

ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ
С ЗАДАЧАМИ И ПРИМЕРАМИ РАСЧЁТОВ
Учебное пособие

В учебном пособии изложены основы расчётов различных видов зубчатых передач: цилиндрических прямо- и косозубых, с внутренним зацеплением, конических, с зацеплением Новикова, планетарных и волновых. Приведены данные, необходимые для расчёта указанных передач. Рассмотрены базовые задачи (модули) к их расчёту, даны примеры расчётов.

Учебное пособие предназначено для студентов машиностроительных специальностей вузов, соответствует Государственному образовательному стандарту и может быть использовано также студентами техникумов и колледжей, технологами и конструкторами машиностроительных производств.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	4
ВВЕДЕНИЕ	5
1. ЗУБЧАТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ	6
1.1 Основы расчёта	6
1.2 Базовые задачи (модули) к расчёту зубчатых цилиндрических передач	9
1.3 Примеры расчётов	35
1.4 Задачи для самостоятельной работы	56
2. ЗУБЧАТЫЕ КОНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ	59
2.1 Основы расчёта	59
2.2 Базовые задачи (модули) к расчёту конических передач	62
2.3 Примеры расчётов	70
2.4 Задачи для самостоятельной работы	80
3. ЗУБЧАТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ С ЗАЦЕПЛЕНИЕМ НОВИКОВА	81
3.1 Основы расчёта	81
3.2 Базовые задачи (модули) к расчёту зубчатых передач с зацеплением Новикова	82
3.3 Пример расчётов	88
3.4 Задачи для самостоятельной работы	95
4. ЗУБЧАТЫЕ ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ	96
4.1 Основы расчёта	96
4.2 Базовые задачи (модули) к расчёту зубчатых планетарных передач	98
4.3 Пример расчётов	104
4.4 Задачи для самостоятельной работы	110
5. ЗУБЧАТЫЕ ВОЛНОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ	111
5.1 Основы расчёта	111
5.2 Базовые задачи (модули) к расчёту волновых передач	113
5.3 Примеры расчётов	116
5.4 Задача для самостоятельной работы	118
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	119

ПРЕДИСЛОВИЕ

Цель данного издания — ознакомление с основами расчёта, базовыми задачами и с примерами выполнения практических расчётов зубчатых цилиндрических и конических передач, передач с зацеплением Новикова, а также планетарных и волновых.

Учебное пособие соответствует требованиям программы, утверждённой учебно-методическим объединением по специальностям автоматизированного машиностроительного производства (УМО АМ).

Пособие предназначено для студентов третьего и последующего курсов механических специальностей всех форм обучения. Его можно использовать при изучении ряда дисциплин: «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика», «Техническая механика», при выполнении курсовых и дипломных проектов. Кроме того, оно может оказать методическую помощь преподавателям при чтении лекционного курса, проведении практических занятий и руководстве курсовым проектированием.

Важно, что пособие является составной частью комплекса учебно-методической литературы, включая учебник и атласы, в которых помещён справочный материал и методические рекомендации.

Настоящее издание подготовлено коллективом авторов, которые обобщили многолетний опыт преподавания дисциплины «Детали машин и основы конструирования» и других смежных дисциплин.

Замечания и предложения по улучшению пособия будут приняты с признательностью; просьба направлять их в адрес издательства.

ВВЕДЕНИЕ

В учебном пособии изложены краткие сведения о расчётах по главным критериям работоспособного состояния зубчатых передач основных видов: цилиндрических эвольвентных прямо- и косозубых, с внутренним зацеплением, конических, с зацеплением Новикова, планетарных и волновых. Приведены данные, необходимые для расчётов. Кроме того, сформулированы базовые задачи и рассмотрены примеры расчётов.

В примерах формулы и расчёты по ним объединены как одно целое. Это сделано для повышения наглядности приводимого материала. При оформлении расчётов в расчётно-графических работах и в пояснительной записке к курсовому проекту рекомендуется сначала привести формулу, дать её экспликацию с указанием значений величин, а затем выполнить расчёт, т.е. расчёты необходимо оформлять в соответствии с известными рекомендациями /6/ согласно установленным правилам по ГОСТ 2.105.

Пособие предназначено для студентов всех форм обучения, изучающих курс «Детали машин и основы конструирования» и специальные дисциплины.

Поскольку студенты впервые встречаются с инженерными расчётами деталей машин, они свои работы выполняют, как правило, по аналогии. Поэтому в пособии имеются некоторые повторы.

1. ЗУБЧАТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Основные понятия и определения

Механическая передача — трёхзвенный механизм, служащий для передачи движения, как правило, с изменением его параметров (угловой скорости и вращающего момента).

Зубчатая передача — механическая передача, состоящая из двух зубчатых колёс или из зубчатого колеса и рейки.

Зубчатое колесо — основная деталь передачи, имеющая на ободе (венце) замкнутую систему зубьев.

Зубчатая рейка — деталь реечного зубчатого зацепления, представляющая собой призматический или цилиндрический стержень на одной из сторон которого нарезаны зубья.

Шевронное колесо — зубчатое колесо с V -образными (угловыми) косыми зубьями.

Зубчатое зацепление — взаимодействие (сопряжение) двух зубчатых колёс, зубья которых при последовательном соприкосновении между собой (зацеплении) передают заданное движение от одного колеса к другому.

Шестерня — меньшее из зубчатых колёс в передаче. В понижающих передачах шестерня — ведущее звено.

Колесо — большее из зубчатых колёс в передаче.

1.1 Основы расчёта

Зубчатые передачи, их детали и параметры. В машиностроении применяются зубчатые цилиндрические передачи с эвольвентным зацеплением и с зацеплением Новикова. Любая передача состоит из шестерни и колеса (рис. 1.1).

На рисунке 1.1 показаны следующие параметры передач:

a_w — межосевое расстояние;

i — передаточное число;

m_n — нормальный модуль;

z_1 и z_2 — числа зубьев шестерни и колеса;

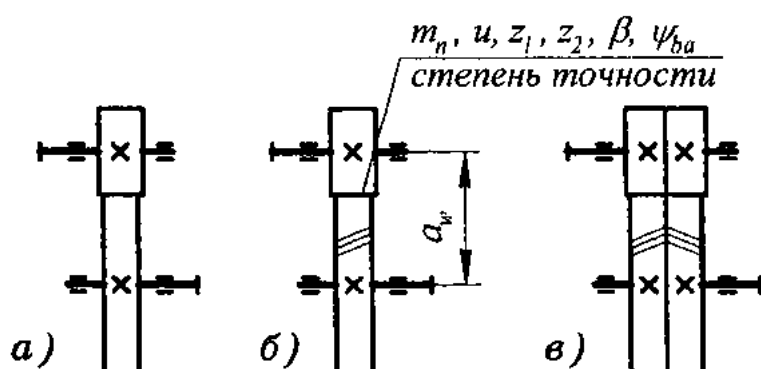


Рис. 1.1 Схемы цилиндрических передач:
а — прямозубой; б — косозубой; в — шевронной

β — угол наклона зуба;

ψ_{ba} — относительная ширина зубчатых венцов по отношению к a_w .

Виды расчётов зубчатых передач. Зубчатые передачи могут быть двух видов — закрытые (подавляющее большинство) и открытые. Условие работы зубьев колёс этих передач существенно различны. Поэтому виды отказа, критерии работоспособности и расчёта закрытых и открытых передач также различны (рис. 1.2).



Рис. 1.2 Основные виды расчётов
закрытых и открытых зубчатых передач

Проектировочный расчёт закрытых передач при низкой и средней твёрдости ($H \leq 45$ (50) HRC₂) выполняют на сопротивление усталостному выкрашиванию рабочих (активных) поверхностей зубьев. С учётом допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$ и предварительно назначенных по рекомендациям параметров определяем или межосевое расстояние a_w (*первый вариант*), или диаметр начальной окружности шестерни d_{w1} (*второй вариант*).

Основные этапы расчёта. Схема расчета зубчатых передач представлена на рисунке 1.3.

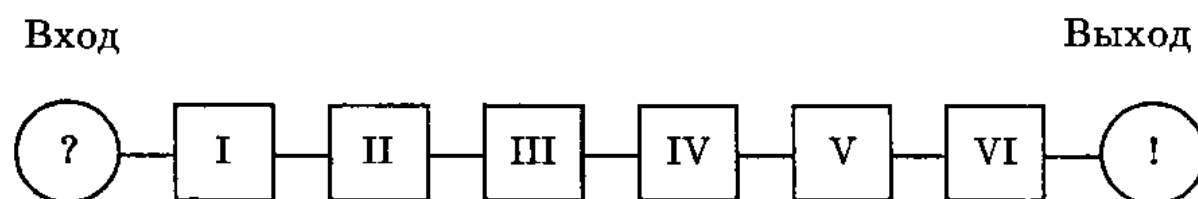


Рис. 1.3 Структурная схема расчёта зубчатых передач

вход — требуется спроектировать закрытую эвольвентную цилиндрическую прямо- или косозубую (шевронную) передачу согласно исходным данным;

I этап — исходные данные:

T_1 — номинальный вращающий момент на ведущем валу, Н · м;

n_1 — частота вращения этого вала, мин⁻¹;

i — передаточное число;

график режима нагружения или типовой режим нагружения;

срок службы L и коэффициенты $K_{год}$ и $K_{сут}$;

привод нереверсивный или реверсивный и т.д.;

II этап — цель и задачи расчёта:

цель расчёта — спроектировать надёжную зубчатую передачу, обеспечивающую вращательное движение с заданной нагрузкой (передаваемым вращающим моментом) в течение требуемого ресурса без усталостных и статических поверхностных и объёмных разрушений, а также остаточных деформаций поверхностных слоев и самих зубьев;

задачи расчёта:

— определение размеров зубчатых венцов d_1 , b_1 ; d_2 , b_2 и т.д.;

— получение данных, необходимых для дальнейших расчётов, в том числе сил, действующих в зацеплении;

III этап — выбор материала зубчатых колёс, назначение упрочняющей обработки и определение допускаемых напряжений;

IV — проектировочный расчёт;

V — проверочные расчёты;

VI этап — определение сил, действующих в зацеплении;

выход — параметры зубчатых венцов, необходимые для конструирования редуктора, в котором используется рассчитанная передача, а также данные (например, силы в зацеплении), предназначенные для дальнейших расчетов валов, их опор и т.д.

1.2 Базовые задачи (модули) к расчёту зубчатых цилиндрических передач

Рассматриваемые ниже задачи являются элементарными. Они могут быть поставлены как самостоятельные при соответствующих исходных данных. Однако главное их назначение заключается в том, что эти задачи отражают определённые этапы решения комплексных задач.

Выбор материала, назначение упрочняющей обработки зубчатых цилиндрических колёс и определение допускаемых напряжений (первая задача). Необходимая информация по выбору материала и назначению упрочняющей обработки зубчатых колёс приведена в таблице 1.1.

Допускаемые контактные напряжения при расчёте на сопротивление усталости рабочих (активных) поверхностей зубьев цилиндрических и конических колёс

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b}}{[S_H]} Z_R Z_V Z_N, \quad (1.1)$$

где $\sigma_{H \text{ lim } b} = \sigma_{HR}$ — предел контактной выносливости зубьев при базе испытаний;

$[S_H]$ — допускаемый коэффициент безопасности;

Z_R — коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей (табл. 1.2);

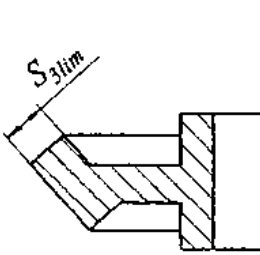
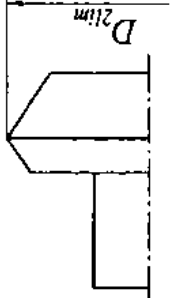
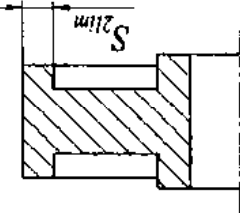
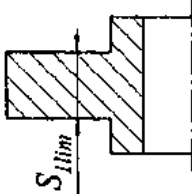
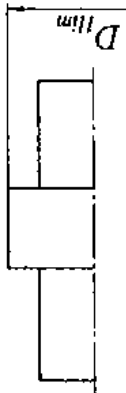
Z_V — коэффициент, учитывающий влияние скорости (табл. 1.3);

Z_N — коэффициент долговечности.

Таблица 1.1

Механические характеристики сталей для зубчатых колёс

Марка стали	Предельные размеры заготовки		Вид упрочняющей обработки	Твёрдость зубьев		σ_B	σ_T
	D_{lim}	S_{lim}		в сердцевине, HB	на поверхности, HRC ₃		
				5	6	МПа	
1	2	3	4	7			
45	125	80	Улучшение	235...262		780	540
	80	50	Улучшение	269...302		890	650
40X	200	125	Улучшение	235...262		790	640
	125	80	Улучшение	269...302		900	750
	125	80	Улучшение + закалка ТВЧ	269...302	45...50	900	750
35XM	315	200	Улучшение	235...262		800	670
	200	125	Улучшение	269...302		920	790
	200	125	Улучшение + закалка ТВЧ	269...302	48...53	920	790



Продолжение таблицы 1.1

1	2	3	4	5	6	7
40XH	315	200	Улучшение	235...262	48...53	800
	200	125	Улучшение	269...302		920
	200	125	Улучшение + закалка ТВЧ	269...302		920
20XH2M	200	125	Улучшение + цементация + закалка	300...400	56...63	1000
18XГТ	200	125	Улучшение + цементация + закалка	300...400	56...63	1000
12XH3A 25XГМ	200	125	То же самое	300...400	56...63	1000
	200	125	„	300...400	56...63	1000
40XH2MA	125	80	Улучшение + азотирование	269...302	50...56	980
35Л 45Л 40ЛГ	Любой	Любая	Нормализация	163 ...207	235...262	550
	315	200	Улучшение	207...235		680
	315	200	Улучшение	235...262		850

Таблица 1.2

Коэффициент Z_R

Параметр шероховатости Ra , мкм	1,25...0,63	2,5...1,25	10...2,5
Z_R	1,0	0,95	0,9

Таблица 1.3

Коэффициент Z_V

Окружная скорость V , м · с ⁻¹		5	10	20
Z_V	при $H < 350$ НВ	1,0	1,07	1,15
	при $H > 350$ НВ	1,0	1,04	1,07

Заметим, что величина $\sigma_{H \lim b}$ определяется по формулам, приведённым в таблице 1.4 с учётом *средней твёрдости поверхности зубьев*.

Коэффициент безопасности рекомендуют принимать равным

$$[S_H] \geq \begin{cases} 1,1 - \text{при однородной структуре по объёму} \\ \quad (\text{улучшение, объёмная закалка}); \\ 1,2 - \text{при неоднородной структуре по объёму} \\ \quad (\text{поверхностная закалка, цементация,} \\ \quad \text{азотирование}). \end{cases}$$

Коэффициент долговечности рассчитываем по формуле

$$1 \leq Z_N = \sqrt[m_H]{N_{HG} / N_H} \leq \begin{cases} 2,6 & \text{при } S_{H \min} = 1,1; \\ 1,8 & \text{при } S_{H \min} = 1,2. \end{cases} \quad (1.2)$$

Здесь m_H — показатель степени кривой усталости, принимают $m_H = 6$;

N_{HG} — база испытаний (базовое число циклов нагружений);

Таблица 1.4

Данные к определению допускаемых напряжений

Материал	Способ термической или химико-термической обработки	Твёрдость зубьев		$\sigma_H^{\text{lim } b_1}$ МПа	$[S_H]$	$[\sigma_H]_{\text{max}}$	$\sigma_F^{\text{lim } b_2}$ МПа	$[S_F]$	$[\sigma_F]_{\text{max}}$
		поверхности	сердцевин						
1	2	3		4	5	6	7	8	9
Углеродистые и легированные стали 45, 40X, 40XH, 35XM и др.	Улучшение	$\leq 350 \text{ HB}$		$2 \overline{\text{HB}} + 70$	1,1	$2,8\sigma_T$	$1,8 \overline{\text{HB}}$	1,75	$2,7 \overline{\text{HB}}$
40X, 40XH, 35XM и др.	Объёмная закалка	45...55 HRC ₃		$18 \overline{\text{HRC}}_3 + 150$	1,1	$2,8\sigma_T$	500	1,75	1400
40X, 40XH, 35XM и др.	Закалка ТВЧ сквозная с охватом впадины ($m_n < 3 \text{ мм}$)	42...50 HRC ₃	42...50 HRC ₃	$17 \overline{\text{HRC}}_3^{\text{пов}} + 200$	1,2	$40 \overline{\text{HRC}}_3$	500...600	1,75	1430
58, У7	Закалка ТВЧ по всему контуру ($m_n \geq 3 \text{ мм}$)	56...63 HRC ₃	25...35 HRC ₃				630		
40X, 40XH, 35XM и др.		42...50 HRC ₃					600...700		1260
20X, 20XH2M, 18XГТ, 12XH3A, 25XГМ	Улучшение + цементация + закалка	56...63 HRC ₃	32...45 HRC ₃	$23 \overline{\text{HRC}}_3^{\text{пов}}$	1,2	$40 \overline{\text{HRC}}_3$	950	1,55	1200
25XГМ, 30XГТ	Нитроцементация и закалка	56...63 HRC ₃	30...43 HRC ₃	$23 \overline{\text{HRC}}_3^{\text{пов}}$	1,2	$40 \overline{\text{HRC}}_3$	750	1,55	1520

Продолжение таблицы 1.4

1	2	3		4	5	6	7	8	9
38Х2Ю, 38ХМЮА, 40Х, 40ХФА, 40Х2НМА	Азотирование	700...950 HV	24...40 HRC _s	1050	1,2	30 $\overline{HRC}_s^{нов}$	10 $\overline{HRC}_s^{серд}$ + 240	2	1000
		550...750 HV							
Чугун СЧ35	—	184...225 HB		550	—	—	115	—	—
Высокопроч- ный чугун ВЧ50-2	—	197...265 HB		600	—	—	120	—	—
Стальные от- ливки 40ХЛ, 40Г3	Улучшение	190...255 HB		600	—	—	135	—	—
Текстолит ГГТ и ПТК	—	30...35 HB		45...55	—	—	40	—	—
ДСП	—	30...50 HB		50...60	—	—	50	—	—
Полиамид (капролон)	—	14...15 HB		42	—	—	30	—	—
Примечания: 1. Значения $\sigma_H \lim b$, $[\sigma_H]_{max}$, $\sigma_F \lim b$, $[\sigma_F]_{max}$ определяются по средней твёрдости зубьев. 2. $\overline{HRC}_s^{нов}$ — средняя твёрдость поверхности зуба, $\overline{HRC}_s$ — средняя твёрдость сердцевины зуба. 3. HB — твёрдость по Бринеллю, HRC_s — твёрдость по Роквеллу (по шкале C), HV — твёрдость по Виккерсу.									

N_H — действительное или эквивалентное N_{HE} число циклов нагружений.

Величина N_{HG} зависит от средней твёрдости по Бринеллю

$$N_{HG} = 30 \overline{HB}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^8. \quad (1.3)$$

При необходимости делается перевод твёрдости $\overline{HRC}$, в твердость $\overline{HB}$ (табл. 1.5).

Таблица 1.5

Перевод твёрдости $\overline{HRC}$, в твёрдость $\overline{HB}$

$\overline{HRC}$,	37	40	45	47	48	51	53	55	60	62	65
$\overline{HB}$	350	375	425	451	461	496	521	545	611	641	688

Величина N_H при постоянной нагрузке равна

$$N_H = 60 c n L_h, \quad (1.4)$$

где c — число зацеплений каждого зуба за один оборот зубчатого колеса; $c = 1$, кроме многопоточных передач;

n — частота вращения зубчатого колеса, мин⁻¹;

L_h — ресурс в часах,

$$L_h = 365 \cdot 24 L K_{год} K_{сут}, \quad (1.5)$$

причём здесь L — срок службы в годах;

$K_{год}$ и $K_{сут}$ — коэффициенты использования передачи в году и сутках (L , $K_{год}$, $K_{сут}$ — см. техническое задание).

При переменном режиме нагружения в формулу для Z_N подставляем эквивалентное число циклов

$$N_{HE} = N_H K_{HE}, \quad (1.6)$$

где K_{HE} — коэффициент эквивалентности.

При типовых режимах нагружения (по ГОСТ 21354) (рис. 1.4) можно принять

$$K_{HE} = \mu_H, \quad (1.7)$$

причём значения μ_H при постоянной частоте вращения приведены в таблице 1.6.

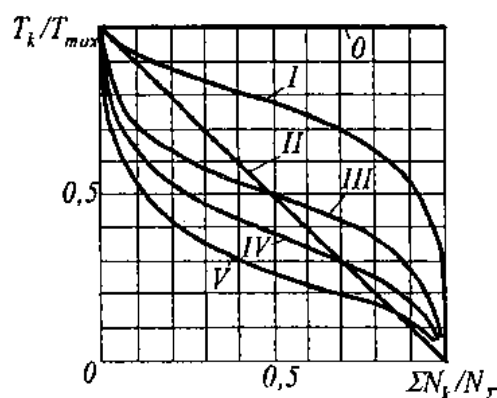


Рис. 1.4 Типовые режимы нагружения:
0 — постоянный; I — тяжёлый; II — средний
равновероятностный; III — средний номинальный;
IV — лёгкий; V — особолёгкий

Таблица 1.6

К выбору коэффициента эквивалентности

Ре- жим рабо- ты	Расчёт на контакт- ную прочность			Расчёт на изгибную прочность					
	Термо- обра- ботка	$m_H/2$	μ_H	Термо- обра- ботка	m_F	μ_F	Термообра- ботка	m_F	μ_F
0	Любая	3	1,0	Улуч- шение, норма- лизация	6	1,0	Закалка объ- ёмная и по- верхностная, цементация, азотирование	9	1,0
I			0,50			0,30			0,20
II			0,25			0,143			0,10
III			0,18			0,065			0,036
IV			0,125			0,038			0,016
V			0,063			0,013			0,004

При ступенчатом графике режима нагружения и постоянной частоте вращения коэффициент K_{HE} рассчитываем по формуле

$$K_{HE} = \sum_{k=1}^p \alpha_k^{m_H/2} \beta_k; \quad (1.8)$$

$$\alpha_k = T_k / T_{max}; \quad \beta_k = L_{hk} / L_h = t_k / t, \quad (1.9)$$

где T_k, L_{hk}, t_k — вращающий момент и ресурс на k -м режиме;
 p — число режимов нагружения;

$T_{\max}$ — максимальный из длительно действующих вращающих моментов.

Для косозубых и шевронных передач допускаемое контактное напряжение, используемое в расчёте:

$$\begin{aligned} [\sigma_H]_p &= 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \leq \\ &\leq \begin{cases} 1,25[\sigma_H]_{\min} & \text{— цилиндрические колёса;} \\ 1,15[\sigma_H]_{\min} & \text{— конические колёса,} \end{cases} \end{aligned} \quad (1.10)$$

а для прямозубых

$$[\sigma_H]_p = [\sigma_H]_{\min} = [\sigma_H]_2. \quad (1.11)$$

Максимальные допускаемые контактные напряжения определяют по следующим формулам (табл. 1.4):

$$[\sigma_H]_{\max} = \begin{cases} 2,8 \sigma_T & \text{— при улучшении и объёмной закалке;} \\ 30 \overline{HRC}_\sigma & \text{— при азотировании;} \\ 40 \overline{HRC}_\sigma & \text{— при поверхностной закалке,} \\ & \text{цементации и нитроцементации с закалкой.} \end{cases} \quad (1.12)$$

Допускаемые напряжения изгиба при расчёте на сопротивление усталости

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{[S_F]} Y_P Y_N, \quad (1.13)$$

где $\sigma_{F \lim b} = \sigma_{FR}$ — предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба (табл. 1.4);

$[S_F]$ — допускаемый коэффициент безопасности (табл. 1.4);

Y_P — коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки,

$$Y_P = \begin{cases} 1,0 - \text{при односторонней нагрузке} \\ \quad \text{(в нереверсивном приводе),} \\ 0,7...0,8 - \text{при двусторонней нагрузке} \\ \quad \text{(в реверсивном приводе);} \end{cases}$$

Y_N — коэффициент долговечности,

$$Y_N = \begin{cases} \sqrt[6]{N_{FG} / N_{FE}}, \text{ причём } 1 \leq Y_N \leq 4 \\ \text{при } H \leq 350 \text{ НВ и шлифованной} \\ \text{переходной поверхности зубьев;} \\ \sqrt[9]{N_{FG} / N_{FE}}, \text{ причём } 1 \leq Y_N \leq 2,5 \\ \text{при } H > 350 \text{ НВ и нешлифованной} \\ \text{переходной поверхности зубьев.} \end{cases} \quad (1.14)$$

Для всех сталей рекомендуется принимать

$$N_{FG} = 4 \cdot 10^6. \quad (1.15)$$

Эквивалентное число циклов нагружения

$$N_{FE} = N_F K_{FE}, \quad (1.16)$$

причем $K_{FE} = \mu_F$ при типовых режимах нагружения, а при ступенчатых

$$K_{FE} = \sum \alpha_k^{m_F} \beta_k, \quad (1.17)$$

где α_k, β_k определяем по формулам (1.9).

Максимальные допускаемые напряжения изгиба σ_{Fmaxi} определяем в соответствии с данными таблицы 1.4.

Определение размеров зубчатых венцов закрытой цилиндрической передачи при низкой и средней твёрдости зубьев (вторая задача). Сначала выполним первый вариант расчёта. При этом размеры венцов зубчатых колёс определяем через межосевое расстояние, которое рассчитываем из условия обеспечения контактной выносливости активных поверхностей зубьев по формуле

$$a_w \geq K_a(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K'_H}{\psi_{ba} u [\sigma_H]^2}}, \quad (1.18)$$

где K_a — коэффициент, определяемый по таблице 1.7;

u — передаточное число рассчитываемой передачи (табл. 1.8);

знаки «+» и «-» — для внешнего и внутреннего зацеплений;

Таблица 1.7

Рекомендуемые значения коэффициентов K_a и K_d

Коэффициент	Зубчатые колёса	Материал шестерни — колеса						
		Сталь — сталь	Сталь — чугун	Сталь — бронза	Чугун — чугун	Текстолит — сталь	ДСП — сталь	Полиамид — сталь
K_a МПа ^{1/3}	прямозубые	450	440	430	415	200	225	155
	косозубые и шевронные	410	390	375	360	170	195	135
K_d МПа ^{1/3}	прямозубые	770	700	680	645	310	360	240
	косозубые и шевронные	675	610	600	565	270	310	210

Таблица 1.8

Номинальные передаточные числа по ГОСТ 2185

1-й ряд, предпочтительный	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0
2-й ряд	—	1,4	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9,0	—
Примечание. В процессе расчёта расхождение действительного значения передаточного числа с ранее принятым номинальным (стандартным) не должно превышать 2,5 % при $u < 4,5$ и 4 % при $u > 4,5$.											

T_1 — вращающий момент на валу шестерни, Н · м, (энергoкинематический расчёт привода);

ψ_{ba} — коэффициент ширины венца по отношению к a_w ;
 $\psi_{ba} = b_2/a_w$ (табл. 1.9);

K'_H — предварительное значение коэффициента нагрузки. В учебной литературе рекомендуется принимать $K'_H = K_{H\beta}$ по следующему алгоритму: при известном коэффициенте ψ_{ba} определяют

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u \pm 1)$$

и по таблице 1.10 находят значение $K_{H\beta}$ в зависимости от ψ_{bd} , твёрдости зубьев и расположения зубчатых колёс относительно опор.

Таблица 1.9

Рекомендуемые значения ψ_{ba} и ψ_{bd}

Расположение зубчатых колёс относительно опор	Твёрдость рабочих поверхностей зубьев			
	шестерни $H_1 > 350$ HB и колеса $H_2 \leq 350$ HB или H_1 и $H_2 \leq 350$ HB		шестерни H_1 и колеса $H_2 > 350$ HB	
	$\psi_{ba} = b_w/a_w$	$\psi_{bd} = b_w/d_{w1}$	ψ_{ba}	ψ_{bd}
Симметричное	0,315	0,8...1,4	0,250	0,4...0,9
	0,400		0,315	
	0,500		0,400	
Несимметричное	0,315	0,6...1,2	0,260	0,3...0,6
	0,400		0,315	
Консольное	0,25	0,3...0,4	0,2	0,2...0,25
Для шевронных передач	0,4...0,63	$\leq 2,5$	—	—
Для коробок передач	0,1...0,2	—	—	—
Примечания: 1. Для прямозубых передач рекомендуется $\psi_{bd} \leq 1,0$ и $\psi_{ba} \leq 0,25$; косозубых $\psi_{bd} \leq 1,5$. 2. Для передач внутреннего зацепления $\psi_{ba} = 0,2(u + 1)/(u - 1)$. 3. Соотношение между коэффициентами $\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u \pm 1)$.				

Таблица 1.10

Значения коэффициента $K_{H\beta}$

Коэф- фици- ент ψ_{bd}	Твёрдость рабочих поверхностей зубьев					
	шестерни $H_1 \leq 350$ HB и колеса $H_2 \leq 350$ HB			шестерни $H_1 > 350$ HB и колеса $H_2 > 350$ HB		
	Расположение зубчатых колес относительно опор					
	консоль- ное*	несиммет- ричное	симмет- ричное	консоль- ное*	несиммет- ричное	симмет- ричное
0,2	1,16	1,03	1,00	1,22	1,04	1,02
0,4	1,35	1,06	1,03	1,43	1,07	1,04
0,6	1,65	1,08	1,04	1,67	1,14	1,05
0,8	1,90	1,12	1,06	2,00	1,20	1,08
1,0	2,30	1,15	1,10	2,35	1,27	1,12
1,2	—	1,20	1,13	—	1,35	1,16
1,4	—	1,24	1,16	—	—	1,21
* Одного из зубчатых колёс или обоих.						

Полученное значение a_w округляем до ближайшего стандартного (табл. 1.11).

Таблица 1.11

Межосевое расстояние, мм, по ГОСТ 2185

1-й ряд, предпочти- тельный	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
2-й ряд	—	—	71	90	112	140	180	224	280	355	450	560

Второй вариант. Размеры зубчатых венцов можно выразить через диаметр начальной окружности шестерни, который определяем по формуле

$$d_{w1} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K'_H}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2} \frac{u \pm 1}{u}}, \quad (1.19)$$

где K_d — коэффициент, значения которого приведены в таблице 1.7;

ψ_{bd} — коэффициент ширины венца по отношению к d_{w1} (табл. 1.9)

$$\psi_{bd} = b_2 / d_{w1}. \quad (1.20)$$

Определяем параметры зацепления (рис. 1.1). Межосевое расстояние равно

$$a_w = m_n z_1 (u \pm 1) / \cos \beta. \quad (1.21)$$

В формуле (1.21) неизвестны три величины: нормальный модуль m_n , число зубьев шестерни z_1 и угол наклона линии зубьев β . Поэтому дальнейший расчёт можно выполнять по одному из двух вариантов.

Первый вариант. Вычисляем нормальный модуль m_n по рекомендации

$$m_n = \begin{cases} (0,01 \dots 0,02) a_w & \text{при } H_1 \leq 350 \text{ НВ;} \\ (0,016 \dots 0,0315) a_w & \text{при } H_1 > 350 \text{ НВ} \end{cases} \quad (1.22)$$

и округляем до ближайшего стандартного (табл. 1.12), причём для силовых передач $m_n \geq 1,5$ мм.

Таблица 1.12

Модуль, мм, по ГОСТ 9563

1-й ряд, пред- почти- тельный	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6	8	10	12	16	20
2-й ряд	1,12	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22

Задаёмся предварительно углом наклона β' (табл. 1.13). Определяем z_1, z_2 с последующим вычислением фактического значения передаточного числа u_ϕ . Затем уточняем β для того, чтобы вписаться в стандартное $a_{w \text{ ст}}$ или требуемое межосевое расстояние a_w :

$$\beta = \arccos \frac{m_n z_1 (u \pm 1)}{2 a_{w \text{ ст}}}. \quad (1.23)$$

Таблица 1.13

Значения угла наклона линии зуба

Тип передачи		косозубая	раздвоенная	шевронная
β , град	рекомендуемое	8...15	30...40	25...40
	предельное	22	45	45

Второй вариант. Задаёмся числом зубьев шестерни z_1 (табл. 1.14) и углом β' . Далее определяем m_n с округлением до стандартного значения (табл. 1.12) и уточняем u_ϕ и β .

Таблица 1.14

Рекомендуемые числа зубьев шестерни

Передачи					
прямозубые		косозубые		шевронные	
u	$z_{1 \min}$	u	$z_{1 \min}$	u	$z_{1 \min}$
≤ 3	20 ... 25	≤ 4	16	≤ 4	14
> 3	18 ... 20	> 4	14	> 4	12

Имея m_n , z_1 , z_2 и β , определяем диаметры зубчатых венцов.

Расчётная ширина зубчатого венца колеса при известном межосевом расстоянии

$$b_w = b_2 = \psi_{ba} a_w. \quad (1.24)$$

Тогда

$$b_1 = b_2 + (5...10) \text{ мм.}$$

Ниже рассчитываем цилиндрические зубчатые передачи по первому варианту.

Определение размеров зубчатых венцов закрытой цилиндрической передачи при высокой твёрдости поверхности зубьев в результате химико-термической обработки ($H \geq 45$ (50) HRC₂) (третья задача). Расчёт выполняем с целью исключения усталостной поломки зубьев. При этом определяем нормальный модуль m_n , обуславливающий размеры зубьев и их изгибную прочность:

$$m_n \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_F}{z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]}} Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon, \quad (1.25)$$

где K_m — вспомогательный коэффициент:

$$K_m = \begin{cases} 14 & \text{— для прямозубых;} \\ 11,2 & \text{— для косозубых и шевронных передач;} \end{cases} \quad T_1, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Коэффициенты K_F и Y_{FS} , Y_β , Y_ε рассмотрены далее (см. четвёртую задачу).

Выполнение проверочных расчётов цилиндрической зубчатой передачи (четвёртая задача). Проверочные расчёты выполняем, поскольку:

- во-первых, расчётное значение межосевого расстояния округлено до стандартного или требуемого;
- во-вторых, определено фактическое значение передаточного числа u_ϕ ;
- в-третьих, необходимо уточнить значение коэффициентов нагрузки K_H и K_F .

Условие обеспечения сопротивления выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев

$$\sigma_H = \frac{c}{a_w} \sqrt{\frac{T_1 K_H}{b_w u_\phi}} (u_\phi \pm 1)^3 \leq [\sigma_H], \quad (1.26)$$

где $c = \begin{cases} 266 \text{ МПа}^{1/2} & \text{— для косозубых и шевронных передач;} \\ 300 \text{ МПа}^{1/2} & \text{— для прямозубых передач;} \end{cases}$

K_H — уточнённое значение коэффициента нагрузки

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{HV}. \quad (1.27)$$

Здесь $K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца при расчёте по напряжениям σ_H . При известной величине ψ_{ba} определяем

$$\psi_{bd} = b/d_1 = 0,5 \psi_{ba} (u_\phi \pm 1). \quad (1.28)$$

Затем по таблице 1.10 в зависимости от ψ_{bd} , твёрдости материала зубчатых колёс и расположения передачи относительно опор выбираем $K_{H\beta}$;

$K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев. Выбираем в зависимости от степени точности (табл. 1.15), типа передачи и окружной скорости (табл. 1.16);

K_{Hv} — коэффициент динамичности нагрузки выбираем в зависимости от степени точности, типа передачи и твёрдости материала (табл. 1.17).

Таблица 1.15

Степень точности зубчатых передач

Степень точности по ГОСТ 1643	Допустимые окружные скорости V , м/с, колёс			
	прямозубых		непрямозубых	
	цилиндрических	конических	цилиндрических	конических
6-я (передачи повышенной точности)	до 20	до 12	до 30	до 20
7-я (передачи нормальной точности)	до 12	до 8	до 20	до 10
8-я (передачи пониженной точности)	до 6	до 4	до 10	до 7
9-я (передачи низкой точности)	до 2	до 1,5	до 4	до 3
Примечание. В редукторостроении применяют передачи не ниже 8-й степени точности.				

Таблица 1.16

**Значение коэффициента $K_{H\alpha}$
для косозубых и шевронных передач**

Степень точности	Окружная скорость V , м/с				
	до 1	5	10	15	20
6	1	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,13	—	—
9	1,1	1,16	—	—	—
Примечание. Для прямозубых колёс $K_{H\alpha} = 1$.					

Таблица 1.17

Значения коэффициента K_{HV}

Передача	Твёрдость поверхности зубьев, HВ	Окружная скорость V , м/с			
		до 5	10	15	20
		Степень точности			
		8		7	
прямозубая	≤ 350	1,05	—	—	—
	> 350	1,10	—	—	—
косозубая и шевронная	≤ 350	1,0	1,01	1,02	1,05
	> 350	1,0	1,05	1,07	1,10

Оцениваем степень использования материала

$$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\% \leq [\Delta\sigma_H] = \begin{cases} +15\% - \text{недогрузка;} \\ -5\% - \text{перегрузка.} \end{cases} \quad (1.29)$$

Условие обеспечения сопротивления усталостной поломке зубьев

$$\sigma_F = \frac{2T_1 K_F}{d_{w1} b m_n} Y_{FS} Y_\beta Y_\epsilon \leq [\sigma_F], \quad (1.30)$$

где Y_{FS} — коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений в опасном сечении зуба, т.е. в расчёте оперируем с местными напряжениями;

Y_β , Y_ϵ — коэффициенты, учитывающие угол наклона и перекрытия зубьев;

K_F — коэффициент нагрузки

$$K_F = K_{F\beta} K_{FV} K_{F\alpha}, \quad (1.31)$$

причём здесь $K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба при расчёте по напряжениям σ_F (табл. 1.18);

K_{FV} — коэффициент динамичности нагрузки (табл. 1.19);

$K_{F\alpha}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев (табл. 1.20).

Коэффициент Y_{FS} выбираем в зависимости от приведённого числа зубьев z_{Vi} (табл. 1.21) и коэффициента смещения x исходного контура относительно заготовки.

Таблица 1.18

Значения коэффициента $K_{F\beta}$

$\psi_{bd} = b/d_{w1}$	Твёрдость поверхностей зубьев							
	$H \leq 350$ HB				$H > 350$ HB			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
0,2	1,00	1,04	1,18	1,10	1,03	1,05	1,35	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	—	1,72
0,8	1,08	1,17	—	1,59	1,13	1,28	—	—
1,0	1,10	1,23	—	—	1,20	1,40	—	—
1,2	1,13	1,30	—	—	1,30	1,53	—	—
1,4	1,19	1,38	—	—	1,40	—	—	—
1,6	1,25	1,45	—	—	—	—	—	—
1,8	1,32	1,53	—	—	—	—	—	—

Примечание. Данные в столбце I относятся к симметричному расположению колес относительно опор; II — к несимметричному; III — к консольному при установке валов на шариковых подшипниках; IV — то же, но при установке валов на роликовых подшипниках

Таблица 1.19

Ориентировочные значения коэффициента K_{Fv}

Степень точности	Твёрдость поверхности зубьев, HB	Окружная скорость		
		3	3...8	8...12,5
6	≤ 350	1/1	1,2/1	1,3/1,1
	> 350	1/1	1,15/1	1,25/1
7	≤ 350	1,15/1	1,35/1	1,45/1,2
	> 350	1,15/1	1,25/1	1,35/1,1
8	≤ 350	1,25/1,1	1,45/1,3	— /1,4
	> 350	1,2/1,1	1,35/1,2	— /1,3

Примечание. В числителе указаны значения для прямозубых передач, в знаменателе — для косозубых передач

Таблица 1.20

Значения коэффициента K_{Fa}

Степень точности	6	7	8	9
K_{Fa}	0,72	0,81	0,91	1,0

Примечание. Для прямозубых колёс $K_{Fa} = 1$.

Таблица 1.21

Коэффициент Y_{FS} формы зуба и концентрации напряжений

z или z_v	Значения Y_{FS} при коэффициенте x смещения инструмента						
	-0,6	-0,4	-0,2	0	+0,2	+0,4	+0,6
12	—	—	—	—	—	3,67	—
14	—	—	—	—	4,00	3,62	3,30
17	—	—	—	4,28	3,89	3,58	3,32
20	—	—	—	4,09	3,78	3,56	3,34
25	—	—	4,22	3,90	3,70	3,52	3,37
30	—	4,38	4,02	3,80	3,64	3,51	3,40
40	4,37	4,06	3,86	$\frac{3,70}{4,02}$	3,60	3,51	3,42
60	3,98	3,80	3,70	$\frac{3,62}{3,80}$	3,57	3,52	3,46
80	3,80	3,71	3,63	$\frac{3,61}{3,70}$	3,57	3,53	3,49
100	3,71	3,66	3,62	3,60	3,58	3,53	3,51
200	3,62	3,61	3,61	3,60	3,59	3,59	3,56
Примечание. В числителе указаны значения для наружных зубьев, в знаменателе — для внутренних.							

Приведённое число зубьев i -го колеса

$$z_{vi} = z_i / \cos^3 \beta, \quad i = 1; 2. \quad (1.32)$$

Проверку условия (1.30) выполняем для того из зубчатых колёс, у которого меньше отношение $[\sigma_F]_i / Y_{FSi}$. Целесообразно, чтобы эти отношения были близкими.

Коэффициент Y_ρ определяем по формуле

$$Y_\rho = \rho^0 / 140^\circ. \quad (1.33)$$

Для коэффициента Y_ϵ можно записать

$$Y_\epsilon = [4 + (\epsilon_\alpha - 1)(n - 5)] / (4\epsilon_\alpha), \quad (1.34)$$

где n — степень точности передачи;

ϵ_α — коэффициент торцового перекрытия.

При $n = 8$ и $\varepsilon_\alpha = 1,5 \dots 1,6$ имеем $Y_\varepsilon = 0,91 \dots 0,92$.

Кроме того, необходима проверка на предотвращение хрупкого разрушения или пластической деформации зубьев при действии пиковой нагрузки:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_H} \leq [\sigma_H]_{\max}; \quad (1.35)$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_F \leq [\sigma_F]_{\max}, \quad (1.36)$$

где $K_H = T_{\text{пуск}}/T$ — коэффициент перегрузки, известный из технического задания.

Определение сил, действующих в зубчатом зацеплении (пятая задача). Рассмотрим первый расчётный случай — внешнее прямозубое зацепление (рис. 1.5, а).

Здесь использованы следующие обозначения:

T_1 и T_2 — вращающие моменты (движущий и сопротивления);

P — полюс зацепления;

α_w — угол зацепления;

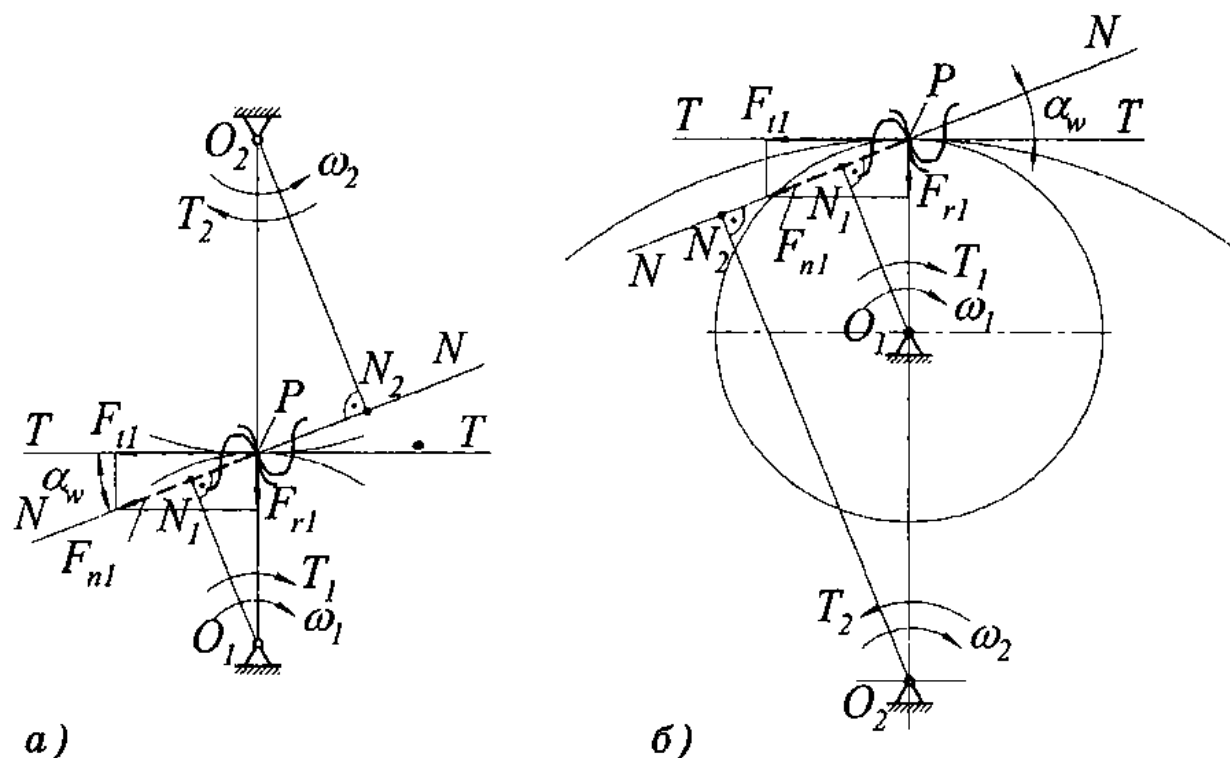


Рис. 1.5 Силы, действующие во внешнем (а) и внутреннем (б) прямозубых зацеплениях

F_{n1} — реакция зуба колеса на зуб шестерни, направленная по нормали к профилю (линии зацепления NN),

$$F_{n1} = \{F_{t1}, F_{r1}\}, \quad (1.37)$$

где F_{t1}, F_{r1} — окружная и радиальная силы.

Из условия равновесия шестерни

$$\Sigma M_{o1}(F, T) = 0 \quad (1.38)$$

находим

$$F_{t1} = T_1 / (d_{w1}/2).$$

В общем виде имеем

$$F_{ti} = 2T_i / d_{wi}, \quad i = 1; 2. \quad (1.39)$$

Из силового треугольника

$$F_{ri} = F_{ti} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w. \quad (1.40)$$

По аналогии можно определить силы, действующие во внутреннем прямозубом зацеплении (рис. 1.5, б).

Второй расчётный случай — внешнее косозубое зацепление (рис. 1.6).

Согласно рисунку 1.6 составляющие реакции F_{n1} зуба колеса на зуб шестерни:

$$F_{n1} = \{F'_{n1}, F_{r1}\} \text{ и } F'_{n1} = \{F_{t1}, F_{a1}\},$$

где F'_{n1} — сила, нормальная к направлению зуба;

F_{t1}, F_{r1}, F_{a1} — окружная, радиальная и осевая силы.

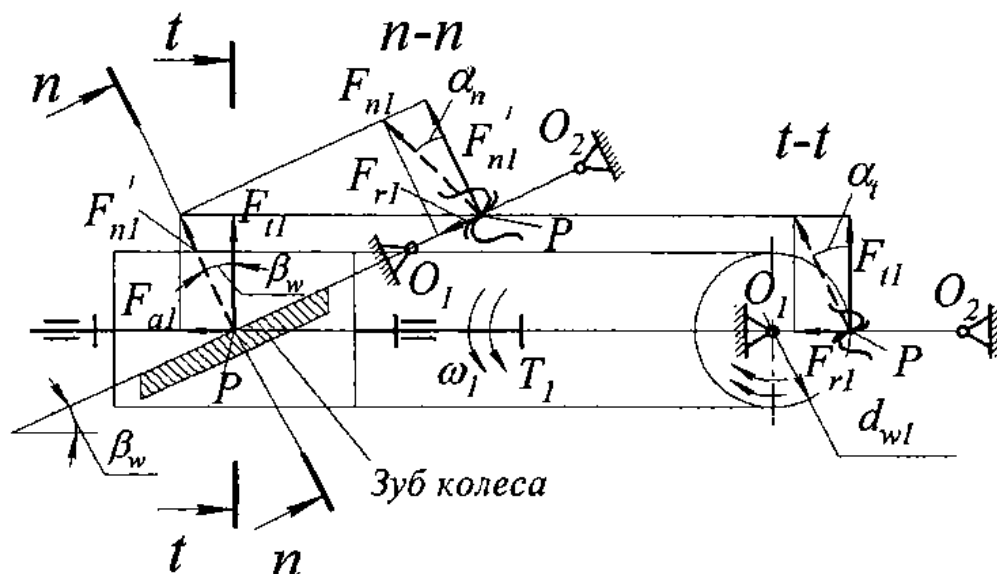


Рис. 1.6 Силы, действующие в косозубом зацеплении

Из условия (1.38) равновесия шестерни или колеса

$$F_{ti} = T_i / (0,5d_{wi}), i = 1; 2.$$

Из силовых треугольников

$$\begin{aligned} F_{ri} &= F_{ti} \operatorname{tg} \alpha_t, \operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta_w; \\ F_{ai} &= F_{ti} \operatorname{tg} \beta_w; \\ F_{ni} &= F_{ti} / (\cos \beta_w \cos \alpha_n). \end{aligned} \quad (1.41)$$

Из рисунка 1.6 видно, что направление силы F_a зависит от направлений как зуба, так и вращения. Модуль этой силы обусловлен нагрузкой F_t и углом β_w . Для её ограничения угол β_w косозубых колёс принимают в пределах, указанных выше (табл. 1.13).

Третий расчётный случай — внешнее шевронное зацепление (рис. 1.7). Шевронное зубчатое колесо является сдвоенным косозубым со встречным направлением зубьев на полушевронах. При выбранном направлении вращающего момента T_1 ограничимся рассмотрением осевых сил, действующих на зубья левого и правого полушеврона.

Пусть $F_{a1} > F_{a2}$,
тогда

$$F_{a1} - F_{a2} = \Delta F_a,$$

где ΔF_a — избыточная осевая сила вследствие неодинакового нагружения полушевронов, обусловленного неточностью изготовления и монтажа.

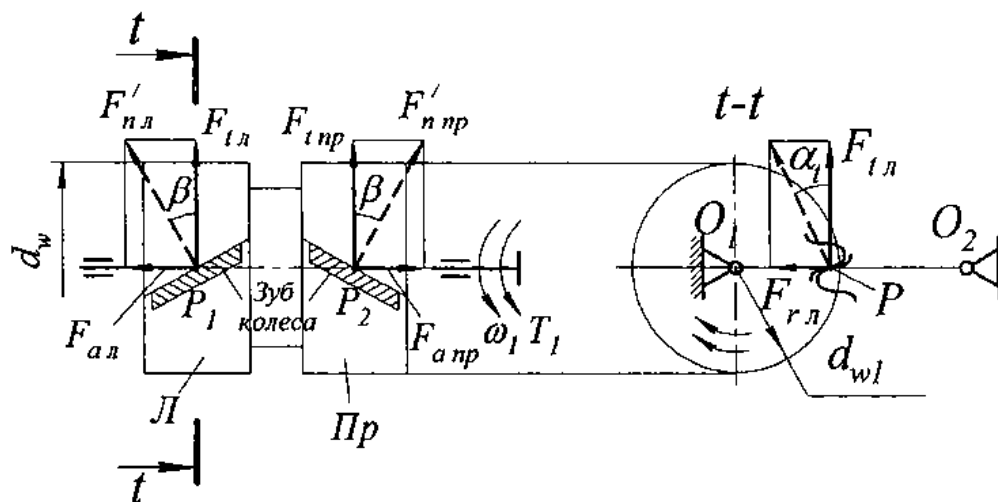


Рис. 1.7 Силы, действующие в шевронном зацеплении

Под действием ΔF_a одно из зубчатых колёс будет перемещаться относительно другого до тех пор, пока ΔF_a не станет равной нулю, т.е. осуществляется самоустановка зубчатых колёс. Это возможно при условии, что опоры вала одного из них (например, шестерни) — плавающие.

Выбор материала, назначение упрочняющей обработки и определение допускаемых напряжений для зубчатых колёс открытых передач (шестая задача). Шестерня и колесо открытой передачи должны образовывать антифрикционную пару.

Шестерни изготавливают из конструкционной углеродистой стали марок 40, 45, ... с нормализацией или улучшением. Для колёс часто применяют чугуны СЧ15, СЧ20, СЧ25, а для тяжело нагруженных передач — СЧ30 и выше.

Допускаемые напряжения для стальных зубчатых колёс определяются по приведённым выше формулам.

Допускаемые напряжения изгиба при расчёте на сопротивление усталости зубьев чугунных колёс находим по следующим формулам:

— при работе зубьев одной стороной (в нереверсивных передачах)

$$[\sigma_F]_0 = \frac{(1,4 \dots 1,6) \sigma_{-1}}{[S_F] K_\sigma} Y_N; \quad (1.42)$$

— при работе зубьев обеими сторонами (в реверсивных передачах)

$$[\sigma_F]_{-1} = \frac{\sigma_{-1}}{[S_F] K_\sigma} Y_N, \quad (1.43)$$

где σ_{-1} — предел выносливости материала при симметричном цикле напряжений изгиба (табл. 1.22);

$[S_F]$ — нормируемый коэффициент безопасности (табл. 1.22);

K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений (табл. 1.22);

Y_N — коэффициент долговечности — выражение (1.14).

Таблица 1.22

Марки и допускаемые напряжения чугунных колёс

Марки чугуна	Твёрдость зубьев HB	Предел прочности при растяжении $\sigma_{вр}$, МПа	σ_{-1}	$[S_F]^*$	K_σ	$[\sigma_H]$	$[\sigma_H]_{max}$	$[\sigma_F]_{max}$
СЧ15	163...229	150	$0,43\sigma_{вр}$	$\frac{1,6}{1,8}$	1,2	$1,5HB_{min}$	$1,8\sigma_{вр}$	$0,6\sigma_{вр}$
СЧ20	170...229	200						
СЧ25	180...250	250						
СЧ30	180...255	300				$1,8HB_{min}$		
*В числителе для термически обработанных отливок, а в знаменателе — необработанных								

Проектировочный расчёт открытых зубчатых передач (седьмая задача). Такие передачи должны быть тихоходными (окружная скорость $V < 1$ м/с). Они работают в условиях абразивного загрязнения и периодического смазывания. Основной вид отказа — абразивный износ, который может привести к поломкам зубьев. Поэтому размеры зубчатых венцов определяем из условного расчёта зубьев на сопротивление усталости по напряжениям изгиба (при отсутствии соответствующего расчёта на износостойкость).

При проектировочном расчёте открытых передач определяем нормальный модуль зацепления m_n из условия сопротивления зубьев усталостным поломкам (с учётом их износа) по формуле

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2T_i K_F K_{из}}{z_i \psi_{bm} [\sigma_F]_i}} Y_{FSi}, \quad i = 1; 2, \quad (1.44)$$

где T_i — вращающий момент на i -м валу (индекс 1 — для шестерни, 2 — для колеса), Н · мм;

K_F — коэффициент нагрузки, определяемый как и для закрытых передач;

$K_{из}$ — коэффициент, учитывающий уменьшение первоначальной толщины зуба вследствие износа (табл. 1.23);

Таблица 1.23

Значения коэффициента $K_{из}$

Процент износа	10	20	30
$K_{из}$	1,25	1,5	2,0

z_i — число зубьев i -го зубчатого колеса;

$\psi_{bm} = b/m_n$ — коэффициент ширины зубчатого венца относительного модуля (табл. 1.24);

Таблица 1.24

Значения коэффициента ψ_{bm}

Тип зуба	Прямой		Косой	Шевронный
	литой	нарезанной		
ψ_{bm}	6...10	10...20 (обычно 10...12)	12...30	до 60

$[\sigma_F]_i$ — допускаемое напряжение изгиба при расчёте на сопротивление усталости, МПа (Н/мм²);

Y_{FSi} — коэффициент формы зуба и концентрации напряжений (табл. 1.21).

Проверочные расчёты открытых зубчатых передач (восьмая задача). Проверку циклической прочности зубьев на изгиб производим по условию

$$\sigma_{Fi} = \frac{2T_i K_F K_{из}}{d_i m_n b} Y_{FSi} \leq [\sigma_F]_i, \quad (1.45)$$

где d_i — диаметр делительной окружности i -го колеса.

Заметим, что расчёты по формулам (1.44) и (1.45) следует вести для зубьев того из колёс пары, для которого отношение $[\sigma_F]_i / Y_{FSi}$ меньше.

Кроме того, в случаях действия пиковых нагрузок выполнением проверки на статическую контактную и изгибную прочность по тем же формулам, что и для закрытых передач.

Точность выполнения расчётов. Допускаемые и расчётные напряжения в процессе их определения следует округлять до ближайшего целого числа.

Вычисление $\cos\beta$ следует выполнять с точностью до четырёх-пяти цифр после запятой.

Делительные (начальные) диаметры шестерни и колеса надо определять с точностью до двух-трёх знаков после запятой, а затем убедиться, что

$$a_w = (d_2 \pm d_1)/2 \text{ или } a_w = (d_{w2} \pm d_{w1})/2.$$

Ширину венцов колёс после вычисления следует округлить в ближайшую сторону до целого числа.

1.3 Примеры расчётов

Пример расчёта закрытой цилиндрической косозубой передачи. Расчёт выполняем при следующих исходных данных:

- вращающий момент на валу шестерни $T_1 = 50 \text{ Н} \cdot \text{м};$
- частота вращения этого вала $n_1 = 1440 \text{ мин}^{-1};$
- передаточное число редуктора $u = 5,6;$
- привод цепного конвейера нереверсивный;
- график режима нагружения ступенчатый
(рис. 1.8);
- срок службы $L = 5 \text{ лет};$
- коэффициенты использования $K_{\text{год}} = 0,5;$
 $K_{\text{сут}} = 0,33.$

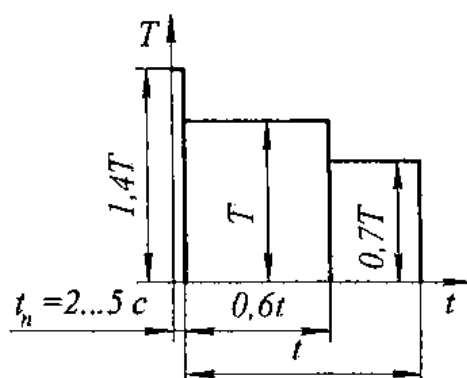


Рис. 1.8 График режима нагружения

Выбор материала, назначение упрочняющей обработки и определение допускаемых напряжений для зубчатых колёс. Этот этап расчёта выполняем согласно первой базовой задаче.

Для цилиндрических косозубых колёс целесообразно применять такие сочетания материалов и термической обработки, для которых твёрдость зубьев шестерни была бы значительно выше твёрдости колеса:

$$(H_1)_{\min} - (H_2)_{\max} \approx 100 \dots 150 \text{ HB}.$$

В данном случае материал шестерни — сталь 40Х, улучшение и закалка с нагревом ТВЧ, твёрдость сердцевины 269...302 HB и поверхности зубьев 45...50 HRC, и среднее значение твёрдости $\overline{H}_1^{\text{пов}} = 0,5 \cdot (45 + 50) = 47,5 \text{ HRC}$, или 456 HB. Предел текучести $\sigma_{T1} = 750 \text{ МПа}$;

материал колеса — сталь 40Х, улучшение, твёрдость поверхности зубьев 269...302 HB и среднее значение твёрдости

$$\overline{H}_2 = 0,5 \cdot (269 + 302) = 285,5 \text{ HB}.$$

Предел текучести $\sigma_{T2} = 750 \text{ МПа}$.

Допускаемые контактные напряжения при расчёте на сопротивление усталости определяем по формуле (1.1). Находим величины, входящие в неё.

Предел контактной выносливости зубьев при базе испытаний:

— для шестерни

$$\sigma_{HR1} = 17 \overline{HRC}_1^{\text{пов}} + 200 = 17 \cdot 47,5 + 200 \approx 1008 \text{ МПа};$$

— для колеса

$$\sigma_{HR2} = 2HB + 70 = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \text{ МПа}.$$

Коэффициент, учитывающий шероховатость сопряжённых поверхностей, выбираем из таблицы 1.2 $Z_R = 1$.

Коэффициент, учитывающий влияние скорости, выбираем из таблицы 1.3 $Z_v = 1$.

Находим по формуле (1.3) базу испытаний N_{HG} , зависящую от твёрдости:

— для шестерни

$$N_{HG1} = 30 \overline{HB_1}^{2,4} = 30 \cdot 456^{2,4} = 7,2 \cdot 10^7;$$

— для колеса по аналогии

$$N_{HG2} = 30 \cdot 285,5^{2,4} = 2,35 \cdot 10^7.$$

По формуле (1.5) оцениваем суммарный ресурс

$$\begin{aligned} L_h &= [L_h] = 365 \cdot 24 L K_{\text{год}} K_{\text{сут}} = \\ &= 365 \cdot 24 \cdot 5 \cdot 0,5 \cdot 0,33 = 7227 \text{ ч.} \end{aligned}$$

По формуле (1.4) определяем суммарное число циклов нагружений при числе зацеплений каждого зуба за один оборот $c = 1$:

— шестерни

$$\begin{aligned} N_{H1} &= N_{\Sigma 1} = 60 c n_1 L_h = \\ &= 60 \cdot 1,0 \cdot 1460 \cdot 7,227 \cdot 10^3 = 6,33 \cdot 10^8; \end{aligned}$$

— колеса

$$\begin{aligned} N_{H2} &= N_{\Sigma 2} = N_{\Sigma 1} / u = \\ &= 6,33 \cdot 10^8 / 5,6 = 1,13 \cdot 10^8. \end{aligned}$$

Для заданного режима нагружения коэффициент эквивалентности по контактным напряжениям K_{HE} оцениваем по формуле (1.8) при $m_H = 6,0$

$$\begin{aligned} K_{HE} &= \sum_{k=1}^2 (T_k / T_{\max})^{m_H / 2} (t_k / t) = \\ &= 1^3 \cdot 0,6 + 0,7^3 \cdot 0,4 = 0,737. \end{aligned}$$

Тогда эквивалентное число циклов нагружений зубьев по формуле (1.6):

— шестерни

$$N_{HE1} = N_{\Sigma 1} K_{HE} = 6,33 \cdot 10^8 \cdot 0,737 = 4,66 \cdot 10^8;$$

— колеса

$$N_{HE2} = N_{\Sigma 2} / u = 4,66 \cdot 10^8 / 5,6 = 0,83 \cdot 10^8.$$

Так как $N_{HE1} > N_{HG1}$ и $N_{HE2} > N_{HG2}$, то коэффициенты долговечности, определяемые по формуле (1.2),

$$Z_{N1,2} = 1,0.$$

Из таблицы 1.4 при однородной структуре по объёму материала допустимый коэффициент безопасности $[S_H]_2 = 1,1$ и неоднородной — $[S_H]_1 = 1,2$.

Окончательно для шестерни

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{HR1}}{[S_H]} Z_R Z_V Z_{N1} = \frac{1008}{1,2} 1 \cdot 1 \cdot 1 = 840 \text{ МПа}$$

и колеса

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{HR2}}{[S_H]} Z_R Z_V Z_{N2} = \frac{641}{1,1} 1 \cdot 1 \cdot 1 = 583 \text{ МПа}.$$

Допускаемое контактное напряжение, используемое в расчёте, находим по формуле (1.10)

$$\begin{aligned} [\sigma_H]_p &= 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = \\ &= 0,45(840 + 583) = 640 \text{ МПа} \leq 1,25[\sigma_H]_2 = \\ &= 1,25 \cdot 583 = 729 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Допускаемое контактное напряжение для проверки статической прочности зубьев:

- для шестерни

$$[\sigma_H]_{max} = 44 \overline{HRC}_s^{\text{пов}} = 44 \cdot 47,5 = 2090 \text{ МПа};$$

- для колеса

$$[\sigma_H]_{max} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 750 = 2100 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения изгиба при расчёте на сопротивление усталости определяем по формуле (1.13). Находим величины, входящие в неё.

Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базе испытаний:

- для шестерни из таблицы 1.4

$$\sigma_{FR1} = 550 \text{ МПа};$$

- для колеса из таблицы 1.4

$$\sigma_{FR2} = 1,8HB = 1,8 \cdot 285,5 = 514 \text{ МПа}.$$

По рекомендации (1.15) базовое число циклов $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$.

Для заданного режима нагружения коэффициент эквивалентности по изгибным напряжениям при показателе сте-

пени кривой усталости $m_F = 6$ по формуле (1.17) с учётом выражений (1.9)

$$K_{FE} = \sum_{k=1}^2 (T_k / T_{max})^{m_F} (t_k / t) =$$

$$= 1^6 \cdot 0,6 + 0,7^6 \cdot 0,4 \approx 0,72.$$

Эквивалентное число циклов нагружений зубьев:

— шестерни

$$N_{FE1} = N_{\Sigma 1} K_{FE} = 6,33 \cdot 10^8 \cdot 0,72 = 4,56 \cdot 10^8;$$

— колеса

$$N_{FE2} = N_{FE1} / u = 4,56 \cdot 10^8 / 5,6 = 0,81 \cdot 10^8.$$

Так как $N_{FE1} > N_{FE2} > N_{FG}$, то коэффициенты долговечности, определяемые по формуле (1.14),

$$Y_{N1} = Y_{N2} = 1,0;$$

$[S_F]$ — допустимый коэффициент безопасности, $[S_F] = 1,75$.

Окончательно для шестерни

$$[\sigma_F]_1 = \sigma_{FR1} Y_{N1} / [S_F]_1 = 550 \cdot 1 / 1,75 = 314 \text{ МПа}$$

и колеса

$$[\sigma_F]_2 = \sigma_{FR2} Y_{N2} / [S_F]_2 = 514 \cdot 1 / 1,75 = 294 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения изгиба для проверки статической прочности зубьев:

- для шестерни из таблицы 1.4 имеем

$$[\sigma_F]_{max1} = 1430 \text{ МПа};$$

- для колеса

$$[\sigma_F]_{max2} = 2,7 HB = 2,7 \cdot 285,5 = 770 \text{ МПа}.$$

Проектировочный расчёт. Размеры венцов зубчатых колёс определяем по первому варианту (см. *вторую базовую задачу*) через межосевое расстояние, которое рассчитываем из условия обеспечения контактной выносливости активных поверхностей зубьев по формуле (1.18). Отдельные величины, входящие в неё, заданы или определены выше. Кроме того, из таблицы 1.7 для косозубого зацепления $K_a = 410 \text{ МПа}^{1/3}$. Примем предварительно коэффициент нагрузки $K'_{H\beta} = 1,3$, а из таблицы 1.9 выбираем $\psi_{ba} = 0,4$.

Тогда

$$a_w \geq K_a(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K'_H}{\psi_{ba} u [\sigma_H]^2}} =$$

$$= 410 \cdot (5,6 + 1) \sqrt[3]{\frac{50 \cdot 1,3}{0,4 \cdot 5,6 \cdot 640^2}} = 111,6 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшее стандартное значение (табл. 1.11)

$$a_w = a_{ст} = 112 \text{ мм.}$$

Диапазон изменения нормального модуля согласно рекомендации (1.22)

$$m_n = (0,016 \dots 0,0315) a_w = (0,016 \dots 0,0315) \cdot 112 = 1,8 \dots 3,6 \text{ мм.}$$

Принимаем из таблицы 1.12 стандартное значение $m_n = 2,0 \text{ мм.}$

По таблице 1.13 берём угол наклона зубьев $\beta' = 10^\circ$.

Тогда число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta'}{(u+1)m_n} = \frac{2 \cdot 112 \cdot 0,98505}{(5,6+1) \cdot 2} = 16,7.$$

Принимаем $z_1 = 17$.

Определяем число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 u = 17 \cdot 5,6 = 93,5$$

и устанавливаем $z_2 = 93$.

Действительное передаточное число

$$u_\phi = z_2 / z_1 = 93 / 17 = 5,47.$$

Отклонение этого значения от принятого ранее

$$\Delta u = \frac{|u - u_\phi|}{u} \cdot 100\% = \frac{5,6 - 5,47}{5,6} \cdot 100\% = 2,3\%,$$

что допустимо (табл. 1.8).

Уточняем угол наклона зубьев

$$\beta = \arccos \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a_w} = \arccos \frac{(17 + 93) \cdot 2}{2 \cdot 112} = \arccos 0,98214 =$$

$$= 10^\circ 40'.$$

Основные размеры венцов зубчатых колёс:

• делительные диаметры:

— шестерни

$$d_1 = m_n \cdot z_1 / \cos \beta = 2 \cdot 17 / 0,98214 = 34,618 \text{ мм};$$

— колеса

$$d_2 = m_n \cdot z_2 / \cos \beta = 2 \cdot 93 / 0,98214 = 189,382 \text{ мм};$$

Проверка:

$$a_w = (d_2 + d_1) / 2 = (189,382 + 34,618) / 2 = 112 \text{ мм};$$

• диаметры вершин:

— шестерни

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 34,618 + 2 \cdot 2 = 38,618 \text{ мм};$$

— колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 189,392 + 2 \cdot 2 = 193,392 \text{ мм};$$

• ширина колеса

$$b_w = b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,4 \cdot 112 = 44,8 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_2 = 45 \text{ мм}$;

• ширина шестерни

$$b_1 = b_2 + 5 = 45 + 5 = 50 \text{ мм}.$$

Проверка:

минимально допустимая ширина венца колеса

$$b_{2min} = \frac{3,5m_n}{\sin \beta} = \frac{3,5 \cdot 2}{0,1882} = 37,2 \text{ мм}.$$

Следовательно, $b_2 > b_{2min}$.

Коэффициент ширины венца по отношению к диаметру

$$\psi_{bd} = b_w / d_1 = 45 / 34,618 = 1,3 < [\psi_{bd}] = 1,5.$$

Проверочные расчёты передачи. Данный этап выполняем с использованием *четвёртой базовой задачи*.

Сначала уточняем коэффициент нагрузки по формуле (1.27).

Окружная скорость

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{6 \cdot 10^4} = \frac{3,14 \cdot 34,618 \cdot 1440}{6 \cdot 10^4} = 2,61 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}.$$

При этой скорости назначаем согласно рекомендациям (табл. 1.15) 8-ю степень точности по ГОСТ 1643.

По таблице 1.17 в зависимости от степени точности, типа передачи и твёрдости материала коэффициент динамичности нагрузки $K_{HV} = 1,0$.

Находим коэффициент концентрации $K_{H\beta} = 1,04$ (табл. 1.10).

Из таблицы 1.16 коэффициент распределения нагрузки между парами зубьев $K_{H\alpha} = 1,08$.

При этом уточнённое значение коэффициента нагрузки

$$K_H = K_{HV} K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1,0 \cdot 1,04 \cdot 1,08 = 1,12.$$

Расчётные контактные напряжения находим по формуле (1.26)

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{c}{a_{w \text{ ст}}} \sqrt{\frac{T_1 K_H}{b_w u_\Phi} (u_\Phi + 1)^3} = \\ &= \frac{266}{112} \sqrt{\frac{50 \cdot 10^3 \cdot 1,12}{45 \cdot 5,47} (5,47 + 1)^3} = 590 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Недогрузка

$$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 \% = \frac{640 - 590}{640} \cdot 100 \% = 7,8 \%,$$

что допустимо.

Коэффициент нагрузки при расчёте по напряжениям изгиба находим по аналогии.

Из таблиц 1.18-1.20 имеем

$$K_{FV} = 1,1; K_{F\alpha} = 1,22 \text{ и } K_{F\beta} = 0,91.$$

Тогда уточнённое значение коэффициента нагрузки

$$K_F = K_{FV} K_{F\beta} K_{F\alpha} = 1,1 \cdot 1,22 \cdot 0,91 = 1,22.$$

Коэффициент формы зуба выбираем в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_{vi} :

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{18}{\cos^3 7,8^\circ} = 18,33 \approx 19;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{101}{\cos^3 7,8^\circ} = 103,8 \approx 104.$$

Для нулевых зубчатых колёс ($x_1 = x_2 = 0$) из таблицы 1.21 имеем

$$Y_{FS1} = 4,15;$$

$$Y_{FS2} = 3,60.$$

Находим отношения допускаемого напряжения $[\sigma_F]$ к коэффициенту формы зуба Y_{FS} :

- для шестерни

$$[\sigma_F]_1 / Y_{FS1} = 314 / 4,15 = 75,7;$$

- для колеса

$$[\sigma_F]_2 / Y_{FS2} = 294 / 3,60 = 81,7.$$

Дальнейший расчёт ведём по шестерне, как менее прочному.

Определяем коэффициенты Y_β , Y_ϵ , учитывающие наклон и перекрытие зубьев:

$$Y_\beta = 1 - \beta / 140^\circ = 1 - 10^\circ 40' / 140^\circ = 0,924;$$

с учётом степени точности $Y_\epsilon = 0,92$.

Окончательно напряжение изгиба зубьев колеса

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= \frac{2T_1 \cdot 10^3 K_F}{d_{w1} b_w m_n} Y_{FS1} Y_\beta Y_\epsilon = \\ &= \frac{2 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 1,22}{34,618 \cdot 45 \cdot 2} \cdot 4,15 \cdot 0,924 \cdot 0,92 = \\ &= 138 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 314 \text{ МПа} . \end{aligned}$$

Следовательно, условие прочности выполнено.

Проверочные расчёты на статическую прочность при действии пиковой нагрузки.

Максимальное контактное напряжение с учётом коэффициента перегрузки $K_n = T_{ниск} / T = 1,4$ (см. техническое задание),

$$\begin{aligned} \sigma_{Hmax} &= \sigma_H \sqrt{K_n} = \\ &= 590 \sqrt{1,4} = 698 \text{ МПа} \ll [\sigma_H]_{max} = 2090 \text{ МПа} . \end{aligned}$$

Максимальное напряжение в ножке зуба

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F K_\pi = 138 \cdot 1,4 = 193 \text{ МПа} \ll [\sigma_F]_{max} = 770 \text{ МПа}.$$

Следовательно, статическая прочность зубьев обеспечена.

Силы, действующие в косозубом зацеплении передач. Расчёт выполняем в соответствии с пятой базовой задачей.

Окружная сила

$$F_t = 2T_1 / d_1 = 2 \cdot 50 \cdot 10^3 / 34,618 = 2888 \text{ Н}.$$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = 2888 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 10^\circ 40'} = 1000 \text{ Н}.$$

Осевая сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 2888 \operatorname{tg} 10^\circ 40' = 509 \text{ Н}.$$

Схема сил, действующих в зацеплении, представлена на рисунке 1.6.

Пример расчёта закрытой цилиндрической передачи с внутренним зацеплением. Расчёт выполняем при следующих исходных данных:

- вращающий момент на валу шестерни $T_1 = 55 \text{ Н} \cdot \text{м};$
- частота вращения вала шестерни $n_1 = 1460 \text{ мин}^{-1};$
- передаточное число $u = 6,3;$
- срок службы $L = 5 \text{ лет};$
- коэффициенты использования передачи:
 - в течение суток $K_{сут} = 0,33;$
 - в течение года $K_{год} = 0,75;$
- передача $\text{неревверсивная};$
- режим нагружения I типовой
 $(\mu_H = 0,5, \mu_F = 0,3);$
- коэффициент перегрузки при пуске $K_n = 1,3.$

Выбор материала, назначение упрочняющей обработки и определение допускаемых напряжений для зубчатых колёс. Этот этап расчёта выполняем согласно первой базовой задаче.

В задании нет особых требований в отношении габаритов передачи, поэтому выбираем материалы для зубчатых колёс со средними механическими характеристиками:

- для шестерни — сталь 40Х, термическая обработка — улучшение, средняя твёрдость 270 НВ, пределы прочности и текучести $\sigma_b = 950$ МПа и $\sigma_T = 700$ МПа;
- для колеса — сталь 40Х, термическая обработка — улучшение, средняя твёрдость 245 НВ, пределы прочности $\sigma_b = 850$ МПа и текучести $\sigma_T = 550$ МПа.

Допускаемые напряжения определяем по аналогии с предыдущим примером. Поэтому ссылки на формулы и комментарии приводим в минимальном объёме.

По данным таблицы 1.4 предел контактной выносливости зубьев при базе испытаний:

- для шестерни

$$\sigma_{HR1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа};$$

- для колеса

$$\sigma_{HR2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 245 + 70 = 560 \text{ МПа}.$$

База испытаний, зависящая от твёрдости:

- для шестерни

$$N_{HG1} = 30 HB_1^{2,4} = 30 \cdot 270^{2,4} = 2,05 \cdot 10^7;$$

- для колеса

$$N_{HG2} = 30 HB_2^{2,4} = 30 \cdot 245^{2,4} = 1,6 \cdot 10^7;$$

По формуле (1.5) оцениваем суммарный ресурс

$$\begin{aligned} L_h &= [L_h] = 365 \cdot 24 L K_{\text{год}} K_{\text{сут}} = \\ &= 365 \cdot 24 \cdot 5 \cdot 0,75 \cdot 0,33 = 10,84 \cdot 10^3 \text{ ч}. \end{aligned}$$

По формуле (1.4) определяем суммарное число циклов нагружений при числе зацеплений $s = 1$ каждого зуба за один оборот зубчатого колеса:

- шестерни

$$N_{\Sigma 1} = 60 s n_1 L_h = 60 \cdot 1,0 \cdot 1460 \cdot 10,84 \cdot 10^3 = 9,49 \cdot 10^8;$$

- колеса

$$N_{\Sigma 2} = N_{\Sigma 1} / u = 9,49 \cdot 10^8 / 6,3 = 1,51 \cdot 10^8.$$

Для заданного режима нагружения коэффициент эквивалентности по контактным напряжениям $K_{HE} = \mu_H = 0,5$.

Тогда эквивалентное число циклов нагружений зубьев:

— шестерни

$$N_{HE1} = N_{\Sigma 1} K_{HE} = 9,49 \cdot 10^8 \cdot 0,5 = 4,75 \cdot 10^8;$$

— колеса

$$N_{HE2} = N_{HE1} / u = 4,75 \cdot 10^8 / 6,3 = 0,75 \cdot 10^8.$$

Так как $N_{HE1} > N_{HG1}$ и $N_{HE2} > N_{HG2}$, то коэффициенты долговечности, определяемые по формуле (1.2):

$$Z_{N1,2} = 1,0;$$

При однородной структуре по объёму материала допустимый коэффициент безопасности (табл. 1.4)

$$[S_H]_1 = [S_H]_2 = 1,1.$$

Окончательно имеем:

• для шестерни

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{HR1}}{[S_H]} Z_R Z_V Z_{N1} = \frac{610}{1,1} 1 \cdot 1 \cdot 1 = 554 \text{ МПа};$$

• для колеса

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{HR2}}{[S_H]} Z_R Z_V Z_{N2} = \frac{560}{1,1} 1 \cdot 1 \cdot 1 = 509 \text{ МПа}.$$

Допускаемое контактное напряжение для проверки статической прочности зубьев:

• для шестерни

$$[\sigma_H]_{max1} = 2,8 \sigma_{T1} = 2,8 \cdot 700 = 1960 \text{ МПа};$$

• для колеса

$$[\sigma_H]_{max2} = 2,8 \sigma_{T2} = 2,8 \cdot 550 = 1540 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения изгиба при расчёте на сопротивление усталости определяем по формуле (1.13). Находим величины, входящие в неё.

Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базе испытаний:

• для шестерни

$$\sigma_{FR1} = 1,8HB_1 = 1,8 \cdot 270 = 486 \text{ МПа};$$

• для колеса

$$\sigma_{FR2} = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа}.$$

По рекомендации (1.15) базовое число циклов $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$.

Для заданного режима нагружения коэффициент эквивалентности по изгибным напряжениям $K_{FE} = \mu_F = 0,3$.

Эквивалентное число циклов нагружений зубьев:

— шестерни

$$N_{FE1} = N_{\Sigma 1} K_{FE} = 9,49 \cdot 10^8 \cdot 0,3 = 2,85 \cdot 10^8;$$

— колеса

$$N_{FE2} = N_{FE1} / u = 2,85 \cdot 10^8 / 6,3 = 0,45 \cdot 10^8.$$

Так как $N_{FE1} > N_{FE2} > N_{FG}$, то коэффициенты долговечности, определяемые по формуле (1.14):

$$Y_{N1} = Y_{N2} = 1,0;$$

$[S_F]$ — допустимый коэффициент безопасности, $[S_F] = 1,75$.

Окончательно для шестерни

$$[\sigma_F]_1 = \sigma_{FR1} Y_{N1} / [S_F]_1 = 486 \cdot 1 / 1,75 = 277 \text{ МПа}$$

и колеса

$$[\sigma_F]_2 = \sigma_{FR2} Y_{N2} / [S_F]_2 = 441 \cdot 1 / 1,75 = 252 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения изгиба для проверки статической прочности зубьев:

• для шестерни из таблицы 1.4

$$[\sigma_F]_{\max 1} = 0,8\sigma_{T1} = 0,8 \cdot 700 = 560 \text{ МПа};$$

• для колеса

$$[\sigma_F]_{\max 2} = 0,8\sigma_{T2} = 0,8 \cdot 550 = 440 \text{ МПа}.$$

Проектировочный расчёт передачи. Размеры зубчатых венцов колёс выражаем через межосевое расстояние (см. вторую базовую задачу).

Для передач внутреннего зацепления коэффициент ширины венца колеса по отношению к межосевому расстоянию

$$\psi_{ba} = b_2 / a_w \leq 0,2 \frac{u+1}{u-1} = 0,2 \frac{7,3}{5,3} \approx 0,28,$$

принимаем ближайшее значение из ряда стандартных чисел (табл. 1.9)

$$\psi_{ba} = 0,25.$$

Предварительно принимаем коэффициент нагрузки

$$K'_H = 1,5.$$

При указанных значениях величин и с учётом исходных данных

$$\begin{aligned} a_w &\geq K_a(u-1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K'_H}{\psi_{ba} u [\sigma_H]_p^2}} = \\ &= 450(6,3-1) \sqrt[3]{\frac{55 \cdot 1,5}{0,25 \cdot 6,3 \cdot 509^2}} = 139,9 \text{ мм.} \end{aligned}$$

По таблице 1.11 принимаем ближайшее стандартное значение (по ГОСТ 2185).

$$a_{w \text{ ст}} = 140 \text{ мм.}$$

Нормальный модуль зацепления по формуле (1.22)

$$\begin{aligned} m_n &= (0,01 \dots 0,02) a_{w \text{ ст}} = \\ &= (0,01 \dots 0,02) \cdot 140 = 1,4 \dots 2,8 \text{ мм,} \end{aligned}$$

принимаем по таблице 1.12 стандартное значение $m_n = 2 \text{ мм.}$

Тогда число зубьев:

— шестерни

$$z_1 = \frac{2a_w}{(u-1)m_n} = \frac{2 \cdot 140}{(6,3-1) \cdot 2} = 26,4;$$

— колеса

$$z_2 = z_1 u = 26,4 \cdot 6,3 = 166,3.$$

Округляем до целых чисел $z_1 = 26$ и $z_2 = 166$.

При этом

$$a_w = 0,5 m_n (z_2 - z_1) = 0,5 \cdot 2 (166 - 26) = 140 \text{ мм,}$$

и фактическое передаточное число

$$u_\phi = z_2 / z_1 = 166 / 26 = 6,38,$$

которое отличается от стандартного

$$\Delta u = \frac{|u - u_{\Phi}|}{u} \cdot 100\% = \frac{|6,3 - 6,38|}{6,3} \cdot 100\% \approx 1\%,$$

что вполне допустимо (табл. 1.8).

Размеры венцов зубчатых колёс:

• диаметры начальных (делительных) окружностей:

— шестерни

$$d_1 = m_n z_1 = 2 \cdot 26 = 52 \text{ мм};$$

— колеса

$$d_2 = m_n z_2 = 2 \cdot 166 = 332 \text{ мм}.$$

Проверка:

$$a_w = (d_2 - d_1) / 2 = (332 - 52) / 2 = 140 \text{ мм};$$

• диаметры окружностей вершин зубьев:

— шестерни

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 52 + 2 \cdot 2 = 56 \text{ мм};$$

— колеса

$$d_{a2} = d_2 - 2m_n = 332 - 2 \cdot 2 = 328 \text{ мм};$$

• диаметры окружностей впадин зубьев:

— шестерни

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 52 - 2,5 \cdot 2 = 47 \text{ мм};$$

— колеса

$$d_{f2} = d_2 + 2,5m_n = 332 + 2,5 \cdot 2 = 339 \text{ мм};$$

• ширина венцов:

— колеса

$$b_p = b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,25 \cdot 140 = 35 \text{ мм};$$

— шестерни

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм} = 35 + 5 = 40 \text{ мм}.$$

Проверочные расчёты передачи. Данный этап выполняем с использованием *четвёртой базовой задачи*.

Окружная скорость зубчатых колёс

$$V_1 = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 52 \cdot 1460 / (6 \cdot 10^4) = 4 \text{ м/с}.$$

В соответствии с данными таблицы 1.15 назначаем 8-ю степень точности по ГОСТ 1643. Из таблиц 1.17, 1.19 в зависимости от степени точности, типа зацепления и твёрдости материала имеем:

$$K_{HV} = 1,05 \text{ и } K_{FV} = 1,45.$$

Значения $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ даны в таблицах 1.10, 1.18. При консольном расположении передачи относительно опор, относительной ширине $\psi_{bd} = b_w / d_1 = 35 / 52 = 0,67$, твёрдости $H < 350$ HB и при установке валов на роликовых подшипниках.

$$K_{H\beta} = 1,27 \text{ и } K_{F\beta} = 1,49.$$

Следовательно,

$$K_H = K_{HV} K_{H\beta} = 1,05 \cdot 1,27 = 1,33 \text{ и}$$

$$K_F = K_{FV} K_{F\beta} = 1,45 \cdot 1,49 = 2,16.$$

Расчётное контактное напряжение определяем по формуле (1.26)

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{c}{a_w} \sqrt{\frac{T_1 K_H (u_\phi - 1)^3}{b_p u_\phi}} = \\ &= \frac{300}{140} \sqrt{\frac{50 \cdot 10^3 \cdot 1,33 (6,38 - 1)^3}{35 \cdot 6,38}} = 484 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Недогрузка

$$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\% = \frac{509 - 484}{509} \cdot 100\% = 3,9\%,$$

что вполне допустимо.

При $x = 0$ из таблицы 1.21 имеем коэффициенты формы зуба

$$Y_{FS1} = 3,88 \text{ и } Y_{FS2} = 3,6.$$

Сравниваем отношения $[\sigma_F]_i / Y_{FSi}$:

• для шестерни

$$[\sigma_F]_1 / Y_{FS1} = 277 / 3,88 = 71,4;$$

- для колеса

$$[\sigma_F]_2 / Y_{FS2} = 252/3,6 = 70.$$

Дальнейший расчёт ведём для зубьев колеса, как менее прочных.

Напряжение изгиба в ножке зубьев колеса при действии основной нагрузки

$$\begin{aligned}\sigma_{F2} &= \frac{2T_2 \cdot 10^3 K_F}{d_2 b_w m_n} Y_{FS2} = \\ &= \frac{2 \cdot 55 \cdot 6,3 \cdot 10^3 \cdot 2,16}{332 \cdot 35 \cdot 2} \cdot 3,6 = 231 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 252 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Как видно, условие прочности соблюдается.

Выполняем проверочные расчёты на перегрузку (при действии пускового момента):

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_\sigma} = 484 \sqrt{1,3} = 552 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{\max} = 1540 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_H K_\sigma = 231 \cdot 1,3 = 300 \text{ МПа} < [\sigma_F]_{\max} = 440 \text{ МПа}.$$

Следовательно, статическая прочность зубьев обеспечена.

Силы, действующие во внутреннем зацеплении. Данный этап выполняем в соответствии с пятой базовой задачей.

Окружная сила

$$F_{t1,2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 55 \cdot 10^3}{52} = 2,15 \text{ кН}.$$

Радиальная сила

$$F_{r1,2} = F_t \operatorname{tg} \alpha = 2,15 \operatorname{tg} 20^\circ = 0,77 \text{ кН}.$$

Схема этих сил показана на рисунке 1.5, б.

Пример расчёта открытой цилиндрической прямозубой передачи. Пример решаем с использованием исходных данных:

- вращающий момент на валу шестерни $T_1 = 425 \text{ Н} \cdot \text{м};$
- частота вращения этого вала $n_1 = 70 \text{ мин}^{-1};$
- передаточное число $u = 3;$

- ресурс передачи $L_h = 10^4$ ч;
- коэффициенты использования:
 - в течение года $K_{\text{год}} = 0,75$;
 - в течение суток $K_{\text{сут}} = 0,33$;
- передача *нереверсивная*;
- нагрузка *постоянная* $T = \text{const}$;
- коэффициент перегрузки при пуске $K_n = 1,4$;
- износ зубьев по отношению к первоначальной толщине *20 %*.

Выбор материала, назначение упрочняющей обработки и определение допускаемых напряжений для зубчатых колёс. Этот этап выполняем с использованием шестой базовой задачи:

- для шестерни — сталь 45, термическая обработка — улучшение, средняя твёрдость 210 НВ, пределы прочности $\sigma_s = 730$ МПа и текучести $\sigma_T = 390$ МПа;
- для колеса — чугун СЧ30, твёрдость 180...255 НВ, предел прочности при растяжении $\sigma_{sp} = 300$ МПа.

Допускаемые напряжения для шестерни:

- *допускаемые напряжения изгиба при расчёте на сопротивление усталости*

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b1}}{[S_F]_1} Y_{N1},$$

где $\sigma_{F \text{ lim } b1} = \sigma_{FR1}$ — предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базе испытаний,

$$\sigma_{FR1} = 1,8 HB_1 = 1,8 \cdot 210 = 378 \text{ МПа};$$

$Y_{N1}, [S_F]_1$ — коэффициенты долговечности и безопасности.

Величину Y_{N1} определяем по формуле

$$Y_{N1} = \sqrt[m_F]{N_{HG1} / N_{H1}},$$

где $m_F = 6$ — показатель степени кривой усталости;

$N_{HG1} = 4 \cdot 10^6$ — база испытаний;

N_{H1} — число циклов нагружения зубьев шестерни

$$N_{H1} = 60 n_1 L_h = 60 \cdot 70 \cdot 10^4 = 4,2 \cdot 10^7.$$

Так как $N_{H1} > N_{HG1}$, то $Y_{N1} = 1$.

При $[S_F]_1 = 1,75$ имеем

$$[\sigma_F]_1 = \frac{1,8 \cdot 210}{1,75} = 215 \text{ МПа};$$

• *допускаемое напряжение изгиба для оценки статической прочности зубьев*

$$[\sigma_F]_{\max 1} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 390 = 312 \text{ МПа};$$

• *допускаемое контактное напряжение для проверки статической прочности зубьев*

$$[\sigma_H]_{\max 1} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 390 = 1092 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения для колеса:

• *допускаемое напряжение изгиба при расчёте на сопротивление усталости зубьев* рассчитываем по формуле (1.42) с учётом данных таблицы 1.22

$$[\sigma_F]_0 = \frac{1,5 \cdot 0,43\sigma_{вр}}{[S_F]K_\sigma} Y_N = \frac{1,5 \cdot 0,43 \cdot 300}{1,8 \cdot 1,2} \cdot 1,0 = 93 \text{ МПа}.$$

Заметим, что $Y_{N2} = 1$, поскольку у кривой усталости чугуна наклонная ветвь короткая;

• *допускаемое напряжение изгиба для оценки статической прочности зубьев*

$$[\sigma_F]_{\max 2} = 0,6\sigma_{вр} = 0,6 \cdot 300 = 180 \text{ МПа};$$

• *допускаемое контактное напряжение для проверки статической прочности зубьев*

$$[\sigma_H]_{\max 2} = 1,8\sigma_{вр} = 1,8 \cdot 300 = 540 \text{ МПа}.$$

Проектировочный расчёт передачи. Расчёт проводим на основе седьмой базовой задачи.

Назначаем число зубьев шестерни $z_1 = z_{1\min} = 17$.

Тогда число зубьев колеса $z_2 = z_1 u = 17 \cdot 3 = 51$.

Для нулевых зубчатых колёс коэффициенты формы зубьев из таблицы 1.21:

$$Y_{FS1} = 4,28 \text{ и } Y_{FS2} = 3,66.$$

Сравниваем отношения:

- для шестерни

$$[\sigma_F]_1/Y_{FS1} = 215/4,28 = 50,2;$$

- для колеса

$$[\sigma_F]_2/Y_{FS2} = 93/3,66 = 25,5.$$

Следовательно, расчёт будем вести для зубьев колеса, как менее прочных.

Предварительно назначаем $K_F = 1,2$ и выбираем $\psi_{bm} = 10$ (табл. 1.24). Из таблицы 1.23 $K_{H\beta} = 1,5$.

Вращающий момент на валу колеса

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta = 425 \cdot 3 \cdot 0,94 = 1200 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Расчётное значение модуля при указанных параметрах

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2T_2 \cdot 10^3 K_F K_{H\beta}}{z_2 \psi_{bm} [\sigma_F]_2} Y_{FS2}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1200 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot 1,5}{51 \cdot 10 \cdot 93} \cdot 3,66} = 6,93 \text{ мм}.$$

Принимаем ближайшее стандартное значение (табл. 1.12)

$$m_n = 7 \text{ мм}.$$

Размеры венцов зубчатых колёс:

- диаметры делительных окружностей:

— шестерни

$$d_1 = m_n \cdot z_1 = 7 \cdot 17 = 119 \text{ мм};$$

— колеса

$$d_2 = m_n \cdot z_2 = 7 \cdot 51 = 357 \text{ мм};$$

- диаметры окружностей вершин зубьев:

— шестерни

$$d_{a1} = m_n \cdot (z_1 + 2) = 7 \cdot (17 + 2) = 133 \text{ мм};$$

— колеса

$$d_{a2} = m_n \cdot (z_2 + 2) = 7 \cdot (51 + 2) = 371 \text{ мм};$$

- диаметры окружностей впадин зубьев:

— шестерни

$$d_{f1} = m_n \cdot (z_1 - 2,5) = 7 \cdot (17 - 2,5) = 101,5 \text{ мм};$$

— колеса

$$d_{f2} = m_n \cdot (z_2 - 2,5) = 7 \cdot (51 - 2,5) = 339,5 \text{ мм};$$

• ширина венцов:

— колеса

$$b_2 = b_w = \psi_{bm} \cdot m_n = 10 \cdot 7 = 70 \text{ мм};$$

— шестерни

$$b_1 = b_2 + 10 = 70 + 10 = 80 \text{ мм};$$

• межосевое расстояние

$$a_w = 0,5 \cdot m_n \cdot (z_2 + z_1) = 0,5 \cdot 7 \cdot (51 + 17) = 238 \text{ мм}.$$

Проверочные расчёты передачи. Расчёты производим согласно восьмой базовой задаче.

Окружная скорость зубчатых колёс

$$V_1 = \pi d_1 n_1 / (6 \cdot 10^4) = 3,14 \cdot 119 \cdot 70 / (6 \cdot 10^4) = 0,44 \text{ м/с}.$$

По таблице 1.15 назначаем 8-ю степень точности.

Коэффициенты нагрузки

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

$$K_F = K_{F\beta} K_{FV}$$

где $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ — коэффициенты концентрации нагрузки. Поскольку твёрдость зубьев невысокая, принимаем

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1,0;$$

K_{HV} , K_{FV} — коэффициенты динамичности нагрузки. По рекомендациям (табл. 1.17 и 1.19):

$$K_{HV} = 1,06 \text{ и } K_{FV} = 1,11.$$

Окончательно

$$K_H = 1 \cdot 1,06 = 1,06 \text{ и } K_F = 1 \cdot 1,11 = 1,11.$$

При известных параметрах напряжение изгиба в ножке зубьев при действии основной нагрузки

$$\sigma_{F2} = \frac{2T_2}{d_2} \frac{K_F K_{из}}{m_n b_p} Y_{FS2} = \frac{2 \cdot 1200 \cdot 10^3}{357} \frac{1,11 \cdot 1,5}{7 \cdot 70} \cdot 3,66 = 84 \text{ МПа}.$$

Недогрузка

$$\Delta\sigma_F = \frac{[\sigma_F]_2 - \sigma_{F2}}{[\sigma_F]_2} \cdot 100\% = \frac{93 - 84}{93} \cdot 100\% \approx 10\%,$$

что вполне допустимо.

Выполняем проверочные расчёты при действии пускового момента:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_{F2} K_{\Pi} = 84 \cdot 1,4 = 118 \text{ МПа} < [\sigma_F]_{2max} = 180 \text{ МПа}.$$

Расчётное максимальное контактное напряжение при действии момента $T_{1 \text{ пуск}} = T_1 \cdot K_{\Pi}$

$$\begin{aligned} \sigma_{H2max} &= \frac{300}{a_w} \sqrt{\frac{T_1 \cdot 10^3 K_{\Pi} K_H (u+1)^3}{b_p u}} = \\ &= \frac{300}{238} \sqrt{\frac{425 \cdot 10^3 \cdot 1,4 \cdot 1,06 (3+1)^3}{70 \cdot 3}} = 552 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Перегрузка

$$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma_H]_{2max} - \sigma_{H2max}}{[\sigma_H]_{2max}} \cdot 100\% = \frac{540 - 552}{540} \cdot 100\% \approx 2\%,$$

что вполне допустимо.

Следовательно, условия статической прочности обеспечены.

Силы, действующие в прямозубом зацеплении. Их найдём на основании пятой базовой задачи.

Окружная сила

$$F_t = 2T_1 / d_1 = 2 \cdot 425 \cdot 10^3 / 119 = 7,1 \cdot 10^3 \text{ Н} = 7,1 \text{ кН}.$$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha = 7,1 \operatorname{tg} 20^\circ \approx 2,6 \text{ кН}.$$

Схема этих сил показана на рисунке 1.5, а.

1.4 Задачи для самостоятельной работы

1. У цилиндрического соосного зубчатого редуктора первая ступень — прямозубая с внешним зацеплением, а вторая — с внутренним, межосевое расстояние которых $a_w = 160 \text{ мм}$. Общее передаточное число редуктора $u_p = 20$, а тихоходной ступени — $u_T = 5$. Определить

передаточное число быстроходной ступени и числа зубьев колёс, приняв модуль зацепления $m = 2,5$ мм.

2. Одноступенчатый цилиндрический редуктор с косозубыми колёсами имеет параметры: $a_w = 200$ мм; $m_n = 4$ мм; $z_1 = 18$; $z_2 = 81$. Найти угол наклона зубьев, если колёса нулевые.
3. Определить силы, действующие в зацеплении цилиндрической прямозубой передачи при $T_1 = 630$ Н·м; $m = 5$ мм; $z_1 = 25$; $z_2 = 75$.

Построить схему сил.

4. Две зубчатые передачи, предназначенные для передачи мощности $P_2 = 12$ кВт при угловой скорости $\omega_2 = 200$ рад·с⁻¹, выполнены косозубыми. Найти осевые силы для каждой передачи, приняв $\beta_1 = 9^\circ$; $\beta_{II} = 18^\circ$; $m_n = 4$ мм; $z_2 = 60$. Определить, какие из подшипников быстроходного и тихоходного валов воспринимают эти силы (рис. 1.9).

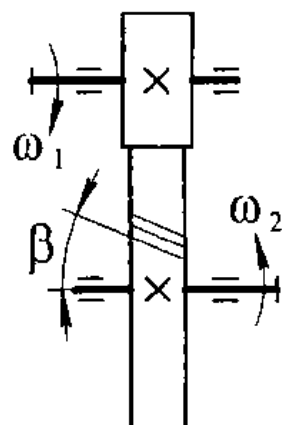


Рис. 1.9 К определению осевых сил

5. Определить величину и построить схему сил в цилиндрической косозубой передаче, если $T = 630$ Н·м; $m_n = 5$ мм; $z_1 = z_2 = 25$; $\beta_w = 10^\circ$.
6. Установить число циклов нагружения каждого зуба шестерни и колеса одноступенчатого цилиндрического редуктора, если срок службы передачи 5 лет. Редуктор работает непрерывно в течение одной смены (8 часов) при постоянной нагрузке. Угловая скорость шестерни $\omega_1 = 93,2$ рад/с; передаточное число $u = 4$; число рабочих дней в году 305.
7. Определить допускаемое контактное напряжение для прямозубого колеса одноступенчатого редуктора. Зубчатое колесо изготовлено из стали 45 ($H = 250$ НВ_{min}). Нагрузка переменная. Эквивалентное число часов работы передачи $L_{hE} = 2500$ ч. Угловая скорость колеса $\omega_2 = 3,14$ рад/с. Как изменится допускаемое контакт-

ное напряжение, если срок службы зубчатой передачи будет увеличен в 2 раза? Определите его значение, приняв $m_H = 6,0$; $N_{HG} = 10^7$.

8. Из условия контактной прочности зубьев определить величину допускаемого момента на ведущем валу редуктора с цилиндрическими прямозубыми колёсами, если $a_w = 160$ мм; $u = 5,6$; $b_w = 64$ мм; $\omega_1 = 69,7$ рад/с. Допускаемое контактное напряжение для зубьев колеса $[\sigma_H] = 600$ МПа; коэффициент нагрузки $K_H = 1,3$.
9. Выполнить проектировочный расчёт закрытой цилиндрической передачи с шевронными колёсами при следующих исходных данных: мощность на ведущем валу $P_1 = 20$ кВт при угловой скорости $\omega_1 = 150$ рад/с; передаточное число $u = 5$; нагрузка — постоянная; срок службы $L = 5$ лет; коэффициент использования передачи $K_{год} = 0,5$ и $K_{сут} = 0,66$.

2. ЗУБЧАТЫЕ КОНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Основные понятия и определения

Метод стрелок — это метод определения направления вращения вала колеса при заданном направлении вращения вала шестерни, причём направление стрелок совпадает с направлением окружных скоростей (обе стрелки могут быть направлены к зацеплению или от зацепления).

Эквивалентное прямозубое цилиндрическое колесо — это зубчатое колесо, параметры профиля зубьев которого весьма близки к действительным параметрам профиля зубьев конического колеса.

Эквивалентное число зубьев — это число зубьев эквивалентного прямозубого цилиндрического колеса.

Сила, раздвигающая зубья конических прямозубых колес, — это составляющая силы давления зуба шестерни на зуб колеса (и наоборот), нормальная к образующей делительного конуса.

2.1 Основы расчёта

Зубчатые конические передачи, их детали и параметры. Схемы зубчатых конических передач показаны на рисунке 2.1.

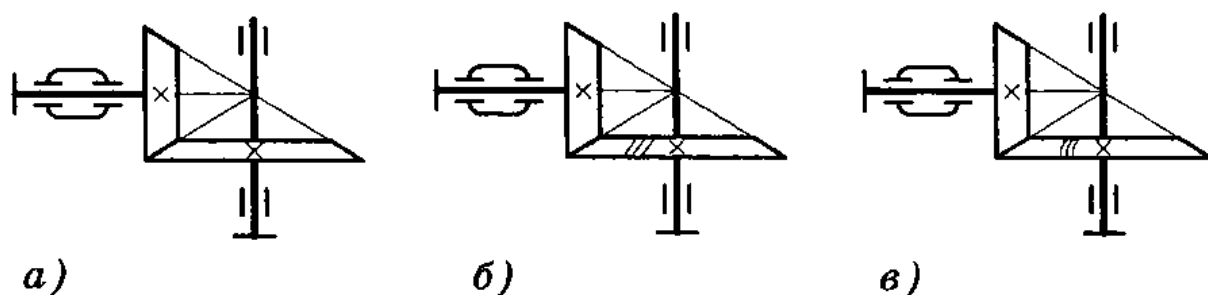


Рис. 2.1 Схемы зубчатых конических передач:
а — прямозубой; б — косозубой (с тангенциальными зубьями); в — с круговыми зубьями

Как видно, конические колёса могут быть прямо- и косозубыми, а также с круговыми зубьями.

Колёса с круговыми зубьями более технологичны; их зубья можно нарезать и шлифовать (после упрочняющей обработки) на специальных станках.

Кроме того, они менее чувствительны к нарушению взаимного расположения, а их габариты и масса меньше.

Основные параметры зубчатого конического колеса и конической передачи представлены на рисунках 2.2 и 2.3.

На рисунке 2.2 использованы следующие обозначения:

$i = 1, 2$ — индексы для шестерни и колеса;

$\delta_i = \delta_{wi}$ — угол делительного (начального) конуса;

$\delta_\Sigma = \delta_1 + \delta_2$ — межосевой угол. Как правило, $\delta_\Sigma = \pi/2$ (передача ортогональная);

OA — внешнее конусное расстояние (образующая делительного конуса): $OA = R_e$;

OB — среднее конусное расстояние: $OB = R_m$;

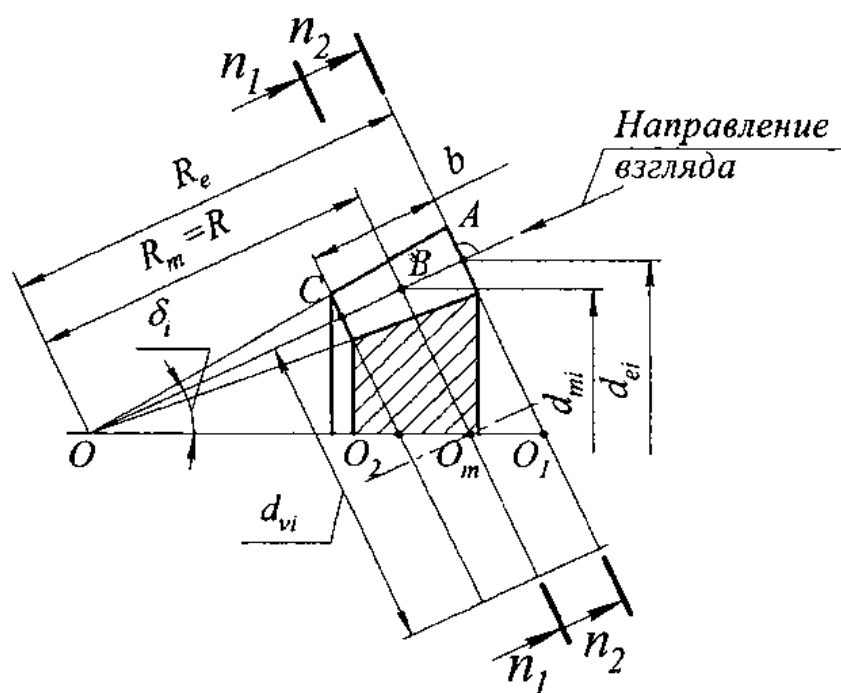


Рис. 2.2 Геометрические параметры зубчатого конического колеса

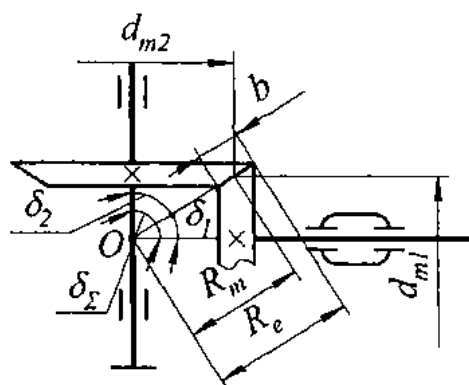


Рис. 2.3 *Схема конической передачи*

AC — ширина венца, $AC = b$;

O_1A , O_mB и O_2C — образующие дополнительных конусов, причём O_1A , O_mB и $O_2C \perp OA$;

d_{ei} — диаметр внешней делительной окружности — линии пересечения делительного конуса с внешним дополнительным конусом,

$$d_{ei} = m_e \cdot z_i;$$

где m_e — модуль;

z_i — число зубьев i -го колеса;

d_{mi} — диаметр средней делительной окружности

$$d_{mi} = m_m \cdot z_i,$$

где m_m — модуль в среднем сечении зуба;

$n_1 n_1$ — расчётное сечение;

$n_2 n_2$ — производственное сечение.

Виды расчётов зубчатых конических передач. Зубчатые конические передачи, как и цилиндрические, могут быть двух видов — закрытые (подавляющее большинство) и открытые. Условие работы зубьев колёс этих передач существенно различны. Поэтому виды отказа, критерии работоспособности и расчёта закрытых и открытых передач также различны (рис. 1.2).

Проектировочный расчёт закрытых передач при низкой и средней твёрдости ($H \leq 45$ (50) HRC₃) выполняют на сопротивление усталостному выкрашиванию рабочих (активных) поверхностей зубьев. С учётом допускаемого контактного

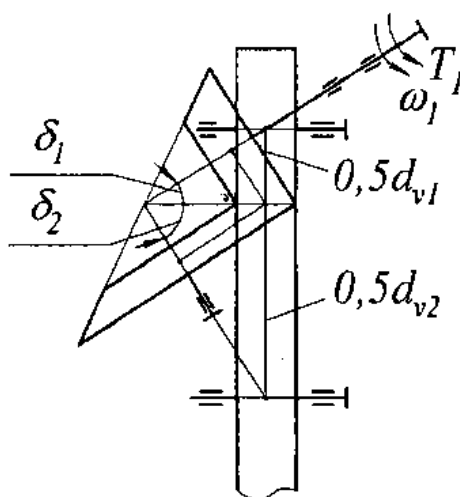
напряжения $[\sigma_H]$ и предварительно назначенных по рекомендациям параметров определяем диаметр внешней делительной окружности шестерни d_{e1} или колеса d_{e2} .

Заметим, что круговые зубья нарезают немодульным инструментом, позволяющим обрабатывать зубья в некотором диапазоне модулей. Поэтому допускается применять зубчатые колёса с нестандартными и дробными модулями.

Основные этапы расчёта. Схема расчёта конических передач такая же, как и цилиндрических (рис. 1.3).

2.2 Базовые задачи (модули) к расчёту конических передач

Определение параметров эквивалентного цилиндрического колеса (первая задача). В процессе расчёта на прочность коническую передачу заменяем эквивалентной цилиндрической (рис. 2.4).



**Рис. 2.4 Замена конической передачи
эквивалентной цилиндрической**

Параметры эквивалентного цилиндрического колеса:

- диаметр делительной окружности:

— прямозубого

$$d_{vi} = d_{mi} / \cos \delta_i, \quad i = 1, 2; \quad (2.1)$$

— косозубого

$$d_{vi} = d_{mi} / (\cos \delta_i \cdot \cos^2 \beta_m), \quad i = 1, 2; \quad (2.2)$$

- модуль $m_v = m_m$;
- ширина венца $b_v = b$;
- число зубьев:

— прямозубого

$$z_{vi} = z_i / \cos \delta_i, \quad (2.3)$$

— косозубого

$$z_{vi} = z_i / (\cos \delta_i \cdot \cos^3 \beta_m). \quad (2.4)$$

Выполнение кинематического расчёта конической передачи (вторая задача). Направление вращения вала колеса при заданном вращении вала шестерни определяем способом стрелок (рис. 2.5), которые могут быть направлены или от зацепления, или к зацеплению (у обоих зубчатых колёс), т.е. их направление совпадает с окружными скоростями.

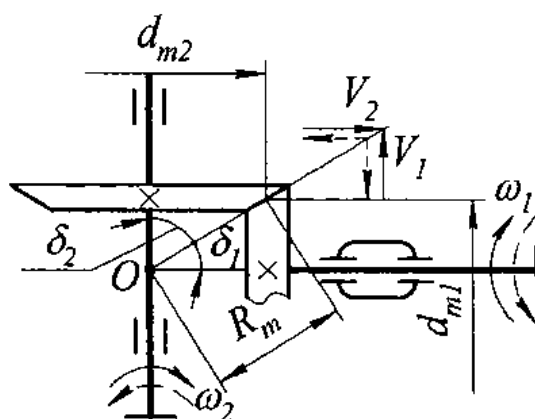


Рис. 2.5 Кинематическая схема конической передачи

Передаточное число

$$u = d_{m2} / d_{m1} = z_2 / z_1,$$

откуда

$$u = \frac{d_{m2}}{2R_m} / \frac{d_{m1}}{2R_m} = \sin \delta_2 / \sin \delta_1$$

и для ортогональных передач

$$u = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \quad (2.5)$$

Эта формула позволяет определять углы конусов δ_1 и δ_2 .

Рекомендуемые передаточные числа конических передач приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1

Передаточные числа конических передач по ГОСТ 12289

1-й ряд	1	1,25	1,60	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3
2-й ряд	1,12	1,40	1,80	2,24	2,80	3,55	4,5	5,6	—

Выбор материала, назначение упрочняющей обработки зубчатых конических колёс и определение допускаемых напряжений (третья задача). Вопросы выбора материала, назначения упрочняющей обработки и определения допускаемых напряжений для зубчатых конических колёс такие же, как и для зубчатых цилиндрических (табл. 1.1, 1.4).

Определение размеров зубчатых венцов закрытой конической передачи с прямыми зубьями (четвёртая задача). Диаметр внешней делительной окружности шестерни определяем по формуле

$$d_{e1} \geq 1,65 \cdot 10^3 \sqrt[3]{T_1 K'_H / (\nu_H u [\sigma_H]^2)}, \quad (2.6)$$

где T_1 — вращающий момент на валу шестерни;

u — передаточное число;

K'_H — предварительное значение коэффициента нагрузки;

ν_H — коэффициент понижения несущей способности конической передачи по сравнению с эквивалентной цилиндрической, $\nu_H = 0,85$.

Полученное значение d_{e1} округляем до ближайшего стандартного значения (табл. 2.2).

Число зубьев шестерни z_1 назначаем по таблице 2.3.

Тогда число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 u. \quad (2.7)$$

Таблица 2.2

**Внешний делительный диаметр конических колёс
по ГОСТ 2289**

1-й ряд	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	до 1600
2-й ряд	56	71	90	112	140	180	225	280	355	450	560	710	—

Таблица 2.3

**Минимальное число зубьев прямозубой шестерни
при твёрдости H_1 и $H_2 > 45 \text{ HRC}_3$**

Передаточное число u	z_1 при d_{e1}					
	40,50,56,63	71,80	90,100	112,125	140	160
1	23	24	25	26	27	28
2	19	20	21	22	24	25
3,15	17	18	19	20	21	23
4	16	16	17	18	19	21
6,3	15	15	16	17	17	18

Примечание. При H_1 и $H_2 < 350 \text{ HB}$ табличные значения z_1 рекомендуется увеличивать в 1,6 раза, а при $H_1 > 45 \text{ HRC}_3$ и $H_2 \leq 350 \text{ HB}$ — в 1,3 раза.

Внешний модуль определяем по формуле

$$m_e = d_{e1} / z_1 \quad (2.8)$$

и округляем до ближайшего стандартного значения (табл. 2.4).

Таблица 2.4

Модуль внешний окружной m_{te}

1-й ряд	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20
2-й ряд	1,12	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22

Примечания: 1. Для прямозубых передач стандартным назначают m_e .
2. Для круговых зубьев стандартным назначают m_{nm} .
3. Для силовых передач $m_m \geq 1,5 \text{ мм}$.

Основные параметры зубчатых венцов:

- наружные диаметры

$$d_{ei} = m_e z_{ei}, i = 1, 2; \quad (2.9)$$

- внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5 m_e z_{\Sigma}, \quad (2.10)$$

где z_{Σ} — суммарное число зубьев,

$$z_{\Sigma} = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}; \quad (2.11)$$

- ширина зубчатого венца

$$b = K_{be} R_e, \quad (2.12)$$

где K_{be} — коэффициент ширины зубчатых венцов относительно R_e . Примем по рекомендациям $K_{be} = 0,285$;

- углы делительных (начальных) конусов:
— колеса

$$\delta_2 = \operatorname{arctg} u, \quad (2.13)$$

— шестерни

$$\delta_1 = \operatorname{arcctg} u. \quad (2.14)$$

Проверка: межосевой угол

$$\delta_{\Sigma} = \delta_1 + \delta_2 = \pi / 2;$$

- средний делительный диаметр шестерни

$$d_{m1} = 2(R_e - 0,5b) \sin \delta_1; \quad (2.15)$$

- средний модуль

$$m_m = d_{m1} / z_1. \quad (2.16)$$

Определение размеров зубчатых венцов закрытой конической передачи с круговыми зубьями (пятая задача). Диаметр внешней делительной окружности шестерни определяем по формуле (2.6), подставляя в неё коэффициент v_H , учитывающий отличие нагрузочной способности конической передачи по сравнению с эквивалентной цилиндрической (табл. 2.5).

При известных z_1 (табл. 2.6) и d_{e1} находим внешний окружной модуль

$$m_{te} = d_{e1} / z_1. \quad (2.17)$$

Таблица 2.5

Значения коэффициентов ν_H и ν_F

Твёрдость зубчатых колёс	ν_H	ν_F
H_1 и $H_2 \leq 350 \text{ HB}$	$1,22 + 0,21u$	$0,94 + 0,08u$
$H_1 \geq 45 \text{ HRC}_3$ $H_2 \leq 350 \text{ HB}$	$1,13 + 0,13u$	$0,85 + 0,04u$
H_1 и $H_2 \geq 45 \text{ HRC}_3$	$1,81 + 0,15u$	$0,65 + 0,11u$
Примечание. ν_H , ν_F — коэффициенты, учитывающие отличие нагрузочной способности конической передачи по сравнению с эквивалентной цилиндрической.		

Таблица 2.6

Минимальное число зубьев шестерни с круговым зубом
при твёрдости H_1 и $H_2 > 45 \text{ HRC}_3$

Передаточное число u	z_1 при d_{e1}						
	40	50;56	63;71;80;90	100;112	125	140	160
1	20	21	22	23	24	25	26
2	15	16	17	17	18	19	20
3,15	12	13	14	15	16	17	18
4	11	11	12	13	15	15	17
6,3	9	9	10	11	12	13	14
Примечание. При H_1 и $H_2 < 350 \text{ HB}$ табличные значения z_1 рекомендуется увеличивать в 1,6 раза, а при $H_1 > 45 \text{ HRC}_3$ и $H_2 \leq 350 \text{ HB}$ — в 1,3 раза.							

Основные параметры зубчатых венцов:

- внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5m_{te}z_\Sigma; \quad (2.18)$$

- ширина зубчатого венца

$$b = K_{be}R_e \leq 10m_{te}; \quad (2.19)$$

- средний угол наклона зуба

$$\beta_m = \begin{cases} 15 \dots 30^\circ & \text{для тангенциальных зубьев;} \\ 30 \dots 40^\circ & \text{для круговых зубьев;} \end{cases} \quad (2.20)$$

- средний окружной модуль

$$m_{tm} = m_{te}(1 - 0,5b / R_e); \quad (2.21)$$

- средний нормальный модуль

$$m_{nm} = m_{te}(1 - 0,5b / R_e) \cos \beta_m; \quad (2.22)$$

- среднее конусное расстояние

$$R_m = 0,5m_{tm}z_\Sigma; \quad (2.23)$$

- средний делительный диаметр

$$d_{mi} = m_{tm}z_i \text{ или } d_{mi} = 2(R_e - 0,5b) \sin \delta_i; \quad (2.24)$$

- коэффициент радиального смещения у шестерни

$$x_1 = 2(1 - 1/u^2) \sqrt{\cos^3 \beta_m / z_1}; \quad (2.25)$$

- коэффициент тангенциального смещения у шестерни при $u > 2,5$:

$$x_\tau = 0,03 + 0,008(u - 2,5) \text{ — при } \beta_m = 0...15^\circ;$$

$$x_\tau = 0,07 + 0,010(u - 2,5) \text{ — при } \beta_m = 15...29^\circ;$$

$$x_\tau = 0,11 + 0,010(u - 2,5) \text{ — при } \beta_m = 30...40^\circ. \quad (2.26)$$

Выполнение проверочных расчётов конической прямо-зубой передачи (шестая задача). Условие контактной прочности

$$\sigma_H = \dots \leq [\sigma_H], \quad (2.27)$$

причём контактное напряжение

$$\sigma_H = 3 \cdot 10^4 \sqrt{T_1 K_H / [(1 - K_{be}) K_{be} \nu_H d_{e1}^3 u]} \quad (2.28)$$

или при $K_{be} = 0,285$

$$\sigma_H = 66,5 \cdot 10^3 \sqrt{T_1 K_H / [\nu_H d_{e1}^3 u]}, \quad (2.29)$$

где $\nu_H = 0,85$.

Для его расчёта необходимо уточнить коэффициент нагрузки

$$K_H = K_{HV} K_{H\beta}, \quad (2.30)$$

где K_{HV} и $K_{H\beta}$ — коэффициенты динамичности и концентрации нагрузки.

Средняя скорость

$$V = \pi d_{m1} n_1 / (1000 \cdot 60). \quad (2.31)$$

По скорости назначаем степень точности передачи. С понижением степени точности на одну по таблицам 1.17, 1.19 находим K_{HV} и K_{FV} .

Коэффициент $K_{H\beta}$ находим по таблице 1.10 в зависимости от отношения

$$K_{be} u / (2 - K_{be}) \quad (2.32)$$

и типа опор (шариковая или роликовая). В целях снижения расчётной нагрузки назначаем, как правило, роликовые опоры.

Оцениваем степень использования материала по условию (1.29).

Условие прочности зубьев по напряжению изгиба

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 10^3 T_1 K_F}{d_{m1} b_w m_m v_F} Y_{FS} \leq [\sigma_F], \quad (2.33)$$

где $v_F = 0,85$ — то же самое, что и v_H ;

Y_{FS} — коэффициент формы зуба, выбираемый в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_{vi} , которое определяется по формуле (2.3).

Из таблицы 1.21 при известных x_1 и x_2 находим Y_{FS1} и Y_{FS2} .

Сравниваем отношения:

$$[\sigma_F]_1 / Y_{FS1} \text{ и } [\sigma_F]_2 / Y_{FS2}.$$

Дальнейший расчёт проводим для зубьев того из колёс пары, для которого указанное отношение меньше.

Проверочные расчёты на перегрузку выполняем согласно условиям (1.35) и (1.36).

Выполнение проверочных расчётов конической передачи с круговыми зубьями (седьмая задача). Проверочные расчёты данной передачи такие же, как и для прямозубой

(см. шестую задачу). Отличие заключается в выборе коэффициентов ν_H и ν_F .

2.3 Примеры расчётов

Пример расчёта закрытой конической прямозубой передачи. Расчёт выполняем согласно следующим исходным данным:

- вращающий момент на валу шестерни $T_1 = 56 \text{ Н} \cdot \text{м};$
- частота вращения вала шестерни $n_1 = 970 \text{ мин}^{-1};$
- передаточное число $u = 5;$
- срок службы $L = 5 \text{ лет};$
- коэффициент использования передачи
 - в течение суток $K_{сут} = 0,33;$
 - в течение года $K_{год} = 0,75;$
- передача неревверсивная
- график режима нагружения приведён на рисунке 2.6.

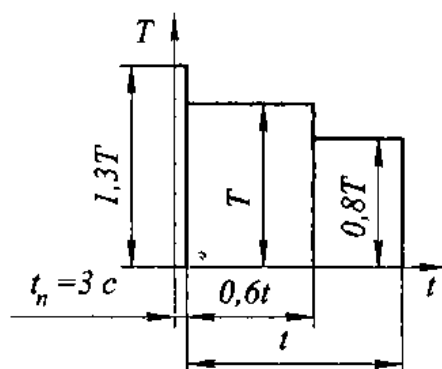


Рис. 2.6 График режима нагружения

Выбор материала, назначение упрочняющей обработки и определение допускаемых напряжений. Определяем допускаемые напряжения $[\sigma_H]$, $[\sigma_F]$, $[\sigma_H]_{max}$ и $[\sigma_F]_{max}$ для шестерни и колеса согласно третьей базовой задаче.

Материал зубчатых колёс, их упрочняющую обработку и допускаемые напряжения оставляем такими же, как в при-

мере расчёта закрытой цилиндрической передачи с внутренним зацеплением (подраздел 1.3). При этом допускаемые напряжения следующие: $[\sigma_H]_1 = 554$ МПа; $[\sigma_H]_2 = 509$ МПа; $[\sigma_H]_{max1} = 1960$ МПа; $[\sigma_H]_{max2} = 1540$ МПа; $[\sigma_F]_1 = 277$ МПа; $[\sigma_F]_2 = 252$ МПа; $[\sigma_F]_{max1} = 560$ МПа; $[\sigma_F]_{max2} = 440$ МПа.

Определение размеров венцов зубчатых колёс. Диаметр внешней делительной окружности шестерни определяем в соответствии с четвёртой базовой задачей по формуле (2.6).

Согласно исходным данным при $K'_H = 1,3$ и $\nu_H = 0,85$ имеем

$$d_{e1} \geq 1,65 \cdot 10^3 \sqrt[3]{T_1 K'_H / (\nu_H u [\sigma_H]^2)} = \\ = 1,65 \cdot 10^3 \sqrt[3]{56 \cdot 1,3 / (0,85 \cdot 5 \cdot 509^2)} = 66,8 \text{ мм.}$$

Примем $d_{e1} = 71$ мм.

По рекомендациям назначаем число зубьев шестерни $z_1 = 24 > z_{1min}$ (табл. 2.3).

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 u = 24 \cdot 5 = 120.$$

Внешний модуль

$$m_e = d_{e1} / z_1 = 70 / 24 = 2,92 \text{ мм.}$$

Его стандартное значение (табл. 2.4)

$$m_e = 3,0 \text{ мм.}$$

Основные параметры зубчатых венцов:

- наружные диаметры:

- шестерни

$$d_{e1} = m_e z_{e1} = 3 \cdot 24 = 72 \text{ мм;}$$

- колеса

$$d_{e2} = m_e z_{e2} = 3 \cdot 120 = 360 \text{ мм;}$$

- внешнее конусное расстояние при суммарном числе зубьев

$$z_\Sigma = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \sqrt{24^2 + 120^2} = 122,4$$

равно

$$R_e = 0,5 m_e z_\Sigma = 0,5 \cdot 3 \cdot 122,4 \approx 183,6.$$

Примем $R_e = 184$ мм;

• ширина венца

$$b = K_{be} \cdot R_e = 0,285 \cdot 184 = 52,44 \text{ мм.}$$

Принимаем $b = 52$ мм;

• углы делительных (начальных) конусов:

— колеса

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg 5 = 78,69^\circ,$$

— шестерни

$$\delta_1 = \text{arcctg } u = \text{arcctg } 5 = 11,31^\circ.$$

Проверка: $\delta_\Sigma = \delta_2 + \delta_1 = 78,69^\circ + 11,31^\circ = 90^\circ.$

Средний делительный диаметр шестерни

$$\begin{aligned} d_{m1} &= 2 \cdot (R_e - 0,5b) \cdot \sin \delta_1 = \\ &= 2 \cdot (184 - 0,5 \cdot 52,44) \cdot \sin 11,31^\circ = 61,88 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Средний модуль

$$m_m = d_{m1} / z_1 = 61,88 / 24 = 2,58 \text{ мм.}$$

Проверочные расчёты. Их выполняем согласно *шестой базовой задаче.*

Для расчёта контактного напряжения необходимо уточнить коэффициент нагрузки

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

где K_{HV} и $K_{H\beta}$ — коэффициенты динамичности и концентрации нагрузки.

Средняя скорость

$$V = \pi d_{m1} n_1 / (1000 \cdot 60) = 3,14 \cdot 61,08 \cdot 970 / (6 \cdot 10^4) = 3,1 \text{ м/с.}$$

При этой скорости назначаем по таблице 1.15 седьмую степень точности передачи. С понижением степени точности на одну по таблицам 1.17 и 1.19 находим

$$K_{HV} = 1,04; K_{FV} = 1,11.$$

Коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ выбираем по таблицам 1.10 и 1.18 в зависимости от отношения

$$K_{be} u / (2 - K_{be}) = 0,25 \cdot 5 / (2 - 0,25) = 1,25 / 1,75 \approx 0,7$$

и типа опор (шариковая или роликовая). В целях снижения расчётной нагрузки назначаем роликовые опоры.

Тогда

$$K_{H\beta} = 1,1; K_{F\beta} = 1,1.$$

Окончательно $K_H = K_{HV} K_{H\beta} = 1,04 \cdot 1,1 = 1,15$;

$$K_F = K_{FV} K_{F\beta} = 1,11 \cdot 1,1 \approx 1,22.$$

Откуда расчётное контактное напряжение согласно формуле (2.29)

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 66,5 \cdot 10^3 \sqrt{T_1 K_H / [\nu_H d_{e1}^3 u]} = \\ &= 66,5 \cdot 10^3 \sqrt{56 \cdot 1,15 / [0,85 \cdot 71^3 \cdot 5]} \approx 434 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

В этом случае недогрузка

$$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\% = \frac{509 - 434}{509} \cdot 100\% = 14,7\%,$$

что вполне допустимо.

Определяем эквивалентное число зубьев:

— шестерни

$$z_{V1} = z_1 / \cos \delta_1 = 24 / \cos 11^\circ 18' 36'' = 24,5;$$

— колеса

$$z_{V2} = z_2 / \cos \delta_2 = 120 / \cos 78^\circ 41' 24'' = 611,8.$$

Из таблицы 1.21 при $x_1 = x_2 = 0$ находим $Y_{FS1} = 3,92$ и $Y_{FS2} = 3,6$.

Сравнивая

$$[\sigma_F]_1 / Y_{FS1} = 277 / 3,92 = 70,7 \text{ и}$$

$$[\sigma_F]_2 / Y_{FS2} = 252 / 3,6 = 70,$$

видим, что расчёт следует проводить по колесу, как менее прочному:

$$\sigma_{F2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1 K_F}{d_{m1} b_w m_m v_F} Y_{FS2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 56 \cdot 1,22}{61,88 \cdot 52 \cdot 2,58 \cdot 0,85} \cdot 3,6 \approx 69 \text{ МПа},$$

что существенно меньше, чем $[\sigma_F]_2 = 252 \text{ МПа}$.

Выполняем проверочные расчёты на перегрузку. По заданию коэффициент перегрузки $K_n = 1,3$. При этом

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{K_n} = 434 \cdot \sqrt{1,3} = 495 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F K_n = 69 \cdot 1,3 = 90 \text{ МПа}.$$

Так как

$$\sigma_{Hmax} < [\sigma_H]_{max} = 1540 \text{ МПа} \text{ и } \sigma_{Fmax} < [\sigma_F]_{max} = 440 \text{ МПа},$$

то статическая прочность обеспечена.

Силы, действующие в прямозубом зацеплении конических колёс. Схема этих сил показана на рисунке 2.7.

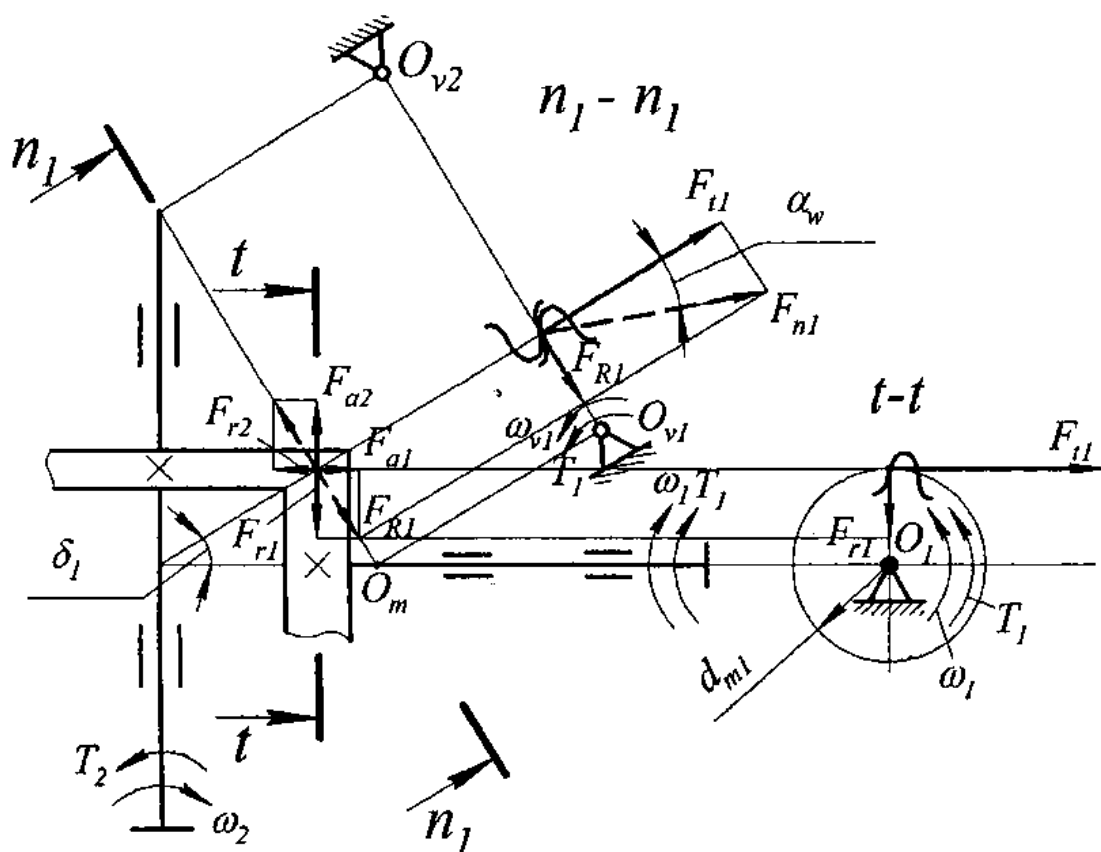


Рис. 2.7 Силы, действующие в прямозубом зацеплении конических колёс

Окружные силы

$$F_{t1} = F_{t2},$$

где

$$F_{t1} = \frac{T_1 \cdot 10^3}{(d_{m1} / 2)} = \frac{56 \cdot 10^3}{(61,88 / 2)} \approx 1,8 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Радиальная сила на зуб шестерни F_{r1} , равная осевой силе на зуб колеса F_{a2} :

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1 = 1,8 \cdot 10^3 \operatorname{tg} 20^\circ \cos 11,31^\circ = 642 \text{ Н.}$$

Осевая сила на зуб шестерни F_{a1} , равная радиальной силе на зуб колеса F_{r2} :

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1 = 1,8 \cdot 10^3 \operatorname{tg} 20^\circ \sin 11,31^\circ = 128 \text{ Н.}$$

Пример расчёта закрытой конической передачи с круговыми зубьями. Такой расчёт должен показать, что замена прямых зубьев на круговые позволяет уменьшить габариты и массу передачи.

Исходные данные те же, что и для предыдущего примера. Это касается и материала, упрочняющей обработки, допускаемых напряжений для зубчатых колёс.

Определение размеров венцов зубчатых колёс конической передачи с круговыми зубьями. Расчёт выполняем согласно пятой базовой задаче.

Принимаем рекомендуемое значение коэффициента ширины по отношению к внешнему конусному расстоянию

$$K_{be} = b / R_e = 0,285.$$

Возьмём предварительное значение коэффициента нагрузки $K'_H = 1,35$.

Рассчитываем коэффициенты v_H и v_F по данным таблицы 2.5.

$$v_H = 1,22 + 0,21u = 1,22 + 0,21 \cdot 5 = 2,27;$$

$$v_F = 0,94 + 0,08u = 0,94 + 0,08 \cdot 5 = 1,34.$$

Тогда диаметр внешней делительной окружности шестерни по формуле (2.6)

$$d_{e1} \geq 1,65 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{T_1 K'_H}{v_H u [\sigma_H]_2^2}} = 1,65 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{56,3 \cdot 1,35}{2,27 \cdot 5 \cdot 509^2}} = 48,7 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 12289 (табл. 2.2) ближайшее значение $d_{e1} = 50$ мм, что существенно меньше диаметра шестерни $d_{e1} = 71$ мм из предыдущего примера.

Выбираем число зубьев шестерни $z_1 = 20 > z_{1min}$ (табл. 2.6).

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 u = 20 \cdot 5 = 100.$$

Внешний окружной модуль

$$m_{te} = d_{e1} / z_1 = 50 / 20 = 2,5 \text{ мм.}$$

Рассчитываем параметры венцов шестерни и колеса:

• углы делительных конусов:

— колеса

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg 5 = 78,69^\circ;$$

— шестерни

$$\delta_1 = \text{arcctg } u = \text{arcctg } 5 = 11,31^\circ;$$

Проверка: $\delta_\Sigma = \delta_2 + \delta_1 = 78,69^\circ + 11,31^\circ = 90^\circ$.

• внешнее конусное расстояние R_e и ширина венца b

$$R_e = 0,5 m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 2,5 \sqrt{20^2 + 100^2} = 127 \text{ мм};$$

$$b = K_{be} R_e = 0,285 \cdot 127 \approx 36 \text{ мм};$$

• внешний делительный диаметр колеса

$$d_{e2} = m_{te} z_2 = 2,5 \cdot 100 = 250 \text{ мм};$$

• средний делительный диаметр шестерни

$$\begin{aligned} d_{m1} &= 2(R_e - 0,5b) \sin \delta_1 = \\ &= 2 \cdot (127 - 0,5 \cdot 36) \cdot \sin 11,31^\circ = 42,8 \text{ мм}; \end{aligned}$$

• средний окружной и средний нормальный модули зубьев:

$$m_{tm} = d_{m1} / z = 42,8 / 20 = 2,14 \text{ мм};$$

принимая средний угол наклона зубьев $\beta_m = 35^\circ$, получаем

$$m_{nm} = m_{tm} \cos \beta_m = 2,14 \cos 35^\circ = 1,75 \text{ мм};$$

- коэффициент ширины шестерни по среднему диаметру

$$\psi_{bd} = b / d_{m1} = 36 / 42,8 = 0,84.$$

Проверочные расчёты. Эти расчёты выполняем в соответствии с седьмой базовой задачей.

Средняя скорость

$$V_1 = \pi d_{m1} n_1 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 42,8 \cdot 970 / (60 \cdot 10^3) = 2,17 \text{ м/с.}$$

При этой скорости назначаем по таблице 1.15 седьмую степень точности передачи. С понижением степени точности на одну из таблиц 1.17, 1.19

$$K_{HV} = 1,04; K_{FV} = 1,11.$$

Коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ находим по таблицам 1.10 и 1.18 в зависимости от отношения

$K_{be} u / (2 - K_{be}) = 0,285 \cdot 5 / (2 - 0,285) = 1,425 / 1,715 \approx 0,8$ и типа опор (шариковая или роликовая). В целях снижения расчётной нагрузки назначаем роликовые опоры.

Тогда

$$K_{H\beta} = 1,1; K_{F\beta} = 1,1.$$

Окончательно $K_H = K_{HV} K_{H\beta} = 1,04 \cdot 1,1 = 1,15;$

$$K_F = K_{FV} K_{F\beta} = 1,11 \cdot 1,1 \approx 1,22.$$

Проверка контактных напряжений по формуле (2.29)

$$\sigma_H = 66,5 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{T_1 K_H}{d_{e1}^3 u v_H}} = 66,5 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{56 \cdot 1,15}{50^3 \cdot 5 \cdot 2,27}} = 449 \text{ МПа.}$$

Недогрузка

$$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\% = \frac{509 - 449}{509} \cdot 100\% = 11,8\%,$$

что вполне допустимо.

Проверяем зубья на сопротивление усталости по напряжениям изгиба. Для этого определяем эквивалентное число зубьев:

- шестерни

$$z_{v1} = z_1 / (\cos \delta_1 \cos^3 \beta_m) = 20 / (\cos 11,31^\circ \cos^3 35^\circ) = 37,1;$$

- колеса

$$z_{v2} = z_2 / (\cos \delta_2 \cos^3 \beta_m) = 120 / (\cos 78,69^\circ \cos^3 35^\circ) = 1112,4.$$

Из таблицы 1.21 при $x_1 = x_2 = 0$ находим $Y_{FS1} = 3,73$ и $Y_{FS2} = 3,6$.

Коэффициент Y_β , учитывающий повышенную прочность кругового зуба по сравнению с прямым:

$$Y_\beta = 1 - \beta^\circ / 140^\circ = 1 - 35^\circ / 140^\circ = 0,75.$$

Коэффициент Y_ϵ , учитывающий распределение нагрузки между зубьями, при степени точности $n = 7$ и коэффициенте торцового перекрытия $\epsilon_\alpha = 1,3$

$$\begin{aligned} Y_\epsilon &= [4 + (\epsilon_\alpha - 1)(n - 5)] / (4\epsilon_\alpha) = \\ &= [4 + (1,3 - 1)(7 - 2)] / (4 \cdot 1,3) = 0,884. \end{aligned}$$

Сравнивая

$$[\sigma_F]_1 / Y_{FS1} = 277 / 3,73 = 74,3 \text{ и}$$

$$[\sigma_F]_2 / Y_{FS2} = 252 / 3,6 = 70,$$

видим, что расчёт следует проводить по колесу, как менее прочному.

Для зубьев колеса расчётное напряжение изгиба

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= \frac{2T_1 \cdot 10^3 K_F}{d_{m1} b m_{nm} v_F} Y_{FS2} Y_\beta Y_\epsilon = \\ &= \frac{2 \cdot 56 \cdot 10^3 \cdot 1,22}{42,8 \cdot 36 \cdot 1,75 \cdot 1,34} \cdot 3,6 \cdot 0,75 \cdot 0,884 \approx 90 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

что существенно меньше, чем $[\sigma_F]_2 = 252 \text{ МПа}$.

Выполняем проверочные расчёты на перегрузку. По заданию коэффициент перегрузки $K_n = 1,3$. Тогда имеем

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{K_H} = 449 \cdot \sqrt{1,3} = 512 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F K_F = 90 \cdot 1,3 = 117 \text{ МПа}.$$

Так как

$\sigma_{Hmax} < [\sigma_H]_{max} = 1540 \text{ МПа}$ и $\sigma_{Fmax} < [\sigma_F]_{max} = 440 \text{ МПа}$,
то статическая прочность обеспечена.

Силы, действующие в зацеплении конических колёс с круговыми зубьями. Схема этих сил показана на рисунке 2.8.

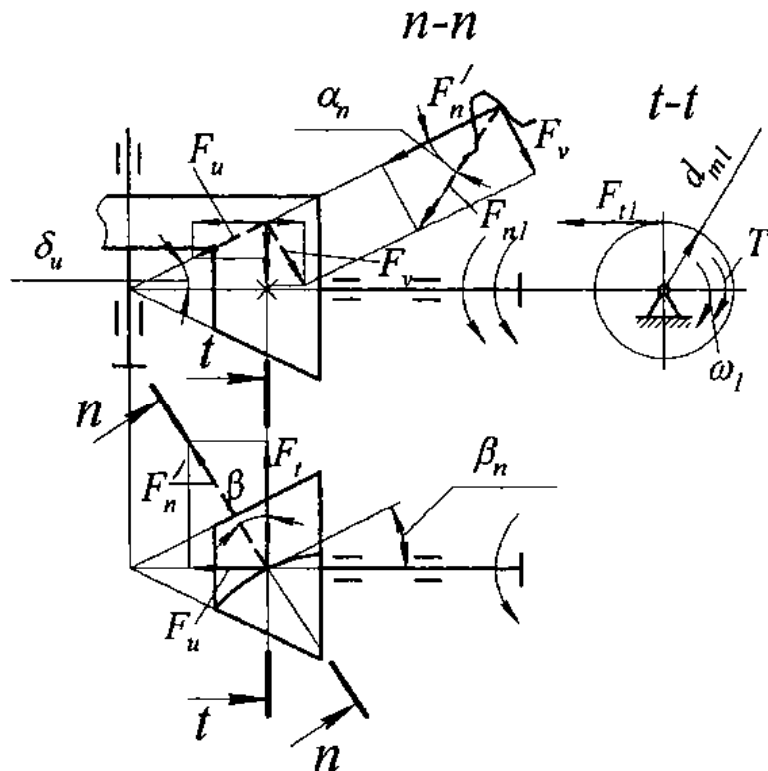


Рис. 2.8 Силы, действующие в зацеплении конических колёс с круговыми зубьями

Окружная сила F_{t1} , действующая на зуб шестерни:

$$F_{t1} = T_1 / (0,5 d_{m1}) = 56 \cdot 10^3 / (0,5 \cdot 42,8) = 2,62 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Радиальная и осевая силы, действующие на шестерню, равны:

$$\begin{aligned} F_{r1} &= (F_{t1} / \cos \beta_m) \cdot (\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \delta_1 + \sin \beta_m \cdot \sin \delta_1) = \\ &= (2,62 \cdot 10^3 / \cos 35^\circ) \cdot (\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 11,31^\circ + \\ &\quad + \sin 35^\circ \cdot \sin 11,31^\circ) = 1,01 \cdot 10^3 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$F_{a1} = (F_{t1}/\cos\beta_m) \cdot (\operatorname{tg}\alpha_n \cdot \sin\delta_1 - \sin\beta_m \cdot \cos\delta_1) = \\ = (2,62 \cdot 10^3 / \cos 35^\circ) \cdot (\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 11,31^\circ - \\ - \sin 35^\circ \cdot \cos 11,31^\circ) = 1,58 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Направление осевой силы к вершине конуса нецелесообразно, поскольку при осевых зазорах в подшипниках возможно заклинивание передачи.

При изменении направления вращения знаки перед вторыми слагаемыми в скобках меняются на противоположные. При этом

$$F_{r1} = (2,62 \cdot 10^3 / \cos 35^\circ) \cdot (\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 11,31^\circ - \\ - \sin 35^\circ \cdot \sin 11,31^\circ) = 0,79 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

$$F_{a1} = (2,62 \cdot 10^3 / \cos 35^\circ) \cdot (\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 11,31^\circ + \\ + \sin 35^\circ \cdot \cos 11,31^\circ) = 2,04 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Силы, действующие на зуб колеса (без учёта потери мощности в зацеплении):

$$F_{t2} = |F_{t1}| = 2,62 \cdot 10^3 \text{ Н;}$$

$$F_{r2} = |F_{a1}| = 2,04 \cdot 10^3 \text{ Н;}$$

$$F_{a2} = |F_{r1}| = 0,79 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

2.4 Задачи для самостоятельной работы

1. Определить величину и построить схему сил в конической прямозубой передаче, если $T = 630 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $m_m = 5 \text{ мм}$; $z_1 = 25$; $u = 2$.

2. Выполнить проектировочный расчёт закрытой конической передачи с круговыми зубьями при следующих исходных данных: вращающий момент на валу шестерни $T_1 = 125 \text{ Н} \cdot \text{м}$ при угловой скорости $\omega_1 = 150 \text{ рад/с}$; передаточное число $u = 3,15$; нагрузка — постоянная; срок службы $L = 5 \text{ лет}$; коэффициенты использования передачи $K_{\text{зод}} = 0,5$ и $K_{\text{сут}} = 0,66$.

3. ЗУБЧАТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ С ЗАЦЕПЛЕНИЕМ НОВИКОВА

Основные понятия и определения

Цилиндрическая передача Новикова — это передача с цилиндрическими косозубыми колёсами, профили зубьев которых очерчены дугами окружностей с близкими радиусами кривизны при внутреннем касании.

3.1 Основы расчёта

Эвольвентное зацепление наряду с бесспорными достоинствами имеет ряд недостатков:

- сравнительно малый приведённый радиус $\rho_{\text{пр}}$ кривизны рабочих поверхностей;
- в виду линейного контакта повышенная чувствительность к перекосам;
- значительные скорости скольжения.

Учёным М.Л. Новиковым разработаны и реализованы на практике цилиндрические косозубые передачи, профили зубьев колёс которых очерчиваются несопряжёнными кривыми, в частности дугами окружностей с близкими радиусами кривизны при внутреннем касании (рис. 3.1). Следовательно, в данном случае имеет место плотный контакт. Благодаря этому существенно повышается величина $\rho_{\text{пр}}$ и снижаются контактные напряжения σ_H .

Сначала были предложены передачи с одной линией зацепления (ОЛЗ) (рис 3.1, а), а в настоящее время используют в основном передачи с двумя линиями зацепления (ДЛЗ) (рис. 3.1, б).

В передачах Новикова для обеспечения непрерывности зацепления колеса выполняются только косозубыми с коэффициентом осевого перекрытия $\varepsilon_\beta > 1$.

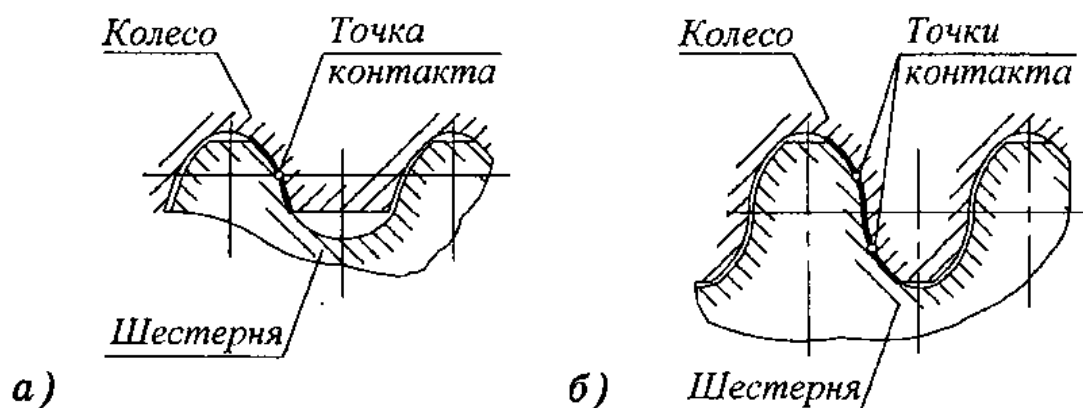


Рис. 3.1 Зацепления Новикова:
 а, б — с одной и двумя линиями зацепления

Виды отказа, критерии работоспособности и расчёта. Виды отказа передач Новикова те же самые, что и эвольвентных. Поэтому основным критерием работоспособности и расчёта таких передач является прочность по контактным и изгибным напряжениям.

Материалы, виды упрочняющей обработки и допускаемые напряжения для зубчатых колёс передач Новикова те же самые, что и для эвольвентных.

Параметры зубчатых колёс. Число зубьев шестерни z_1 выбирают из диапазона 12...25, меньшие значения — при больших передаточных числах и малых скоростях. Малые значения z_1 допустимы в связи с отсутствием подреза. Угол наклона зубьев выбирают из диапазона $\beta = 10...24^\circ$ (обычно $15...18^\circ$).

3.2 Базовые задачи (модули) к расчёту зубчатых передач с зацеплением Новикова

Расчёт на контактную прочность выполняют по формуле Г. Герца для случая сжатия цилиндров.

Расчёт на изгибную прочность проводят по местным напряжениям изгиба.

Выбор материала, назначение упрочняющей обработки зубчатых колёс и определение допускаемых напряже-

ний (*первая задача*). Материалы зубчатых колёс Новикова, способы упрочняющей обработки и допускаемые напряжения те же самые, что и для цилиндрических эвольвентных. Необходимая информация по этим вопросам приведена в таблицах 1.1, 1.4.

Определение размеров зубчатых венцов (*вторая задача*). Сначала выполним расчёт по *первому варианту*, определяя размеры венцов зубчатых колёс через межосевое расстояние, которое рассчитываем из условия обеспечения контактной выносливости активных поверхностей зубьев по формуле:

$$a_w \geq K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K'_H}{[\sigma_H]_p} \frac{u + 1}{u} \frac{K_b z_1}{K_p \cos \beta}}, \quad (3.1)$$

где $K_a = 184 \text{ МПа}^{1/3}$;

u — передаточное число рассчитываемой передачи;

T_1 — вращающий момент на валу шестерни, Н·м;

K'_H — коэффициент нагрузки. Предварительно принимаем $K'_H = 1,3$;

K_b — коэффициент, учитывающий особенности контактирования зубьев в передачах Новикова (табл. 3.1);

K_p — коэффициент, равный целой части ε_β (табл. 3.2).

Полученное значение a_w округляем до ближайшего стандартного (табл. 1.11).

Таблица 3.1

Коэффициент, учитывающий особенности контактирования зубьев в передачах Новикова

β , град	10	15	20	25	30
K_b	0,10	0,14	0,20	0,28	0,36

Таблица 3.2

Коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = \beta_2 / P_x = K_p + \Delta\varepsilon$

K_p	1	2	3	4
$\Delta\varepsilon$	0,3...0,4	0,2...0,3	0,1...0,2	0,0...0,1

Выполнение проверочных расчётов зубчатой передачи с зацеплением Новикова (третья задача). Выполнение таких расчётов обусловлено теми же причинами, что и для эвольвентных передач (подраздел 1.2).

Определив размеры зубчатых венцов (табл. 3.3 и 3.4) и уточнив значения некоторых из ранее выбранных по рекомендациям параметров, выполняем проверочные расчёты.

Таблица 3.3

Модуль, мм, по ГОСТ 14186

1-й ряд, предпочти- тельный	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0
2-й ряд	1,8	2,25	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9,0	11,2	14,0	18,0

Таблица 3.4

**Параметры цилиндрических зубчатых колёс
с зацеплением Новикова по ГОСТ 15023**

Параметр	Обозначение	Формулы
Делительный диаметр	d_i	$d_i = m_n z_i / \cos \beta$
Межосевое расстояние	a_w	$a_w = 0,5 m_n z_\Sigma / \cos \beta$
Осевой шаг	P_x	$P_x = \pi m_n / \sin \beta$
Коэффициент осевого перекрытия	ε_β	$\varepsilon_\beta = b_2 / P_x = 1,1 \dots 4,3$
Ширина венца: колеса шестерни	b	$b_2 = P_x \varepsilon_\beta$ $b_1 = b_2 + (0,4 \dots 1,5) m_n$
Коэффициент ширины колеса при расположении передачи относительно опор: симметричном несимметричном консольном	ψ_{ba}	$\psi_{ba} = b_2 / a_w$ 0,4...0,63 0,3...0,4 0,2...0,3
Диаметр окружности вершин	d_{ai}	$d_{ai} = d_i + 1,8 m_n$
Диаметр окружности впадин	d_{fi}	$d_{fi} = d_i - 2,1 m_n$

Условие обеспечения сопротивления контактному выкрашиванию

$$\sigma_H = \frac{224}{d_1} \sqrt{\frac{10^3 T_1 K_H}{m_n} \frac{u+1}{u} \frac{K_b}{K_p}} \leq [\sigma_H], \quad (3.2)$$

где K_H — уточнённое значение коэффициента нагрузки;

$$K_H = K_{HV} \cdot K_{H\alpha}, \quad (3.3)$$

причём здесь K_{HV} — коэффициент динамичности нагрузки. Этот коэффициент можно принимать таким же, как для эвольвентных передач (табл. 1.17);

$K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев:

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,7h_a^* \sqrt{u-1} / z_1. \quad (3.4)$$

Оцениваем использование материала по контактными напряжениям согласно условию (1.29).

Условие обеспечения сопротивления усталостной поломке зубьев

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 10^3 T_1 K_F}{m_n^3 z_1 K_\epsilon} Y_{FS} Y_\beta Y_k \leq [\sigma_F], \quad (3.5)$$

где K_F — коэффициент нагрузки

$$K_F = K_{FV} \cdot K_{F\alpha}, \quad (3.6)$$

причём здесь K_{FV} — коэффициент динамичности нагрузки (табл. 3.5);

$K_{F\alpha}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев:

$$K_{F\alpha} = 1 + 0,85h_a^* \sqrt{u-1} / z_1; \quad (3.7)$$

K_ϵ — коэффициент распределения нагрузки по площадке контакта:

$$K_\epsilon = 2K_p + \Delta\epsilon / (2K_p); \quad (3.8)$$

Y_{FS} — коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни. Выбирается из таблицы 3.6 в зависимости от эквивалентного числа зубьев, определяемого по формуле (1.32).

Y_β — коэффициент влияния угла наклона β зубьев на изгибную прочность (табл. 3.7);

Y_k — коэффициент пространственного изменения напряжения вследствие перемещения площадки контакта по длине зуба. Выбирается из таблицы 3.8 в зависимости от $\Delta\varepsilon = \varepsilon_\beta - K_\rho$, т.е. дробной части коэффициента ε_β .

Оцениваем использование материала по напряжениям изгиба

$$\Delta\sigma_F = \frac{[\sigma_F] - \sigma_F}{[\sigma_F]} 100\% \leq [\Delta\sigma_F]. \quad (3.9)$$

Таблица 3.5

Ориентировочные значения коэффициента K_{FV}

Степень точности	Твердость HV поверхности зубьев	Окружная скорость		
		≤ 5	5...10	10...15
6	≤ 350	1,0	1,0	1,1
	> 350			
7	≤ 350	1,0	1,1	1,15
	> 350			
8	≤ 350	1,0	1,1	1,2
	> 350			
9	≤ 350	1,05	1,15	1,25
	> 350			

Таблица 3.6

Коэффициент Y_{FS} формы зубьев по ГОСТ 15023

z_{Vi}	20	25	30	40	50	60	80	100	150	300
Y_{FS}	5,1	4,9	4,8	4,7	4,5	4,35	4,3	4,25	4,15	4,1

Таблица 3.7

Коэффициент, учитывающий влияние угла наклона β зубьев на изгибную прочность

β , град	10	15	20	25	30	35	40
Y_β	0,055	0,08	0,115	0,15	0,19	0,235	0,285

Таблица 3.8

**Коэффициент Y_k пространственного изменения напряжений
в зубьях**

$\Delta\epsilon$	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,4
Y_k	1,15	1,11	1,07	1,06	1,05	1,07

Проверочные расчёты на статическую прочность при действии пиковой нагрузки. Эти расчёты выполняем согласно условиям (1.35) и (1.36).

Определение сил, действующих в зацеплении передачи Новикова (четвёртая задача). Силы, действующие в зацеплении:

- окружные

$$F_{t1;2} = 2T_1 / d_1; \quad (3.10)$$

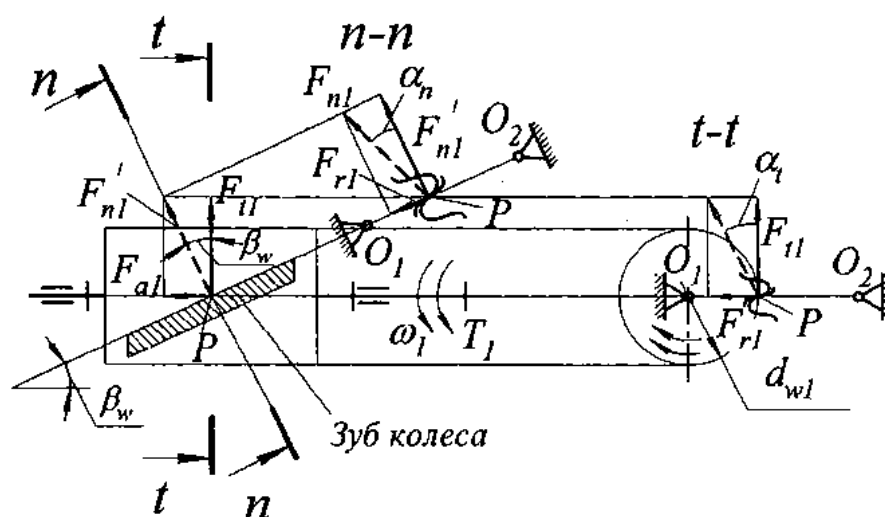
- радиальные

$$F_{r1;2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta; \quad (3.11)$$

- осевые

$$F_{a1;2} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta. \quad (3.12)$$

Схема этих сил показана на рисунке 3.2.



**Рис. 3.2 Схема сил, действующих в зацеплении
передачи Новикова**

3.3 Пример расчётов

Исходные данные:

- вращающий момент на валу шестерни $T_1 = 350 \text{ Н}\cdot\text{м};$
- частота вращения вала шестерни $n_1 = 143,4 \text{ мин}^{-1};$
- передаточное число $u = 4,5;$
- срок службы $L = 5 \text{ лет};$
- коэффициент использования передачи
 - в течение суток $K_{\text{сут}} = 0,33;$
 - в течение года $K_{\text{год}} = 0,75;$
- передача неревверсивная;
- график режима нагружения приведён на рисунке 3.3.

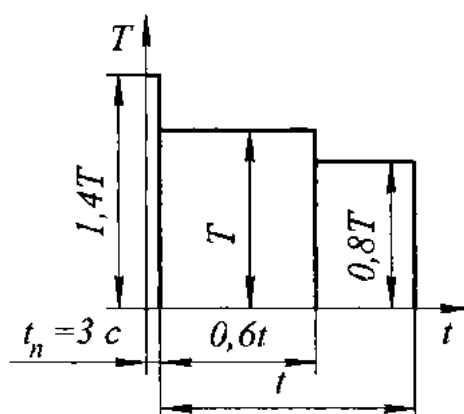


Рис. 3.3 График режима нагружения

Выбор материала, назначение упрочняющей обработки и определение допускаемых напряжений. Рассчитываем передачу Новикова с контуром по ГОСТ 15023. Зубчатые колёса этой передачи имеют твёрдость $H \leq 320 \text{ HB}$. В связи с этим выбираем материалы для зубчатых колёс со средними механическими характеристиками:

- для шестерни — сталь 40Х, термическая обработка — улучшение, средняя твёрдость 270 HB_m , пределы прочности и текучести $\sigma_b = 950 \text{ МПа}$ и $\sigma_T = 700 \text{ МПа};$

- для колеса — сталь 40Х, термическая обработка — улучшение, средняя твёрдость 245 HB_m , пределы прочности $\sigma_b = 850 \text{ МПа}$ и текучести $\sigma_T = 550 \text{ МПа}.$

Механические характеристики материала шестерни и колеса определяются так же, как и для зубчатых цилиндрических передач.

Суммарный ресурс передачи

$$L_h = 365 \cdot 24 L K_{\text{год}} K_{\text{сут}} = \\ = 365 \cdot 24 \cdot 5 \cdot 0,75 \cdot 0,33 = 10,84 \cdot 10^3 \text{ ч.}$$

Тогда эквивалентное число циклов нагружений зубьев согласно формулам (1.4), (1.6) и (1.8):

- для шестерни

$$N_{HE1} = 60 c n_1 L_h \sum_{k=1}^2 (T_k / T_{\max})^{m_H / 2} (t_k / t) = \\ = 60 \cdot 1 \cdot 143,4 \cdot 10,84 \cdot 10^3 \cdot (1^3 \cdot 0,6 + 0,8^3 \cdot 0,4) = 7,55 \cdot 10^7;$$

- для колеса

$$N_{HE2} = N_{HE1} / u = 7,55 \cdot 10^7 / 4,5 = 1,68 \cdot 10^7.$$

Так как $N_{HE1} > N_{HGi}$, то коэффициенты долговечности при расчёте по контактным напряжениям $Z_{Ni} = 1$.

Коэффициент долговечности при расчёте на изгибную прочность

$$Y_{Ni} = \sqrt[m_F]{N_{FGi} / N_{FEi}}, \quad i = 1; 2,$$

где $m_F = 6$ — показатель степени кривой усталости;

$N_{FGi} = 4 \cdot 10^6$ — база испытаний;

N_{FEi} — эквивалентное число циклов нагружений зубьев:

- для шестерни

$$N_{FE1} = 60 c n_1 L_h \sum_{k=1}^2 (T_k / T_{\max})^{m_F} (L_{hk} / L_h) = \\ = 60 \cdot 1 \cdot 143,4 \cdot 10,84 \cdot 10^3 (1^6 \cdot 0,6 + 0,8^6 \cdot 0,4) = 6,58 \cdot 10^7;$$

- для колеса

$$N_{FE2} = N_{FE1} / u = 6,58 \cdot 10^7 / 4,5 = 1,46 \cdot 10^7.$$

Поскольку $N_{FE1} > N_{FGi}$, то $Y_N = 1,0$.

Окончательно, допускаемые напряжения, вычисленные по аналогии с расчётом для зубчатых колёс закрытой цилиндрической передачи с внутренним зацеплением (см. подраздел 1.3), следующие: $[\sigma_H]_1 = 554 \text{ МПа}$; $[\sigma_H]_2 = 509 \text{ МПа}$;

$[\sigma_H]_{max1} = 1960$ МПа; $[\sigma_H]_{max2} = 1540$ МПа; $[\sigma_F]_1 = 277$ МПа;
 $[\sigma_F]_2 = 252$ МПа; $[\sigma_F]_{max1} = 560$ МПа; $[\sigma_F]_{max2} = 440$ МПа.

Определение размеров венцов зубчатых колёс. В соответствии с рекомендациями задаёмся следующими данными:

- число зубьев шестерни $z_1 = 25$;
- угол наклона $\beta' = 15^\circ$;
- коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = 2,2$. При этом коэффициент $K_\beta = 2$ (см. табл. 3.2);
- K'_H — коэффициент нагрузки; предварительно принимаем $K'_H = 1,3$.

По таблице 3.1 определяем коэффициент, учитывающий особенности контактирования зубьев в передачах Новикова $K_b = 0,14$.

Размеры зубчатых венцов колёс выражаем через межосевое расстояние, которое находим из условия обеспечения контактной циклической прочности активных поверхностей зубьев по формуле (3.1)

$$a_w \geq K_a(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K'_H}{[\sigma_H]^2} \frac{u+1}{u} \frac{K_b z_1}{K_\beta \cos \beta'}} =$$

$$= 184(4,5+1) \sqrt[3]{\frac{350 \cdot 1,3}{509^2} \frac{4,5+1}{4,5} \frac{0,14 \cdot 25}{2 \cos 15^\circ}} = 159,19 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшее стандартное значение (по ГОСТ 2185).

$$a_{w \text{ ст}} = 160 \text{ мм.}$$

Определяем число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 u = 25 \cdot 4,5 = 112,5.$$

Принимаем $z_2 = 112$ и уточняем передаточное число

$$u_\phi = z_2/z_1 = 112/25 = 4,48,$$

которое отличается от стандартного

$$\Delta u = \frac{|u - u_\phi|}{u} 100\% = \frac{4,5 - 4,48}{4,5} \cdot 100\% \approx 0,4\%,$$

что допустимо.

Вычисляем нормальный модуль зацепления по рекомендации

$$m_n = 2a_w \cdot \cos\beta / z_\Sigma = \\ = 2 \cdot 160 \cdot \cos 15^\circ / (112 + 25) = 2,254 \text{ мм},$$

принимаем по ГОСТ 14186 (табл. 3.3) $m_n = 2,25 \text{ мм}$.

Уточняем угол наклона зубьев

$$\beta = \arccos[m_n z_\Sigma / (2a_{cm})] = \\ = \arccos[2,25 \cdot 137 / (2 \cdot 160)] = 15,5^\circ.$$

Размеры венцов зубчатых колёс согласно таблице 3.4:

• диаметры делительных окружностей:

— шестерни

$$d_1 = m_n z_1 / \cos\beta = 2,25 \cdot 25 / \cos 15,5^\circ = 58,41 \text{ мм};$$

— колеса

$$d_2 = m_n z_2 / \cos\beta = 2,25 \cdot 112 / \cos 15,5^\circ = 261,59 \text{ мм}.$$

Проверка:

$$a_w = (d_2 + d_1) / 2 = (261,59 + 58,41) / 2 = 160 \text{ мм};$$

• диаметры окружностей вершин зубьев:

— шестерни

$$d_{a1} = d_1 + 1,8m_n = 58,41 + 1,8 \cdot 2,25 = 62,46 \text{ мм};$$

— колеса

$$d_{a2} = d_2 + 1,8m_n = 261,59 + 1,8 \cdot 2,25 = 265,64 \text{ мм};$$

• диаметры окружностей впадин зубьев:

— шестерни

$$d_{f1} = d_1 - 2,1m_n = 58,41 - 2,1 \cdot 2,25 = 53,69 \text{ мм};$$

— колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2,1m_n = 261,59 - 2,1 \cdot 2,25 = 256,86 \text{ мм};$$

• осевой шаг

$$P_x = \pi \cdot m_n / \sin\beta = 3,14 \cdot 2,25 / \sin 15,5^\circ = 26,44 \text{ мм};$$

• ширина венцов:

— колеса

$$b_p = b_2 = P_x \varepsilon_\beta = 26,44 \cdot 2,2 = 58,17 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_2 = 60 \text{ мм}$ и уточняем коэффициент осевого перекрытия

$$\varepsilon_\beta = b_2 / P_x = 60 / 26,44 = 2,27;$$

— шестерни

$$b_1 = b_2 + m_n = 60 + 2,25 = 62,25 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_1 = 63 \text{ мм.}$

Коэффициент ширины колеса

$$\psi_{ba} = b_2 / a_{w \text{ ст}} = 60 / 160 = 0,375,$$

что соответствует рекомендациям.

Выполнение проверочных расчётов передачи Новикова.
Определив размеры зубчатых венцов и уточнив значения некоторых из ранее выбранных по рекомендациям параметров, выполняем проверочные расчёты.

Окружная скорость зубчатых колёс

$$V_1 = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 58,41 \cdot 143,4 / (6 \cdot 10^4) = 0,44 \text{ м/с.}$$

В соответствии с данными таблицы 1.15 назначаем 8-ю степень точности. Из таблиц 1.17 и 1.19 в зависимости от степени точности, типа зацепления и твёрдости материала имеем:

$$K_{HV} = 1,05 \text{ и } K_{FV} = 1,0.$$

Коэффициенты неравномерности распределения нагрузки между головкой и ножкой зуба при расчёте:

— по контактным напряжениям по формуле (3.4)

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,7 h_a^* \sqrt{u - 1} / z_1 = 1 + 0,7 \cdot 0,9 \sqrt{4,48 - 1} / 25 = 1,05;$$

— по напряжениям изгиба в соответствии с формулой (3.7)

$$K_{F\alpha} = 1 + 0,85 h_a^* \sqrt{u - 1} / z_1 = 1 + 0,85 \cdot 0,9 \sqrt{4,48 - 1} / 25 = 1,06.$$

Следовательно, уточненные значения коэффициентов нагрузки согласно формулам (3.3) и (3.6)

$$K_H = K_{HV} \cdot K_{H\alpha} = 1,05 \cdot 1,05 = 1,1 \text{ и}$$

$$K_F = K_{FV} \cdot K_{F\alpha} = 1,0 \cdot 1,06 = 1,06.$$

Расчётное контактное напряжение определяем по формуле (3.2)

$$\sigma_H = \frac{224}{d_1} \sqrt{\frac{10^3 T_1 K_H}{m_n} \frac{u_\phi + 1}{u_\phi} \frac{K_b}{K_p}} =$$

$$= \frac{224}{58,41} \sqrt{\frac{10^3 \cdot 350 \cdot 1,1}{2,25} \cdot \frac{4,48 + 1}{4,48} \cdot \frac{0,146}{2}} = 474 \text{ МПа.}$$

Недогрузка

$$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} 100\% = \frac{509 - 474}{509} 100\% = 6,88\%,$$

что допустимо.

Коэффициент K_ϵ распределения нагрузки по площадкам контакта по формуле (3.8)

$$K_\epsilon = 2K_p + \Delta\epsilon / (2K_p) = 2 \cdot 2 + 0,27 / (2 \cdot 2) = 4,07.$$

Коэффициент влияния угла наклона β зубьев на изгибную прочность (табл. 3.7) $Y_\beta = 0,08$.

Коэффициент пространственного изменения напряжения выбираем из таблицы 3.8 в зависимости от $\Delta\epsilon$ $Y_k = 1,055$.

Эквивалентные числа зубьев согласно формуле (1.32):

- шестерни

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 25 / \cos^3 15,5^\circ = 27,94;$$

- колеса

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 112 / \cos^3 15,5^\circ = 125,17.$$

При этом коэффициенты, учитывающие форму зубьев (табл. 3.6)

$$Y_{FS1} = 4,8 \text{ и } Y_{FS2} = 4,2.$$

Сравниваем отношения:

- для шестерни

$$[\sigma_F]_1 / Y_{FS1} = 277 / 4,8 = 57,7;$$

- для колеса

$$[\sigma_F]_2 / Y_{FS2} = 252 / 4,2 = 60.$$

Дальнейший расчёт ведём для зубьев шестерни, для которой найденное отношение меньшее.

Расчётное напряжение изгиба в ножке зуба шестерни определяем по формуле (3.5)

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1 K_F}{m_n^3 z_1 K_\epsilon} Y_{FS1} Y_\beta Y_k =$$

$$= \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 350 \cdot 1,06}{2,25^3 \cdot 25 \cdot 4,07} 4,8 \cdot 0,08 \cdot 1,055 = 259 \text{ МПа.}$$

Недогрузка в соответствии с условием (3.9)

$$\Delta\sigma_{F1} = \frac{[\sigma_F]_1 - \sigma_{F1}}{[\sigma_F]_1} 100\% = \frac{277 - 259}{277} 100\% = 6,5\%,$$

что вполне допустимо.

Проверочные расчёты на статическую прочность при действии пиковой нагрузки. Максимальное контактное напряжение при $K_n = T_{\text{пуск}}/T = 1,4$ (рис. 3.3)

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_\pi} =$$

$$= 474 \sqrt{1,4} = 561 \text{ МПа} \ll [\sigma_H]_{\max} = 2090 \text{ МПа}.$$

Максимальное напряжение в ножке зуба

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F K_\pi =$$

$$= 259 \cdot 1,4 = 363 \text{ МПа} \ll [\sigma_F]_{\max} = 770 \text{ МПа}.$$

Следовательно, статическая прочность зубьев обеспечена.

Определение сил, действующих в зацеплении Новикова.

Силы, действующие в зацеплении:

- окружная

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 350 \cdot 10^3}{58,41} = 11,98 \text{ кН};$$

- радиальная

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta = 11,98 \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 15,5^\circ = 4,52 \text{ кН};$$

- осевая

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta = 11,98 \operatorname{tg} 15,5^\circ = 3,32 \text{ кН}.$$

Схема этих сил показана на рисунке 3.2.

3.4 Задачи для самостоятельной работы

1. Выполнить проектировочный расчёт закрытой цилиндрической передачи с зацеплением Новикова при следующих исходных данных: мощность на ведущем валу $P_1 = 20$ кВт при угловой скорости $\omega_1 = 150$ рад/с; передаточное число $u = 5$; нагрузка — постоянная; срок службы $L = 5$ лет; коэффициенты использования передачи $K_{год} = 0,5$ и $K_{сут} = 0,66$.

2. Определить силы, действующие в передаче зубчатых колёс с зацеплением Новикова при следующих данных: $T_1 = 630$ Н·м; $m = 5$ мм; $z_1 = 25$; $z_2 = 75$.

Построить схему сил.

4. ЗУБЧАТЫЕ ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Основные понятия и определения

Планетарный механизм (передача) — это передача, содержащая колёса-сателлиты с подвижными геометрическими осями.

Водило — подвижное звено планетарного механизма, в котором закреплены оси вращения сателлитов.

Сателлит — это колесо, совершающее сложное (подобное планете) плоскопараллельное движение.

Метод Виллиса — метод остановки водила, позволяющий определить передаточное отношение планетарного и дифференциального механизмов.

4.1 Основы расчёта

Схемы планетарных передач показаны на рисунке 4.1.

При проектировании передач весьма важно выполнение структурной оптимизации: планетарные передачи разных схем, предназначенных для одной и той же цели (по передаваемому моменту и передаточному отношению), могут иметь существенно отличающиеся габариты и КПД.

Данные, необходимые для расчёта планетарных передач, приведены в таблицах 4.1, 4.2.

Ряд делительных диаметров колеса d_3 , мм, по ГОСТ 25022: 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000.

Материалы, виды упрочняющей обработки и допускаемые напряжения для зубчатых колёс планетарных передач те же, что и для простых.

При определении допускаемых напряжений необходимо учитывать, что:

- количество зацеплений для центральных колёс равно числу сателлитов, т.е. при вычислении эквивалентного числа циклов нагружения N_E принимаем $s = n_w$;

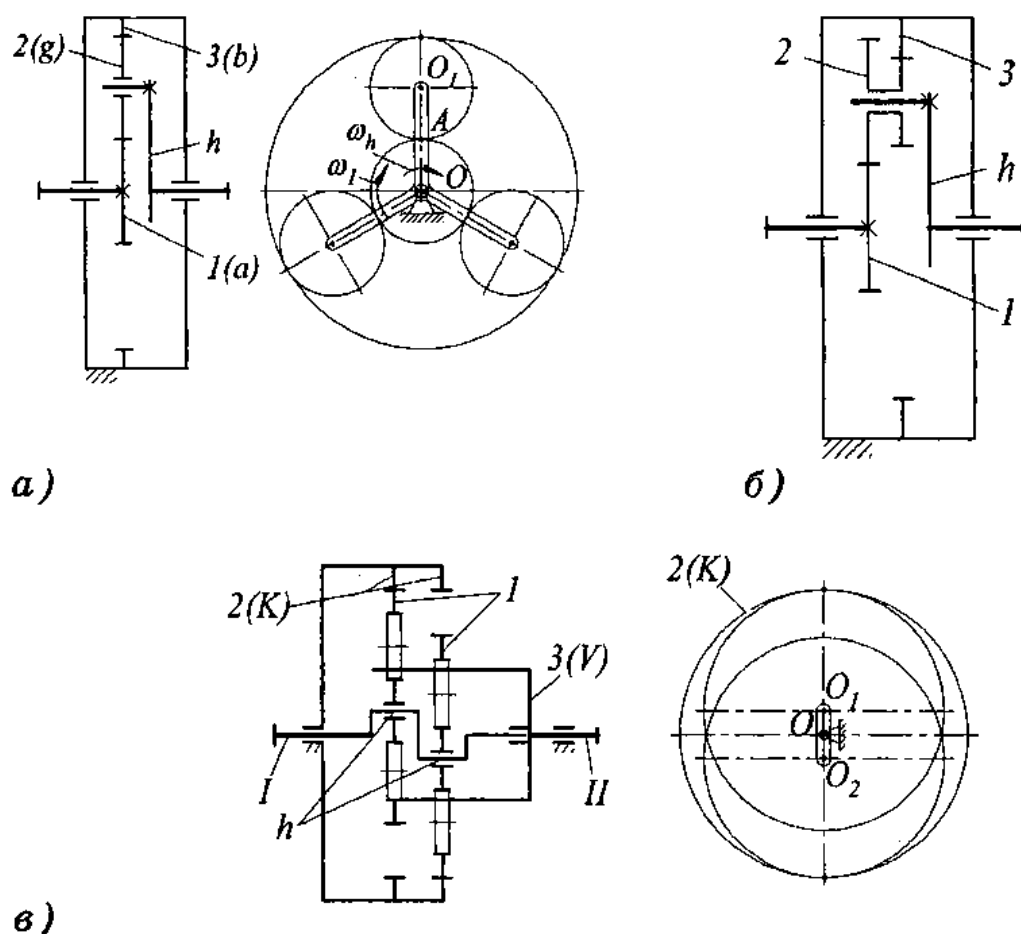


Рис. 4.1 Схемы планетарных передач:
 а, б — типа $2K-h$ с одно- и двухвенцовыми сателлитами:
 1 — шестерня; 2 — сателлит; 3 — колесо; h — водило;
 в — типа $K-h-V$: 1 — сателлит; 2 — колесо; h — водило;
 3 — механизм параллельных колёс

Таблица 4.1

К выбору числа зубьев шестерни

Твёрдость	$H \leq 350 \text{ НВ}$	$H = 45 \dots 52 \text{ HRC}_2$	$H > 52 \text{ HRC}_2$
$z_{1\min}$	24	21	17

— цикл напряжений изгиба в зубьях сателлитов — симметричный знакопеременный (как при действии реверсивной нагрузки).

Таблица 4.2

**Числа зубьев колёс и передаточные отношения
планетарных передач типа 2К-*h***

z_3	z_1	z_2	Передаточные отношения	
			$u_{1h}^{(3)}$	$u_{3h}^{(1)}$
50	16...20	17...15	4,125...3,500	1,320...1,400
55	15...23	20...16	4,670...3,391	1,273...1,418
60	16...24	22...18	4,750...3,500	1,267...1,400
63	15...27	24...18	5,200...3,333	1,238...1,429
65	15...27	25...19	5,333...3,407	1,231...1,415
68	16...28	26...20	5,250...3,429	1,235...1,412
70	16...30	27...20	5,375...3,333	1,229...1,429
75	15...31	30...22	6,000...3,419	1,200...1,413
80	16...34	32...23	6,000...3,353	1,200...1,425
85	15...35	35...25	6,667...3,429	1,176...1,412
90	16...38	37...26	6,625...3,368	1,178...1,422
95	15...39	40...28	7,333...3,364	1,158...1,411
100	16...42	42...29	7,250...3,381	1,160...1,420
105	17...45	44...30	7,176...3,333	1,162...1,428
110	18...46	46...32	7,111...3,391	1,163...1,418
115	19...49	48...33	7,053...3,347	1,165...1,426
120	18...50	51...35	7,666...3,400	1,150...1,418
Примечание. 1. Число зубьев шестерни z_1 должно изменяться через два зуба, а число зубьев сателлита z_2 — через один зуб.				
2. Индексы в передаточных отношениях рассмотрены в первой базовой задаче.				

4.2 Базовые задачи (модули) к расчёту планетарных передач

Выполнение кинематического расчёта планетарной передачи (первая задача). Кинематическое исследование проводится для изучения условий работы деталей, для расчёта

их на долговечность (определения числа циклов нагружений). Оно может быть выполнено графоаналитическим или аналитическим методом.

Согласно методу Виллиса (методу остановки водила), известному из курса ТММ, получаем формулу для определения передаточного отношения планетарного механизма:

$$u_{1h}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_h} = 1 - u_{13}^{(h)} = 1 + z_3 / z_1. \quad (4.1)$$

Передаточные отношения в формуле сопровождаются индексами в направлении передачи движения (от 1 к h ; от 1 к 3) и индексом неподвижного звена (3 или h).

Такой же результат можно получить, используя план скоростей (рис. 4.2).

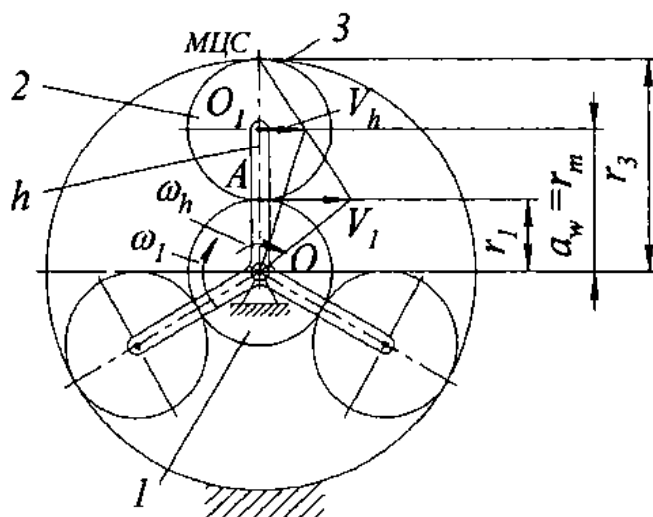


Рис. 4.2 План скоростей планетарной передачи:
 V_1, V_h — линейные скорости шестерни и водила; ω_1, ω_h — их угловые скорости; МЦС — мгновенный центр скоростей;
 a_w — межосевое расстояние; r_1 и r_3 — радиусы шестерни и колеса; r_m — средний радиус

Видно, что

$$V_h = 0,5V_1$$

и

$$r_m = 0,5(r_1 + r_3).$$

Тогда получаем

$$u_{1h}^{(3)} = \omega_1 / \omega_h = r_m / (0,5r_1) = 1 + r_3 / r_1 = 1 + z_3 / z_1 = 1 - u_{13}^{(h)}.$$

Частоту вращения сателлитов относительно водила или относительно собственной оси, необходимую для подбора подшипников этих деталей, определяем из выражения

$$(n_1 - n_h) / (n_2 - n_h) = u_{12}^{(h)} = -z_2 / z_1, \quad (4.2)$$

причём

$$n_1 - n_h = n_1^{(h)} \quad \text{и} \quad n_2 - n_h = n_2^{(h)} \quad (4.3)$$

Кинематический анализ других схем планетарных передач выполняется аналогично.

В качестве примера определим частоту и направление вращения водила (тихоходного вала) планетарной передачи типа 2К-н (рис. 4.1, а) при следующих исходных данных:

- частота вращения вала шестерни $n_1 = 1460 \text{ мин}^{-1}$;
- число зубьев шестерни $z_1 = 30$;
- число зубьев колеса $z_3 = 90$.

Передаточное число простой передачи от шестерни 1 к колесу 3 с промежуточным колесом 2, имеющей внешнее и внутреннее зацепления,

$$u_{13}^{(h)} = -z_3 / z_1 = -90 / 30 = -3.$$

Передаточное число от шестерни 1 к водилу h при остановленном колесе 3

$$u_{1h}^{(3)} = 1 - u_{13}^{(h)} = 1 - (-3) = 4.$$

Тогда частота вращения водила

$$n_h = n_1 / u_{1h}^{(3)} = 1460 / 4 = +365 \text{ мин}^{-1}.$$

Причём знак «+» свидетельствует о совпадении направлений вращения водила (тихоходного вала) и шестерни.

Подбор чисел зубьев колёс планетарной передачи (вторая задача). На результатах кинематического исследования базируется выбор чисел зубьев. При заданном передаточном отношении числа зубьев определяют предварительно по формулам, соответствующим типу передачи. При выборе чисел зубьев обес-

печиваем условия собираемости передачи, известные из курса ТММ: соосности, симметричного размещения и соседства.

Рассмотрим эти условия на примере передачи типа $2K-h$ (рис. 4.1, а), имеющей наибольшее применение в машиностроении:

условие соосности

$$0,5d_1 + d_2 = 0,5d_3 \quad (4.4)$$

или

$$z_2 = 0,5(z_3 - z_1); \quad (4.5)$$

условие симметричности расположения сателлитов:

z_1 и z_3 должны быть кратными числу сателлитов n_w (как правило, $n_w = 3$);

условие соседства

$$(z_1 + z_2) \sin(\pi/n_w) > (z_2 + 2). \quad (4.6)$$

В качестве примера найдём числа зубьев колёс планетарной передачи типа $2K-h$ с одновенцовыми сателлитами (рис. 4.1, а) при следующих исходных данных:

- твёрдость материала зубчатых колёс $H \leq 350$ НВ;
- передаточное число $u = u_{1h}^{(3)} = 5$;
- число сателлитов $n_w = 3$.

Согласно исходным данным и таблице 4.1 $z_1 \geq z_{1\min} = 24$, причём z_1/n_w должно быть целым числом. Принимаем $z_1 = 24$.

Число зубьев колеса

$$z_3 = z_1(u_{1h}^{(3)} - 1) = 24(5 - 1) = 96.$$

В соответствии с условием соосности (4.5) число зубьев сателлитов

$$z_2 = (z_3 - z_1) / 2 = (96 - 24) / 2 = 36.$$

Проверяем условие симметричности расположения сателлитов: $24/3 = 8$ и $96/3 = 32$, т.е. z_1 и z_3 кратны числу сателлитов n_w .

Проверяем условие соседства (4.6)

$$\begin{aligned} (z_1 + z_2) \sin(\pi/n_w) &= (24 + 36) \sin(\pi/3) = \\ &= 51,96 > (z_2 + 2) = 36 + 2 = 38. \end{aligned}$$

Определение КПД планетарных передач (третья задача). КПД планетарной передачи без учёта потерь в подшипниках и на размешивание масла оцениваем формулой

$$\eta_{1h}^{(3)} = \eta_{h1}^{(3)} = 1 - p\psi_h / (p + 1), \quad (4.7)$$

где $p = -u_{13}^{(h)} = z_3 / z_1$ — для передачи типа $2K-h$ с одновенцовыми сателлитами (рис. 4.1, а);

$p = -u_{13}^{(h)} = z_2 z_3 / (z_1 z_4)$ — для передачи типа $2K-h$ с двухвенцовыми сателлитами (рис. 4.1, б);

$\psi_h = 0,025 \dots 0,035$ — коэффициент, равный сумме потерь мощности в зацеплениях и подшипниках сателлитов.

Оценим КПД планетарной передачи типа $2K-h$ с одновенцовыми сателлитами при следующих исходных данных:

- число зубьев шестерни $z_1 = 24$;
- число зубьев колеса $z_3 = 96$.

Вычисляем передаточное число пары 1-3

$$p = -u_{13}^{(h)} = 96 / 24 = 4.$$

Принимаем коэффициент $\psi_h = 0,03$.

Тогда КПД рассматриваемой планетарной передачи без учёта потерь в подшипниках и на размешивание масла по формуле (4.7)

$$\eta_{1h}^{(3)} = \eta_{h1}^{(3)} = 1 - p\psi_h / (p + 1) = 1 - 4 \cdot 0,03 / (4 + 1) = 0,976.$$

Выполнение проекторочного расчёта планетарной передачи (четвёртая задача). Расчёт на прочность. Виды отказа, критерии работоспособности и расчёта, материалы и допускаемые напряжения для зубчатых колёс планетарных передач те же, что и для простых. Поэтому при расчёте на контактную прочность рассматриваем зубчатую пару с внешним зацеплением (как менее прочную при прочих равных условиях) и используем следующую формулу:

$$a_w \geq K_a (u_{12}^{(h)} + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K'_H}{\psi_{ba} u_{12}^{(h)} [\sigma_H]^2} \frac{K_w}{n_w}}, \quad (4.8)$$

где K_w — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами; $K_w = 1,15 \dots 1,20$ и $K_w = 2$ при выравнивании и без выравнивания нагрузки между сателлитами;

n_w — число сателлитов;

$u_{12}^{(h)}$ — передаточное число колес рассчитываемого зацепления

$$u_{12}^{(h)} = z_2 / z_1 \geq 1; \quad (4.9)$$

$\psi_{ba} = b_w / a_w = 2\psi_{bd} / (u_{12}^{(h)} + 1)$ — относительная ширина зубчатых колёс, причём

$$\psi_{bd} = b_w / d_1, \quad (4.10)$$

принимается равной $\psi_{bd} = 0,7 \dots 0,5$ и $\psi_{bd} = 0,5 \dots 0,3$ — для улучшенных и закаленных материалов.

С другой стороны,

$$\psi_{ba} = b_w / a_w = \frac{1,5 + 0,1(3 - n_w)}{u_{12}^{(h)} + 1}.$$

Выполнение проверочных расчётов планетарных передач (пятая задача). Условие контактной прочности рабочих поверхностей зубьев

$$\sigma_H = \frac{300}{a_w} \sqrt{\frac{T_1 K_H}{b_w u_{12}^{(h)}} (u_{12}^{(h)} + 1)^3 \frac{K_w}{n_w}} \leq [\sigma_H]. \quad (4.11)$$

Условие изгибной прочности зубьев

$$\sigma_F = \frac{2T_1 K_F}{d_1 b_w m} Y_{FS} \frac{K_w}{n_w} \leq [\sigma_F]. \quad (4.12)$$

В формулах (4.11) и (4.12) K_H и K_F уточненные значения коэффициентов нагрузки.

Определение сил, действующих в зацеплениях планетарной передачи (шестая задача). На рисунке 4.3 показаны силы, действующие в зацеплениях сателлита 2 с колёсами 1 и 3, а также сила F_{th} — реакция водила на сателлит.

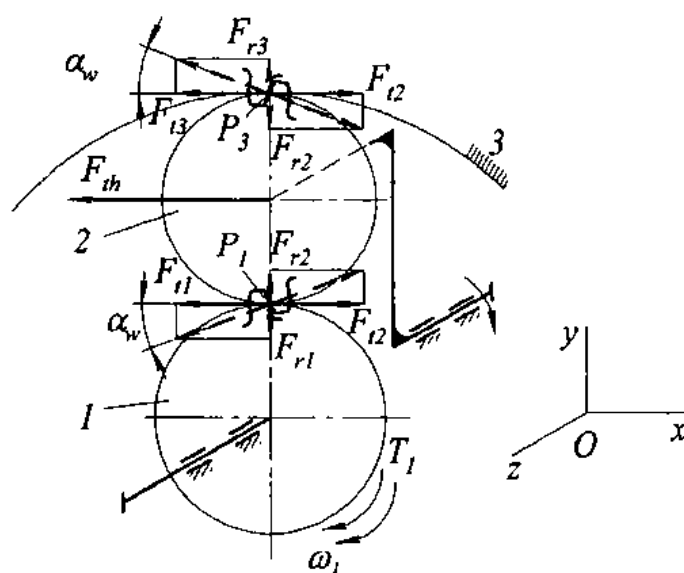


Рис. 4.3 Силы, действующие в планетарных передачах типа 2К-н

Из условия равновесия колеса 1 и сателлита 2 имеем окружные силы:

$$F_{t1} = |F_{t2}| = |F_{t3}| = 2T_1 K_w / (d_1 n_w). \quad (4.13)$$

Окружная сила, действующая на водило (подшипники сателлитов),

$$F_{th} = 2F_{t1}. \quad (4.14)$$

Радиальные силы в зацеплениях

$$F_{r1} = |F_{r2}| = |F_{r3}| = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.15)$$

4.3 Пример расчётов

В соответствии с базовыми задачами выполним расчёты на прочность планетарной передачи типа 2К-н с одно-венцовыми сателлитами (рис. 4.1, а) и определим силы, действующие в зацеплениях и на водило. В передаче три сателлита (\$n_w = 3\$), причём в конструкции обеспечено выравнивание нагрузки между ними.

Исходные данные:

- вращающий момент на быстроходном валу $T_1 = 200 \text{ Н·м};$
- частота вращения вала шестерни $n_1 = 478 \text{ мин.}^{-1};$
- передаточное число $u = 5;$
- срок службы $L = 5 \text{ лет};$
- коэффициент использования передачи
 - в течение суток $K_{\text{сут}} = 0,33;$
 - в течение года $K_{\text{год}} = 0,75;$
- передача неревверсивная;

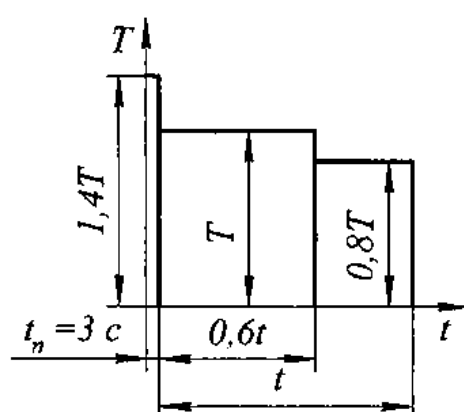


Рис. 4.4 График режима нагружения

- график режима нагружения приведён на рисунке 4.4.

Материал зубчатых колёс, их упрочняющую обработку и допускаемые напряжения оставляем такими же, как в примере расчёта закрытой цилиндрической передачи с внутренним зацеплением (подраздел 1.3). При этом допускаемые напряжения следующие:

$$\begin{aligned}
 [\sigma_H]_1 &= 554 \text{ МПа}; & [\sigma_F]_1 &= 277 \text{ МПа}; \\
 [\sigma_H]_2 &= 509 \text{ МПа}; & [\sigma_F]_2 &\text{— см. ниже}; \\
 [\sigma_H]_{1\max} &= 1960 \text{ МПа}; & [\sigma_F]_{1\max} &= 560 \text{ МПа}; \\
 [\sigma_H]_{2\max} &= 1540 \text{ МПа}; & [\sigma_F]_{2\max} &\text{— см. ниже}.
 \end{aligned}$$

Особенность определения допускаемых напряжений изгиба для зубьев сателлитов ($Y_p = 0,7 \dots 0,8$ — коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки):

$$[\sigma_F]_2 = 252 \cdot 0,7 = 176 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_{2\max} = 440 \cdot 0,7 = 308 \text{ МПа.}$$

При расчёте на контактную прочность определяем межосевое расстояние зубчатой пары 1-2 с внешним прямозубым зацеплением, как менее прочной (при прочих равных условиях).

Число зубьев зубчатых колёс рассматриваемой передачи (см. вторую базовую задачу):

$$z_1 = 24; z_2 = 36; z_3 = 96.$$

Передаточное число

$$u_{12}^{(h)} = z_2 / z_1 = 36 / 24 = 1,5.$$

В данном случае относительная ширина зубчатых колёс из улучшаемых материалов

$$\psi_{bd} = b_w / d_a = 0,7 \dots 0,5.$$

При этом

$$\psi_{ba} = b_w / a_w = 2\psi_{bd} / (u_{12}^{(h)} + 1) = 2(0,7 \dots 0,5) / (1,5 + 1) = 0,56 \dots 0,4$$

Выбираем $\psi_{ba} = 0,5$.

Межосевое расстояние прямозубой пары 1-2 находим по формуле (4.8) при $K_a = 450 \text{ МПа}^{1/3}$, $K'_H = 1,2$, $n_w = 3$ и $K_w = 1,2$

$$\begin{aligned} a_{w12} &\geq K_a (u_{12}^{(h)} + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K'_H}{\psi_{ba} u_{12}^{(h)} [\sigma_H]_p^2} \frac{K_w}{n_w}} = \\ &= 450 (1,5 + 1) \sqrt[3]{\frac{200 \cdot 1,2}{0,5 \cdot 1,5 \cdot 509^2} \frac{1,2}{3}} = 88,94 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Из таблицы 1.11 принимаем ближайшее стандартное значение $a_w = 90 \text{ мм}$.

Определяем модуль

$$m = 2a_w / z_\Sigma = 2a_w / (z_1 + z_2) = 2 \cdot 90 / (24 + 36) = 3 \text{ мм,}$$

что соответствует стандартному значению (табл. 1.12).

Размеры венцов зубчатых колёс:

- диаметры делительных окружностей:
- шестерни

$$d_1 = mz_1 = 3 \cdot 24 = 72 \text{ мм;}$$

— сателлитов

$$d_2 = mz_2 = 3 \cdot 36 = 108 \text{ мм};$$

— колеса

$$d_3 = mz_3 = 3 \cdot 96 = 288 \text{ мм}.$$

Проверка:

$$a_w = (d_2 + d_1) / 2 = (108 + 72) / 2 = 90 \text{ мм}$$

и

$$a_w = (d_{w6} - d_{w5}) / 2 = (288 - 108) / 2 = 90 \text{ мм};$$

• диаметры окружностей вершин зубьев:

— шестерни

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 72 + 2 \cdot 3 = 78 \text{ мм};$$

— сателлитов

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 108 + 2 \cdot 3 = 114 \text{ мм};$$

— колеса

$$d_{a3} = d_3 - 2m = 288 - 2 \cdot 3 = 282 \text{ мм};$$

• диаметры окружностей впадин зубьев:

— шестерни

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 72 - 2,5 \cdot 3 = 64,5 \text{ мм};$$

— сателлитов

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 108 - 2,5 \cdot 3 = 100,5 \text{ мм};$$

— колеса

$$d_{f3} = d_3 + 2,5m = 288 + 2,5 \cdot 3 = 295,5 \text{ мм};$$

• ширина венцов:

— сателлитов

$$b_p = b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,5 \cdot 90 = 45 \text{ мм};$$

— шестерни и колеса

$$b_1 = b_3 = b_2 + 5 \text{ мм} = 45 + 5 = 50 \text{ мм}.$$

Проверочные расчёты передачи. Окружная скорость зубчатых колёс

$$V_1 = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 72 \cdot 478 / (6 \cdot 10^4) = 1,8 \text{ м/с}.$$

В соответствии с данными таблицы 1.15 назначаем 8-ю степень точности по ГОСТ 1643. Из таблиц 1.17 и 1.19 в зависимости от степени точности, типа зацепления и твердости материала имеем:

$$K_{HV} = 1,05 \text{ и } K_{FV} = 1,25.$$

Значения $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ даны в таблицах 1.10, 1.18.

$$K_{H\beta} = 1,04 \text{ и } K_{F\beta} = 1,05.$$

Следовательно, уточненные значения коэффициентов нагрузки

$$K_H = K_{HV} K_{H\beta} = 1,05 \cdot 1,04 = 1,09$$

$$\text{и } K_F = K_{FV} K_{F\beta} = 1,25 \cdot 1,05 = 1,31.$$

Расчётное контактное напряжение определяем по формуле (4.11)

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{300}{a_{w12}} \sqrt{\frac{T_1 K_H}{b_w u_{12}^{(h)}} (u_{12}^{(h)} + 1)^3 \frac{K_w}{n_w}} = \\ &= \frac{300}{90} \sqrt{\frac{200 \cdot 10^3 \cdot 1,09}{45 \cdot 1,5} (1,5 + 1)^3 \frac{1,2}{3}} = 474 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Недогрузка

$$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\% = \frac{509 - 474}{509} \cdot 100\% \approx 7\%,$$

что вполне допустимо.

При $x = 0$ из таблицы 1.21 имеем коэффициенты формы зуба

$$Y_{FS1} = 3,94 \text{ и } Y_{FS2} = 3,74.$$

Сравниваем отношения $[\sigma_F]_i / Y_{FSi}$ для зубьев шестерни и сателлитов:

$$277/3,94 = 70,3 \text{ и } 176/3,74 = 47,1.$$

Дальнейший расчёт ведём для зубьев сателлитов, как менее прочных.

Напряжение изгиба в ножке зубьев сателлита при действии основной нагрузки согласно левой части условия (4.12)

$$\begin{aligned}\sigma_{F2} &= \frac{2T_1 \cdot 10^3 K_F}{d_1 b_w m} Y_{FS2} \frac{K_w}{n_w} = \\ &= \frac{2 \cdot 200 \cdot 10^3 \cdot 1,31}{72 \cdot 45 \cdot 3} \cdot 3,74 \frac{1,2}{3} = 81 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

Как видно, условие прочности соблюдается.

Выполняем проверочные расчёты на перегрузку (при действии пускового момента):

$$\begin{aligned}\sigma_{Hmax} &= \sigma_H \sqrt{K_H} = \\ &= 474 \sqrt{1,4} = 561 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{max} = 1540 \text{ МПа}; \\ \sigma_{Fmax} &= \sigma_F K_H = \\ &= 81 \cdot 1,4 = 113 \text{ МПа} < [\sigma_F]_{max} = 308 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Следовательно, статическая прочность зубьев обеспечена.

Определение сил, действующих в зацеплениях планетарной передачи типа 2K-h и нагрузки на водило (подшипники сателлитов). На рисунке 4.3 показаны силы, действующие в зацеплениях сателлита 2 с колёсами 1 и 3, а также сила F_{th} — реакция водила на сателлит.

Из условия равновесия колеса 1 и сателлита 2 имеем окружные силы:

$$\begin{aligned}F_{t1} &= |F_{t2}| = |F_{t3}| = 2T_1 K_w / (d_1 n_w) = \\ &= 2 \cdot 200 \cdot 1,2 / (72 \cdot 3) = 2,22 \text{ кН.}\end{aligned}$$

Окружная сила, действующая на водило (подшипники сателлитов),

$$F_{th} = 2F_{t1} = 2 \cdot 2,22 = 4,44 \text{ кН.}$$

Радиальные силы в зацеплениях

$$F_{r1} = |F_{r2}| = |F_{r3}| = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha = 2,22 \operatorname{tg} 20^\circ = 0,81 \text{ кН.}$$

4.4 Задачи для самостоятельной работы

1. Назначить числа зубьев колёс планетарной передачи типа $2K-h$ и определить её КПД при следующих исходных данных: твёрдость материала зубчатых колёс $H \leq 350$ НВ; передаточное число $u = u_{1h}^{(3)} = 5$; число сателлитов $n_w = 3$.

2. Определить силы, действующие в зацеплениях планетарной передачи типа $2K-h$, и нагрузку на подшипники сателлитов при следующих исходных данных: вращающий момент на быстроходном валу $T_1 = 220$ Н·м; делительный диаметр шестерни $d_1 = 72$ мм; число сателлитов $n_w = 3$.

3. Выполнить проектировочный расчёт планетарной передачи типа $2K-h$ по следующим исходным данным: вращающий момент на быстроходном валу $T_1 = 220$ Н·м; передаточное число $u = 5$; допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]_2 = 534$ МПа; число сателлитов $n_w = 3$; числа зубьев шестерни $z_1 = 24$ и сателлитов $z_2 = 36$.

5. ЗУБЧАТЫЕ ВОЛНОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Основные понятия и определения

Волновая передача — это передача, состоящая из гибкого и жёсткого колёс и деформатора (генератора) и предназначенная для передачи вращательного движения, причём при вращении ведущего вала гибкое колесо под действием деформатора обкатывается по неподвижному жёсткому колесу, вращая соединённый с ним ведомый вал.

Жёсткое звено — основная деталь волновой передачи, как правило, в виде оболочки с внутренними зубьями (или без них в случае фрикционной передачи).

Гибкое звено — основная деталь волновой передачи, как правило, с наружными зубьями (или без них в случае фрикционной передачи).

Генератор (деформатор) — основная деталь волновой передачи, деформирующая гибкое колесо и таким образом обеспечивающая обкатывание его по неподвижному жёсткому колесу.

5.1 Основы расчёта

Схема двухволновой передачи с двумя зонами зацепления показана на рисунке 5.1.

Как видно, волновая передача состоит из гибкого колеса 1, выполненного за одно целое с оболочкой 4, жёсткого колеса 2 с внутренними зубьями, деформатора (генератора) 3 в виде двух дисков, эксцентрично посаженных на ведущем валу 1 и обеспечивающих две зоны зацепления зубьев гибкого колеса 1 с зубьями жёсткого колеса 2.

При вращении вала I гибкое колесо 1 под действием деформатора обкатывается по неподвижному жёсткому колесу 2, вращая оболочку 4 и ведомый вал II.

Материалы основных деталей волновых передач. Материал для гибких колёс: сталь марок 30ХГСА, 40ХЗ, 40ХНМА

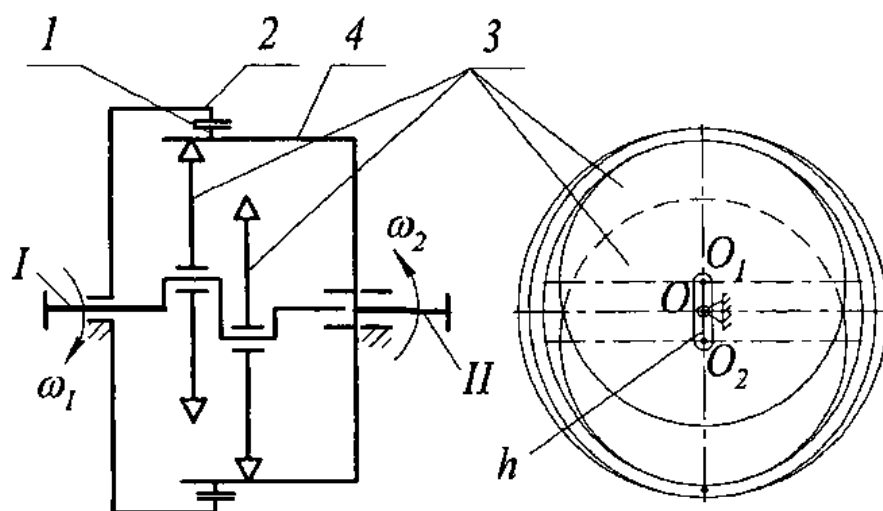


Рис. 5.1 *Схема волновой передачи*

(материал первой группы). Чаще применяют 30ХГСА с улучшением $H = 280...320$ НВ. Зубчатый венец подвергают азотированию или дробеструйному наклепу, в результате которого получают $\sigma_s = 1100$ МПа, $\sigma_1 = 480...500$ МПа.

Жёсткие колёса изготавливают из стали марок 45, 40Х.

Параметры волновых передач. Основные параметры волновых передач следующие:

- передаточные числа (отношения) в одной ступени
 $80 \leq u \leq 315$;
- коэффициент полезного действия
 $\eta = 0,9...0,7$;
- диаметры делительных окружностей гибкого звена
 $d = 50,8...508$ мм;
- предельная частота вращения быстроходного вала с шарикоподшипниковым деформатором:
 $n_{\text{lim}} = 3500$ мин⁻¹ для диаметров гибких колёс
 $d = 50,8...203$ мм;
 $n_{\text{lim}} = 1750$ мин⁻¹ для диаметров 204...508 мм;
- вращающий момент на тихоходном валу
 $T_T = 30...30000$ Н · м;
- передаваемая мощность
 $P = 0,095...48$ кВт.

5.2 Базовые задачи (модули) к расчёту волновых передач

Определение передаточного отношения волновых передач (первая задача). Получим формулы для определения передаточного отношения волновых передач двух исполнений:

во-первых, неподвижным является жёсткое колесо 2 и движение передаётся от водила h к гибкому колесу 1 (рис. 5.1);

во-вторых, неподвижным является гибкое колесо 1 и движение передаётся от водила h к жёсткому колесу 2.

По кинематике волновые передачи подобны планетарным. Поэтому их передаточное отношение можно определять методом Виллиса (методом остановки водила).

В соответствии с расчётной схемой, представленной на рисунке 5.1, найдём передаточное число

$$u_{h1}^{(2)} = \frac{\omega_h}{\omega_1}.$$

В соответствии с методом Виллиса имеем

$$u_{12}^{(h)} = \frac{\omega_1 - \omega_h}{\omega_2 - \omega_h}$$

и, так как $\omega_2 = 0$, то

$$u_{12}^{(h)} = -(\omega_1 / \omega_h) + 1.$$

Откуда

$$u_{1h}^{(2)} = (\omega_1 / \omega_h) = 1 - u_{12}^{(h)} = 1 - z_2 / z_1 = -(z_2 - z_1) / z_1.$$

Окончательно получаем

$$u_{h1}^{(2)} = 1 / u_{1h}^{(2)} = -z_1 / \Delta z, \quad (5.1)$$

где

$$\Delta z = z_2 - z_1; \quad (5.2)$$

знак « $-$ » указывает на разные направления вращения ведущего и ведомого звеньев.

По аналогии при неподвижном гибком колесе 1 можно записать

$$u_{h2}^{(1)} = +z_2 / \Delta z, \quad (5.3)$$

где знак «+» указывает, что ведущее и ведомое звенья вращаются в одном направлении.

Числа зубьев жёсткого z_2 и гибкого z_1 колёс выбирают с учётом зависимости

$$(z_2 - z_1)/n_w = \Delta z/n_w = k_z, \quad (5.4)$$

n_w — количество зон зацепления;

k_z — коэффициент кратности (табл. 5.1).

Таблица 5.1

Значения коэффициента кратности k_z

u	<45	45...70	>70
k_z	3	2	1

Проектировочный расчёт волновой передачи (вторая задача). Средний диаметр гибкого колеса из условия обеспечения сопротивления усталости

$$d_m = 105 \sqrt[3]{T_T / (0,16 \sigma_{-1} \sqrt{u} / (K_\sigma [S_F]))}, \quad (5.5)$$

где T_T — вращающий момент на тихоходном валу, Н·м;

σ_{-1} — предел выносливости материала гибкого колеса, МПа;

K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжения

$$K_\sigma = 1,5 + 0,0015u; \quad (5.6)$$

u — передаточное число;

$[S_F]$ — нормируемый коэффициент безопасности, $[S_F] = 1,6 \dots 1,7$.

Внутренний диаметр гибкого колеса (диаметр отверстия)

$$d_{\text{вн}} = d_m - S_1, \quad (5.7)$$

где S_1 — толщина оболочки

$$S_1 = d_m \psi_d, \quad (5.8)$$

причём здесь ψ_d — коэффициент относительной толщины (табл. 5.2).

Таблица 5.2

**Значения коэффициента относительной толщины ψ_d
гибкого колеса (оболочки)**

u	80...160	160...250	250...315
ψ_d	1/85	1/90	1/95
Примечание. Коэффициент относительной толщины определяется по формуле $\psi_d = S_1/d_m,$ где S_1, d_m — толщина и средний диаметр гибкого колеса.			

Диаметр окружности впадин зубьев гибкого колеса

$$d_{f1} = d_{вн} + 2S_1. \quad (5.9)$$

Модуль зацепления

$$m = d_1 / z_1, \quad (5.10)$$

где d_1 — делительный диаметр;

z_1 — число зубьев.

Принимая приближённое значение

$$d_1 \approx d_{f1} + 2S_1 = d_{вн} + 4S_1, \quad (5.11)$$

с учётом выражений (5.4) и (5.10) для передачи с двумя зонами зацепления имеем

$$m \approx \frac{d_{вн} + 4S_1}{2u}. \quad (5.12)$$

Полученное значение округляем до ближайшего большего стандартного значения $m_{ст}$ (табл. 5.3).

Таблица 5.3

Стандартные значения модуля волновых передач

1-й ряд	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,80	1,00	1,25
2-й ряд	0,28	0,35	0,45	0,55	0,70	0,90	1,125	—

После этого уточняем делительный диаметр гибкого колеса

$$d_1 = m_{ст} z. \quad (5.13)$$

Проверочные расчёты волновой передачи (третья задача). Условие обеспечения прочности гибкого колеса имеет вид

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (5.14)$$

где S и $[S]$ — общий расчётный и нормируемый коэффициенты безопасности;

S_σ и S_τ — частные коэффициенты безопасности по нормальным и касательным напряжениям. Заметим, что нормальное напряжение обусловлено изгибом под действием деформатора, а касательное — передачей вращающего момента.

5.3 Примеры расчётов

Пример кинематического расчёта двухволновых передач. Расчёт выполняем для двух исполнений:

во-первых, неподвижным является жёсткое колесо 2 и движение передаётся от водила h к гибкому колесу 1 (рис. 5.1);

во-вторых, неподвижным является гибкое колесо 1 и движение передаётся от водила h к жёсткому колесу 2 при следующих исходных данных: $z_1 = 200$, $z_2 = 202$.

В соответствии с формулами (5.1), (5.3) имеем

$$u_{h1}^{(2)} = \omega_h / \omega_1 = -z_1 / (z_2 - z_1) = -200 / (202 - 200) = -100;$$

$$u_{h2}^{(1)} = \omega_h / \omega_2 = z_2 / (z_2 - z_1) = 202 / (202 - 200) = 101.$$

Если эти передачи будут одноволновыми ($n_w = 1$), то при числе зубьев гибкого колеса $z_1 = 200$ и $k_z = 1$ число зубьев жёсткого колеса найдём согласно формуле (5.4), принимающей следующий вид:

$$(z_2 - z_1) / n_w = (z_2 - 200) / 1 = k_z = 1.$$

Тогда

$$z_2 = 201.$$

При этом

$$u_{h1}^{(2)} = \omega_h / \omega_1 = -z_1 / (z_2 - z_1) = -200 / (201 - 200) = -200;$$

$$u_{h2}^{(1)} = \omega_h / \omega_2 = z_2 / (z_2 - z_1) = 201 / (201 - 200) = 201.$$

Из приведённого примера видно, что волновые передачи имеют значительный кинематический эффект: в одной ступени можно реализовать большие передаточные числа.

Пример проектировочного расчёта двухволновой передачи. Его решаем при следующих исходных данных:

- передаточное число $u = 100$;
- вращающий момент на тихоходном валу $T_T = 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
сталь 30ХГСА
с азотированием:
 $\sigma_b = 1100 \text{ МПа}$,
 $\sigma_{-1} = 480 \text{ МПа}$.
- материал гибкого колеса

Определяем эффективный коэффициент концентратора напряжений по формуле (5.6)

$$K_\sigma = 1,5 + 0,0015u = 1,5 + 0,0015 \cdot 100 = 1,65.$$

Принимаем нормируемый коэффициент безопасности $[S_F] = 1,65$.

По формуле (5.5) рассчитываем средний диаметр гибкого колеса из условия обеспечения сопротивления усталости

$$d_m \geq 105 \sqrt[3]{T_T / (0,16 \sigma_{-1} \sqrt{u} / (K_\sigma [S_F]))} =$$

$$= 105 \sqrt[3]{1000 / (0,16 \cdot 480 \sqrt{100} / (1,65 \cdot 1,65))} = 160,1 \text{ мм}.$$

Предварительно возьмём $d_m = 161 \text{ мм}$.

Из таблицы 5.2 выбираем $\psi_d = 1/85$ и по формуле (5.8) вычисляем толщину оболочки

$$S_1 = d_m \psi_d = 161/85 = 1,89 \text{ мм}.$$

Принимаем $S_1 = 2 \text{ мм}$.

Согласно формуле (5.7) внутренний диаметр гибкого колеса (диаметр отверстия)

$$d_{\text{вн}} = d_m - S_1 = 161 - 2 = 159 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности впадин зубьев гибкого колеса определяем по формуле (5.9)

$$d_{\text{н}} = d_{\text{вн}} + 2S_1 = 159 + 2 \cdot 2 = 163 \text{ мм}.$$

Поскольку передача с двумя зонами зацепления, то модуль в соответствии с формулой (5.12)

$$m \approx \frac{d_{\text{вн}} + 4S_1}{2u} = \frac{159 + 4 \cdot 2}{2 \cdot 100} = 0,84 \text{ мм.}$$

Из таблицы 5.3 выбираем ближайшее большее стандартное значения $m_{\text{ст}} = 0,9 \text{ мм.}$

Определяем число зубьев гибкого колеса

$$z_1 = u \cdot \Delta z = 100 \cdot 2 = 200.$$

После этого уточняем делительный диаметр гибкого колеса

$$d_1 = m_{\text{ст}} z_1 = 0,9 \cdot 200 = 180 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a^* m = 180 + 2 \cdot 1 \cdot 0,9 = 181,8 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин зубьев

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f^* m = 180 - 2 \cdot 1,25 \cdot 0,9 = 177,75 \text{ мм.}$$

Принимаем наружный диаметр оболочки $d_{\text{н}} = 175 \text{ мм.}$

По формуле (5.7) находим внутренний диаметр

$$d_{\text{вн}} = d_{\text{н}} - 2S_1 = 175 - 2 \cdot 2 = 171 \text{ мм.}$$

Тогда её средний диаметр

$$d_m = d_{\text{н}} - S_1 = 175 - 2 = 173 \text{ мм} > [d_m] = 161 \text{ мм.}$$

5.4 Задача для самостоятельной работы

Выполнить кинематический расчёт двухволновой передачи при неподвижном жёстком колесе 2 и передаче движения от водила h к гибкому колесу 1 (рис. 5.1) по следующим исходным данным: $z_1 = 180$, $z_2 = 182$.

Как изменится передаточное число, если принять неподвижным гибкое колесо 1, т.е. при передаче движения от водила h к жёсткому колесу 2.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Анурьев, В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т./ В.И. Анурьев. — 8-е изд. — М.: Машиностроение, 2000.
2. *Жуков, К.П.* Детали машин / К.П. Жуков, Ю.Е. Гуревич. — М.: МГТУ «Станкин», 2000.
3. *Решетов, Д.Н.* Детали машин/ Д.Н. Решетов. — 4-е изд. — М.: Машиностроение, 1989.
4. *Ряховский, О.А.* Детали машин / О.А. Ряховский. — М.: МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2002.
5. Современное машиностроение. Ч. 5. Основы машиноведения. Конструкция, параметры и основы конструирования. Кн. 2. Типовые изделия машиностроения: атлас / П.Н. Учаев, С.Г. Емельянов, И.С. Захаров [и др.]; Под общ. ред. П.Н. Учаева. — 4-е изд., исправл. — М.: Высш. шк., 2006.
6. *Тарабасов, Н.Д.* Проектирование деталей и узлов машиностроительных конструкций/ Н.Д. Тарабасов, П.Н. Учаев. — М.: Машиностроение, 1983.
7. Машиностроение. Энциклопедия. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. Т. IV-1/ Под общ. ред. Д.Н. Решетова. — М.: Машиностроение, 1995.