

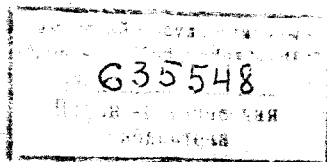
СТАУ: 6(У)
Р248

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ПО ВЫСШЕМУ ОБРАЗОВАНИЮ

САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА

**РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ
ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ
ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ЭВМ**

Методические указания



САМАРА 1996

Составители: *Е.П. Жильников, А.Н. Тихонов*

УДК 621.833.38:681.3.06

Расчет на прочность цилиндрической зубчатой передачи на ЭВМ: Метод. указания / Самар. гос. аэрокосм. ун-т; Сост. *Е.П. Жильников, А.Н. Тихонов*. Самара, 1996. 24 с.

Предназначены для проектировочных и проверочных расчетов на микроЭВМ цилиндрических зубчатых передач (прямозубых и косозубых) приводов общего и авиационного машиностроения.

Рекомендуются студентам механических специальностей при выполнении курсовых и дипломных проектов. Выполнены на кафедре ОКМ.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва

Рецензент **Ю. В. К и с е л е в**

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Цилиндрические зубчатые передачи предназначены для передачи крутящего момента между параллельными осями. Они являются основным видом передач современных машин.

Цилиндрические зубчатые передачи рассчитываются на усталостную прочность рабочих поверхностей зубьев по контактным напряжениям и поломку зубьев — по напряжениям изгиба в опасном сечении зуба.

Расчет на усталостную прочность по контактным напряжениям является основным для определения габаритов передачи, расчет на выносливость по напряжениям изгиба — для определения модуля передачи.

Расчеты цилиндрических зубчатых передач в настоящее время стандартизированы ГОСТ 21354-87. Имеются различные методики и рекомендации по выполнению расчетов [1...5]. В данной работе за основу принята методика [5] (с учетом [4]).

Обозначения и зависимости для расчета основных геометрических параметров зубчатых передач соответствуют ГОСТ 1643-81, ГОСТ 13755-81, ГОСТ 16532-70.

В данных методических указаниях введены некоторые упрощения, мало влияющие на результаты расчетов. Так, коэффициенты неравномерности распределения нагрузки K_β и динамической нагрузки K_ν приняты одинаковыми при расчетах на изгибную и контактную прочности, определение допускаемых напряжений производится без учета шероховатости поверхностей и размеров колес и т.п.

Последовательность выполнения основных этапов расчета изложена в виде схем алгоритмов расчета, которыми можно пользоваться и при «ручном» расчете.

2. ПРОГРАММА РАСЧЕТА ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Основные величины, входящие в расчетные формулы, и их размерности приведены в табл. 1.

Т а б л и ц а 1

Обозначение в формулах	Размерность	Наименование величины
a	мм	Длительное межосевое расстояние
a_w	мм	Межосевое расстояние
$BT (I)$	-	Вид термообработки для шестерни и колеса
b_w	мм	Рабочая ширина зубчатого венца
c_1, c_2	-	Число нагружений за один оборот для зуба шестерни и колеса соответственно
CT	-	Степень прочности передачи
d_{a1}, d_{a2}	-	Диаметры вершин зубьев шестерни и колеса соответственно
d_1, d_2	мм	Делительные диаметры шестерни и колеса соответственно
d_{w1}, d_{w2}	мм	Начальные диаметры шестерни и колеса соответственно
d_{b1}, d_{b2}	мм	Основные диаметры шестерни и колеса соответственно
e_F, e_H	-	Величина недогрузки по изгибным и контактным напряжениям соответственно
$HV(I), HRC(I), HV(I)$	-	Величина твердости поверхности зубьев шестерни и колеса по Бринеллю, Роквеллу или Виккерсу соответственно
$HRC_c(I)$	-	Величина твердости сердцевины зуба шестерни и колеса по Роквеллу
IR	-	Номер типового режима нагружения
K_{FC}	-	Коэффициент, учитывающий двустороннее нагружение зуба
K_{FE}, K_{HE}	-	Коэффициент эквивалентности при расчетах по изгибным и контактным напряжениям соответственно
K_{FL}, K_{HL}	-	Коэффициент долговечности при расчете зуба шестерни и колеса по изгибным и контактным напряжениям соответственно
K_a	$(МПа)^{1/3}$	Вспомогательный коэффициент при проектировочном расчете
K_F, K_H	-	Коэффициент нагрузки при расчете по изгибным и контактным напряжениям соответственно
K_α	-	Коэффициент неравномерности распределения и: грузки между зубьями при многопарном зацеплении
K_β^o, K_β	-	Начальное и эффективное значения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца
K_V	-	Коэффициент динамической нагрузки
m_F	-	Показатель степени уравнения кривой выносливости при изгибе зубьев
m, m_t	мм	Нормальный и торцевой модули
m_{min}	мм	Минимально допустимое значение модуля

Обозначение в формулах	Размерность	Наименование величины
N_{HO}	-	Базовое число циклов перемены контактных напряжений шестерни и колеса
N_{FE}, N_{HE}	-	Эквивалентное число циклов перемены изгибных и контактных напряжений соответственно
n_1, n_2	об/мин	Частота вращения вала шестерни и колеса соответственно
P_1	кВт	Мощность на валу шестерни
RW	-	Показатель реверсивности передачи
S_F, S_H	-	Коэффициент безопасности шестерни и колеса при расчетах по изгибным и контактным напряжениям соответственно
T_1	Н · мм	Момент крутящий на валу шестерни
i_h	ч	Ресурс работы передачи
u	-	Передаточное число передачи
v	м/с	Окружная скорость
Y_{F1}, Y_{F2}	-	Коэффициент формы зуба шестерни и колеса соответственно
Y_β	-	Коэффициент, учитывающий наклон зубьев
Y_ϵ	-	Коэффициент, учитывающий торцевое перекрытие при расчете по изгибным напряжениям
Z_H	-	Коэффициент, учитывающий геометрию контактирующих тел
Z_ϵ	-	Коэффициент, учитывающий торцевое перекрытие при расчете по контактным напряжениям
z_1, z_2	-	Число зубьев шестерни и колеса соответственно
z_{v1}, z_{v2}	-	Эквивалентное число зубьев шестерни и колеса соответственно
α	рад	Угол профиля зуба
α_f	рад	Угол профиля зуба в торцевом сечении
α_{a1}, α_{a2}	рад	Угол при вершине зубьев шестерни и колеса соответственно
α_{rw}	рад	Угол зацепления в торцевом сечении
β	град, рад	Угол наклона зубьев
β_b	рад	Угол наклона зуба на основном цилиндре
ϵ_α	-	Коэффициент торцевого перекрытия
ϵ_β	-	Коэффициент осевого перекрытия
σ_{F1}, σ_{F2}	МПа	Напряжение изгиба зуба шестерни и колеса соответственно
σ_{Flimb}	МПа	Базовый предел выносливости зуба шестерни и колеса
$[\sigma_F]$	МПа	Допускаемое напряжение изгиба для зуба шестерни и колеса
σ_H	МПа	Контактное напряжение в зубьях
σ_{Hlimb}	МПа	Базовый предел контактной выносливости для шестерни и колеса
$[\sigma_H]_{1,2}$	МПа	Допускаемое контактное напряжение для зуба шестерни и колеса
$[\sigma_H]$	МПа	Допускаемое контактное напряжение для передачи
ψ_{ba}, ψ_{bd}	-	Коэффициент ширины зубчатого венца относительно межосевого расстояния и диаметра шестерни соответственно

При расчетах принимают для всех величин шестерни $I=1$, колеса — $I=2$. При проектировочном расчете приближенные или предварительные значения величин имеют дополнительный индекс - штрих: K'_F , K'_H , u' , b'_w и т.п.

Исходными данными для расчета передачи являются величины: T_1 – момент крутящий на валу шестерни; n_1 – частота вращения вала шестерни; u – передаточное отношение передачи; t_h – ресурс передачи; IR – номер типового режима нагружения; СТ – степень точности передачи; a_w – заданное значение межосевого расстояния. Если значение межосевого расстояния не задано, следует принять $a_w = 0$.

Большинство режимов нагружения современных машин сводится к шести типовым: 0 – постоянный; 1 – тяжелый; 2 – средний равновероятный; 3 – средний нормальный; 4 – легкий; 5 – особо легкий.

Тяжелый режим характерен, например, для передач горных машин, средний равновероятный и средний нормальный – для транспортных машин, легкий и особо легкий – для металлорежущего оборудования и приводов приборов. Если номер типового режима заранее не задан, его следует принять, согласовав с преподавателем.

Указанные исходные данные должны быть подготовлены заранее и при расчетах в диалоговом режиме вводятся по запросу на экране дисплея. Общий порядок расчета передачи приведен на рис. 1.

В данной программе определяются и выводятся на печать только основные параметры передачи, необходимые для ее проектирования и расчета остальных деталей и узлов привода. На рис. 1 не показаны некоторые предусмотренные программой изменения порядка расчетов. Например, возможность изменения угла наклона зубьев, материала и видов термообработки колес.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Общий порядок определения допускаемых контактных и изгибных напряжений приведен на рис. 2. Допускаемые напряжения определяются для шестерни и колеса, затем вычисляются допускаемые контактные напряжения для передачи. Порядок

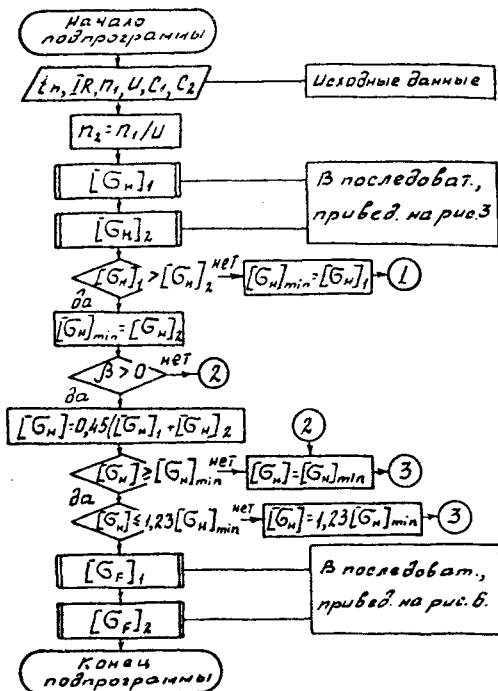


Рис. 2. Общая схема алгоритма определения допускаемых напряжений

определения допускаемых контактных напряжений для каждого из колес приведен на рис. 3.

Выбор материалов для зубчатых колес и их термообработки производится по табл. 2. Для незакаленных зубчатых колес с прямыми зубьями рекомендуется твердость шестерни назначить большей, чем твердость колеса:

$$HB(1) \approx HB(2) + (10 \dots 20).$$

Для зубчатых колес с косыми зубьями целесообразно назначать

$$HB(1) \approx HB(2) + (80 \dots 120).$$

Для закаленных зубчатых колес твердости поверхностей зубьев шестерни и колеса, как правило, принимаются одинаковыми.

В программе расчетов на ЭВМ приняты обозначения видов термообработки (ВТ): 1 – нормализация или улучшение; 2 –

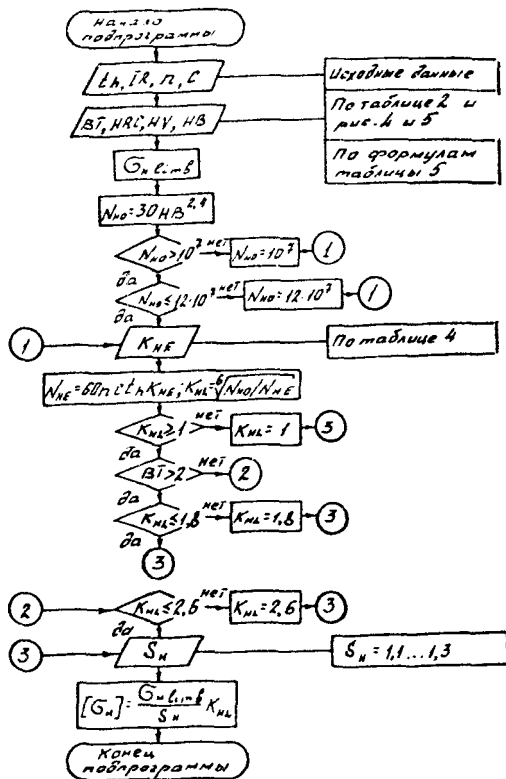


Рис. 3. Схема алгоритма определения допускаемых контактных напряжений

объемная закалка; 3 – поверхностная закалка; 4 – цементация; 5 – азотирование.

Перевод единицы твердости из одной шкалы в другую производится по графикам на рис. 4 и 5. Базовые разрушающие контактные напряжения в зависимости от твердости поверхности определяются по формулам табл. 3.

Коэффициент эквивалентности по контактным напряжениям выбирают по табл. 4 в зависимости от режима нагружения.

При выборе запаса прочности по контактным напряжениям S_H большие значения следует принимать при поверхностном упрочнении и повышенных требованиях к надежности. Порядок определения допускаемых напряжений изгиба приведен на рис. 6.

Таблица 2

Марка стали	Вид термообработки	Твердость зубьев	
		на поверхности	в сердцевине
40	Улучшение	HB 192...228	
45	Нормализация	HB 170...217	
	Улучшение	HB 200...240	
40X	Улучшение	HB 230...260	
	Объемная закалка	HRC 45...50	
	Поверхностная закалка	HRC 45...55	HRC 26...30
	Азотирование	HV 500...550	HRC 26...30
40XH	Улучшение	HB 230...300	
	Объемная закалка	HRC 48...54	
	Поверхностная закалка	HRC 45...50	HRC 25...27
35XM	Улучшение	HB 269	
	Объемная закалка	HRC 45...50	
	Поверхностная закалка	HRC 45...50	HRC 25...27
12XH3A	Цементация	HRC 56...63	HRC 30...35
12X2H4A	"	HRC 58...63	HRC 35...40
18XГТ	"	HRC 58...60	HRC 32...38
25XГТ	"	HRC 58...63	HRC 32...38
20X	"	HRC 56...63	HRC 25...27
20XH	"	HRC 56...63	HRC 28...30
20XH3A	"	HRC 58...63	HRC 30...35
38X2Ю	Азотирование	HV 700...850	HRC 30...35
		HV 850...900	HRC 30...35

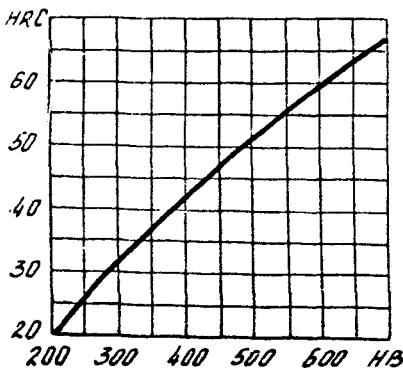


Рис. 4. Соотношение единиц твердости HRC и HB

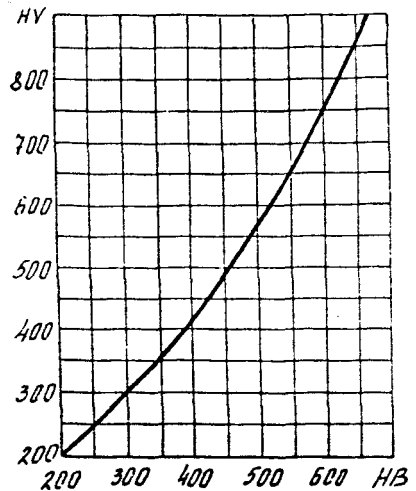


Рис. 5. Соотношение единиц твердости HV и HB

Т а б л и ц а 3

Способ термообработки		$\sigma_{H \text{ lim } b}$ МПа	$\sigma_{F \text{ lim } b}$ МПа
ВТ	Наименование		
1	Нормализация или улучшение	2HВ + 70	1,8 HВ
2	Объемная закалка	18HRC + 150	500...600
3	Поверхностная закалка	17HRC + 200	650
4	Цементация	23HRC	750...850
5	Азотирование	1050	12 HRC _c + 300

Т а б л и ц а 4

Режим нагружения	Расчет на контактную прочность K_{HE}	Расчет на изгибную прочность			
		Термообработка	K_{FE}	Термообработка	K_{FE}
0	1,000		1,000		1,000
1	0,500	Нормализация, улучшение, азотирование	0,300	Закалка объемная или поверхностная, цементация	0,200
2	0,250		0,140		0,100
3	0,180		0,060		0,040
4	0,125		0,038		0,016
5	0,063		0,013		0,004

Выбор коэффициента K_{FC} , учитывающего влияние двустороннего нагружения зуба, производится в зависимости от реверсивности нагружения. При этом для нереверсивных передач принимаем значение показателя реверсивности $RW = +1$, для реверсивных $RW = -1$. Большие значения коэффициента K_{FC} для реверсивных передач следует принимать для закаленных передач.

Выбор величины коэффициента безопасности S_F производится в зависимости от требуемой вероятности неразрушения и вида термообработки. При этом более высокие значения следует принимать при поверхностном упрочении зубьев.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ПЕРЕДАЧИ

Основными размерами цилиндрической передачи будут габариты, показанные на рис. 7, а также числа зубьев, модуль и размеры зуба. Общая схема определения размеров передачи приведена на рис. 8. На рис. 9 приведен порядок расчета основных габаритов цилиндрической передачи. При проектировочном расчете задаются коэффициентом $\psi_{ba} = b_w/a_w$, как показано в табл. 5, однако необходимо

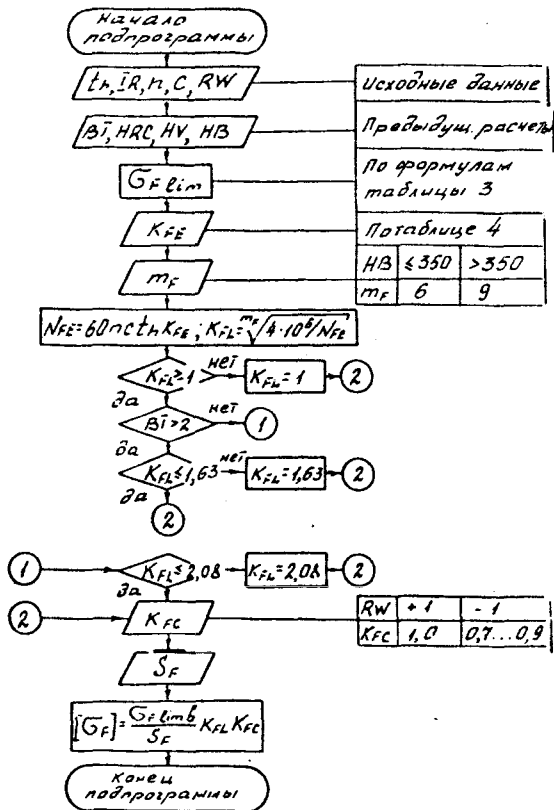


Рис. 6. Схема алгоритма определения допускаемых напряжений изгиба

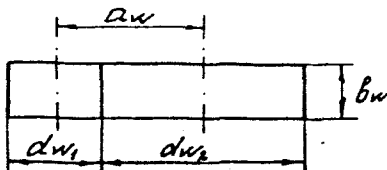


Рис. 7. Схема цилиндрической передачи

выдержать условие

$\Psi_{bd} = b_w / d_{w1} \leq 1,6$. После определения размеров d_{w1} и b_w возможно уточнение коэффициента нагрузки. При этом значение коэффициента динамической нагрузки можно приблизительно определить

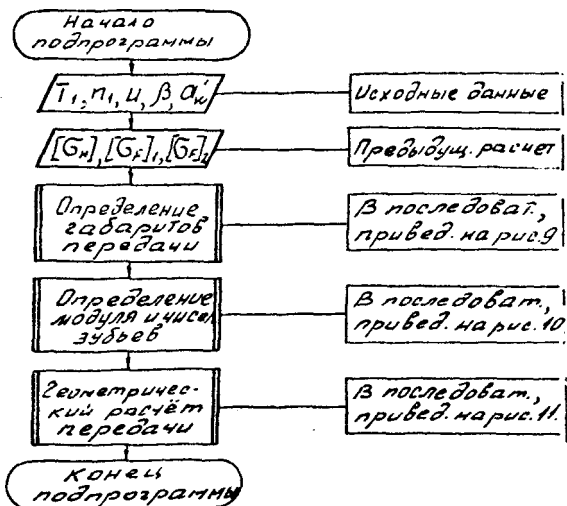


Рис. 8. Общая схема алгоритма определения размеров цилиндрической передачи

по табл. 6, где верхние значения относятся к прямозубым передачам, а нижние – к передачам с косыми зубьями.

Таблица 5

Особенности конструкции передачи	Ψ_{ba}
При симметричном расположении опор относительно колес	0,4...0,5
При несимметричном расположении опор относительно колес	0,25...0,315 при $HB > 350$; 0,3...0,4 при $HB \leq 350$
Для передвижных шестерен коробок скоростей	0,1...0,2

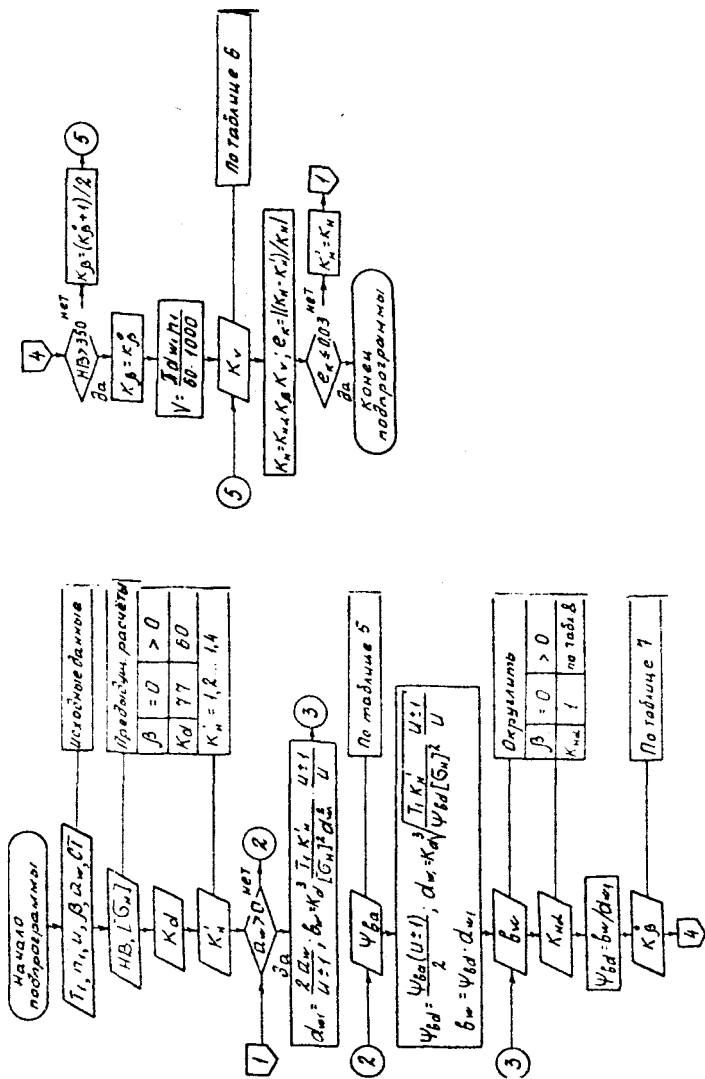


Рис. 9. Схема алгоритма определения габаритов цилиндрической передачи

Таблица 6

Степень точности (СТ)	Твердость зуба <i>HV</i>	Значение коэффициента K_v при окружной скорости V м/с						
		до 1	1...3	3...8	8...12	12...18	18...24	24...30
5	≤ 350	-	-	$\frac{1,00}{1,00}$	$\frac{1,25}{1,10}$	$\frac{1,40}{1,20}$	$\frac{1,45}{1,25}$	$\frac{1,50}{1,30}$
	> 350	-	-	$\frac{1,00}{1,00}$	$\frac{1,20}{1,00}$	$\frac{1,25}{1,10}$	$\frac{1,30}{1,15}$	$\frac{1,35}{1,20}$
6	≤ 350	-	$\frac{1,00}{1,00}$	$\frac{1,20}{1,00}$	$\frac{1,30}{1,10}$	$\frac{1,45}{1,20}$	$\frac{1,55}{1,30}$	$\frac{-}{1,35}$
	> 350	-	$\frac{1,00}{1,00}$	$\frac{1,15}{1,00}$	$\frac{1,25}{1,00}$	$\frac{1,35}{1,10}$	$\frac{1,40}{1,20}$	$\frac{1,50}{1,25}$
7	≤ 350	$\frac{1,00}{1,00}$	$\frac{1,20}{1,00}$	$\frac{1,35}{1,00}$	$\frac{1,45}{1,20}$	$\frac{1,55}{1,30}$	-	-
	> 350	$\frac{1,00}{1,00}$	$\frac{1,15}{1,00}$	$\frac{1,20}{1,00}$	$\frac{1,30}{1,10}$	$\frac{1,40}{1,20}$	$\frac{1,50}{1,30}$	$\frac{-}{1,40}$
8 и 9	≤ 350	$\frac{1,00}{1,00}$	$\frac{1,25}{1,10}$	$\frac{1,45}{1,25}$	$\frac{-}{1,40}$	$\frac{-}{1,55}$	-	-
	> 350	$\frac{1,00}{1,00}$	$\frac{1,20}{1,10}$	$\frac{1,35}{1,20}$	$\frac{1,50}{1,30}$	$\frac{-}{1,40}$	-	-

Значения коэффициента K_{β}° определяется приблизительно по табл. 7. Для колес с твердостью поверхности $HV \leq 350$, учитывая приработку, принимают $K_{\beta} = 0,5(K_{\beta}^{\circ} + 1)$.

Таблица 7

Ψ_{bd}	Значение K_{β}° при расположении опор			
	Симметрично относительно шестерни	Несимметрично		Консольное расположение шестерни
		вал жесткий	вал менее жесткий	
0,2	1,00	1,02	1,05	1,10
0,4	1,01	1,05	1,15	1,20
0,6	1,03	1,10	1,22	1,30
0,8	1,05	1,15	1,30	1,50
1,0	1,10	1,18	1,35	-
1,2	1,15	1,25	1,40	-
1,4	1,20	1,30	-	-
1,6	1,25	1,40	-	-

При расчете коэффициента нагрузки для передач с косыми зубьями значение коэффициента, учитывающего неравномерность распределения нагрузки между зубьями при многопарном зацеплении $K_{H\alpha}$, также приближенно можно принять по табл. 8.

Т а б л и ц а 8

Величина	Значение величины			
Степень точности	5	6	7	8 и 9
Коэффициент $K_{H\alpha}$	1,02	1,04	1,07	1,10

Если уточненное значение коэффициента нагрузки K_H , больше предварительно принятого K_H' расчеты основных габаритов необходимо повторить. В противном случае уточнение габаритов передачи может быть выполнено по желанию расчетчика. Порядок расчета модуля и чисел зубьев цилиндрической передачи приведен на рис. 10.

Минимальное значение модуля по технологическим требованиям определяется по табл. 9.

Т а б л и ц а 9

Вид термообработки	m_{\min}
Нормализация, улучшение	1,5
Объемная закалка	2,0
Поверхностная закалка	4,0
Цементация, азотирование	2,5

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между парами зубьев при многопарном зацеплении $K_{F\alpha}$ определяется приближенно по табл. 10.

Т а б л и ц а 10

Величина	Значение величины			
Степень точности	5	6	7	8 и 9
$K_{F\alpha}$	0,640	0,725	0,820	0,910
	0,700	0,775	0,850	0,925

В табл. 10 верхние значения $K_{F\alpha}$ следует принимать для прямозубых передач, нижние – для передач с косыми зубьями.

После вычисления модуля следует принять его ближайшим стандартным по табл. 11.

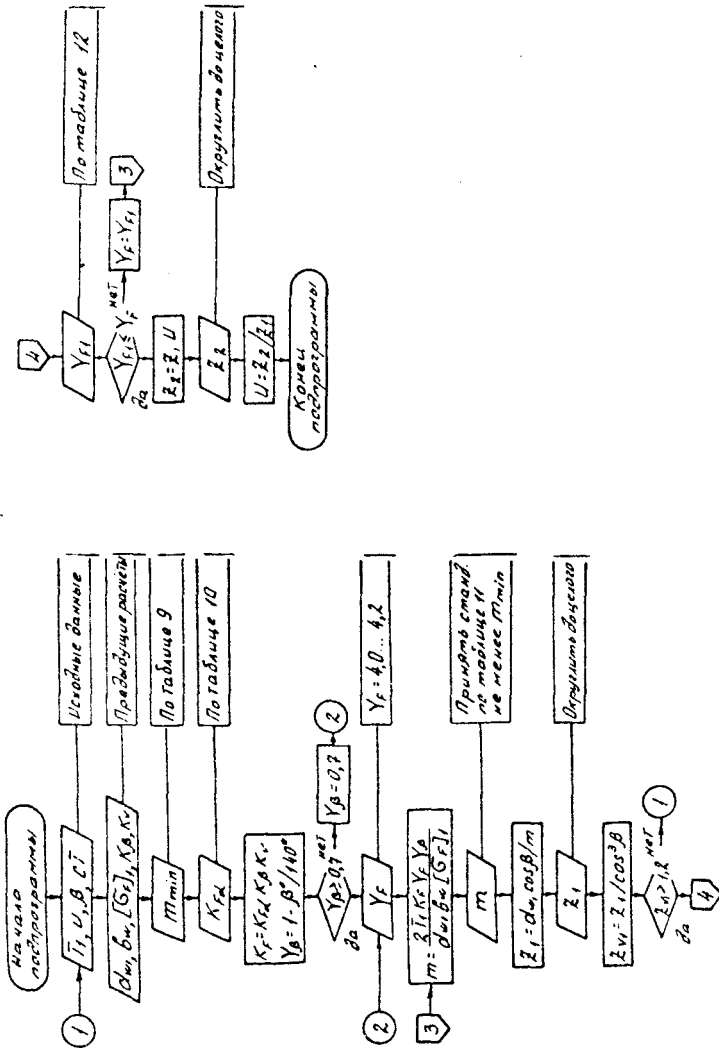


Рис. 10. Схема алгоритма определения модуля и чисел зубьев передачи

Таблица 11

Ряды	Значения модуля				
	1	1,50	3,0	6	12
	2,00	4,0	8	16	32
	2,5	5,0	10	20	40
	1,75	3,5	7	14	28
2	2,25	4,5	9	18	36
	2,75	5,5	11	22	45

В приводах общего машиностроения при назначении модуля 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

В настоящих указаниях принято условие, чтобы эквивалентное число зубьев шестерни было не менее 12. При невыполнении этого условия следует вернуться к исходным данным и произвести увеличение межосевого расстояния a_w и ширины зубчатого венца или угла наклона β . Можно также изменить вид термообработки и пересчитать допускаемое напряжение и габариты.

По найденному значению z_{v1} по табл. 12 определяют значение коэффициента формы зуба Y_{F1} . Если уточненное значение больше предварительно принятого, необходимо, используя его, уточнить значение модуля. Если $Y_F < Y_{F1}$, то уточнение модуля возможно по решению расчетчика.

При округлениях чисел зубьев z_1 и z_2 следует обеспечить отличие уточненного значения передаточного числа u от заданного не более, чем на 5%.

После определения модуля и чисел зубьев выполняется геометрический расчет передачи в последовательности, приведенной на рис. 11.

Основные рассчитываемые размеры цилиндрического колеса показаны на рис.12.

Таблица 12

№	Значения Y_F при коэффициенте смещения x											
	0,8	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0	-0,1	-0,3	-0,5	
12	2,97	3,28	3,46	3,67	3,90	-	-	-	-	-	-	-
14	3,01	3,26	3,42	3,58	3,78	4,00	-	-	-	-	-	-
17	3,06	3,27	3,40	3,52	3,67	3,83	4,03	4,26	-	-	-	-
20	3,11	2,28	3,39	3,50	3,61	3,74	3,89	4,08	4,28	-	-	-
22	3,17	3,31	3,39	3,46	3,57	3,67	3,77	3,90	4,05	-	-	-
30	3,24	3,33	3,40	3,47	3,54	3,62	3,70	3,80	3,90	4,14	4,21	-
40	3,29	3,38	3,42	3,48	3,53	3,58	3,63	3,70	3,77	3,92	4,13	-
50	3,32	3,41	3,44	3,49	3,52	3,56	3,60	3,65	3,70	3,81	3,96	-
60	3,37	3,44	3,47	3,50	3,53	3,55	3,59	3,62	3,67	3,74	3,84	-
80	3,42	3,47	3,50	3,52	3,54	3,56	3,58	3,61	3,62	3,68	3,73	-
100	3,45	3,50	3,52	3,54	3,55	3,56	3,58	3,60	3,61	3,65	3,68	-
150	3,51	3,53	3,54	3,55	3,55	3,56	3,57	3,60	3,63	3,63	3,63	-
Рейка	-	-	-	-	-	-	-	3,63	-	-	-	-

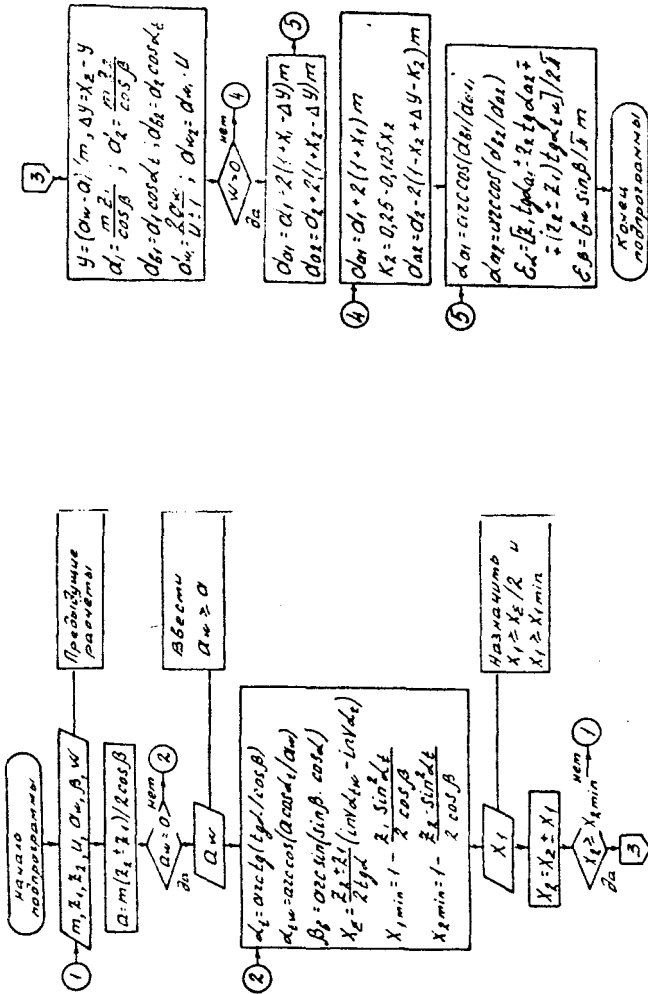


Рис. 11. Схема алгоритма геометрического расчета цилиндрической передачи

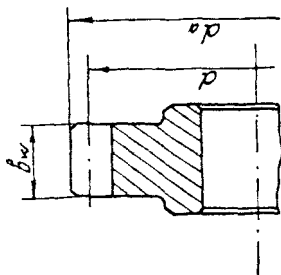


Рис. 12. Геометрические размеры цилиндрического зубчатого колеса

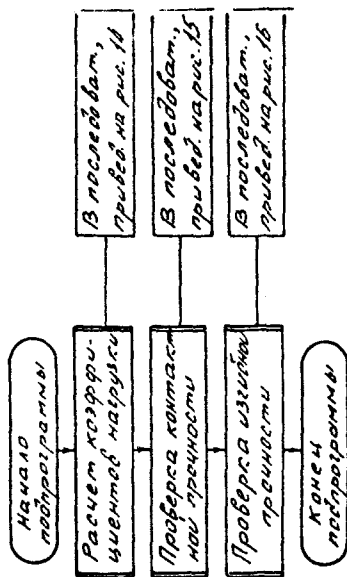


Рис. 13. Схема алгоритма проверки прочности цилиндрической передачи

5. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Проверка прочности передачи включает в себя проверку контактной прочности и изгибной выносливости. Общая схема алгоритма проверки прочности приведена на рис. 13. При этом предварительно уточняются значения коэффициентов нагрузки K_H и K_F в последовательности, показанной на рис. 14. Для прямозубых передач коэффициент $K_{F\alpha}$ определяется по рекомендациям [4].

Порядок проверки контактной прочности передачи приведен на рис. 15. При этом, если не выполняется условие прочности, необходимо увеличить ширину зуба колеса и вернуться в подпрограмму расчета коэффициентов нагрузки. Если условие контактной прочности выполняется, то определяется относительная недогрузка по контактным напряжениям e_H .

На рис. 16 приведен порядок проверки изгибной прочности передачи. Как и при расчете по контактным напряжениям, при невыполнении условия прочности зубьев шестерни или колеса увеличивается ширина зуба и уточняются коэффициенты нагрузки. При выполнении условия прочности определяется относительная недогрузка по напряжениям изгиба e_F .

После определения величин недогрузок e_H и e_F вопрос о необходимости уменьшения размеров передачи решается расчетчиком.

6. ПОРЯДОК РАСЧЕТА НА ЭВМ

Для выполнения расчетов на ЭВМ цилиндрической передачи* необходимо из кинематического и энергетического расчета редуктора подготовить указанные ранее исходные данные: T_1 , n_1 , u , t_b , IR , CT , β , a_w .

Расчет начинается с набора на клавиатуре своей фамилии, инициалов и номера группы. Затем ЭВМ задает вопросы (просит ввести), на которые необходимо отвечать (вводить информацию с клавиатуры дисплея). Порядок расчета соответствует приведенным алгоритмам.

* Программа разработана и отлажена инж. Зиновьевой Л.А.

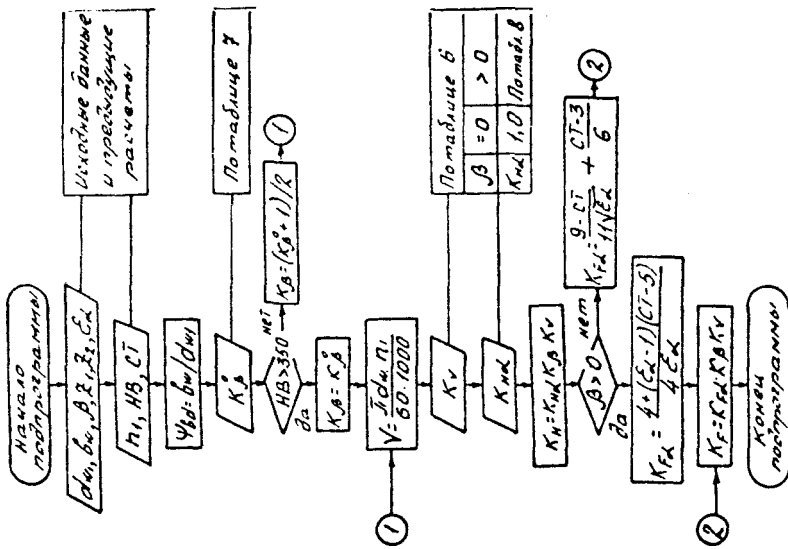


Рис. 14. Схема алгоритма расчета коэффициентов нагрузки

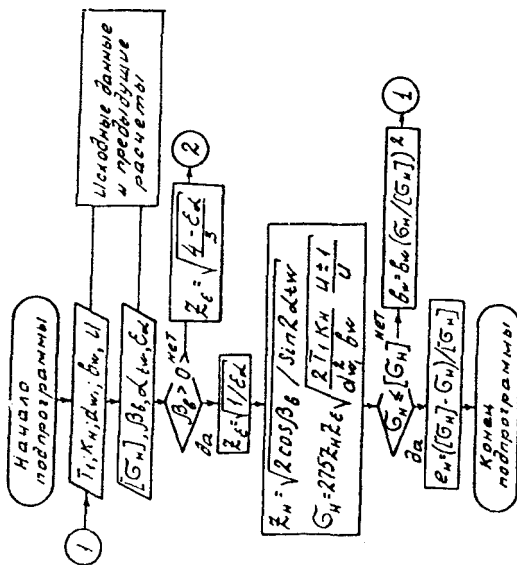


Рис. 15. Схема алгоритма проверки контактной прочности передачи

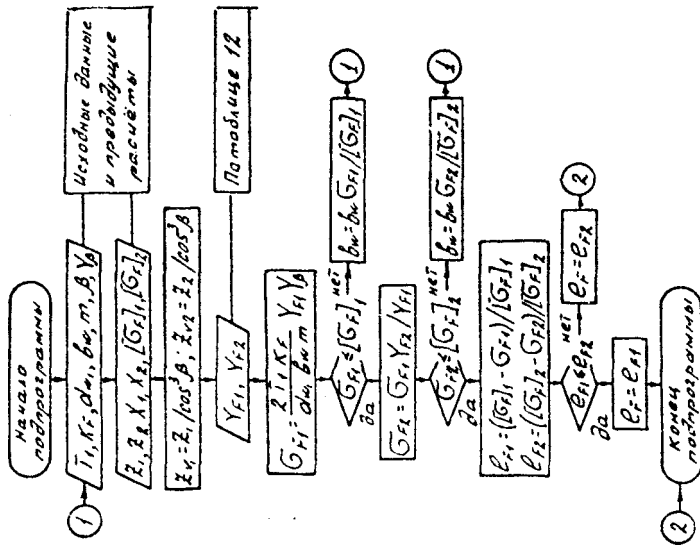


Рис. 16. Схема алгоритма проверки изгибной прочности передачи

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Кудрявцев В.Н.* Детали машин: Учебник для вузов. Л.: Машиностроение. Ленинград. отд-ние, 1980. 464 с.
2. Расчет деталей машин на ЭВМ: Учеб. пособие для вузов// *Д.Н. Решетов, С.А. Шувалов, А.Д. Дудко* и др.; Под ред. *Д.Н. Решетова и С.А. Шувалова*. М.: Высш. шк., 1985. 368 с.
3. *Иосилевич Г.Б.* Детали машин: Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.
4. Основы расчета и конструирования деталей и механизмов летательных аппаратов: Учеб. пособие для вузов/ *Н.А. Алексеева, Л.А. Бонч-Осмоловский, В.В. Волгин* и др.; Под ред. *В.Н. Кестельмана, Г.И. Рощина*. М.: Машиностроение, 1989. 456 с.
5. Расчет на прочность зубчатых передач в авиационных изделиях с использованием алгоритмов: Учеб. пособие/ *А.М. Циприн, Е.П. Жильников, Куйбышев*. авиац. ин-т. Куйбышев, 1981. 56 с.

Расчет на прочность цилиндрической зубчатой передачи на ЭВМ

Составители: *Жильников Евгений Петрович,*
Тихонов Алексей Николаевич

Редактор Т. К. К р е т и н и н а
Техн. редактор Н. М. К а л е н ю к
Корректор Т. И. Щ е л о к о в а

Пописано в печать 18.06.96г. Формат 60x84 1/16.
Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 1,4. Усл. кр.-отт. 1,5. Уч.-изд. л. 1,5.
Тираж 700 экз. Заказ **156** С — 69/96.

Самарский государственный аэрокосмический университет
им. академика С.П. Королева, 443086, Самара, Московское
шоссе, 34.

ИПО Самарского государственного аэрокосмического универси-
тета. 443001, Самара, ул. Ульяновская, 18