

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королева
(национальный исследовательский университет)»

РАСЧЁТ НА ПРОЧНОСТЬ КОНИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

Методические указания к курсовому проекту

Самара 2012

Составители: **Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков, Б.Б. Косенок**

УДК 621.8 (075)

Расчёт на прочность конической прямозубой передачи: Метод. указания к курсовому проекту / Самарский гос. аэрокосм. ун-т; *Сост. Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков, Б.Б. Косенок*; Самара, 2012. 28 с.

Методические указания предназначены для проектировочных и проверочных расчётов конических прямозубых передач приводов общего и авиационного машиностроения.

Рекомендованы студентам инженерно-технических специальностей. Подготовлены на кафедре основ конструирования машин.

Печатаются по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета.

Рецензент: С.В. Фалалеев

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Конические зубчатые передачи предназначены для передачи крутящего момента между пересекающимися осями. В современном машиностроении наибольшее распространение получили конические передачи прямозубые.

Как и цилиндрические, конические зубчатые передачи рассчитываются на усталостную прочность рабочих поверхностей зубьев по контактным напряжениям и поломку зубьев – по напряжениям изгиба в опасном сечении зуба.

Расчёт на усталостную прочность по контактным напряжениям является основным для определения габаритов передачи, расчёт на выносливость по напряжениям изгиба – для определения модуля передачи.

Расчёты конических зубчатых передач в настоящее время не стандартизованы. Имеются различные методики и рекомендации по выполнению расчётов [1...6]. В данной работе за основу принята методика [6].

Расчёты на прочность прямозубых конических передач сведены к расчётам эквивалентных цилиндрических зубчатых передач. Расчёты же цилиндрических зубчатых передач стандартизованы ГОСТ 21354-87.

Обозначения и зависимости для расчёта основных геометрических параметров конических зубчатых передач соответствуют ГОСТ 19325-73, ГОСТ 19624-74, ГОСТ 19326-73.

В данных методических указаниях введены некоторые упрощения, мало влияющие на результаты расчётов. Так, коэффициенты неравномерности распределения нагрузки k_β и динамической нагрузки k_v приняты одинаковыми при расчётах на изгибную и контактную прочность, определение допускаемых напряжений производится без учёта шероховатости поверхностей и размеров колёс и т. п.

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

2. ПРОГРАММА РАСЧЁТА КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

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

Таблица 1. Основные величины

Обозначение в формулах	Размерность	Наименование величины
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
СТ	–	Степень точности передачи
d_{ae1}, d_{ae2}	–	Внешний диаметр вершин зубьев шестерни и колеса
d_{e1}, d_{e2}	мм	Внешний делительный диаметр шестерни и колеса
d_{m1}, d_{m2}	мм	Средний делительный диаметр шестерни и колеса
d_m	мм	Заданное значение среднего делительного диаметра шестерни
HB (I), HRC (I)	–	Величина твёрдости поверхности зубьев шестерни и колеса по Бринеллю и Роквеллу
IR	–	Номер типового режима нагружения
k_{FC}	–	Коэффициент, учитывающий двустороннее нагружение зуба
k_{FE}, k_{HE}	–	Коэффициент эквивалентности при расчётах по изгибным и контактным напряжениям
k_{FL}, k_{HL}	–	Коэффициент долговечности при расчёте зуба шестерни и колеса по изгибным и контактным напряжениям
k_d	(МПа) ^{1/3}	Вспомогательный коэффициент при проектировочном расчёте
k_F, k_H	–	Коэффициент нагрузки при расчёте по изгибным и контактным напряжениям
k_α	–	Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями при многопарном зацеплении
k_β^0, k_β	–	Начальное и эффективное значения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца

k_v	—	Коэффициент динамической нагрузки
m_F	—	Показатель степени уравнивания кривой выносливости при изгибе зубьев
m_{nm}, m_{tm}	мм	Нормальный и торцевой модули в среднем сечении зуба
m_{te}	мм	Торцевой модуль на внешнем торце
m_{min}	мм	Минимально допустимое значение модуля
N_{FO}, N_{HO}	—	Базовое число циклов перемены изгибных и контактных напряжений
N_{FE}, N_{HE}	—	Эквивалентное число циклов перемены изгибных и контактных напряжений
n_1, n_2	об/мин	Частота вращения вала шестерни и колеса
R_e, R_m	мм	Внешнее и среднее конусное расстояние
RW	—	Показатель реверсивности передачи
S_F, S_H	—	Коэффициент безопасности шестерни и колеса при расчётах по изгибным и контактным напряжениям
T_1	Н·мм	Момент крутящий на валу шестерни
t_h	час	Ресурс работы передачи
u	—	Передаточное число передачи
V	м/с	Окружная скорость
Y_{F1}, Y_{F2}	—	Коэффициент формы зуба шестерни и колеса
Z_H	—	Коэффициент, учитывающий геометрию контактирующих тел
Z_M	—	Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов контактирующих тел
Z_ϵ	—	Коэффициент, учитывающий торцевое перекрытие при расчёте по контактным напряжениям
z_1, z_2	—	Число зубьев шестерни и колеса
z_{v1}, z_{v2}	—	Эквивалентное число зубьев шестерни и колеса
α	рад	Угол профиля зуба
α_w	рад	Угол зацепления
δ_{a1}, δ_{a2}	рад	Угол конуса вершин зубьев шестерни и колеса
δ_{f1}, δ_{f2}	рад	Угол впадин вершин зубьев шестерни и колеса
ϵ_α	—	Коэффициент торцевого перекрытия

θ_a	рад	Угол головки зуба
θ_f	рад	Угол ножки зуба
Σ	рад	Угол между осями колёс
σ_{F1}, σ_{F2}	МПа	Напряжение изгиба зуба шестерни и колеса
σ_{Flimb}	МПа	Базовый предел выносливости зуба шестерни и колеса
$[\sigma_F]_1, [\sigma_F]_2$	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
$[\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2$	МПа	Допускаемое контактное напряжение для зуба шестерни и колеса
$[\sigma_H]$	МПа	Допускаемое контактное напряжение для передачи
Δ_F, Δ_H	–	Величина недогрузки по изгибным и контактным напряжениям
ψ_{bd}, ψ_{bR}	–	Коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни и конусного расстояния

При расчётах 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 расчёта 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; Σ – угол между осями колёс; $СТ$ – степень точности передачи; d_m – заданное значение среднего диаметра шестерни. Если значение среднего диаметра шестерни не задано, следует принять $d_m = 0$.

Указанные исходные данные должны быть подготовлены заранее и при расчётах вводятся в таблицу на экране дисплея. Общий порядок расчёта передачи приведен на [рис. 1](#).

В данной программе определяются и выводятся на печать только основные параметры передачи, необходимые для её проектирования и расчёта остальных деталей и узлов привода. На [рис. 1](#) не показаны некоторые предусмотренные программой изменения порядка расчётов. Например, возможность изменения материалов и видов термообработки колёс.

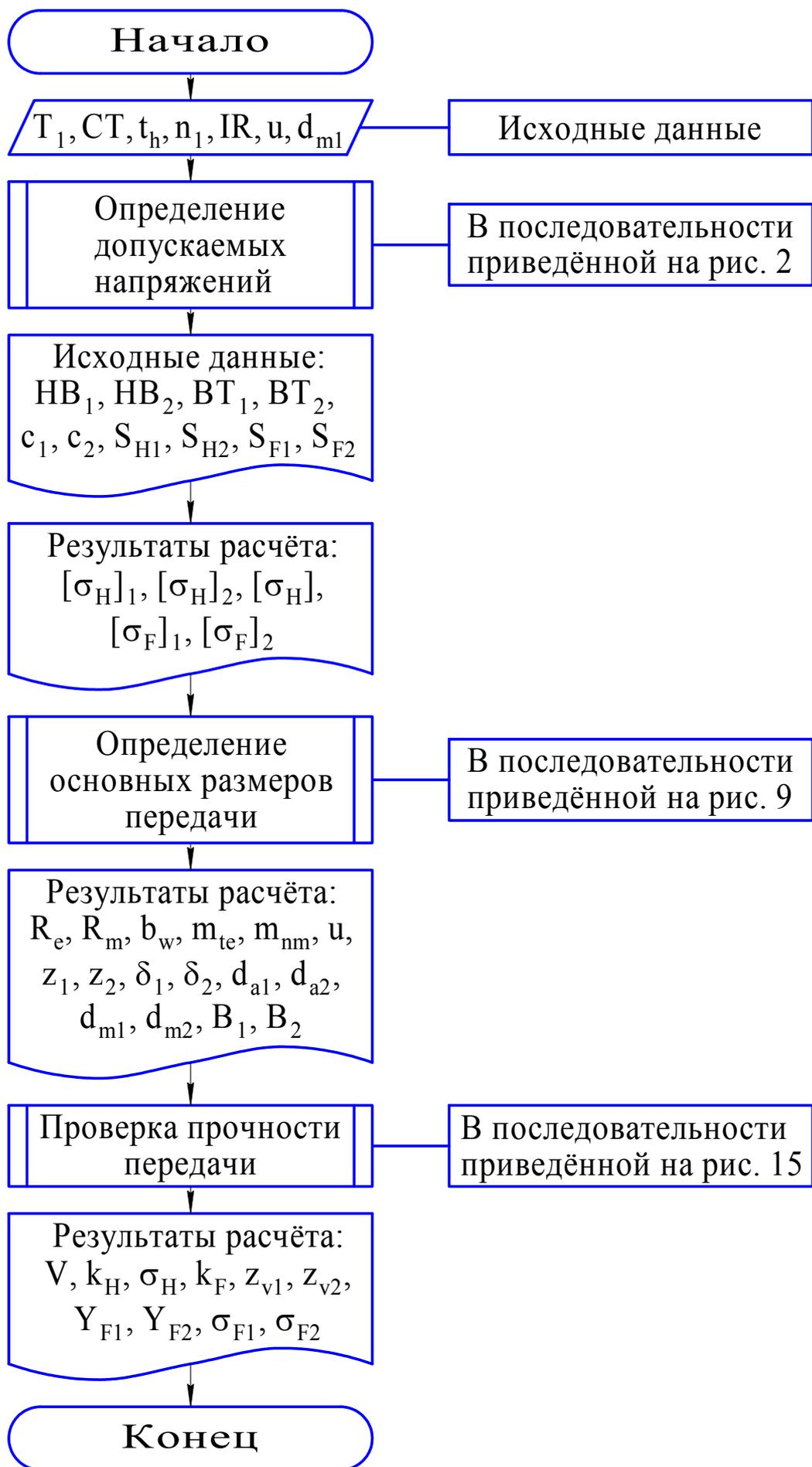


Рис. 1. Общая схема алгоритма расчёта цилиндрической передачи

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Общий порядок определения допускаемых контактных и изгибных напряжений приведен на рис. 2.

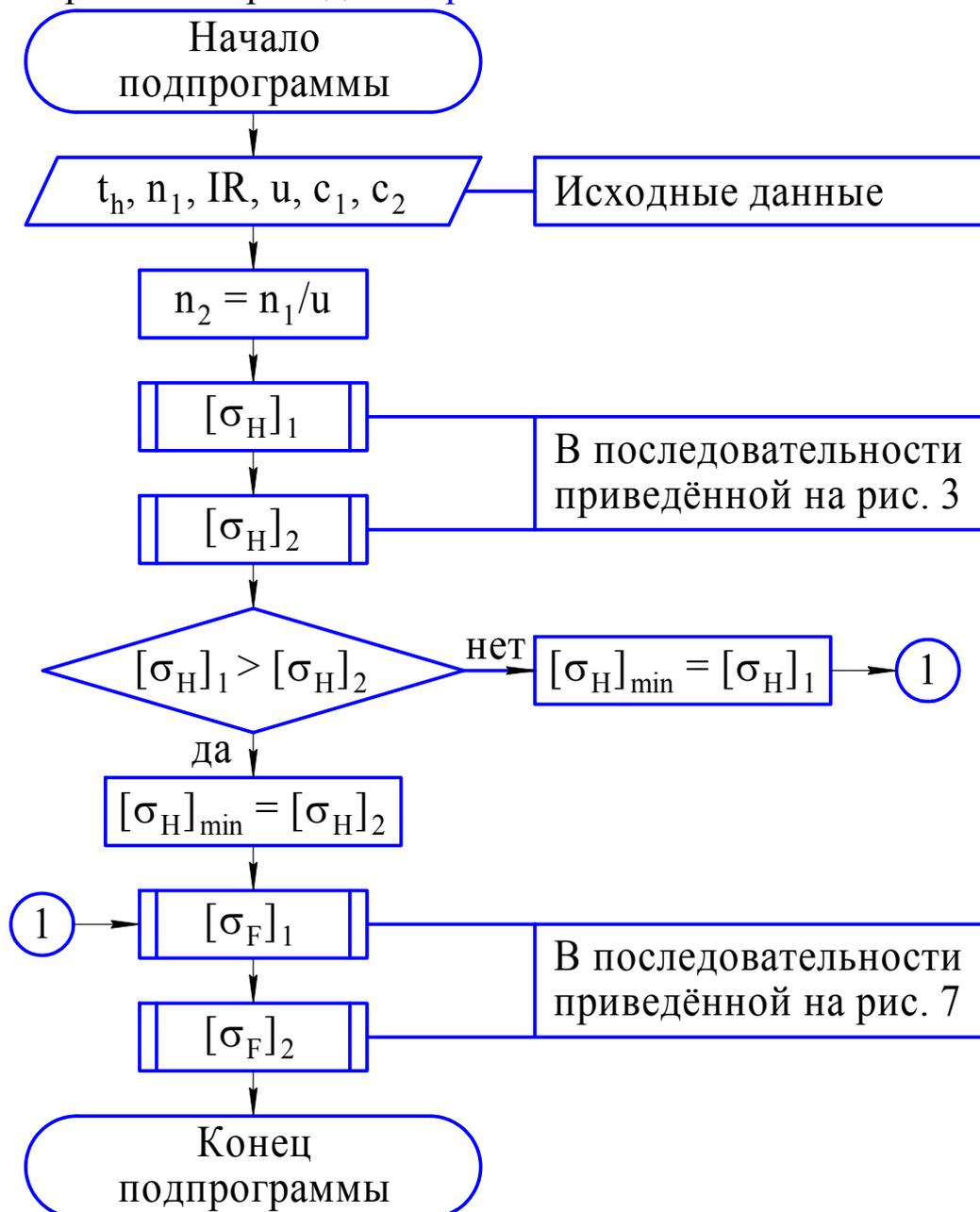


Рис. 2. Общая схема алгоритма определения допускаемых напряжений

Допускаемые напряжения определяются для шестерни и колеса, затем вычисляются допускаемые контактные напряжения для передачи. Порядок определения допускаемых контактных напряжений для каждого из колёс приведен на рис. 3.

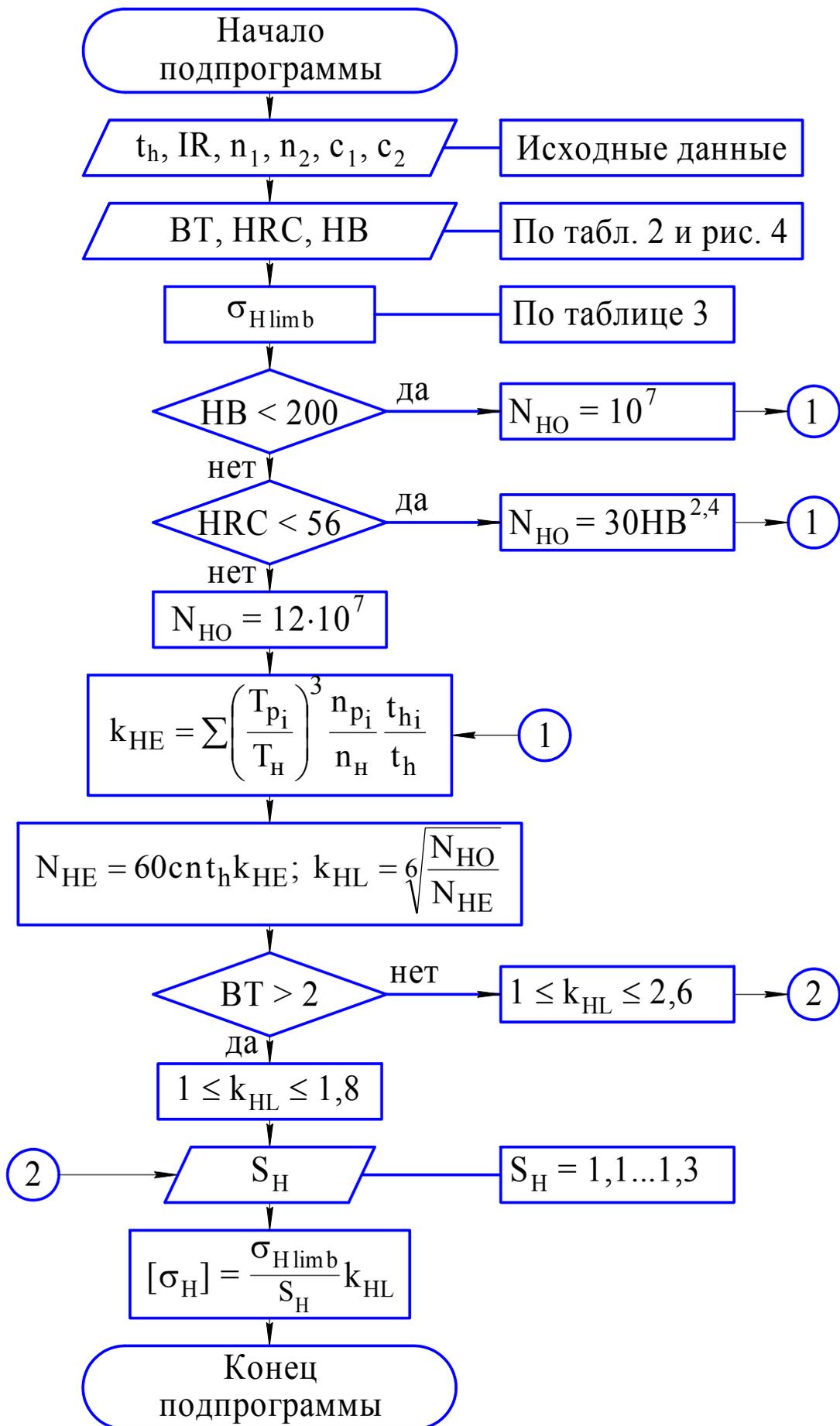


Рис. 3. Схема алгоритма определения допускаемых контактных напряжений

Выбор материалов для зубчатых колёс и их термообработки производится по табл. 2.

Таблица 2. Материалы зубчатых колёс и их характеристики

Марка стали	Вид термообработки	Твёрдость зубьев	
		на поверхности	в сердцевине
40	Улучшение	HB 192...228	
45	Нормализация Улучшение	HB 170...217	
		HB 200...240	
40X	Улучшение	HB 230...260	
	Объёмная закалка	HRC 45...50	
	Поверхностная закалка	HRC 45...55	HRC 26...30
	Азотирование	HRC 50...55	HRC 26...30
40XH	Улучшение	HB 230...300	
	Объёмная закалка	HRC 48...54	
	Поверхностная закалка	HRC 45...50	HRC25...27
35XM	Улучшение	HB 269	
	Объёмная 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	HRC 57...62	HRC 30...35
38X2МЮА		HRC 62...65	HRC 30...35

Для незакалённых зубчатых колёс с прямыми зубьями рекомендуется твёрдость шестерни назначить большей, чем твёрдость колеса $HB(1) \approx HB(2) + (10...20)$.

Для закалённых зубчатых колёс твёрдости поверхностей зубьев шестерни и колеса, как правило, принимаются одинаковыми.

В программе расчётов на ЭВМ приняты обозначения видов термообработки (ВТ): 1 – нормализация или улучшение; 2 – объёмная закалка; 3 – поверхностная закалка; 4 – цементация; 5 – азотирование.

Перевод единицы твёрдости из одной шкалы в другую производится по графику на рис. 4.

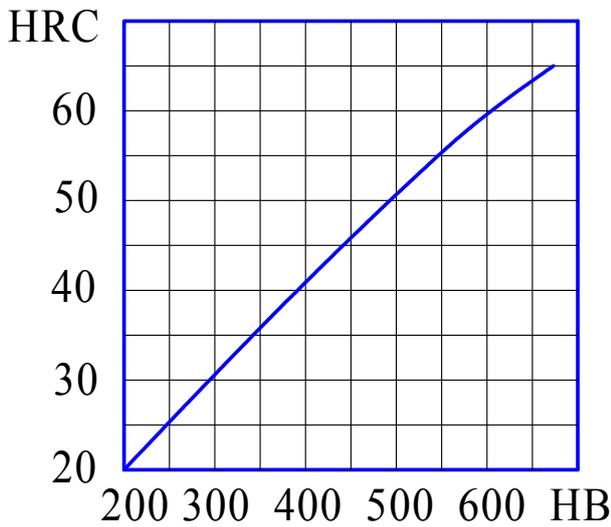


Рис. 4. Соотношение единиц твердости HRC и HB

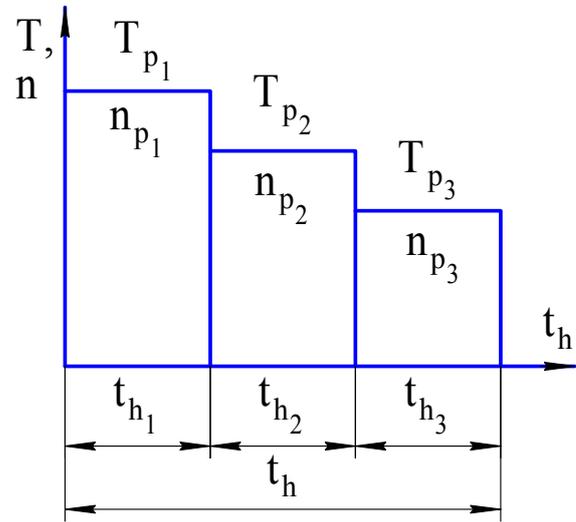


Рис. 5. График режима нагружения

Базовые разрушающие контактные напряжения в зависимости от твёрдости поверхности определяются по формулам табл. 3.

Таблица 3. Базовые разрушающие напряжения

Способ термообработки		σ_{Hlimb} , МПа	σ_{Flimb} , МПа
ВТ	Наименование		
1	Нормализация или улучшение	$2 HB + 70$	$1,8 HB$
2	Объёмная закалка	$18 HRC + 150$	$500 \dots 600$
3	Поверхностная закалка	$17 HRC + 200$	650
4	Цементация	$23 HRC$	$750 \dots 850$
5	Азотирование	1050	$6 HRC + 300$

Расчёт числа циклов перемены напряжений выполняют с учётом режима нагружения передачи (рис. 5). Различают режимы постоянной и переменной нагрузки. Для постоянного режима нагружения передачи коэффициент эквивалентности по контактным и изгибным напряжениям $k_{HE} = 1,0$ и $k_{FE} = 1,0$. Для переменного режима нагружения передачи характеристики режима выбирают согласно заданию по табл. 4.

Для определения числа нагружений зуба колеса рассматривают кинематическую схему передачи. У простых ступеней число нагружений зуба – $s = 1$ (рис. 6); у центральных колёс раздаточных ступеней $s = 2$ (рис. 6).

Таблица 4. Характеристики режимов нагружения

№ варианта	Значения параметров для вариантов								
	T_{p1}	T_{p2}	T_{p3}	n_{p1}	n_{p2}	n_{p3}	t_{h1}	t_{h2}	t_{h3}
1	T_H	$0,95 T_H$	$0,80 T_H$	n_H	$1,05 n_H$	$1,25 n_H$	$0,60 t_h$	$0,20 t_h$	$0,20 t_h$
2	T_H	$0,87 T_H$	$0,83 T_H$	n_H	$1,15 n_H$	$1,20 n_H$	$0,55 t_h$	$0,25 t_h$	$0,20 t_h$
3	T_H	$0,90 T_H$	$0,83 T_H$	n_H	$1,12 n_H$	$1,20 n_H$	$0,65 t_h$	$0,20 t_h$	$0,15 t_h$
4	T_H	$0,91 T_H$	$0,87 T_H$	n_H	$1,10 n_H$	$1,15 n_H$	$0,50 t_h$	$0,30 t_h$	$0,20 t_h$
5	T_H	$0,95 T_H$	$0,80 T_H$	n_H	$1,05 n_H$	$1,25 n_H$	$0,70 t_h$	$0,20 t_h$	$0,10 t_h$

В формулу для расчёта допускаемых напряжений при изгибе вводится дополнительный коэффициент k_{FC} , учитывающий снижение прочности при знакопеременном (двухстороннем) режиме нагружения зуба (реверсивные передачи). При этом для нереверсивных передач принимаем значение показателя реверсивности $RW = +1$, для реверсивных $RW = -1$. При работе зубьев одной стороной $k_{FC} = 1,0$. Зубья колёс реверсивных передач работают двумя сторонами, поэтому $k_{FC} = 0,7 \dots 0,8$. Большие значения коэффициента k_{FC} для реверсивных передач следует принимать для закалённых передач.

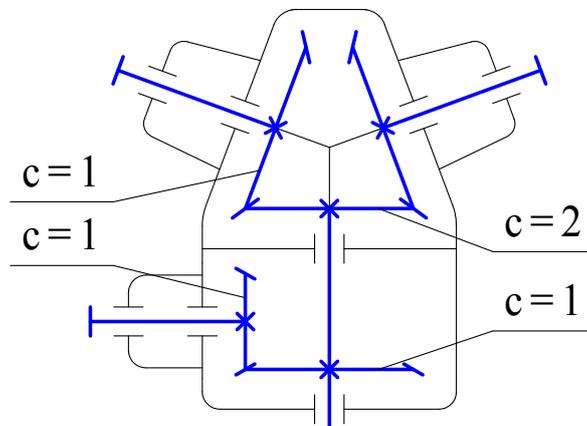


Рис. 6. Условия нагружения зуба

При выборе запаса прочности по контактным напряжениям S_H большие значения следует принимать при поверхностном упрочнении и повышенных требованиях к надежности.

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 упрочнении зубьев.

Порядок определения допускаемых напряжений изгиба приведен на рис. 7.

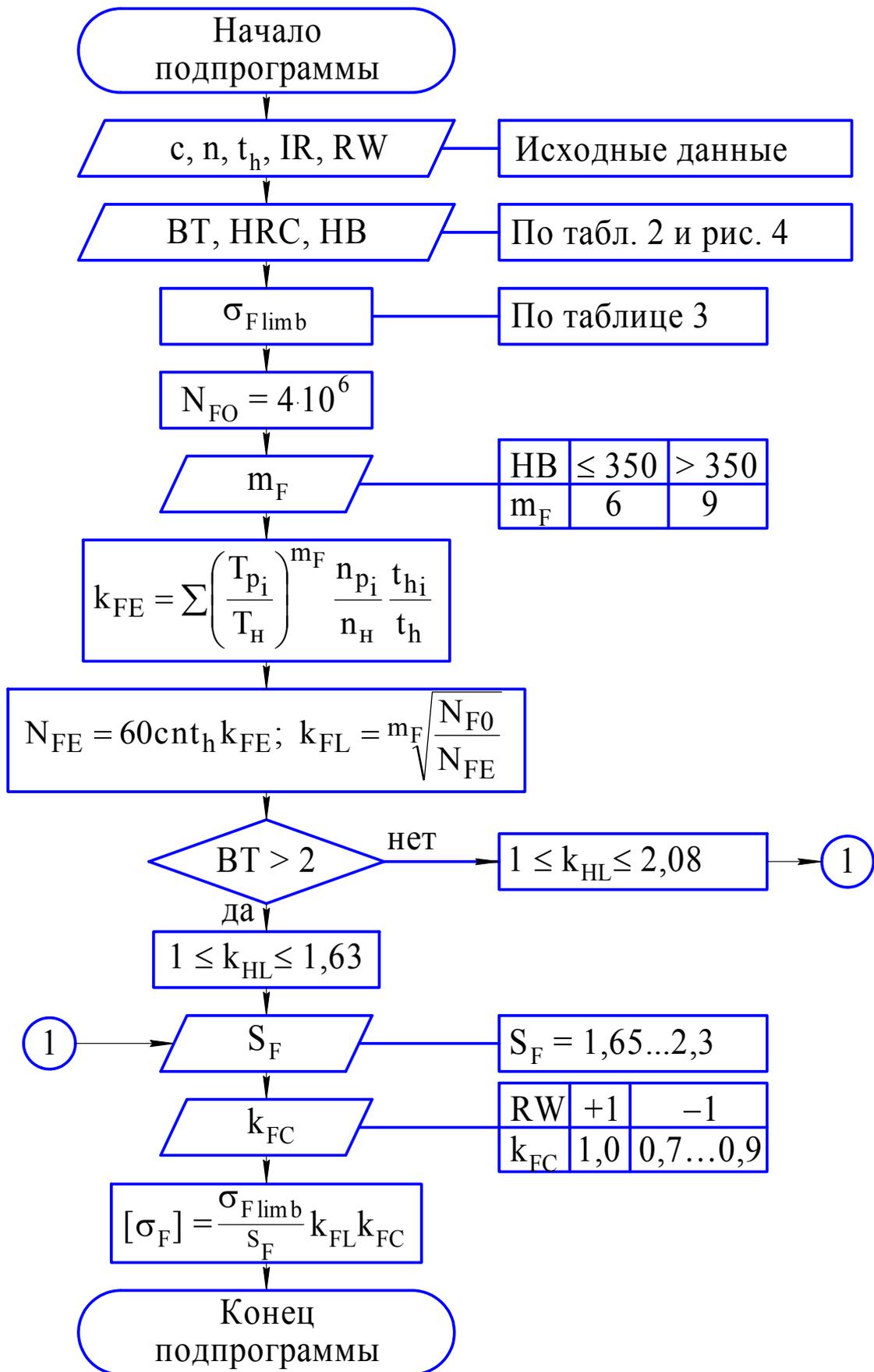


Рис. 7. Схема алгоритма определения допускаемых напряжений изгиба

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ПЕРЕДАЧИ

Основными размерами конической передачи будут габариты, показанные на рис. 8, а также числа зубьев, модуль и размеры зуба.

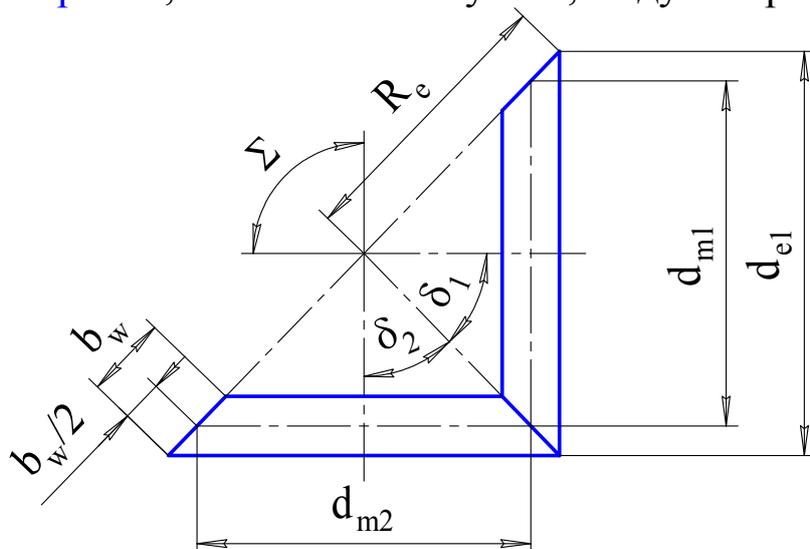


Рис. 8. Схема конической передачи

Общая схема определения размеров передачи приведена на рис. 9.

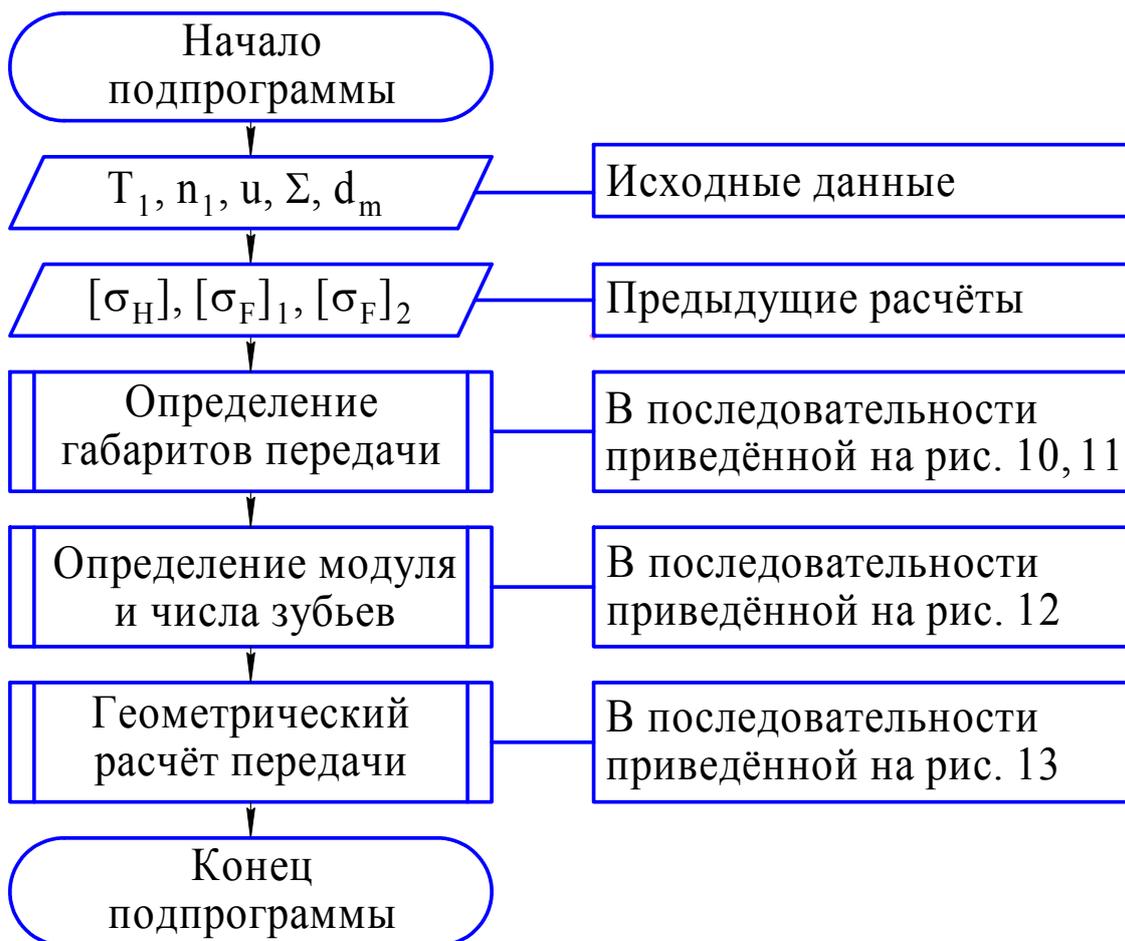


Рис. 9. Общая схема алгоритма определения размеров передачи

На рис. 10, 11 приведен порядок расчета основных габаритов конической передачи.

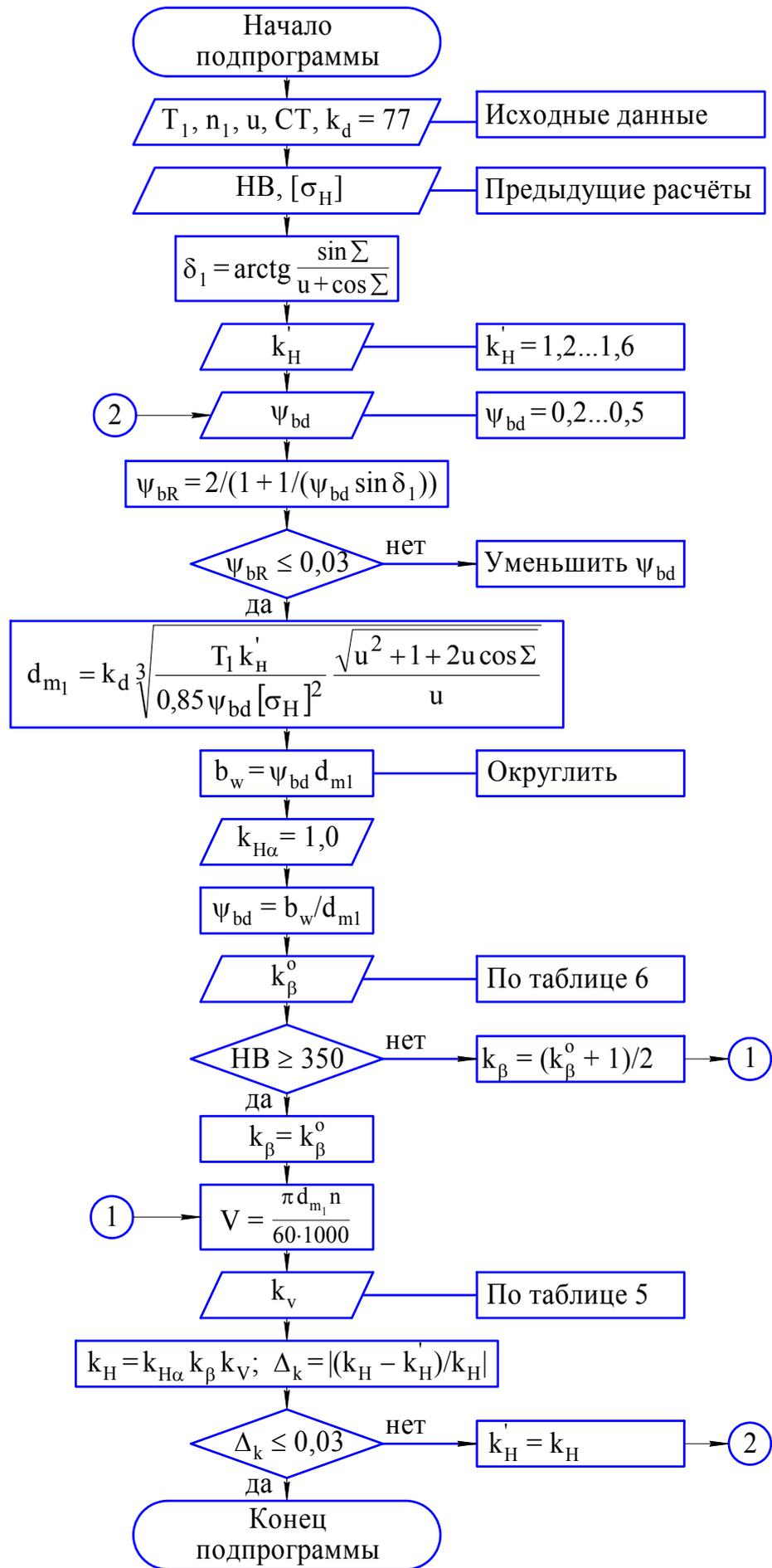


Рис. 10. Схема алгоритма определения габаритов передачи

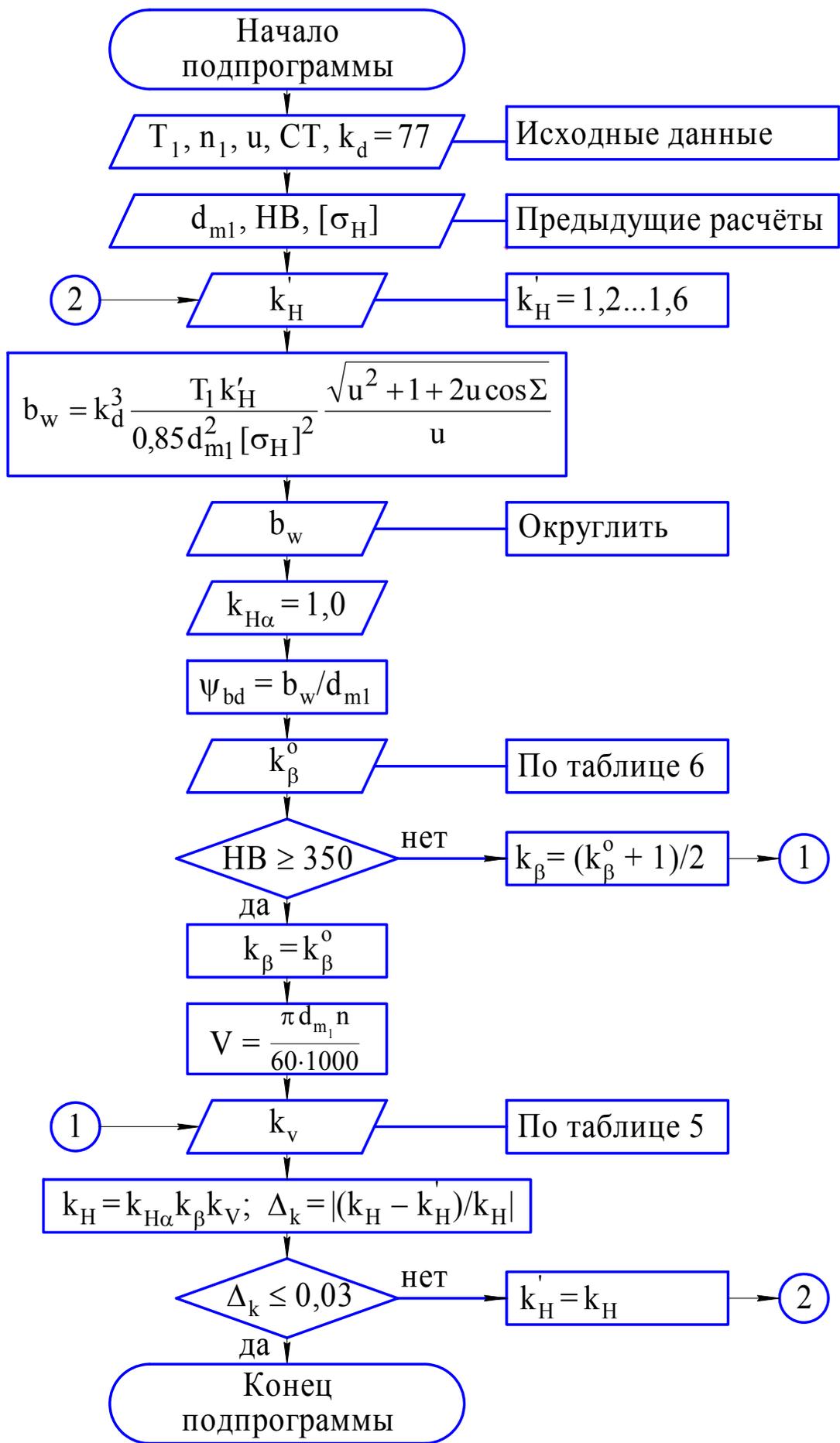


Рис. 11. Схема алгоритма определения габаритов передачи при заданном среднем делительном диаметре

На рис. 10 приведен порядок расчёта передачи с определением среднего делительного диаметра. На рис. 11 приведен порядок расчёта при заданном среднем делительном диаметре. Для прямозубых колёс вспомогательный коэффициент $k_d = 77 \text{ МПа}^{1/3}$

При проектировочном расчёте задаются коэффициентом $\psi_{bd} = b_w/d_{m1}$, однако необходимо выдержать условие $\psi_{bR} = b_w/R_e \leq 0,3$.

Значение коэффициента динамической нагрузки можно приблизительно определить по табл. 5.

Таблица 5. Значения коэффициента динамической нагрузки

Степень точности	Твёрдость зуба, НВ	Значение k_v при окружной скорости V , м/с					
		до 1	1...3	3...8	8...12	12...18	18...24
6	≤ 350	1,00	1,00	1,20	1,30	1,45	1,55
	> 350	1,00	1,00	1,15	1,25	1,35	1,40
7	≤ 350	1,00	1,20	1,35	1,45	1,55	–
	> 350	1,00	1,15	1,20	1,30	1,40	1,50
8 и 9	≤ 350	1,00	1,00	1,25	1,45	–	–
	> 350	1,00	1,20	1,35	1,50	–	–

Значения коэффициента k_β^0 определяется приблизительно по табл. 6.

Таблица 6. Значения коэффициента неравномерности

ψ_{bd}	Значение k_β^0 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	–	–

Для колёс с твердостью поверхности $HV \leq 350$, учитывая приработку, принимают $k_{\beta} = (k_{\beta}^0 + 1)/2$.

Если уточнённое значение коэффициента нагрузки k_H , больше предварительно принятого k'_H расчёты основных габаритов необходимо повторить.

Порядок расчёта модуля и чисел зубьев цилиндрической передачи приведен на [рис. 12](#).

Минимальное значение модуля по технологическим требованиям определяется по [табл. 7](#).

Таблица 7. Минимальные значения модуля

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

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между парами зубьев при многопарном зацеплении $k_{F\alpha}$ определяется приближенно по [табл. 8](#).

Таблица 8. Значения коэффициента неравномерности

Величина	Значение величины		
	6	7	8 и 9
$k_{F\alpha}$	0,725	0,820	0,910

После вычисления модуля следует принять его ближайшим стандартным по [табл. 9](#).

Таблица 9. Стандартные значения модуля

Ряды	Модуль, мм									
	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
1-й	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
2-й	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14

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

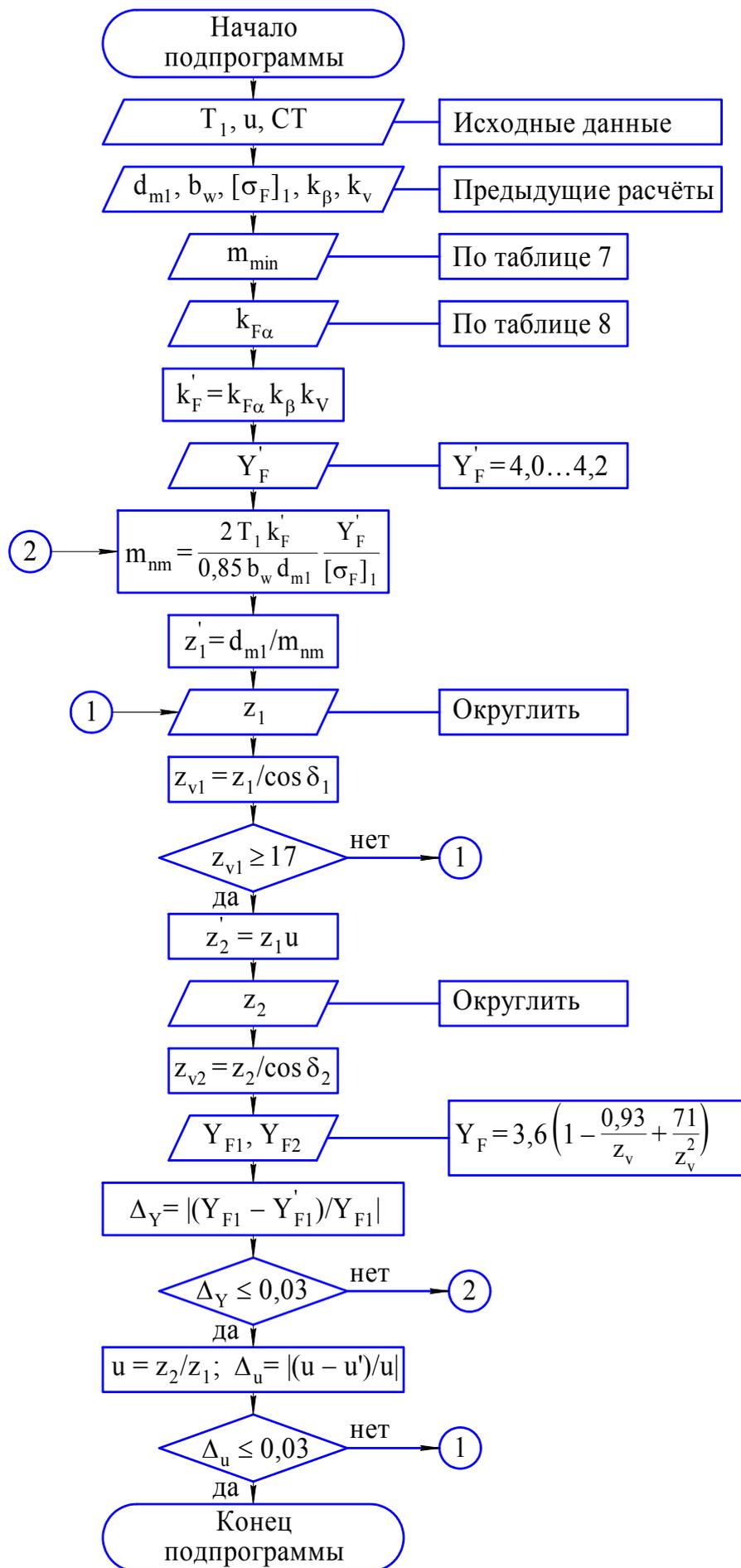


Рис. 12. Схема алгоритма определения модуля и числа зубьев

Так как в настоящих указаниях рассматривается расчёт только колёс без смещения, то необходимо, чтобы эквивалентное число зубьев шестерни z_{v1} было не менее 17. При невыполнении этого условия следует вернуться к исходным данным и произвести увеличение среднего диаметра d_{m1} или изменить вид термообработки и пересчитать допускаемое напряжение и габариты.

По полученным значениям z_{v1} и z_{v2} рассчитывают коэффициенты формы зуба для шестерни и колеса [3]

$$Y_F = 3,6 \left(1 - \frac{0,93}{z_v} + \frac{71}{z_v^2} \right).$$

Для определения значений Y_F можно воспользоваться также табл. 10. Если значение коэффициента Y_F отличается более чем на 3 % от предварительно выбранного Y'_F , то необходимо пересчитать значение модуля (рис. 12).

Таблица 10. Значения коэффициента формы зуба

Величина	Значение величины									
z_v	17	20	22	30	40	50	60	80	100	150
Y_F	4,26	4,08	3,90	3,80	3,70	3,65	3,62	3,61	3,60	3,60

При округлениях чисел зубьев z_1 и z_2 следует обеспечить отличие уточнённого значения передаточного числа i от заданного не более чем на 3 %.

После определения модуля и чисел зубьев выполняется геометрический расчёт передачи в последовательности, приведенной на рис. 13.

Основные рассчитываемые размеры конического колеса показаны на рис. 14.

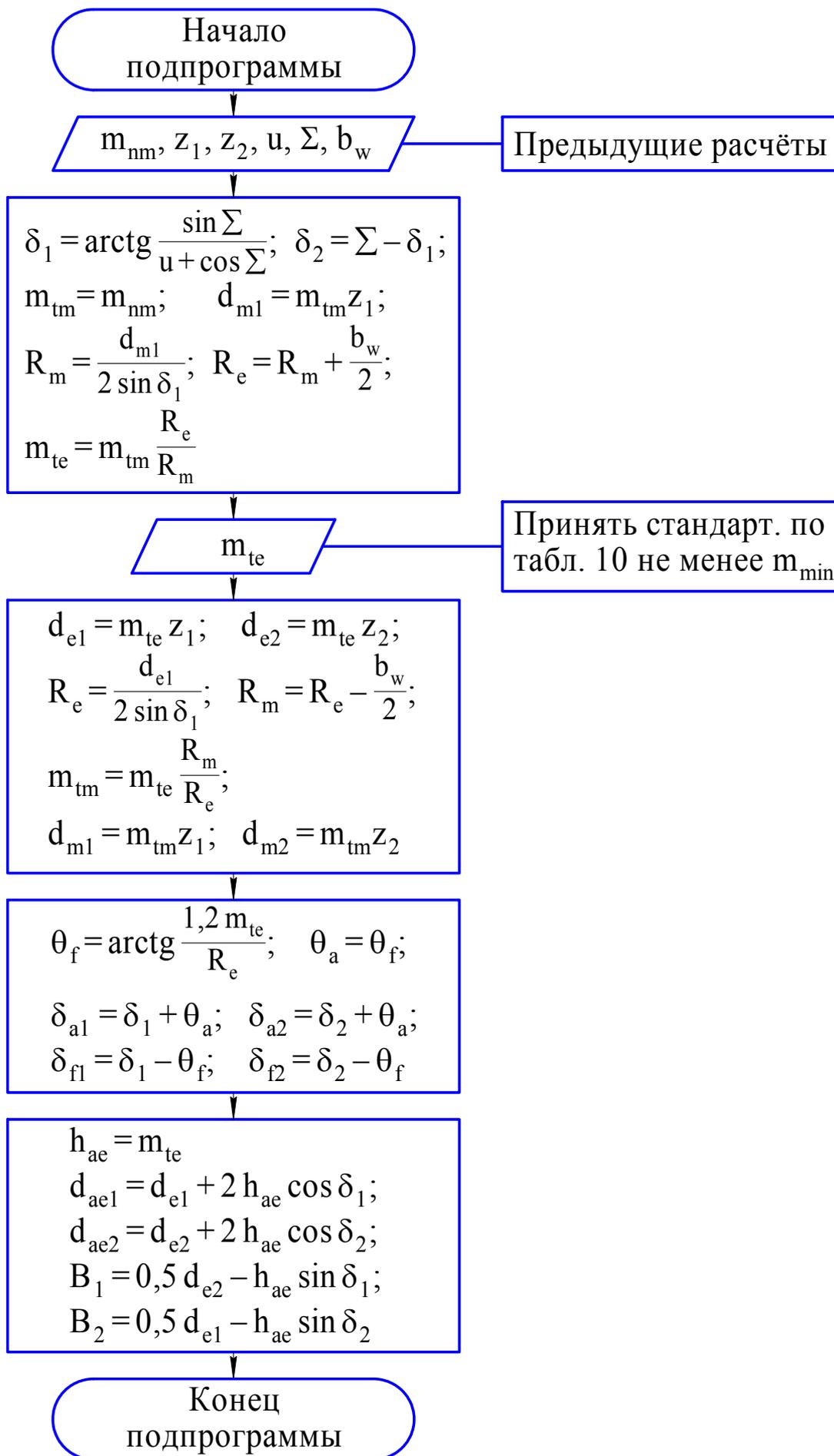


Рис. 13. Схема алгоритма геометрического расчёта передачи

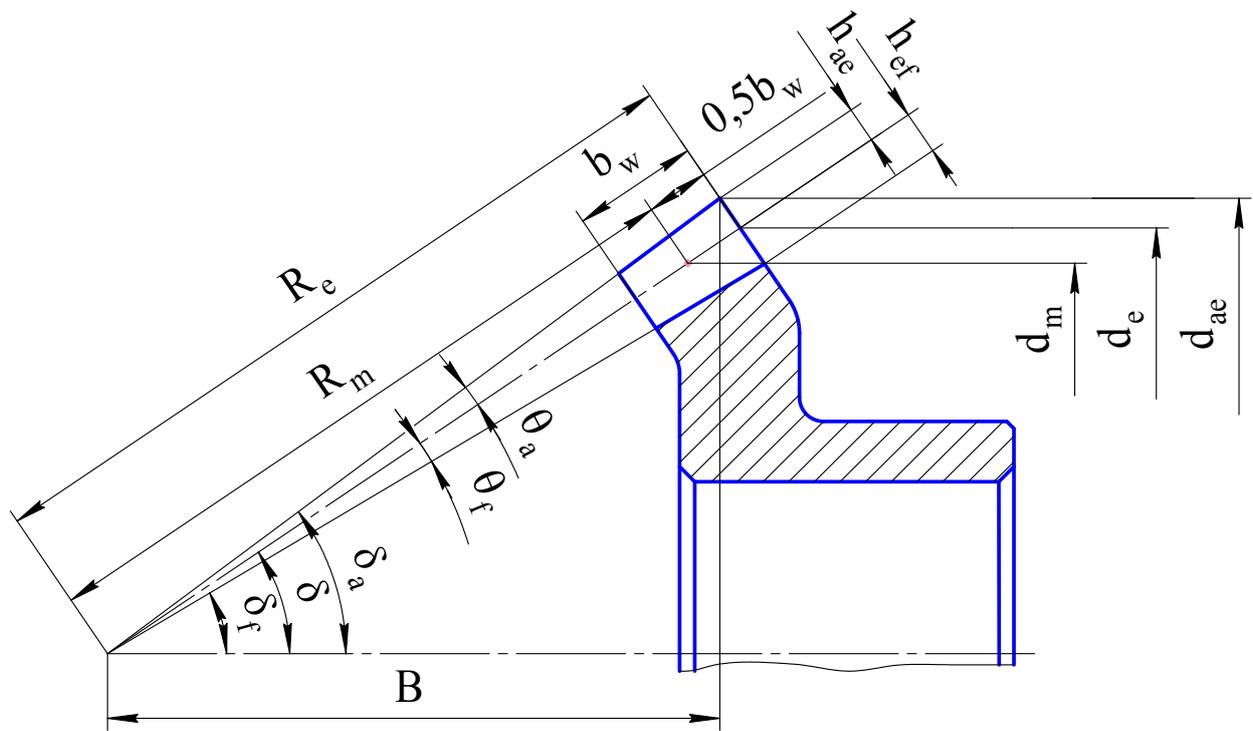


Рис. 14. Геометрические размеры конического колеса

5. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ПЕРЕДАЧИ

Проверка прочности передачи включает в себя проверку контактной прочности и изгибной выносливости. Общая схема алгоритма проверки прочности приведена на рис. 15.

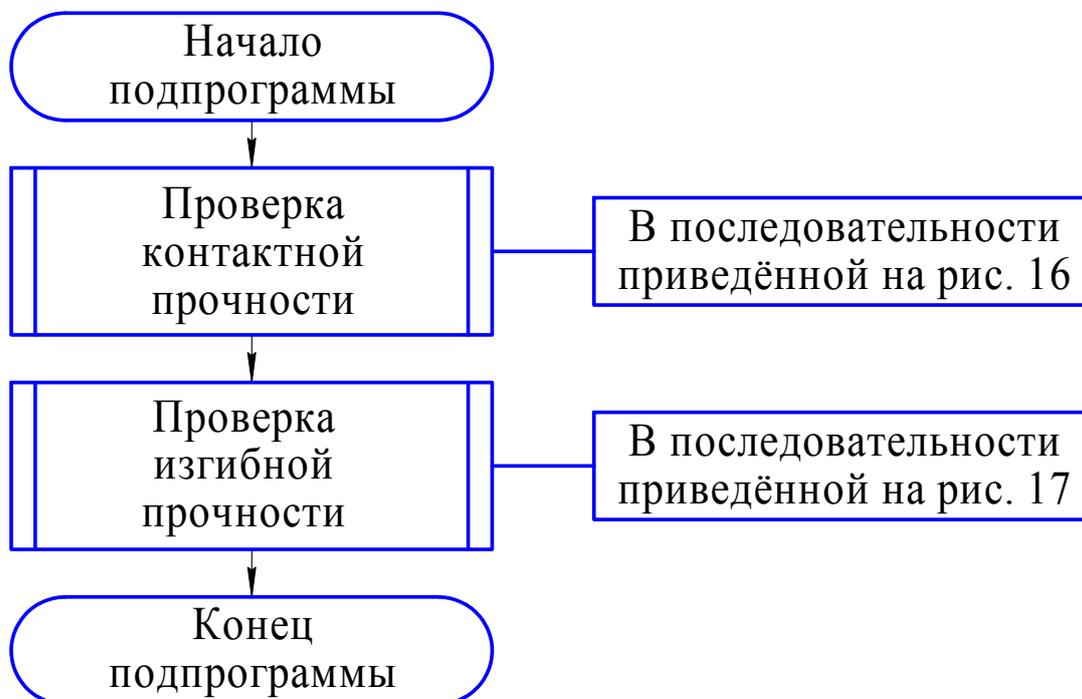


Рис. 15. Схема алгоритма проверки прочности передачи

Порядок проверки контактной прочности передачи приведен на рис. 16. Если не выполняется условие прочности, то необходимо увеличить ширину зуба колеса и вернуться в подпрограмму определения габаритов передачи. Если условие контактной прочности выполняется, то выполняется проверка изгибной прочности передачи, показанной на рис. 17. Если не выполняется условие прочности, то необходимо увеличить ширину зуба колеса и вернуться в подпрограмму определения габаритов передачи.

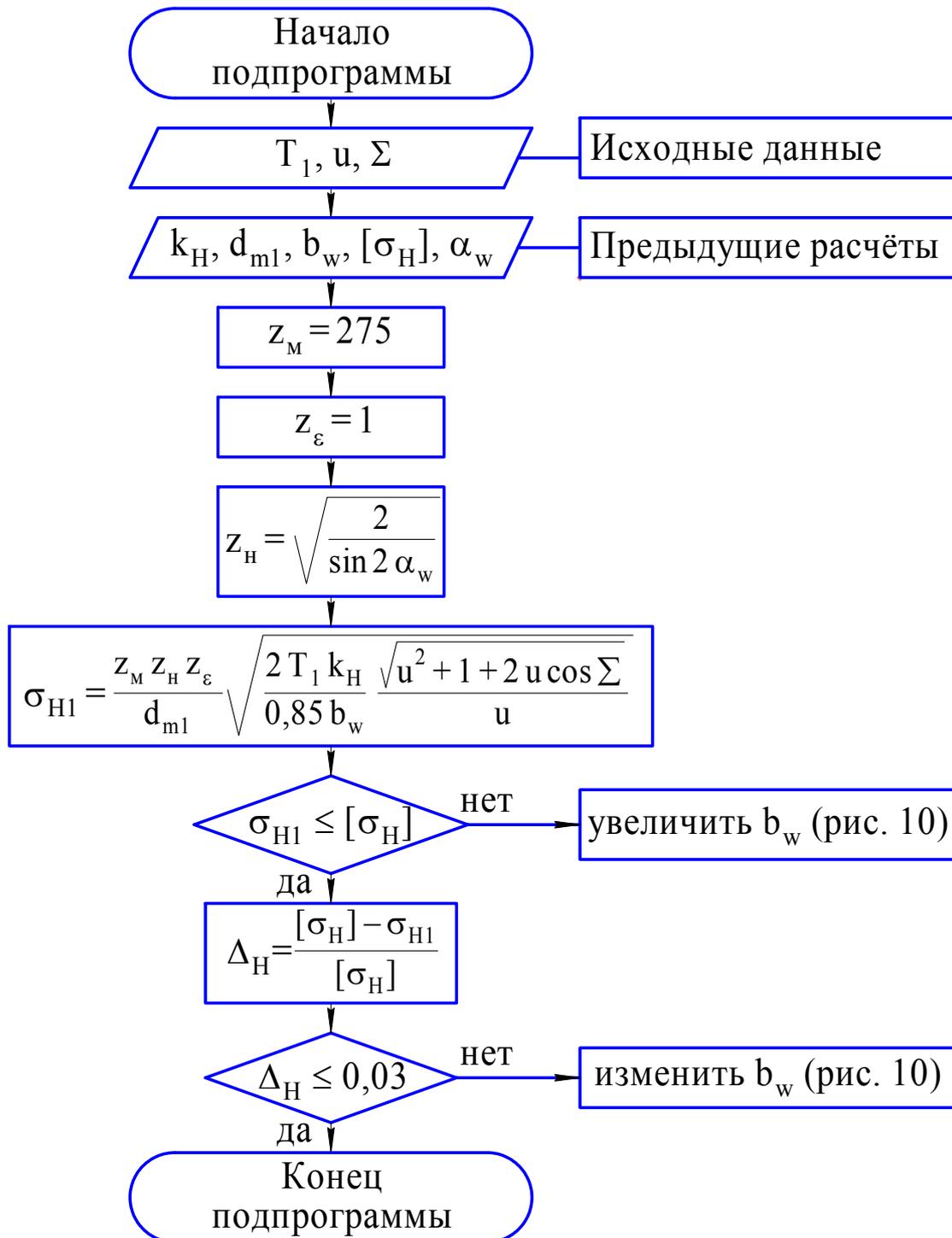


Рис. 16. Схема алгоритма проверки контактной прочности передачи

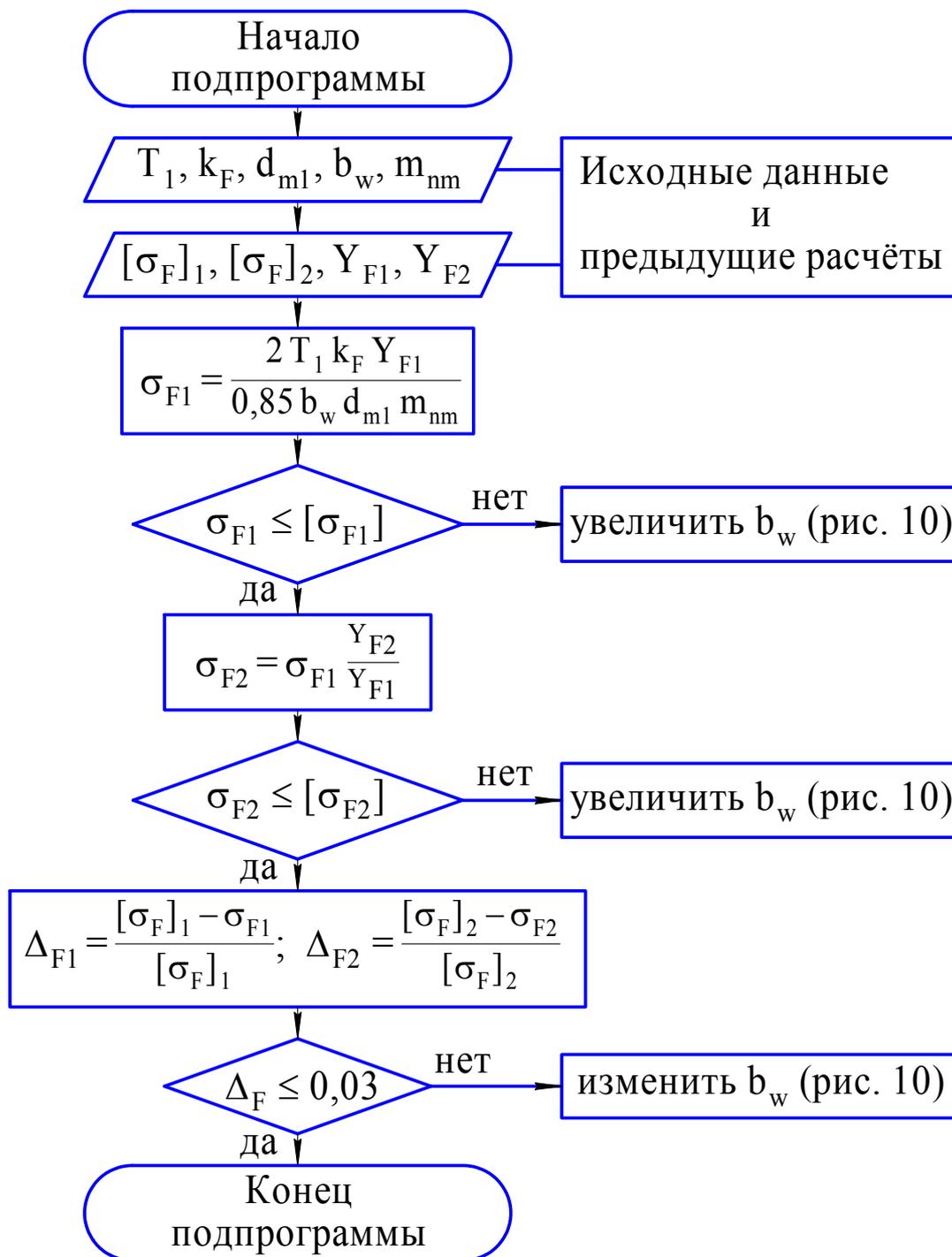


Рис. 17. Схема алгоритма проверки изгибной прочности передачи

При выполнении условия прочности определяется относительная недогрузка по контактным напряжениям Δ_H и по напряжениям изгиба Δ_F . Далее из двух значений недогрузок выбирается наименьшее и по этим напряжениям выполняется корректировка ширины зубчатого колеса, для того чтобы недогрузка не превышала 3 %.

6. ПОРЯДОК РАСЧЁТА НА ЭВМ

Для выполнения расчётов на ЭВМ цилиндрической передачи необходимо выполнить кинематический и энергетический расчёт редуктора [4].

Расчёт начинается с ввода своей фамилии, имени и номера группы. Затем в таблицу вводятся следующие исходные данные: T_1 – крутящий момент на входном валу, Н·мм; n_1 – частота вращения входного вала, об/мин; u – передаточное число передачи; t_h – ресурс передачи, час; IR – номер режима нагружения по варианту задания; CT – степень точности передачи; RW – реверсивность передачи; d_m – заданное значение межосевого расстояния (если значение межосевого расстояния не задано, следует принять $d_m = 0$); марка стали, вид термообработки, твердость зубьев на поверхности и в сердцевине для шестерни и колеса; S_H – коэффициент безопасности по контактным напряжениям; S_F – коэффициент безопасности по напряжениям изгиба; k'_H – предварительный коэффициент нагрузки по контактным напряжениям; ψ_{bd} – коэффициент ширины зубчатого венца относительно среднего делительного диаметра; Y_{F1}' – предварительный коэффициент формы зуба шестерни.

По рассчитанным значениям коэффициента ширины зубчатого венца относительно начального диаметра шестерни ψ_{bd} необходимо ввести коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями по ширине зубчатого венца, k_β и по значению скорости скольжения на начальном диаметре шестерни V ввести коэффициент динамической нагрузки k_v .

После введения всех исходных данных необходимо выполнить расчёт и распечатать результаты расчёта. Программа позволяет посмотреть схему рассчитанной передачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Решетов Д.Н. Детали машин: учебник для вузов – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
2. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов – М.: Высшая школа, 2006. – 408 с.
3. Шелохваст В.В. Основы проектирования машин – М.: Изд-во АПМ, 2000. – 472 с.
4. Жильников Е.П., Тукмаков В.П. Кинематический и энергетический расчёт авиационных редукторов: Метод. указания к курсовому проекту – Самарский гос. аэрокосм. ун-т; Самара, 2008. – 24 с.
5. Жильников Е.П., Тукмаков В.П. Определение допускаемых напряжений при расчёте зубчатых передач: Метод. указания к курсовому проекту – Самарский гос. аэрокосм. ун-т; Самара, 2008. – 24 с.
6. Жильников Е.П., Тихонов А.Н. Расчёт на прочность конической зубчатой передачи на ЭВМ: Метод. указания к курсовому проекту – Самарский гос. аэрокосм. ун-т; Самара, 1993. – 24 с.

