1\right)^3 \sqrt{\left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_H]}\right)^2} k T_2 = \left(\frac{40}{8} + 1\right)^3 \sqrt{\left(\frac{170}{\frac{40}{8} \cdot 145}\right)^2} 1,19 \cdot 7,6 \cdot 10^5 = 221 \text{ мм.}$$

13. Считаем модуль зацепления

$$m = \frac{2 a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 221}{40 + 8} = 9,17 \text{ мм.}$$

Из табл. 4 находим, что ближайший больший стандартный модуль $m = 10$ мм.

14. Определяем межосевое расстояние при модуле $m = 10$ мм

$$a_w = \frac{(z_2 + q) m}{2} = \frac{(40 + 8) 10}{2} = 240,00 \text{ мм.}$$

Оно совпадает с одним из размеров ряда $Ra40$ ГОСТ 6636–69.

15. Определяем основные геометрические параметры передачи:

а) делительные диаметры для:

– червяка $d_1 = q m = 8 \cdot 10 = 80,00$ мм;

– колеса $d_2 = z_2 m = 40 \cdot 10 = 400,00$ мм.

Проверим $a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{80 + 400}{2} = 240,00$ мм;

б) начальные диаметры. (Поскольку в данном примере смещение отсутствует, начальные диаметры равны делительным диаметрам);

в) диаметры вершин для:

– витков червяка $d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 10 = 100,00$ мм;

– зубьев колеса $d_{a2} = d_2 + 2m = 400 + 2 \cdot 10 = 420,00$ мм;

г) диаметры впадин для:

– витков червяка $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 80 - 2,4 \cdot 10 = 56,00$ мм,

– зубьев колеса $d_{f2} = d_2 - 2,4m = 400 - 2,4 \cdot 10 = 376,00$ мм;

д) наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} = d_{a2} + 6m/(z_1 + 2) = 420 + 6 \cdot 10/(4+2) = 430,00 \text{ мм;}$$

е) длину нарезанной части червяка

$$b_1 \geq (10 + 5,5|x| + z_1) m + (70 + 60x)m/z_2 = (10+4)10 + 70 \cdot 10/40 = 157,5 \text{ мм.}$$

При $m = 10$ мм требуется увеличить b_1 на 25 мм и окончательно округляем до $b_1 = 185$ мм;

ж) ширину венца колеса (для $z_1 = 4$)

$$b_2 \leq 0,67 d_{a1} = 0,67 \cdot 100 = 67,0 \text{ мм.}$$

Значение совпадает со стандартным размером из ряда $Ra 40$ ГОСТ 6636–69;

з) угол подъема витка

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{4}{8} = 0,50000,$$

$$\gamma = 26^\circ 33' 54'', \cos \gamma = 0,89440.$$

16. Определяем скорость скольжения

$$v_{\text{ск}} = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 10^3 \cos \gamma_w} = \frac{\pi 80 \cdot 144}{60 \cdot 10^3 \cdot 0,8944} = 6,95 \text{ м/с.}$$

Получили значение, близкое к выбранному в п. 6, поэтому корректировать $[\sigma_H] = 145 \text{ Н/мм}^2$ нет необходимости.

17. Определяем действующие контактные напряжения и оцениваем работоспособность передачи по контактным напряжениям

$$\sigma_H = \frac{475}{d_2} \sqrt{\frac{kT_2}{d_1}} = \frac{475}{400} \sqrt{\frac{1,19 \cdot 7,60 \cdot 10^5}{80}} = 126 \text{ Н/мм}^2.$$

Таким образом, $\sigma_H < [\sigma_H]$ и износостойкость зубьев червячного колеса обеспечена.

18. Определяем КПД червячной передачи.

При $v_{\text{ск}} = 6,95 \text{ м/с}$ приведенный коэффициент трения располагается в пределах $f' = 0,026 \dots 0,036$. Соответствующие значения приведенного угла трения $\rho' = 1^\circ 29' 20'' \dots 2^\circ 03' 40''$,

$$\operatorname{tg} (26^\circ 33' 54'' + 1^\circ 29' 20'') = 0,533,$$

$$\operatorname{tg} (26^\circ 33' 54'' + 2^\circ 03' 40'') = 0,538.$$

$$\eta_{\text{чп}} = (0,97 \dots 0,98) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = (0,97 \dots 0,98) \frac{0,500}{0,533 \dots 0,538} = 0,902 \dots 0,918$$

Для дальнейших расчетов принимаем $\eta_{\text{чп}} = 0,91$.

19. Для определения сил, действующих в зацеплении, предварительно рассчитаем вращающий момент на червяке

$$T_1 = \frac{T_2}{\eta_{1-2}} = \frac{7,60 \cdot 10^5}{10 \cdot 0,91 \cdot 0,99} = 8,53 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

здесь $\eta_{1-2} = \eta_{\text{чп}} \eta_{\text{пк}} = 0,91 \cdot 0,99$; а $\eta_{\text{пк}} = 0,99$ – КПД подшипников качения, в которых вращается червяк.

Окружная сила на червяке, равная осевой на колесе,

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 8,53 \cdot 10^4}{80} = 2,13 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Окружная сила на колесе, равная осевой на червяке,

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 7,60 \cdot 10^5}{400} = 3,80 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Радиальная сила на червяке и колесе

$$F_r = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma} \operatorname{tg} \alpha = \frac{3,80 \cdot 10^3}{0,894} \cdot 0,364 = 1,55 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

20. Проверка изгибной выносливости зубьев колеса

$$\sigma_F = \frac{0,6 k F_{t2} Y_F}{m b_2} = \frac{0,6 \cdot 1,19 \cdot 3,80 \cdot 10^3 \cdot 2,27}{10 \cdot 67} = 8,8 \text{ Н/мм}^2$$

Число зубьев на эквивалентном прямозубом колесе

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{0,894^3} = 56.$$

По табл. 6 для $z_{v2} = 56$ находим $Y_F = 2,17$.

Из п.8 нашли, что $[\sigma_F] = 58,7 \text{ Н/мм}^2$, следовательно, работоспособность передачи по изгибной выносливости зубьев колеса обеспечена с более чем 6-кратным запасом.

21. Определяем допустимую кратность кратковременной перегрузки передачи:

а) по контактными напряжениями

$$\left(\frac{T_{2\max}}{T_2} \right)_H = \left(\frac{[\sigma_H]_{\max}}{\sigma_H} \right)^2 = \left(\frac{472}{126} \right)^2 = 13,6;$$

б) по изгибным напряжениями

$$\left(\frac{T_{2\max}}{T_2} \right)_F = \frac{[\sigma_F]_{\max}}{\sigma_F} = \frac{188,8}{8,8} = 22,5.$$

Кратковременная перегрузка ограничивается контактной прочностью зубьев, и максимальный "пиковый" момент в 13,6 раза больше, чем номинальный, что значительно перекрывает практические потребности.

Пример 2

1. Исходные данные:

$$T_2 = 4,7 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$n_1 = 2910 \text{ об/мин};$$

$$u = 12,5.$$

Колебания нагрузки умеренные; срок службы 8 лет при двухсменной работе (см. диаграмму).

2. Число заходов червяка принимаем $z_1 = 4$

3. Число зубьев на колесе рассчитываем

$$z_2 = z_1 u = 4 \cdot 12,5 = 50.$$

4. Выбираем коэффициент диаметра червяка q из условия, что коэффициент деформации $\theta \geq 1,2 z_2$. Для нашего примера $\theta = 1,2 \cdot 50 = 60$. По графику на рис. 2 находим, что этому условию удовлетворяет стандартное (табл. 1) значение коэффициента $q = 10$, при этом $\theta = 69$.

5. Принимаем: материал червяка – закаленная сталь; твердость $HRC > 45$; обработка – шлифование; шероховатость $R_z = 0,63$ мкм.

6. По номограмме рис. 3 выбираем материал колеса – бронза БрОФ10–1 (в песчаную форму). Ориентировочная скорость скольжения $v_{ск} = 9,4$ м/с. Основное допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]' = 157 \text{ Н/мм}^2$.

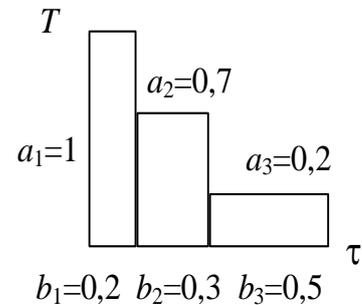
7. Определяем контактное напряжение:

$$N_{\Sigma} = n_2 60 \cdot 8 \text{ См } 300 \text{ Г} = \frac{2910}{12,5} \cdot 60 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 300 \cdot 8 = 5,37 \cdot 10^8 \text{ циклов};$$

$$N_{HE} = N_{\Sigma} \sum a_i^4 b_i = 5,37 \cdot 10^8 (1^4 \cdot 0,2 + 0,7^4 \cdot 0,3 + 0,2^4 \cdot 0,5) = 1,79 \cdot 10^8;$$

$$k_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{1,79 \cdot 10^8}} = 0,672;$$

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]' k_{HL} = 157 \cdot 0,672 = 108 \text{ Н/мм}^2.$$



8. Определяем допускаемое напряжение изгиба

$$N_{FE} = N_{\Sigma} \sum a_i^9 b_i = 5,37 \cdot 10^8 (1^9 \cdot 0,2 + 0,7^9 \cdot 0,3 + 0,2^9 \cdot 0,5) = 1,34 \cdot 10^8;$$

$$k_{FL} = k_{HL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{1,34 \cdot 10^8}} = 0,623;$$

$$[\sigma_F^0] = [\sigma_F^0]' k_{FL} = 49 \cdot 0,623 = 30,8 \text{ Н/мм}^2 \text{ – для неревверсивной передачи;}$$

$$[\sigma_F^0]' = 49 \text{ Н/мм}^2 \text{ – из табл. 2.}$$

9. Допускаемые напряжения для проверки зубьев на прочность при кратковременной перегрузке передачи:

$$\text{– контактные } [\sigma_H]_{\max} = 4\sigma_T = 4 \cdot 120 = 480 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\text{– изгибные } [\sigma_F]_{\max} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 120 = 96 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\text{– } \sigma_T = 120 \text{ Н/мм}^2 \text{ – из табл. 2.}$$

10. В соответствии с рекомендациями для скорости скольжения $v_{\text{ск}} = 9,4 \text{ м/с}$ принимаем 6-ю степень точности изготовления передачи.

11. Определяем коэффициент нагрузки k

$$k = k_{\beta} k_v = 1,23 \cdot 1,1 = 1,35;$$

$$k_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 (1 - p) = 1 + \left(\frac{50}{69}\right)^3 (1 - 0,51) = 1,23.$$

По табл. 3 для $v_{\text{ск}} = 9,4 \text{ м/с}$ находим $k_v = 1,1$.

12. Рассчитываем межосевое расстояние

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_H]}\right)^2} k T_2 = \left(\frac{50}{10} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{50}{10} 108}\right)^2} \cdot 1,35 \cdot 4,70 \cdot 10^5 = 192 \text{ мм.}$$

13. Считаем модуль зацепления

$$m = \frac{2a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 192}{50 + 10} = 6,33 \text{ мм.}$$

Из табл. 4 находим, что ближайший стандартный модуль $m = 6,30 \text{ мм}$

14. Определяем межосевое расстояние для принятого модуля $m = 6,3$ мм,

$$a_w = \frac{(z_2 + q)m}{2} = \frac{(50 + 10)6,30}{2} = 189,00 \text{ мм.}$$

Оно не совпадает ни с одним стандартным размером; ближайшее большее из первого ряда табл. 5 значение $a_w = 200,00$ мм.

Примем $z_2 = 52$. В этом случае передаточное число

$$= \frac{52}{4} = 13,0.$$

Рассчитаем в % величину отклонения от исходного передаточного числа

$$\frac{13,0 - 12,5}{12,5} 100 = 4.$$

Отклонение 4 % считается допустимым.

При $z_2 = 52$ делительное межосевое расстояние

$$a = \frac{(52 + 10) 6,3}{2} = 195,30 \text{ мм.}$$

Теперь следует прибегнуть к смещению инструмента при нарезке колеса.

Коэффициент смещения рассчитаем так

$$x = \frac{a_w}{m} - \frac{z_2 + q}{2} = \frac{200,00}{6,30} - \frac{52 + 10}{2} = 31,746 - 31 = 0,746.$$

15. Определяем основные геометрические параметры передачи:

а) делительные диаметры для:

– червяка $d_1 = q m = 10 \cdot 6,3 = 63,00$ мм;

– колеса $d_2 = z_2 m = 52 \cdot 6,3 = 327,60$ мм;

б) начальные диаметры для:

– червяка $d_{w1} = d_1 = 63 + 2xm = 63,00 + 2 \cdot 0,746 \cdot 6,3 = 73,00$ мм;

– колеса $d_{w2} = d_2 = 327$ мм.

Проверка: $a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{73 + 327}{2} = 200,00$ мм

в) диаметры вершин для:

– витков червяка $d_{a1} = d_1 + 2m = 63 + 2 \cdot 6,3 = 75,60$ мм;

– зубьев колеса $d_{a2} = d_2 + 2(1+x) \cdot m = 327,60 + 2(1 + 0,746) 6,3 = 348,60$ мм;

г) диаметры впадин для:

– витков червяка $d_{f1} = d_1 - 2,4 m = 63 - 2,4 \cdot 6,3 = 47,88$ мм;

– зубьев колеса $d_{f2} = d_2 - 2 (1,2 - x) m = 327,60 - 2 (1,2 - 0,746) 6,3 = 321,88$ мм;

д) наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1+2) = 348,60 + 6,30 = 354,90 \text{ мм},$$

Округлим в меньшую сторону и примем $d_{am2} = 354,0$ мм;

е) длину нарезанной части червяка

$$b_1 \geq (10 + 5,5|x| + 0,09 z_2) m + (70 + 60x) m/z_2 = \\ (10 + 5,5 \cdot 0,746 + 0,09 \cdot 52) 6,3 + (70 + 60 \cdot 0,746) 6,3/52 = 132,3 \text{ мм}.$$

При $m = 6,3$ мм требуется увеличить b_1 на 25 мм и окончательно округлить до $b_1 = 160$ мм;

ж) ширину венца колеса (для $z_1 = 4$)

$$b_2 \leq 0,67d_{a1} = 0,67 \cdot 75,60 = 50,7 \text{ мм}.$$

Примем $b_2 = 50,0$ мм;

з) угол подъема витка:

– делительный $\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{4}{10} = 0,40000$;

– начальный $\operatorname{tg} \gamma_w = \frac{z_1 m}{d_{w1}} = \frac{4 \cdot 6,30}{73,00} = 0,34807$,

$$\gamma_w = 19^\circ 11' 30", \quad \cos \gamma_w = 0,94442.$$

16. Определяем скорость скольжения

$$v_{\text{ск}} = \frac{v_w}{\cos \gamma_w} = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 10^3 \cos \gamma_w} = \frac{\pi 63 \cdot 2910}{60 \cdot 10^3 \cdot 0,944} = 9,5 \text{ м/с}.$$

17. Определяем действующие контактные напряжения

$$\sigma_H = \frac{475}{d_2} \sqrt{\frac{kT_2}{d_{w1}}} = \frac{475}{327,60} \sqrt{\frac{1,35 \cdot 4,70 \cdot 10^3}{63}} = 107 \text{ Н/мм}^2,$$

что меньше $[\sigma_H] = 108 \text{ Н/мм}^2$. Следовательно, по контактной выносливости зубьев колеса работоспособность передачи обеспечена.

18. Определяем КПД передачи

$$\eta_{\text{чп}} = (0,97 \dots 0,98) \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg} (\gamma_w + \rho)} = (0,97 \dots 0,98) \frac{0,348}{0,365 \dots 0,373} = 0,905 - 0,935.$$

Из п. 15(з) знаем, что $\gamma_w = 19^\circ 11' 30''$ и $\operatorname{tg} \gamma_w = 0,348$. Из графиков на рис. 4 для оловянных бронз при $v_{\text{ск}} = 11,7$ м/с определяем $f' = 0,015 \dots 0,022$ и соответственно $\rho' = 0^\circ 51' 30'' \dots 1^\circ 15' 30''$, тогда $\operatorname{tg} (19^\circ 11' 30'' + 0^\circ 51' 30'') = 0,365$, $\operatorname{tg} (19^\circ 11' 30'' + 1^\circ 15' 30'') = 0,373$.

Примем для дальнейших расчетов $\eta_{\text{чп}} = 0,91$.

19. Для определения усилий, действующих в зацеплении, предварительно рассчитаем вращающий момент на червяка .

$$T_1 = \frac{T_2}{u \eta_{1-2}} = \frac{4,70 \cdot 10^5}{13 \cdot 0,91 \cdot 0,99} = 4,06 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Здесь $\eta_{1-2} = \eta_{\text{чп}} \eta_{\text{пк}} = 0,91 \cdot 0,99$; $\eta_{\text{пк}} = 0,99$ – кпд подшипников качения, в которых вращается червяк.

Окружная сила на червяке, равная осевой на колесе

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 4,70 \cdot 10^4}{63} = 1,26 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Окружная сила на колесе, равная осевой на червяке

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 4,70 \cdot 10^5}{327} = 2,90 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Радиальная сила на червяке и колесе

$$F_r = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma} \operatorname{tg} \alpha = \frac{2,90 \cdot 10^3}{0,944} \cdot 0,364 = 1,21 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

20. Проверка изгибной выносливости зубьев колеса

$$\sigma_F = \frac{0,6 k F_{t2} Y_F}{m b_2} = \frac{0,6 \cdot 1,35 \cdot 2,90 \cdot 10^3 \cdot 2,13}{6,3 \cdot 50} = 7,3 \text{ Н/мм}^2$$

Число зубьев на эквивалентном прямозубом колесе

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{52}{0,944^3} = 62.$$

По табл. 6 для $z_2 = 62$, находим $Y_F = 2,13$.

Из п. 8 нашли, что $[\sigma_F^0] = 30,8 \text{ Н/мм}^2$, следовательно, работоспособность передачи по изгибной выносливости зубьев колеса обеспечена с более чем 4-кратным запасом.

21. Определяем допустимую кратность кратковременной перегрузки передачи:

а) по контактными напряжениям

$$\left(\frac{T_{2\max}}{T_2} \right)_H = \left(\frac{[\sigma_H]_{\max}}{\sigma_H} \right)^2 = \left(\frac{480}{107} \right)^2 = 19,8;$$

б) по изгибным напряжениям

$$\left(\frac{T_{2\max}}{T_2} \right)_F = \frac{[\sigma_F]_{\max}}{\sigma_F} = \frac{96}{7,3} = 13,5.$$

В этом примере кратковременная перегрузка ограничивается изгибной прочностью зубьев и максимальный "пиковый" момент в 13,5 раза больше номинального, что также значительно превышает практические потребности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Печников А.Ф.** Методические указания к курсовому проектированию по деталям машин. Общие вопросы. – Л.:ЛТИХП, 1981. – 23 с.
2. **Ваньшин А. И., Бойцов Ю. А., Тренин Н. А.** Номограмма для проектного расчета червячных передач: Межвуз. сб. науч. трудов. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2000. – 125 с.
3. **Анурьев В.И.** Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 2 – М.: Машиностроение, 1992. – 448 с.
4. Материалы в машиностроении / Под ред. **И.В. Кудрявцева.** –М.: Машиностроение, 1977. – 372 с.
5. **Чернавский С.А.** и др. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	5
ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА	18
Пример 1	18
Пример 2	23
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	28

Ваньшин Александр Иванович
Печников Александр Федорович

РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Методические указания
для студентов всех специальностей

Редактор Е.С. Лаврентьева
Корректор Н.И. Михайлова

ЛР № 020414 от 12.02.97

Подписано в печать 27.12.2001. Формат 60×84 1/16. Бум. писчая
Печать офсетная. Усл. печ. л. 1,63. Печ. л. 1,75. Уч.-изд. л. 1,63
Тираж 250 экз. Заказ № С 62

СПбГУНиПТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9
ИПЦ СПбГУНиПТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9