

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Механизация и автоматизация
дорожно-строительного комплекса»

А. А. Шавель
А. А. Бежик

ДЕТАЛИ МАШИН

Пособие
для студентов специальности
1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные,
дорожные машины и оборудование»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2022

УДК 621.8
ББК 34.445
Ш14

Р е ц е н з е н т ы:

доцент кафедры «Механика материалов и деталей машин»
УО «БГАТУ», канд. техн. наук, доцент *В. А. Агейчик*;
кафедра «Лесные машины, дороги и технологии
лесопромышленного производства» УО «БГТУ»,
зав. кафедрой, канд. техн. наук, доцент *С. П. Мохов*

Шавель, А. А.

Ш14 Детали машин : пособие для студентов специальности 1-36 11 01
«Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и обо-
рудование» / А. А. Шавель, А. А. Бежик. – Минск : БНТУ, 2022. – 54 с.
ISBN 978-985-583-326-1.

Пособие содержит методические указания к расчету всех зубчатых, червячных, ременных, цепных передач и подшипников, необходимые для выполнения контрольной работы по разделу «Передачи» студентами специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» заочной формы обучения по дисциплине «Детали машины».

УДК 621.8
ББК 34.445

ISBN 978-985-583-326-1

© Шавель А. А., Бежик А. А., 2022
© Белорусский национальный
технический университет, 2022

ВВЕДЕНИЕ

В технических УВО учебная дисциплина «Детали машин» является завершающей среди общетехнических дисциплин и первой инженерной дисциплиной, изучаемой студентами, когда им придется впервые совершать переход от расчетных схем к реальным деталям и постигать навыки конструирования.

При разработке методик расчета были использованы работы [1–7] и действующие государственные стандарты: ГОСТ 16532, ГОСТ 19326, ГОСТ 19624, ГОСТ 2144 и ГОСТ 21354.

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Расчет предназначен для выбора электродвигателя, определения передаточных чисел передач, частот вращения валов, мощностей и крутящих моментов на валах привода.

Справочный материал должен содержать базу данных по закрытым обдуваемым асинхронным электродвигателям серии 4А, по значениям КПД механических передач и по рекомендуемым значениям их передаточных чисел.

Для выполнения расчета необходимо иметь значения следующих параметров (табл. 1): $a, b, c, d, e, f, j, h, V, P_{\text{вых}}, n_{\text{вых}}$. Значения других параметров, необходимых для расчета, выбираются из справочного материала.

Таблица 1

Обозначения, используемые в кинематическом расчете привода

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
1	Общий коэффициент полезного действия привода	η	—
2	КПД муфты	$\eta_{\text{м}}$	—
3	КПД ременной передачи	$\eta_{\text{рем}}$	—
4	КПД цилиндрической прямозубой передачи	$\eta_{\text{цил.п}}$	—
5	КПД цилиндрической косозубой передачи	$\eta_{\text{цил.к}}$	—
6	КПД конической передачи	$\eta_{\text{кон}}$	—
7	КПД червячной передачи	$\eta_{\text{чер}}$	—
8	КПД цепной передачи	$\eta_{\text{цеп}}$	—
9	КПД пары подшипников	$\eta_{\text{под}}$	—
10	Мощность на выходном валу привода	$P_{\text{вых}}$	кВт
11	Мощность на входе привода	$P_{\text{вх}}$	кВт

Продолжение табл. 1

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
12	Мощность электродвигателя	$P_{эл}$	кВт
13	Потребная мощность электродвигателя	$P_{пот}$	кВт
14	Мощность на промежуточных валах привода	P_i	кВт
15	Крутящий момент на i -м валу привода	T_i	кНм
16	Количество муфт в приводе	a	–
17	Количество ременных передач в приводе	b	–
18	Количество цилиндрических прямозубых передач	c	–
19	Количество цилиндрических косозубых передач	d	–
20	Количество конических передач	e	–
21	Количество червячных передач	f	–
22	Количество цепных передач	j	–
23	Количество пар подшипников	h	–
24	Количество валов в приводе	V	–
25	Предварительное передаточное число привода	$U_{пр}$	–
26	Общее передаточное число привода	$U_{об}$	–
27	Погрешность передаточного числа привода	$\Delta U_{пр}$	–
28	Передаточное число редуктора	U_p	–
29	Передаточное число i -й ступени редуктора, передачи	U_i	–
30	Передаточное число ременной передачи	$U_{рем}$	–
31	Передаточное число цепной передачи	$U_{ц}$	–
32	Частота вращения i -го вала	n_i	об/мин

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
33	Синхронная частота вращения вала электродвигателя	n_c	об/мин
34	Асинхронная частота вращения вала электродвигателя	n_{ac}	об/мин
35	Частота вращения входного вала привода	n_b	об/мин
36	Частота вращения выходного вала привода	$n_{вых}$	об/мин
37	Относительное скольжение ротора электродвигателя	S	%

Методика расчета

$$\eta = \eta_M^a \cdot \eta_{рем}^b \cdot \eta_{цил.п}^c \cdot \eta_{цил.к}^d \cdot \eta_{кон}^e \cdot \eta_{чер}^f \cdot \eta_{цеп}^j \cdot \eta_{под}^h.$$

$$P_{вх} = \frac{P_{вых}}{\eta}.$$

$$P_{эл} \geq P_{вх}.$$

$$U_{пр} = \frac{n_{ac}}{n_{вых}}.$$

$$U_p = \frac{U_{пр}}{U_{рем} \cdot U_{ц}}.$$

Передаточное число первой ступени редуктора:

– $U_1 = 1,2 \cdot \sqrt{U_p}$ – двухступенчатый цилиндрический редуктор;

– $U_1 = \sqrt{U_p}$ – соосный двухступенчатый цилиндрический редуктор;

– $U_1 \leq \sqrt{U_p}$ – коническо-цилиндрический редуктор;

– $U_1 = 8,0$, если $U_p \leq 50$; $U_1 = \frac{U_p}{6,3}$, если $U_p > 50$ – червячно-

цилиндрический редуктор;

– $U_1 = \sqrt[5]{U_p}$ – цилиндрическо-червячный редуктор, причем

$2 \leq U_1 \leq 3,15$; $8 \leq U_2 \leq 63$;

– $U_1 = U_p$ – одноступенчатый редуктор.

$$U_2 = \frac{U_p}{U_1}.$$

Расчетные значения U_1 и U_2 согласовывают с ГОСТ.

$$U_p = U_1 \cdot U_2.$$

$$U_{\text{об}} = U_p \cdot U_{\text{рем}} \cdot U_{\text{ц}}.$$

$$\Delta U_{\text{пр}} = \frac{U_{\text{пр}} - U_{\text{об}}}{U_{\text{пр}}} \cdot 100 \% \leq 4 \%.$$

$$P_{i+1} = P_i \cdot \eta_i.$$

$$T_i = 9,55 \cdot \frac{P_i}{n_i}.$$

$$n_i = \frac{n_{i-1}}{U_{i-1}}.$$

2. РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Методика предназначена для расчета плоскоременной, клиноременной и зубчатоременной передач.

Расчеты позволяют определять диаметры шкивов, длину ремней, межосевое расстояние, число ремней, параметры ремня (ширину, толщину, модуль, параметры зуба и т. п.), силу, действующую на вал, долговечность ремня.

Для выполнения расчета необходимо иметь значения следующих параметров (табл. 2): n_1 , P_1 , u , $[L_h]$, n_2 , η , T_1 , $T_{\text{шкк}}$, L_h , $K_{H\beta}$, $K_{H\alpha}$. Значения других параметров, необходимых для расчета, выбираются из справочного материала.

Таблица 2

Обозначения, используемые в расчете ременных передач

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
1	Диаметр ведущего шкива	d_1	мм
2	Диаметр ведомого шкива	d_2	мм
3	Межосевое расстояние	a	мм
4	Межосевое расстояние максимальное	a_{\max}	мм
5	Межосевое расстояние минимальное	a_{\min}	мм
6	Число огибаемых шкивов	i	—
7	Угол желоба в шкиве	γ	град.
8	Ширина шкива	$B_{\text{шкк}}$	мм
9	Ширина плоского ремня	b_p	мм
10	Параметры сечения клинового ремня	$b_0 \times b_m \times h$	мм×мм×мм
11	Толщина плоского ремня	δ	мм
12	Толщина одного слоя в ремне	δ_1	мм
13	Площадь поперечного сечения ремня	A_p	мм ²

Продолжение табл. 2

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
14	Предварительная длина ремня	$l_{пр}$	мм
15	Реальная длина ремня	l	мм
16	Число слоев в ремне, число ремней	z	–
17	Скорость движения ремня	V	м/с
18	Число пробегов ремня	ν	c^{-1}
19	Угол обхвата ремнем малого шкива	α_1	град.
20	Модуль продольной упругости материала ремня	E	МПа
21	Плотность материала ремня	ρ	кг/м ³
22	Коэффициенты, учитывающие начальное натяжение ремня	A, W	МПа
23	Мощность на ведущем шкиве	P_1	кВт
24	КПД ременной передачи	η	–
25	Частота вращения ведущего, ведомого шкивов	n_1, n_2	об/мин
26	Передаточное число	u	–
27	Полезное окружное усилие в ремне	F_t	Н
28	Усилие предварительного натяжения ремня, комплекта ремней	F_0	Н
29	Усилия в ведущей и ведомой ветвях ремня	F_1, F_2	Н
30	Усилия, действующие на вал	$F_r, F_{рас}$	Н
31	Поправочный коэффициент, учитывающий реальные условия работы передачи	C	–
32	Коэффициент угла обхвата	C_α	–
33	Скоростной коэффициент	C_v	–
34	Коэффициент режима нагрузки	C_p	–

Продолжение табл. 2

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
35	Коэффициент, учитывающий наклон линии центров передачи к горизонту	C_{θ}	–
36	Полезное допускаемое напряжение в ремне	$[\sigma_t]_0$	МПа
37	Действительное полезное допускаемое напряжение в ремне	$[\sigma_t]$	МПа
38	Напряжение в ремне от предварительного натяжения	σ_0	МПа
39	Полезное напряжение в ремне	σ_t	МПа
40	Напряжения изгиба на ведущем, ведомом шкивах	$\sigma_{f_1}, \sigma_{f_2}$	МПа
41	Напряжение в ремне от центробежной силы	σ_v	МПа
42	Напряжения в ведущей, ведомой ветвях ремня	$\sigma_{\max}, \sigma_{\min}$	МПа
43	Нормальные напряжения в ведущей, ведомой ветвях ремня	σ_1, σ_2	МПа
44	Допускаемое напряжение на разрыв в ремне	$[\sigma_p]$	МПа
45	Предел выносливости ремня	σ_N	МПа
46	Долговечность ремня	L_h	ч
47	Требуемая долговечность ремня	$[L_h]$	ч
48	Коэффициенты, учитывающие передаточное число и непостоянство нагрузки при расчете долговечности ремня	C_u, C_H	–
49	Массив значений шага ремня (6 значений)	–	мм
50	Массив значений модуля (6 значений)	–	мм

Продолжение табл. 2

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
51	Массив значений высоты зуба ремня (6 значений)	–	мм
52	Массив значений толщины ремня (6 значений)	–	мм
53	Массив значений расстояния от впадины зуба до средней линии несущего слоя ремня (6 значений)	–	мм
54	Массив значений угла профиля зуба (6 значений)	γ	град.
55	Массив значений линейной плотности ремня (6 значений)	–	кг/м·мм
56	Массив значений ширины ремня (48 значений)	–	мм
57	Массив значений n_1 (24 значения)	n_1	об/мин
58	Массив значений наименьшей ширины впадин шкива (6 значений)	$S_{ш}$	мм
59	Массив значений глубины впадины шкива (6 значений)	$h_{ш}$	мм
60	Массив значений коэффициентов профильной податливости витков металлостроса ремня (6 значений)	–	мм ² /Н
61	Массив значений наибольшей нагрузки (3 значения)	$T_{пик}$	%
62	Коэффициент нагрузки передач	K_{Hi}	–
63	Коэффициент времени работы передачи	K_{ti}	–
64	Расчетное значение модуля	m_p	мм
65	Действительное значение модуля	m	мм
66	Коэффициент динамической нагрузки	K_d	–

Продолжение табл. 2

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
67	Шаг ремня	p	мм
68	Коэффициент ширины ремня	ψ	—
69	Крутящий момент на меньшем шкиве	T_1	Н·м
70	Расчетное значение ширины ремня	b_p	мм
71	Действительное значение ширины ремня	b	мм
72	Расчетное число зубьев ремня	z_p	—
73	Действительное значение числа зубьев ремня	z	—
74	Число зубьев, находящихся в зацеплении с меньшим шкивом	z_0	—
75	Число зубьев шкивов	z_1, z_2	—
76	Длина зуба шкива	B	мм
77	Ширина площади сдвига зубьев ремня	S_1	мм
78	Расстояние от впадины до средней линии зуба	δ	мм
79	Высота зуба	h	мм
80	Диаметры вершин зубьев шкивов	d_{a1}, d_{a2}	мм
81	Угол сбега ремня	β	рад
82	Линейная плотность ремня	q	кг/м·мм
83	Коэффициент податливости зубьев	e	мм ² /Н
84	Коэффициент продольной податливости	λ'	мм ² /Н
85	Коэффициент температуры ремня	φ_t	—
86	Коэффициент сменности работы	φ_c	—

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
87	Коэффициент, учитывающий применение роликов	Φ_p	–
88	Коэффициент долговечности ремня	K_p	–
89	Коэффициент, учитывающий нагрузку и податливость витков металлоторса	K	мм
90	Число циклов нагружений	$N_{ц}$	–
91	Количество смен работы	n_c	–
92	Число установленных натяжных или направляющих роликов	n_p	–
93	Предел прочности резины на отрыв	σ'_b	МПа
94	Предельное значение окружной силы	$F_{\text{пред}}$	Н
95	Напряжение сдвига в ремне	τ	МПа
96	Допускаемое напряжение сдвига в ремне	$[\tau]$	МПа
97	Поправка на шаг зубьев шкива	Δt_K	мм
98	Усилие в ремне от действия центробежных сил	F_V	Н

Методика расчета

2.1. Плоскоременная передача.

$$d_1 = (1100 \dots 1300) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}$$

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000}$$

$$d_2 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \varepsilon)$$

$$u = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)}.$$

$$l = \frac{V}{v}.$$

$$\alpha = \frac{2 \cdot l - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2 \cdot l - \pi \cdot (d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2}}{8}.$$

$$a \geq 2 \cdot (d_1 + d_2).$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57^\circ \geq [\alpha_1].$$

$$C = C_\alpha \cdot C_v \cdot C_\theta / C_p.$$

$$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha_1).$$

$$C_v = 1,04 - 0,0004 \cdot V^2.$$

$$\delta_{\min} = \frac{d_1}{40}.$$

$$\delta_{\max} = \frac{d_1}{30}.$$

$$[\sigma_t]_0 = A - W \cdot \frac{\delta}{d_1}.$$

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 \cdot C.$$

$$F_t = \frac{P_1}{V} \cdot 1000.$$

$$A_p = b \cdot \delta = \frac{F_t}{[\sigma_t]}.$$

$$B_{\text{шк}} = 1,1 \cdot b + (5 \dots 15) \text{ мм.}$$

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \frac{F_t}{2 \cdot A_p}.$$

$$\sigma_2 = \sigma_0 - \frac{F_t}{2 \cdot A_p}.$$

$$\sigma_{f_{1,2}} = E \cdot \frac{\delta}{d_{1,2}}.$$

$$\sigma_v = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6}.$$

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_{f_1} + \sigma_v.$$

$$\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma_p].$$

$$\sigma_{\text{min}} = \sigma_2 + \sigma_{f_2} + \sigma_v.$$

$$L_h = \left(\frac{\sigma_N}{\sigma_{\text{max}}} \right)^5 \cdot \frac{N_o \cdot C_u \cdot C_H}{i \cdot 3600 \cdot v}.$$

$$F_r = 2 \cdot \sigma_o \cdot A_p \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}.$$

$$F_{\text{pac}} = 1,5 \cdot F_r.$$

2.2. Клиноременная передача.

$$T_2 = 9,55 \cdot \frac{P_1 \cdot \eta}{n_2}.$$

Ремень (тип, A_p , $b_0 \times b_m \times h$) и d_1 выбирают по справочным таблицам.

Параметры V , d_2 , U , a , α_1 , c , F_t , σ_V , σ_{\max} , σ_{\min} , L_h , F_r определяют по тем же формулам, что и для плоскорременной передачи.

Остальные параметры определяются по следующим формулам:

$$a_{\text{np}} = K \cdot d_2.$$

$$l_{\text{np}} = 2 \cdot a_{\text{np}} + \frac{\pi}{2} \cdot (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a_{\text{np}}}.$$

$$a_{\max} = a + 0,03 \cdot l.$$

$$a_{\min} = a - 0,015 \cdot l.$$

$$v = \frac{V}{l} \leq [v].$$

$$z = \frac{F_t}{[\sigma_t]_0 \cdot C \cdot A_p} \leq [z].$$

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \frac{F_t}{2 \cdot z \cdot A_p}.$$

$$\sigma_2 = \sigma_0 - \frac{F_t}{2 \cdot z \cdot A_p}.$$

$$\sigma_{f_{1,2}} = E \cdot \frac{h}{d_{1,2}}.$$

$$F_0 = \sigma_0 \cdot A_p \cdot z.$$

2.3. Зубчатременная передача.

$$m_p = 35 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}.$$

$$b_p = \psi \cdot m.$$

Полученное значение b_p округляют по стандарту.

$$z_2 = z_1 \cdot u.$$

$$a_{\min} = 0,5 \cdot m \cdot (z_1 + z_2).$$

$$a_{\max} = 2 \cdot m \cdot (z_1 + z_2).$$

$$a = \frac{a_{\min} + a_{\max}}{2}.$$

$$z_p = \frac{2 \cdot a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2}{40 \cdot a} \cdot p.$$

$$l = z_p \cdot p.$$

$$a = \frac{2 \cdot l - \pi \cdot m \cdot (z_1 + z_2) + \sqrt{[2 \cdot l - \pi \cdot m \cdot (z_1 + z_2)]^2 - 8 \cdot m^2 \cdot (z_2 - z_1)^2}}{8}.$$

$$d_{1,2} = m \cdot z_{1,2}.$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{m \cdot (z_2 - z_1)}{a} \cdot 57^\circ.$$

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{F_1}{n_1}.$$

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{m \cdot z_1}.$$

$$K = \frac{0,2 \cdot F_t \cdot \lambda' \cdot z_1}{b}.$$

$$d_{ai} = d_i - 2 \cdot \delta + K.$$

$$z_0 = z_1 \cdot \alpha_1 / 360^\circ.$$

$$S_1 = 0,8 \cdot m.$$

$$\varphi_t = \frac{1}{L_h} \cdot \sum L_{hi} \cdot \sqrt[6]{\frac{n_i}{10^3}} \geq 1.$$

$$N_u = \frac{60 z_1 \cdot n_1 \cdot L_h}{z_p} \cdot \sum K_{ii} \cdot K_{Hi}^6.$$

$$K_p = \varphi_t \cdot \varphi_c \cdot \varphi_p \cdot \sqrt[6]{N_u}.$$

$$[\tau] = 0,8 \cdot \sigma'_b.$$

$$\tau = \frac{F_t \cdot K_d \cdot K_p}{z_0 \cdot S_1 \cdot b \cdot 2,65} \leq [\tau].$$

$$B = b + m.$$

$$\beta = \sqrt{\frac{4 \cdot h}{d_{a1} \cdot \cos \frac{\gamma}{2}}}.$$

$$\Delta t_K = \frac{0,45 \cdot F_t \cdot \lambda'}{b}.$$

$$F_0 = \frac{F_t}{2} + F_V, \text{ а при } V \leq 20 \text{ м/с } F_0 = \frac{F_t}{2}.$$

$$V = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot m \cdot \pi}{60000}.$$

$$F_V = q \cdot V^2 \cdot b.$$

$$F_r = 1,05 \cdot F_t.$$

$$F_{\text{пред}} = \frac{\left[h \cdot \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} - 0,5 \cdot d_{a1} (\beta - \sin \beta) + \Delta t_K \right] \cdot b}{\frac{e}{z_0} + \lambda'} \geq F_t.$$

3. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Методика предназначена для расчета допускаемых контактных напряжений при расчете на сопротивление усталости; допускаемых напряжений при расчете на сопротивление усталости при изгибе; межосевого расстояния, числа зубьев колес, модуля, угла наклона зубьев и геометрических размеров прямозубых и косозубых колес с внешним зацеплением, усилий в зацеплении, контактных напряжений в полюсе зацепления, напряжений в зубьях при изгибе.

Для выполнения расчета необходимо иметь значения следующих параметров (табл. 3): L_T , K_T , K_C , C_i , n_i , K_{Hi} , K_{ii} , n , T_2 , U , циклограмму нагружения (рис. 1) и схему редуктора (рис. 2).

Таблица 3

Обозначения, используемые в расчете
цилиндрических зубчатых передач

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
1	Твердость рабочих поверхностей зубьев	HB_i, HRC_i	–
2	Предел контактной (изгибной) выносливости	$\sigma_{Flimbi}, \sigma_{Hlimbi}$	МПа
3	Коэффициент запаса прочности	S_{Hi}, S_{Fi}	–
4	Срок службы передачи	L_T	год
5	Коэффициент загрузки передачи в году	K_T	–
6	Коэффициент загрузки передачи в сутки	K_C	–
7	Число зацеплений зуба за один оборот колеса	C_i	–
8	Частота вращения колеса	n_i	об/мин
9	Коэффициент нагрузки передачи	K_{Hi}	–
10	Коэффициент времени работы передачи	K_{ii}	–

Продолжение табл. 3

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
11	Число изменений нагрузки при задании ее циклограммой	n	–
12	Расчетный срок службы передачи	L_h	ч
13	Эквивалентное число циклов напряжений	N_{HEi}, N_{FEi}	–
14	Базовое число циклов напряжений	N_{Hlimi}, N_{Flimi}	–
15	Коэффициент долговечности	Z_{Ni}, Y_{Ni}	–
16	Показатель степени при определении Z_N и Y_N	q_F	–
17	Допускаемое контактное напряжение	σ_{HPi}	МПа
18	Расчетное контактное напряжение	σ_H	МПа
19	Допускаемое изгибное напряжение	σ_{FPi}	МПа
20	Расчетное напряжение на изгиб	σ_{F1}, σ_{F2}	МПа
21	Коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки	Y_a	–
22	Коэффициент ширины зубчатого венца	ψ_{ba}, ψ_{bd}	–
23	Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями	$K_{H\alpha}, K_{F\alpha}$	–
24	Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}, K_{F\beta}$	–
25	Коэффициент динамической нагрузки, возникающей в зацеплении	K_{HV}, K_{FV}	–
26	Коэффициент, используемый при проектном расчете передачи	K_a	–

Продолжение табл. 3

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
27	Ширина зубчатого венца	b_{wi}	мм
28	Крутящий момент на колесе	T_2	Нм
29	Передаточное число	U	–
30	Межосевое расстояние	a_w	мм
31	Модуль нормальный	m_n	мм
32	Угол наклона	β	град.
33	Функции угла наклона	$\cos \beta, \operatorname{tg} \beta$	–
34	Суммарное число зубьев передачи	Z_Σ	–
35	Число зубьев колеса	Z_i	–
36	Эквивалентное число зубьев колеса	Z_{vi}	–
37	Диаметр делительный колеса	d_i	мм
38	Диаметр окружности вершин зубьев колеса	d_{ai}	мм
39	Диаметр окружности впадин зубьев колеса	d_{fi}	мм
40	Окружная скорость колеса	V	м/с
41	Окружная, радиальная, осевая силы в зацеплении	F_t, F_r, F_a	кН
42	Модуль упругости при растяжении	E_1, E_2	МПа
43	Коэффициент Пуассона	ν	–
44	Коэффициент торцового перекрытия	ε_α	–
45	Коэффициенты, учитывающие суммарную длину контактных линий, форму сопряжения поверхностей, механические свойства материалов при расчете на контактную прочность	Z_ε, Z_H, Z_E	–

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
46	Коэффициент нагрузки	K_H, K_F	–
47	Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку	K_A	–
48	Коэффициенты, учитывающие перекрытие, форму, наклон зубьев при расчете на изгиб	$Y_\varepsilon, Y_{FSi}, Y_\beta$	–
49	Коэффициент головки зуба	h_a^*	
50	Коэффициент радиального зазора	c^*	

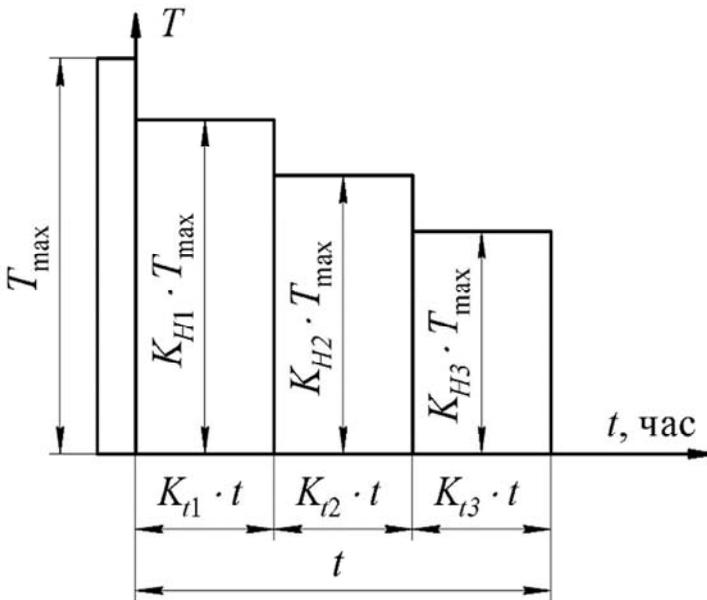


Рис. 1. Циклограмма нагружения

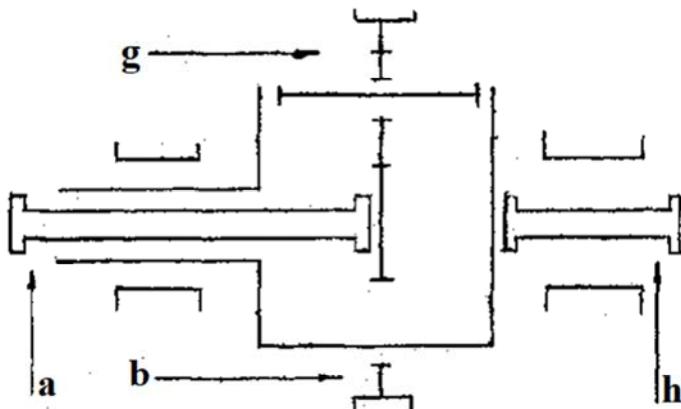


Рис. 2. Схема планетарного редуктора

Методика расчета

3.1. Допускаемые контактные напряжения при расчете на усталость.

$$\sigma_{HPi} = \frac{\sigma_{Hlimbi}}{S_{Hi}} \cdot 0,9 \cdot Z_{Ni},$$

где $\sigma_{Hlimbi} = 2 \cdot H_{HBi} + 70$ – для нормализованных и улучшенных колес;

$\sigma_{Hlimbi} = 17 \cdot H_{HRCi} + 200$ – для колес с объемной и поверхностной закалкой ($HRC \approx 38 \dots 50$);

$\sigma_{Hlimbi} = 23 \cdot H_{HRCi}$ – для цементированных и нитроцементированных колес ($HRC > 56$).

Если $N_{HEi} < N_{Hlimi}$, то

$$Z_{Ni} = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlimi}}{N_{HEi}}},$$

где $Z_{Ni} \leq 1,8$ – для колес с поверхностной закалкой зубьев;

$Z_{Ni} \leq 2,6$ – для нормализованных, улучшенных сталей.

Если $N_{HEi} > N_{Hlimi}$, то

$$Z_{Ni} = 20 \sqrt{\frac{N_{Hlimi}}{N_{HEi}}} \geq 0,75,$$

где

$$N_{Hlimi} = 30 \cdot H_{Hbi}^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6;$$

– для постоянного режима нагружения

$$N_{HEi} = 60 \cdot c_i \cdot n_i \cdot L_h;$$

– для переменного режима нагружения (рис. 1)

$$N_{HEi} = 60 \cdot c_i \cdot n_i \cdot L_h \cdot \left(\sum (K_{Hi})^3 \cdot K_{ti} \right),$$

где

$$L_h = 365 \cdot L_T \cdot K_T \cdot 24 \cdot K_c;$$

$$K_{Hi} = \frac{T_i}{T_{\max}};$$

$$K_{ti} = \frac{t_i}{t}.$$

Допускаемые контактные напряжения передачи:

– для прямозубых передач

$$\sigma_{HP} = \min \{ \sigma_{HP1}, \sigma_{HP2} \};$$

– для косозубых и шевронных передач, при условии, что $\sigma_{HP} < 1,25 \cdot \sigma_{HP\min}$,

$$\sigma_{HP} = 0,45 \cdot (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \geq \sigma_{HP\min}.$$

3.2. Допускаемые напряжения изгиба при расчете на усталость.

$$\sigma_{FRi} = \frac{\sigma_{Flimbi}}{S_F} \cdot Y_{Ni}$$

$$\sigma_{Flimbi} = \sigma_{Flimbi}^{\circ} \cdot Y_z \cdot Y_a,$$

где $\sigma_{Flimbi}^{\circ} \approx 460 \dots 680$ МПа – для зубчатых колес с объемной и поверхностной закалкой;

$\sigma_{Flimbi}^{\circ} = 1,75 \cdot H_{HB}$ – для нормализованных и улучшенных колес;

$S_F = 1,7$;

$Y_z = 1$ – для поковок и штамповок, $Y_z = 0,9$ – для проката, $Y_z = 0,8$ – для литых заготовок;

$Y_a = 1$ – одностороннее приложение нагрузки, $Y_a = 0,7 \dots 0,8$ – двустороннее приложение нагрузки.

$$Y_{Ni} = q_F \sqrt{\frac{N_{Flim}}{N_{FEi}}} \geq 1,$$

где $q_F = 6$ – для нормализованных и улучшенных сталей, $q_F = 9$ – для азотированных, цементированных, нитроцементированных сталей с нешлифованной переходной поверхностью;

$$N_{Flim} = 4 \cdot 10^6;$$

$N_{FEi} = 60 \cdot c_i \cdot n_i \cdot L_h$ – постоянный режим нагружения;

$N_{FEi} = 60 \cdot c_i \cdot n_i \cdot L_h \cdot \left(\sum_{i=1}^n (K_{Hi})^{q_F} \cdot K_{ti} \right)$ – переменный режим

нагружения.

Причем $Y_{N_{imax}} = 4$ при $q_F = 6$; $Y_{N_{imax}} = 2,5$ при $q_F = 9$.

$$L_h = 365 \cdot L_T \cdot K_T \cdot 24 \cdot K_C.$$

$$K_{Hi} = \frac{T_i}{T_{max}}.$$

$$K_{ti} = \frac{t_i}{t}$$

3.3. Расчет цилиндрических зубчатых передач.

$$a_W \geq K_a \cdot (U \pm 1) \cdot \sqrt[3]{T_2 \cdot K_{H\beta} / \left[(U \cdot \sigma_{HP})^2 \cdot \Psi_{ba} \right]}.$$

$$b_{W2} = \Psi_{ba} \cdot a_W.$$

Если $HB \leq 350$, то $b_{W1} = b_{W2} + 3,5$;

если $HB > 350$, то $b_{W1} = b_{W2}$.

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_W.$$

$$Z_\Sigma = \frac{2 \cdot a_W}{m_n} \cdot \cos \beta'.$$

$$Z_1 = Z_\Sigma / (U + 1).$$

$$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1.$$

$$\cos \beta = \frac{Z_\Sigma \cdot m_n}{2 \cdot a_W}.$$

$$d_i = m_n \cdot Z_i / \cos \beta.$$

$$d_{ai} = d_i + 2 \cdot m_n.$$

$$d_{fi} = d_i - 2,5 \cdot m_n.$$

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000}.$$

$$F_{tH} = 2 \cdot T_2 / d_2.$$

$$F_r = F_{tH} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}{\cos \beta}.$$

$$F_a = F_{tH} \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_{tw}} \cdot \sqrt{\frac{\cos \beta}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}}.$$

$$Z_E = 271 (\text{МПа})^{1/2}.$$

Коэффициент Z_ε :

– для прямозубых колес

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}};$$

– для косозубых колес при $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}};$$

– для косозубых колес при $\varepsilon_\beta < 1$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_\alpha) \cdot (1 - \varepsilon_\beta)}{3} + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}.$$

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2}.$$

$$\varepsilon_{\alpha i} = \frac{Z_i \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{ai} - \operatorname{tg} \alpha_{tw})}{2\pi}.$$

$$\alpha_{ai} = \arccos \frac{d_{bi}}{d_{ai}}.$$

$$d_{bi} = d_i \cdot \cos \alpha_t.$$

$$a = \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot m}{2 \cdot \cos \beta}.$$

$$\alpha_t = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}.$$

$$\alpha_{tw} = \arccos \left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha_t \right).$$

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos \alpha).$$

$$X_{\Sigma} = \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t)}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}.$$

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{U + 1}.$$

$$d_{w2} = \frac{2a_w \cdot U}{U + 1}.$$

$$Y = \frac{a_w - a}{m}.$$

$$\Delta Y = X_{\Sigma} - Y.$$

$$d_{ai} = d_i + 2 \cdot (h_a^* + X_i - \Delta Y) \cdot m.$$

$$d_{fi} = d_i - 2 \cdot (h_a^* + c^* - X_i) \cdot m.$$

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon} \cdot \sqrt{\frac{F_{tH}}{b_w \cdot d_1} \cdot \frac{U+1}{U}}.$$

$$K_H = K_A \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}.$$

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}.$$

$$F_{tF} = \frac{2000 \cdot T_2}{d_2}.$$

$$K_F = K_A \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}.$$

$$Y_{FSi} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_{Vi}}.$$

$$Z_{Vi} = \frac{Z_i}{\cos^3 \beta}.$$

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \frac{\beta^{\circ}}{120} \geq 0,7.$$

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_w}{\rho_x}.$$

$$\rho_x = \frac{\pi \cdot m_n}{\sin \beta}.$$

Коэффициент Y_ε :

– для прямозубых передач

$$Y_\varepsilon = 1;$$

– для косозубых передач при $\varepsilon_\beta < 1$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha};$$

– для косозубых передач при $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}.$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}} \leq \sigma_{FP1}.$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{tF}}{b_2 \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP2}.$$

4. РАСЧЕТ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Методика предназначена для расчета допустимых контактных напряжений и напряжений изгиба при расчете на сопротивление усталости, межосевого расстояния, чисел зубьев колес, модуля, геометрических размеров колес, усилий в зацеплениях, контактных напряжений и напряжений изгиба при расчете на усталость и при действии максимальной нагрузки.

Для выполнения расчета необходимо иметь значения следующих параметров (табл. 4): L_h , K_c , U_{ah}^b , n_c , n_a , K_{Hi} , K_{ti} , P .

Таблица 4

Обозначения, используемые в расчете
планетарных зубчатых передач

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
1	Передаточные отношения звеньев планетарной передачи	$U_{ab}^h, U_{ah}^b, U_1, U_2$	–
2	Частота вращения солнечной шестерни	n_a	об/мин
3	Частота вращения звеньев передачи в относительном движении (при остановленном водиле)	n_1, n_2, n_3	об/мин
4	Число сателлитов	n_c	–
5	Коэффициент полезного действия передачи	η	–
6	Мощность на солнечной шестерне передачи	p	Вт
7	Крутящий момент, действующий на звено передач	T_i	Нм
8	Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами	K_c	–

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
9	Коэффициент при пиковом значении нагрузки	$K_{Нпик}$	–
10	Контактные напряжения при действии максимальной нагрузки	σ_{Hmax}	МПа
11	Напряжения изгиба при действии максимальной нагрузки	σ_{Fimax}	МПа
12	Предельное допускаемое напряжение	$\sigma_{HPmax}, \sigma_{FPmax}$	МПа
13	Предел прочности материала	$\sigma_{iвр}$	МПа
14	Предел текучести материала	σ_{ti}	МПа

Методика расчета

4.1. Допускаемые контактные напряжения при расчете на усталость.

$$n_h = \frac{n_a}{U_{ah}^b}.$$

$$U_{ab}^h = -U_{ah}^b + 1.$$

$$n_1 = n_a - n_h.$$

$$n_2 = n_h \cdot \frac{2 \cdot U_{ab}^h}{U_{ab}^h - 1}.$$

$$n_3 = n_h.$$

Эквивалентное число циклов напряжений:
– для постоянного режима нагружения

$$N_{HEi} = 60 \cdot c_i \cdot n_i \cdot L_h;$$

– для переменного режима нагружения

$$N_{HEi} = 60 \cdot c_i \cdot n_i \cdot L_h \cdot \left(\sum (K_{Hi})^3 \cdot K_{ti} \right),$$

где $i=1\dots3$.

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{n_c}.$$

В остальной части расчет такой же, как и в расчете допускаемых контактных напряжений при расчете на сопротивление усталости.

4.2. Допускаемые напряжения изгиба при расчете на усталость. Расчет аналогичен расчету допускаемых напряжений при расчете на сопротивление усталости при изгибе цилиндрических зубчатых передач.

4.3. Расчет планетарной зубчатой передачи.

$$Z_3 = U_{ab}^h \cdot Z_1.$$

$$Z_2 = \frac{Z_3 - Z_1}{2}.$$

$$U_{ah}^b = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}.$$

$$p = \frac{Z_3}{Z_1}.$$

$$\eta = 1 - \left[0,23 \cdot \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{2}{Z_2} - \frac{1}{Z_3} \right) + 0,03 \right].$$

$$T_1 = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n_a}.$$

$$T_2 = -T_1 \cdot (p+1) \cdot \eta.$$

$$T_3 = -T_2 \cdot \frac{p}{p+1} \cdot \eta.$$

$$U_1 = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

$$U_2 = \frac{Z_3}{Z_2}.$$

$$\Psi_{bd} = 0,5 \cdot \Psi_{ba} \cdot (U_1 + 1).$$

$$d_{w1} = K_a \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\Sigma}}{\sigma_{HP}^2 \cdot \Psi_{bd} \cdot n_c} \cdot \frac{U_1 + 1}{U_1}},$$

где $K_{H\Sigma} = 1,2$ – при плавающем центральном колесе;

$K_{H\Sigma} = 1,3$ – при жестком закреплении колеса.

$$b_w = \Psi_{bd} \cdot d_{w1}.$$

$$m = b_w / (12 \dots 15).$$

$$a_w = 0,5 \cdot d_{w1} \cdot (U + 1).$$

$$Z_\Sigma = 2 \cdot a_w / m.$$

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{U + 1}.$$

$$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1.$$

Число зубьев должно удовлетворять условиям соседства сборки и соосности.

$$d_i = m \cdot z_i.$$

$$d_{ai} = d_i + 2 \cdot m.$$

$$d_{fi} = d_i - 2,5 \cdot m.$$

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000}.$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} \cdot \frac{K_c}{n_c}; \quad F_{t3} = F_{t1}; \quad F_{t2} = -2 \cdot F_{t1}.$$

$$\sigma_{Hi\max} = \sigma_{Hi} \cdot \sqrt{K_{H\text{пик}}} \leq \sigma_{HP\max},$$

где

$$\sigma_{HP\max} = 2,8 \cdot \sigma_{Ti} \quad \text{или} \quad \sigma_{HP\max} = 40 \cdot HRC_i.$$

$$\sigma_{Fi\max} = \sigma_{Fi} \cdot K_{H\text{пик}} \leq \sigma_{FP\max},$$

где

$$\sigma_{FP\max} = 0,8 \cdot \sigma_{Ti} \quad \text{или} \quad \sigma_{FP\max} = 0,6 \cdot \sigma_B.$$

В остальной части расчет аналогичен расчету межосевого расстояния, числа зубьев, модуля, угла наклона зубьев и геометрических размеров прямозубых и косозубых колес с внешним зацеплением, усилий в зацеплении, контактных напряжений в полюсе зацепления, напряжений зубьев при изгибе.

Значения остальных обозначений, используемых в расчетах, соответствуют или аналогичны обозначениям, приведенным в табл. 3.

5. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Методика предназначена для расчета геометрических параметров конических зубчатых колес с прямым и круговым зубьями; усилий, действующих в зацеплении; контактных напряжений и напряжений изгиба.

Для выполнения расчета необходимо иметь значения следующих параметров (табл. 5): $T_1, n_1, U, \sigma_{HP}, \sigma_{FP}$. Значения других параметров, необходимых для расчета, выбираются из справочного материала.

Таблица 5

Обозначения, используемые в расчете
конических зубчатых передач

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
1	Передаточное число	U	—
2	Внешний окружной модуль	m_e	мм
3	Средний окружной модуль	m_{nm}	мм
4	Угол делительного конуса	δ_1, δ_2	—
5	Коэффициент ширины колеса	K_{be}, ψ_{bd}	—
6	Ширина зубчатого венца	b_1, b_2	мм
7	Внешнее конусное расстояние	R_e	мм
8	Внешний делительный диаметр	d_{e1}, d_{e2}	мм
9	Средний делительный диаметр	d_{m1}, d_{m2}	мм
10	Внешний диаметр вершин зубьев	d_{ae1}, d_{ae2}	мм
11	Внешний диаметр впадин зубьев	d_{fe1}, d_{fe2}	мм
12	Число зубьев колеса	Z_1, Z_2	—
13	Число зубьев эквивалентного колеса	Z_{v1}, Z_{v2}	—
14	Крутящий момент на ведущем колесе	T_1	Нм
15	Частота вращения ведущего колеса	n_1	об/мин
16	Окружные, радиальные, осевые силы в зацеплении	$F_{t1}, F_{t2}, F_{r1}, F_{r2}, F_{a1}, F_{a2}$	Н

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
17	Окружная скорость колеса	V	м/с
18	Модуль упругости при растяжении	E_1, E_2, E_{np}	МПа
19	Коэффициент Пуассона	ν	–
20	Коэффициент торцового перекрытия	ε_α	–
21	Коэффициенты, учитывающие суммарную длину контактных линий, форму сопряженных поверхностей, механические свойства материалов при расчете на контактную прочность	Z_ε, Z_H, Z_E	–
22	Коэффициенты нагрузки	K_H, K_F	–
23	Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку	K_a	–
24	Коэффициент среднего изменения суммарной длины контактных линий	K_ε	–
25	Коэффициенты, учитывающие перекрытия, форму, наклон зубьев при расчете на изгиб	$Y_\varepsilon, Y_{FSi}, Y_\beta$	–
26	Коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки между зубьями по длине контактных линий	$K_{H\alpha}, K_{F\alpha}, K_{H\beta}, K_{F\beta}$	–
27	Коэффициенты динамической нагрузки, возникающей в зацеплении	K_{HV}, K_{FV}	–
28	Расчетные и допускаемые контактные напряжения	σ_H, σ_{HP}	МПа
29	Расчетные и допускаемые напряжения на изгиб	σ_F, σ_{FP}	МПа

Методика расчета

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{1}{U}\right).$$

$$\Psi_{bd} = \frac{U \cdot K_{be}}{\cos \delta_1 \cdot (2 - K_{be})}.$$

$$d_{m1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot \sqrt{U^2 + 1}}{0,85 \cdot \Psi_{bd} \cdot U \cdot \sigma_{HP}^2}},$$

где $K_d = 770$ – для прямозубых колес;

$K_d = 675$ – для непрямо зубых колес.

$$b_1 = \Psi_{bd} \cdot d_{m1}; \quad b_1 = b_2.$$

$$d_{e1} = d_{m1} + b_1 \cdot \sin \delta_1.$$

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \cdot \sin \delta_1}.$$

$$K_{be} = \frac{b}{R_e} \leq 0,3.$$

$$m_e \geq \frac{b}{10}.$$

$$Z_1 = \frac{d_{e1}}{m_e};$$

$$Z_1 \geq Z_{1\min} \geq 17 \cdot \cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta.$$

$$d_{e1} = Z_1 \cdot m_e.$$

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \cdot \sin \delta_1}.$$

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{1}{U}\right).$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1.$$

$$d_{e2} = Z_2 \cdot m_e.$$

$$d_{mi} = d_{ei} - b \cdot \sin \delta_1.$$

$$d_{aei} = d_{ei} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_i.$$

$$d_{fei} = d_{ei} - 2,5 \cdot m_e \cdot \cos \delta_i.$$

$$F_{t1} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{m1}}.$$

$$F_{t2} = -F_{t1}.$$

Для прямозубых колес

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_1, \quad F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta_1.$$

Для непрямо зубых колес

$$F_{ri} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_m} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_i \pm \sin \beta_m \cdot \sin \delta_i),$$

$$F_{ai} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_m} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta_i \pm \sin \beta_m \cdot \cos \delta_i).$$

$$V = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_{m1}}{60000}.$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta_m.$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha}},$$

где $K_\varepsilon = 0,95$.

$$Z_E = 271 (\text{МПа})^{1/2}.$$

$$z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \frac{\sqrt{\cos \beta_m}}{\operatorname{tg} \alpha_t}.$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}.$$

$$\sigma_{HO} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot \sqrt{U^2 + 1}}{0,85 \cdot b \cdot d_{m1} \cdot U}}.$$

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_A.$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta_m}{140^\circ}.$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha}.$$

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta \cdot \cos^3 \beta_m}.$$

$$m_{nm} = m_e \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be}) \cdot \cos \beta_m.$$

$$K_f = K_A \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha};$$

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot (S_t - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha}.$$

$$\sigma_F = Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_F \cdot \frac{F_t}{0,85 \cdot b \cdot m_{nm}} \leq \sigma_{FP}.$$

6. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Методика предназначена для расчета геометрических параметров червяка и червячного колеса; усилий, действующих в зацеплении; коэффициента полезного действия; теплового расчета передачи; действительных и допускаемых контактных напряжений и напряжений изгиба.

Для выполнения расчета необходимо иметь значения следующих параметров (табл. 6): $U, n_1, P_1, L_T, K_T, K_c, n, K_{Hi}, K_{ti}, t_B, A$.

Таблица 6

Обозначения, используемые в расчете червячных передач

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
1	Число заходов червяка	z_1	—
2	Число зубьев червячного колеса	z_2	—
3	Эквивалентное число зубьев червячного колеса	z_V	—
4	Частота вращения червяка, колеса	n_1, n_2	об/мин
5	Угловая скорость червяка, колеса	ω_1, ω_2	c^{-1}
6	Крутящий момент	T_1, T_2	Нм
7	Передаточное число	U	—
8	Коэффициент полезного действия	η	—
9	Скорость скольжения	$V_{ск}$	м/с
10	Коэффициент диаметра червяка	q	—
11	Срок службы передачи	L_T	год
12	Коэффициенты загрузки передачи в год, в сутки	K_T, K_c	—
13	Число зацеплений зуба за один оборот	c	—
14	Коэффициент нагрузки передачи	K_{Hi}	—
15	Коэффициент времени работы передачи	K_{ti}	—
16	Число изменений нагрузки при задании ее циклограммой	n	—

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
17	Эквивалентное число циклов перемены напряжений	N_{HE}, N_{FE}	–
18	Коэффициент долговечности	K_{HL}, K_{FL}	–
19	Базовые пределы контактной (изгибной) выносливости	$\sigma_{HO}, \sigma_{FO}, \sigma_{-1FO}$	МПа
20	Допускаемые контактные и изгибные напряжения	σ_{HP}, σ_{FP}	МПа
21	Действительные контактные и изгибные напряжения	σ_H, σ_F	МПа
22	Коэффициент нагрузки	K_H	–
23	Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	–
24	Коэффициент динамической нагрузки	K_{HV}	–
25	Осевой модуль	m	мм
26	Межосевое расстояние	a_w	мм
27	Делительный угол подъема витков червяка	γ	рад
28	Диаметры начальный, окружностей вершин и впадин зубьев червяка и колеса	$d_1, d_2, d_{a1}, d_{a2}, d_{f1}, d_{f2}$	мм
29	Окружная, осевая, радиальная силы в зацеплении	$F_{t1}, F_{t2}, F_{a1}, F_{a2}, F_{r1}, F_{r2}$	Н
30	Ширина обода червячного колеса	b	мм
31	Длина нарезаемой части червяка	l	мм
32	Температура воздуха	t_B	°С
33	Температура масла	t_M	°С
34	Допустимая температура масла	$[t_M]$	°С
35	Коэффициент теплопередачи	K	Вт/м ² ·°С
36	Площадь поверхности охлаждения	A	м ²

Методика расчета

$$z_1 = \frac{z_2}{U}.$$

$$q = 0,25 \cdot z_2.$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U}.$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}, \quad \omega_2 = \omega_1 \cdot U.$$

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}, \quad T_2 = T_1 \cdot U \cdot \eta.$$

$$V_{\text{ск}} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2}.$$

$$t = 365 \cdot L_r \cdot K_r \cdot 24 \cdot K_c.$$

$$0,67 \leq K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \leq 1,15,$$

где $N_{HO} = 10^7$.

$$N_{HE} = 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot t \cdot \Sigma K_{Hi}^4 \cdot K_{ii}.$$

Если $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$, то N_{HE} принимают равным $25 \cdot 10^7$.

$$0,54 \leq K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \leq 1,$$

где $N_{FO} = 10^6$;

$$N_{FE} = 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot t \cdot \Sigma K_{ii} \cdot K_{Hi}^9.$$

Если $N_{FE} < 10^5$, то N_{FE} принимают равным 10^5 .

Если $N_{FE} > 25 \cdot 10^7$, то N_{FE} принимают равным $25 \cdot 10^7$.

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HO} \cdot K_{HL}.$$

$$\sigma_{FP} = \sigma_{FO} \cdot K_{FL} \text{ или } \sigma_{FP} = \sigma_{-1FO} \cdot K_{FL}.$$

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}.$$

$$a_w = \left(\frac{z_2 + 1}{q} \right) \cdot \sqrt[3]{ \left(\frac{5400}{\frac{z_2}{q} \cdot \sigma_{HP}} \right)^2 } \cdot T_2 \cdot K_H.$$

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{z_2 + q}.$$

$$a_w = 0,5m \cdot (z_2 + q).$$

$$\sigma_H = \frac{5400}{\frac{z_2}{q}} \cdot \sqrt[3]{ \left(\frac{\frac{z_2 + 1}{q}}{a_w} \right)^3 } \cdot T_2 \cdot K_H \leq \sigma_{HP}.$$

$$\gamma = \arctg \left(\frac{z_1}{q} \right).$$

$$z_V = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}.$$

$$d_1 = q \cdot m; \quad d_2 = m \cdot z_2.$$

$$d_{a1,a2} = d_{1,2} + 2 \cdot m.$$

$$d_{f1,f2} = d_{1,2} - 2,4 \cdot m.$$

$$b = 0,75 \cdot d_{a1} \text{ или } b = 0,67 \cdot d_{a1}.$$

$$l = (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m \text{ или } l = (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m.$$

$$F_{ti} = \frac{2 \cdot T_i}{d_i} \cdot 1000.$$

$$F_{a1} = -F_{t2}; \quad F_{a2} = -F_{t1}.$$

$$F_r = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

$$\sigma_F = Y_F \cdot K_H \cdot \frac{F_{t2} \cdot \cos \alpha}{1,3 \cdot m^2 \cdot q} \leq \sigma_{FP}.$$

$$\eta = (0,96 \dots 0,98) \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} (\gamma + \rho)}.$$

$$t_M = t_B + \frac{(1 - \eta) \cdot P_1}{K \cdot A} \leq [t_M],$$

где $K = 16$; $t_B = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_M = 90 \text{ }^\circ\text{C}$;

$$A = (A_1 + A_2)(1 + \psi),$$

где

$$A_1 = 20 \cdot a_w^2; \quad A_2 = 0,2 \cdot A_1; \quad \psi = 0,25.$$

7. РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Методика предназначена для расчета межосевого расстояния, длины цепи, усилий, действующих в цепи и на валы, удельного давления в шарнирах цепи, коэффициента запаса прочности цепи, геометрических характеристик звездочек (см. рис. 3).

Справочный материал должен содержать базу данных по значениям следующих параметров (табл. 7): $z_1, K_d, K_a, K_{\text{рег}}, K_H, K_{\text{см}}, K_{\text{реж}}, [q], m_p, p, F_p, d, b, q_{\text{ц}}, K_f, K_v$.

Для выполнения расчета необходимо иметь значения следующих параметров (табл. 7): P, ω_1, ω_2 . Значения других параметров, необходимых для расчета, выбираются из справочного материала.

Таблица 7

Обозначения, используемые в расчете цепных передач

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
1	Угловая скорость звездочки	ω_1, ω_2	с^{-1}
2	Мощность, передаваемая цепью	P	кВт
3	Передаточное число	U	—
4	Частота вращения звездочки	n_1, n_2	
5	Коэффициент эксплуатации	K_s	—
6	Коэффициент динамичности нагрузки	K_d	—
7	Коэффициент, учитывающий межосевое расстояние	K_a	—
8	Коэффициент, учитывающий способ натяжения цепи	$K_{\text{рег}}$	—
9	Коэффициент, учитывающий наклон передачи к линии горизонта	K_H	—
10	Коэффициент, учитывающий характер смазки	$K_{\text{см}}$	—

Продолжение табл. 7

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
11	Коэффициент, зависящий от продолжительности работы в сутки	$K_{\text{реж}}$	–
12	Числа зубьев звездочек	z_1, z_2	–
13	Среднее давление в шарнирах цепи	q	МПа
14	Допускаемое среднее давление	$[q]$	МПа
15	Коэффициент рядности	m_p	–
16	Межосевое расстояние	a	мм
17	Количество шагов в межосевом расстоянии	k	–
18	Шаг цепи	p	мм
19	Количество звеньев цепи	$n_{\text{зв}}$	–
20	Линейная скорость цепи	V	м/с
21	Проекция опорной поверхности шарнира	A	мм ²
22	Диаметр ролика цепи	d	мм
23	Расстояние между внутренними пластинами цепи	b	мм
24	Масса единицы длины цепи	$q_{\text{ц}}$	кг/м
25	Окружное усилие	F_t	Н
26	Напряжение цепи от центробежных сил, от веса ведомой ветви	F_v, F_g	Н
27	Разрушающая нагрузка	F_p	Н
28	Коэффициент запаса прочности цепи	S	–
29	Допускаемый коэффициент запаса прочности цепи	$[S]$	–
30	Коэффициент, зависящий от стрелы провисания	K_f	–
31	Нагрузка на валы цепной передачи	F_B	Н

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
32	Угол поворота цепи на звездочке	φ_1, φ_2	град.
33	Диаметр делительной окружности	$d_{д1}, d_{д2}$	мм
34	Диаметр окружности выступов	d_{e1}, d_{e2}	мм
35	Диаметр окружности впадин	d_{i1}, d_{i2}	мм
36	Коэффициент высоты зуба	K_B	–
37	Профильный угол зубьев	γ_1, γ_2	град.
38	Половина угла впадины	α_1, α_2	град.
39	Угол сопряжения	β_1, β_2	град.
40	Радиусы: впадины зуба, сопряжения, головки зуба, закругления зуба	$r, r_c, r_3, r_{21,2}$	мм
41	Длина прямого участка профиля	$l_{пр1}, l_{пр2}$	мм

Методика расчета

$$n_{1,2} = \frac{30 \cdot \omega_{1,2}}{\pi}$$

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

$$K_3 = K_d \cdot K_a \cdot K_{пер} \cdot K_H \cdot K_{см} \cdot K_{реж} \leq 3.$$

$$p = 598 \cdot \sqrt[3]{\frac{P \cdot K_3}{z_1 \cdot n_1 \cdot m_p \cdot [q]}}$$

$$A = b \cdot d.$$

$$a = k \cdot p.$$

$$n_{зв} = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a}$$

$$a = \frac{P}{4} \cdot \left[\left(n_{3B} - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(n_{3B} - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

$$V = \frac{z_1 \cdot P \cdot n_1}{60000}.$$

$$F_t = \frac{P \cdot 10^3}{V}.$$

$$q = \frac{F_t \cdot K_3}{A \cdot m_p} \leq [q].$$

$$F_v = q_{II} \cdot V^2.$$

$$F_q = q_{II} \cdot a \cdot g \cdot K_f.$$

$$S = \frac{F_p}{K_{\text{д}} \cdot F_t + F_v + F_q} \geq [S].$$

$$F_b = 1,1 \cdot F_t.$$

$$\varphi_{1,2} = \frac{360}{z_{1,2}}.$$

$$d_{g1,2} = \frac{P}{\sin(\varphi_{1,2} / 2)}.$$

$$D_{e1,2} = p \left[K_v + \text{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z_{1,2}} \right) \right].$$

$$D_{i1,2} = d_{g1,2} - 2 \cdot r.$$

$$r = 0,5025 \cdot d + 0,05.$$

$$\gamma_{1,2} = 17^\circ - \frac{64^\circ}{z_{1,2}}.$$

$$\alpha_{1,2} = 55^\circ - \frac{60^\circ}{z_{1,2}}.$$

$$\beta_{1,2} = 18^\circ - \frac{56^\circ}{z_{1,2}}.$$

$$r_c = 0,8 \cdot d + r.$$

$$r_3 = 1,7d.$$

$$l_{np1,2} = d \cdot (1,24 \cdot \sin \gamma_{1,2} - 0,8 \cdot \sin \beta_{1,2}).$$

$$r_{21,2} = d \cdot (0,8 \cdot \cos \beta_{1,2} + 1,24 \cdot \cos \gamma_{1,2} - 1,3025) - 0,05.$$

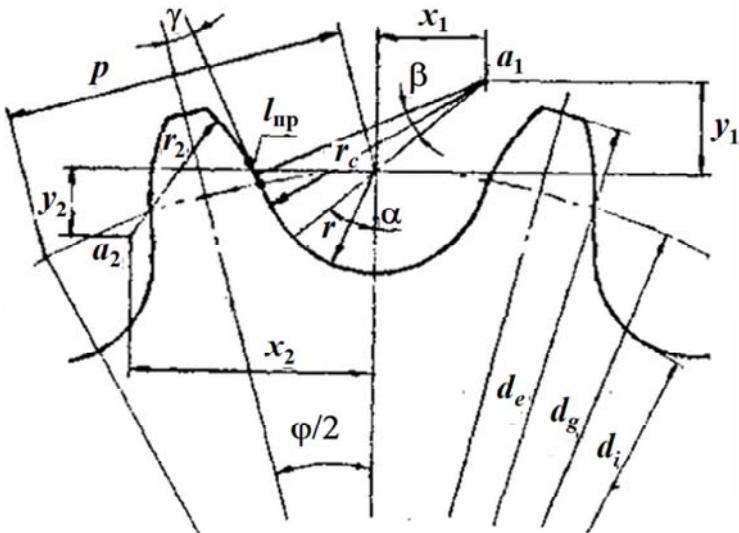


Рис. 3. Профиль звездочки

ЛИТЕРАТУРА

1. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев; под ред. И. Н. Жестковой. – 9-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2006. – 928 с.
2. Иванов, М. Н. Детали машин : учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 12-е изд. испр. – М.: Высш. шк., 2008. – 408 с.
3. Решетов, Д. Н. Детали машин : учебник / Д. Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
4. Гузенков, П. Г. Детали машин / П. Г. Гузенков. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1982. – 351 с.
5. Кудрявцев, В. Н. Планетарные передачи : справочник / В. Н. Кудрявцев; под ред. В. Н. Кудрявцева, Ю. Н. Кирдяшева. – Л.: «Машиностроение» (Ленингр. отд-ние), 1977. – 536 с.
6. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие / П. Ф. Дунаев. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1978. – 352 с.
7. Курсовое проектирование деталей машин : справочное пособие : в 2 ч. / А. В. Кузьмин [и др.]. – Мн.: Выш. школа, 1982. – 208 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1. Кинематический расчет привода	4
2. Расчет ременных передач	8
3. Расчет цилиндрических зубчатых передач	20
4. Расчет планетарных передач	32
5. Расчет конических зубчатых передач.....	37
6. Расчет червячных передач.....	43
7. Расчет цепных передач	48
Литература	53

Учебное издание

ШАВЕЛЬ Анатолий Андреевич
БЕЖИК Александр Александрович

ДЕТАЛИ МАШИН

Пособие
для студентов специальности
1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные,
дорожные машины и оборудование»

Редактор *А. С. Мокрушников*
Компьютерная верстка *Е. А. Беспанской*

Подписано в печать 03.01.2022. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 3,20. Уч.-изд. л. 2,50. Тираж 100. Заказ 887.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.