

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва»

РАСЧЁТ НА ПРОЧНОСТЬ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ

*Рекомендовано редакционно-издательской комиссией
по испытаниям и эксплуатации авиационной и
космической техники
в качестве методических указаний*

Самара 2016

УДК 621.8 (075)

Составители: Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков

Рецензент: д-р техн. наук, профессор С.В. Фалалеев

Расчёт на прочность планетарной передачи: метод. указания к курсовому проекту / *сост. Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков.* – Самара: Самарский ун-т, 2016. – 27 с.: ил.

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

Рекомендованы студентам инженерно-технических специальностей.

Подготовлены на кафедре основ конструирования машин.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2016

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Основным достоинством планетарных передач по сравнению с простыми являются: компактность и малая масса вследствие распределения нагрузки между несколькими сателлитами и применения передач с внутренним зацеплением, обладающих повышенной нагрузочной способностью. Валы центральных колёс в планетарных редукторах нагружены лишь крутящими моментами, а их опоры не несут радиальных нагрузок. Это снижает потери на трение и в некоторой степени упрощает конструкцию опор и редуктора.

Указанные достоинства планетарных передач обеспечили их широкое применение в различных областях машиностроения, особенно в главных редукторах авиационных изделий и в механизмах приводов систем управления летательными аппаратами.

Из большого разнообразия типов планетарных передач самое широкое применение на практике получила простейшая передача 2К-Н типа А (по классификации [1]), основными звеньями которой являются два центральных колеса К (а и b), водило h и сателлиты g (рис. 1).

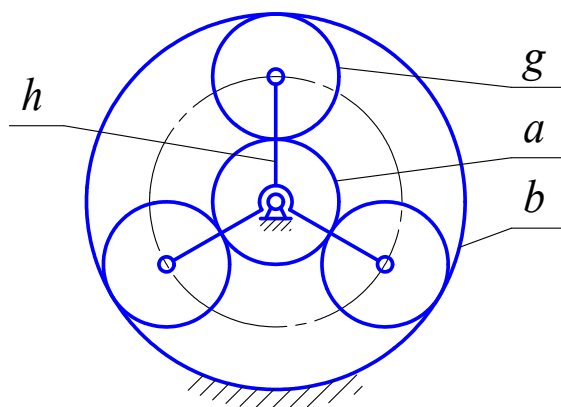


Рис. 1. Схема планетарной передачи 2К-Н типа А

В настоящих указаниях собраны справочные данные, изложены методика и порядок расчёта на прочность зубьев планетарной передачи 2К-Н типа А, зубчатые колёса которой прямозубые без смещения.

Последовательность расчёта представлена в виде схем алгоритмов, которыми можно пользоваться как при расчётах на ЭВМ, так и при «ручном» расчёте. В работе использован метод расчёта зубчатых передач по ГОСТ 21354-87 обозначения и зависимости основных геометрических параметров эвольвентного зацепления соответствуют ГОСТ 16532-70 и ГОСТ 19274-73 за основу взят порядок расчёта планетарных передач, приведенный в [1] и [2].

2. ПРОГРАММА РАСЧЁТА ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

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

Таблица 1. Основные величины

Обозначение в формулах	Размерность	Наименование величины
a	мм	Делительное 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
СТ	–	Степень точности передачи
d_{a1}, d_{a2}	–	Диаметры вершин зубьев шестерни и колеса
d_1, d_2	мм	Делительные диаметры шестерни и колеса
d_{w1}, d_{w2}	мм	Начальные диаметры шестерни и колеса
d_{b1}, d_{b2}	мм	Основные диаметры шестерни и колеса
d_{f1}, d_{f2}	мм	Диаметры впадин зубьев шестерни и колеса
Δ_F, Δ_H	–	Величина недогрузки по изгибным и контактным напряжениям
HB(I), HRC(I)	–	Величина твёрдости поверхности зубьев шестерни и колеса по Бринеллю и Роквеллу
HRC _C (I)	–	Величина твердости сердцевины зуба шестерни и колеса по Роквеллу
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	мм	Нормальный модуль
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
P_1	кВт	Мощность на валу шестерни
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_ε	–	Коэффициент, учитывающий торцевое перекрытие при расчёте по контактным напряжениям
z_1, z_2	–	Число зубьев шестерни и колеса
α	рад	Угол профиля зуба
α_w	рад	Угол зацепления
α_{a1}, α_{a2}	рад	Угол при вершине зубьев шестерни и колеса

ε_α	–	Коэффициент торцевого перекрытия
σ_{F1}, σ_{F2}	МПа	Напряжение изгиба зуба шестерни и колеса
$\sigma_{F\text{limb}}$	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
$\sigma_{H\text{limb}}$	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

При проектировочном расчёте приближенные или предварительные значения величин имеют дополнительный индекс – штрих: $k'_F, k'_H, u'_{пл}, b'_w$ и т. п.

Исходными данными для расчёта являются величины: P_a – мощность на колесе a ; n_a – частота вращения колеса a ; n_h – частота вращения водила, t_h – срок службы передачи; СТ – степень точности передачи.

Указанные исходные данные должны быть подготовлены заранее и при расчётах вводятся в таблицу на экране дисплея. Общий порядок расчёта передачи приведен на рис. 2.

В данной программе определяются и выводятся на печать только основные параметры передачи, необходимые для её проектирования и расчёта остальных деталей и узлов.

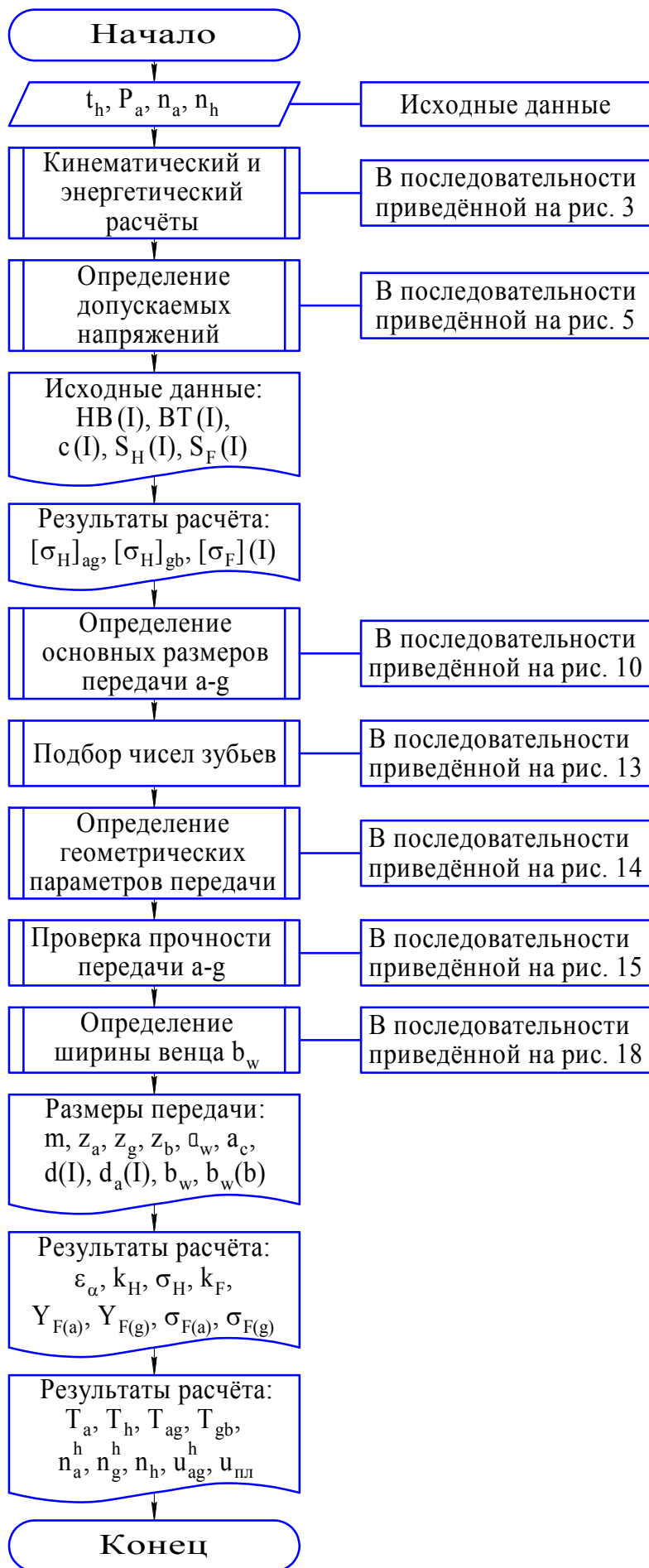


Рис. 2. Общая схема алгоритма расчёта планетарной передачи

2.1. Кинематический и энергетический расчёт

Порядок кинематического и энергетического расчётов приведен на рис. 3.

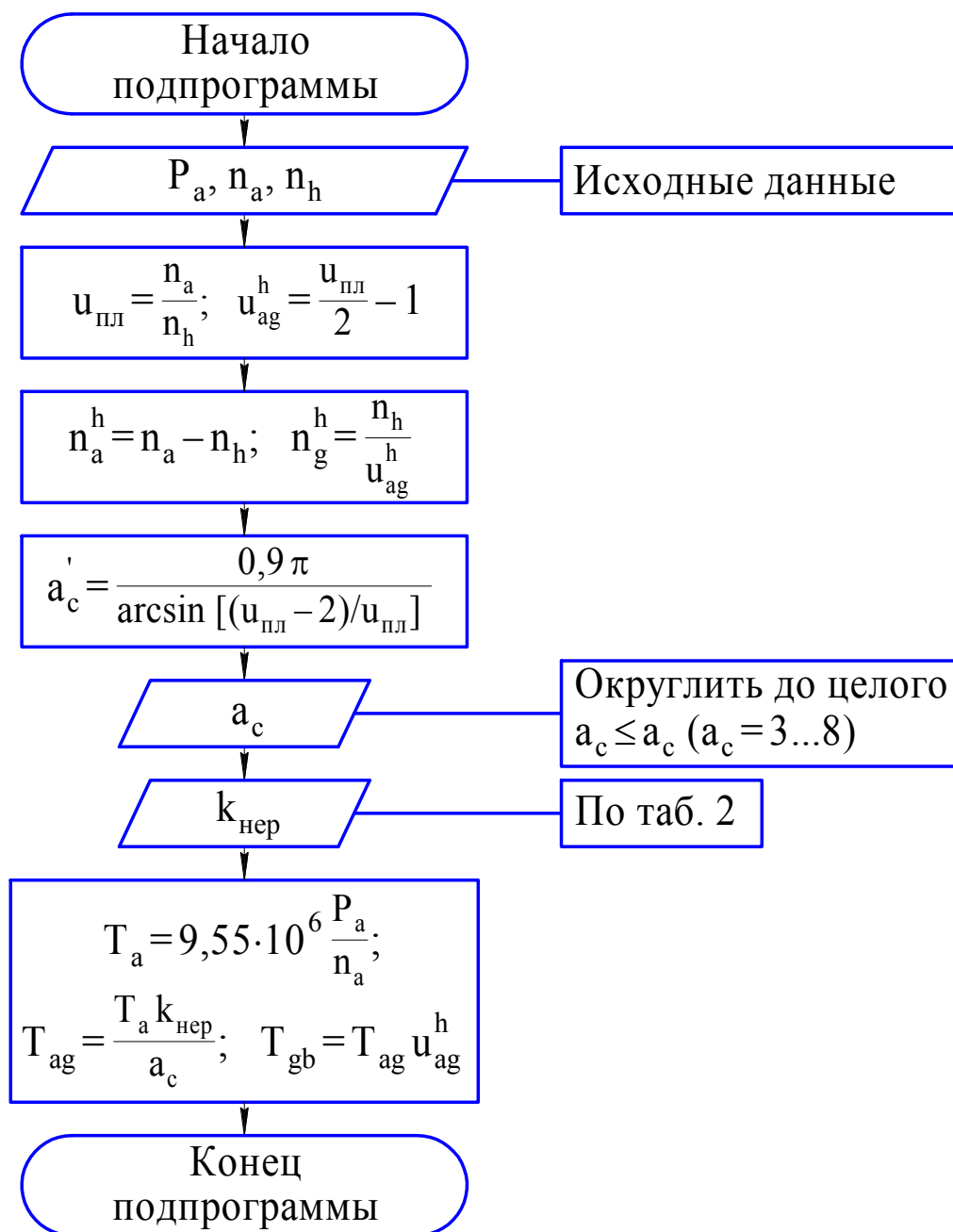


Рис. 3. Схема алгоритма кинематического и энергетического расчёта

При выборе числа спутников из условия соседства необходимо принять $a_c \leq a'_c$. В то же время рекомендуется [3], чтобы a_c не превышало 8.

Коэффициент неравномерности $k_{\text{нер}}$ распределения нагрузки между спутниками принимается по табл. 2 в зависимости от числа спутников и самоустанавливающихся («плавающих») центральных колёс.

Таблица 2. Значения коэффициента неравномерности

Число сателлитов a_c	Коэффициент неравномерности $k_{нер}$		
	Без плавающих центральных колёс	При одном плавающем центральном колесе	При двух плавающих центральных колёсах
3	1,15	1,05	1,00
4	1,22	1,10	1,03
5	1,35	1,15	1,05
6	1,50	1,18	1,10
≥ 7	1,80	1,25	1,15

На рис. 4 показан вариант плавающего центрального (солнечного) колеса. На входной вал 1 планетарной ступени (второй вал редуктора) при помощи эвольвентных шлицов 3 насажено центральное колесо 2. Фиксируют осевое положение солнечного колеса стопорное кольцо 4, оно дает некоторую свободу колесу и позволяют ему самоустанавливаться.

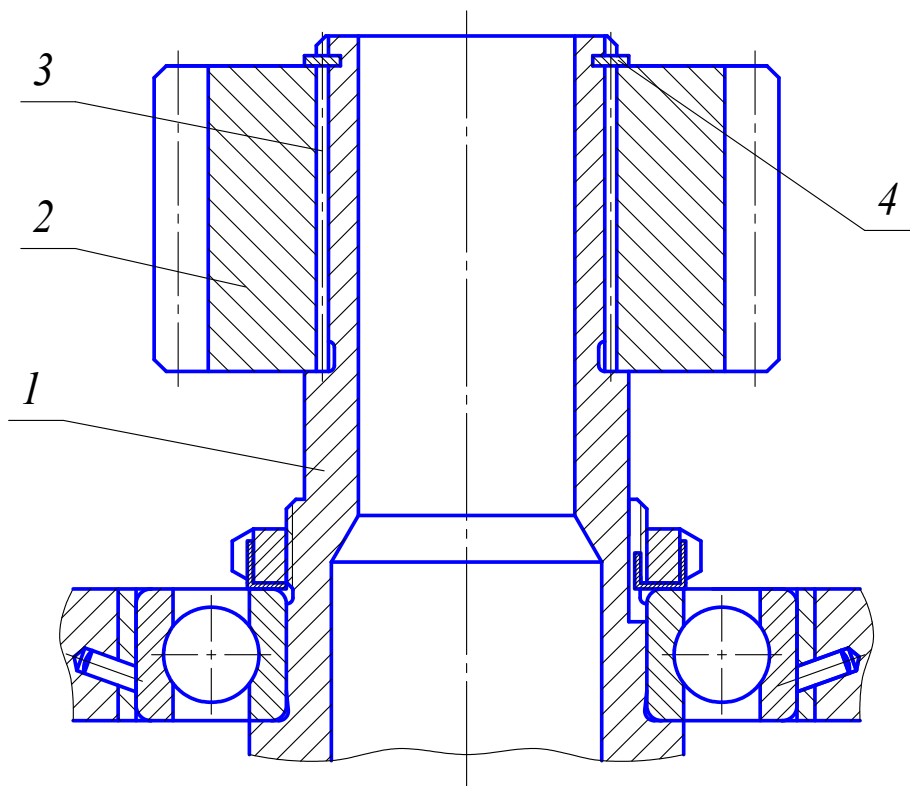


Рис. 4. Самоустанавливающееся центральное колесо

2.2. Определение допускаемых напряжений

Общий порядок определения допускаемых напряжений в планетарной передаче приведен на рис. 5.

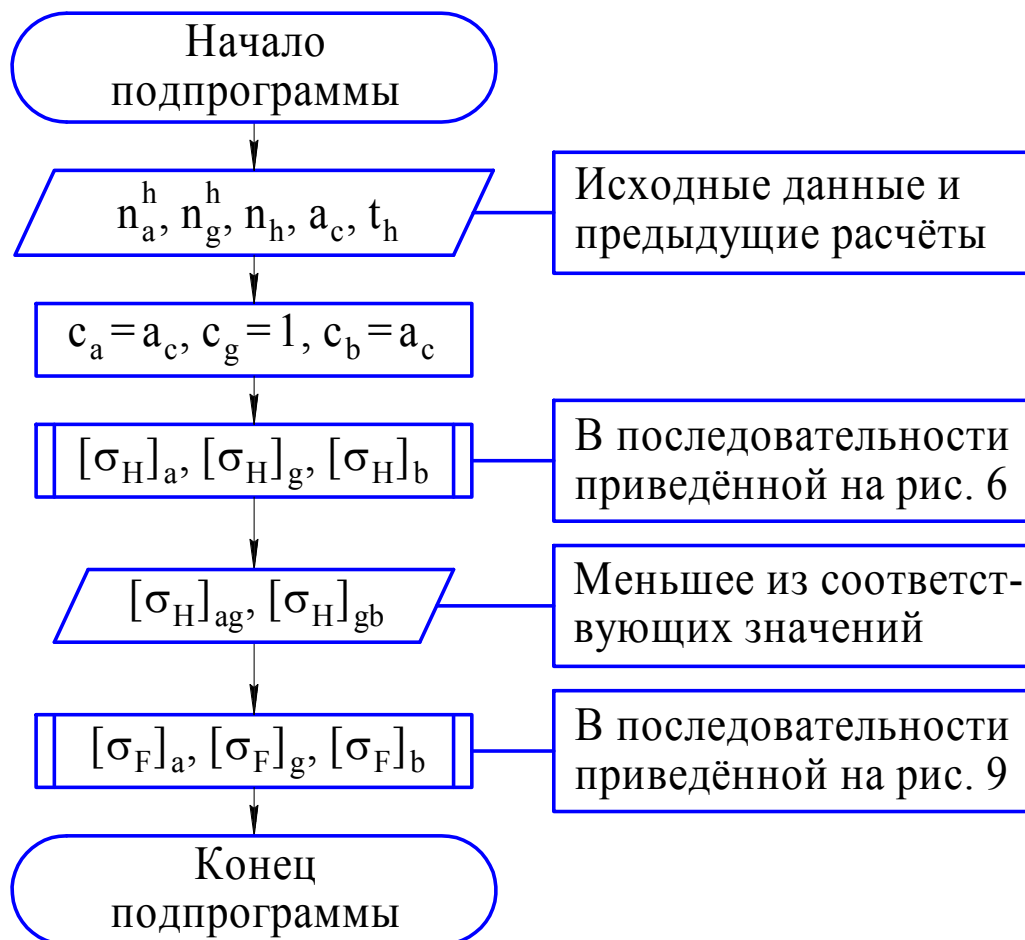


Рис. 5. Общая схема алгоритма определения допускаемых напряжений

Допускаемые контактные и изгибные напряжения определяются для каждого из колёс a, g и b. Затем в качестве расчётного допускаемого контактного напряжения для передач a-g и g-b выбирается меньшее из допускаемых напряжений колёс данной передачи. Порядок определения допускаемых контактных напряжений для каждого из колёс передачи приведен на рис. 6.

Выбор материалов для зубчатых колёс и их термообработки производится по табл. 3.

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

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

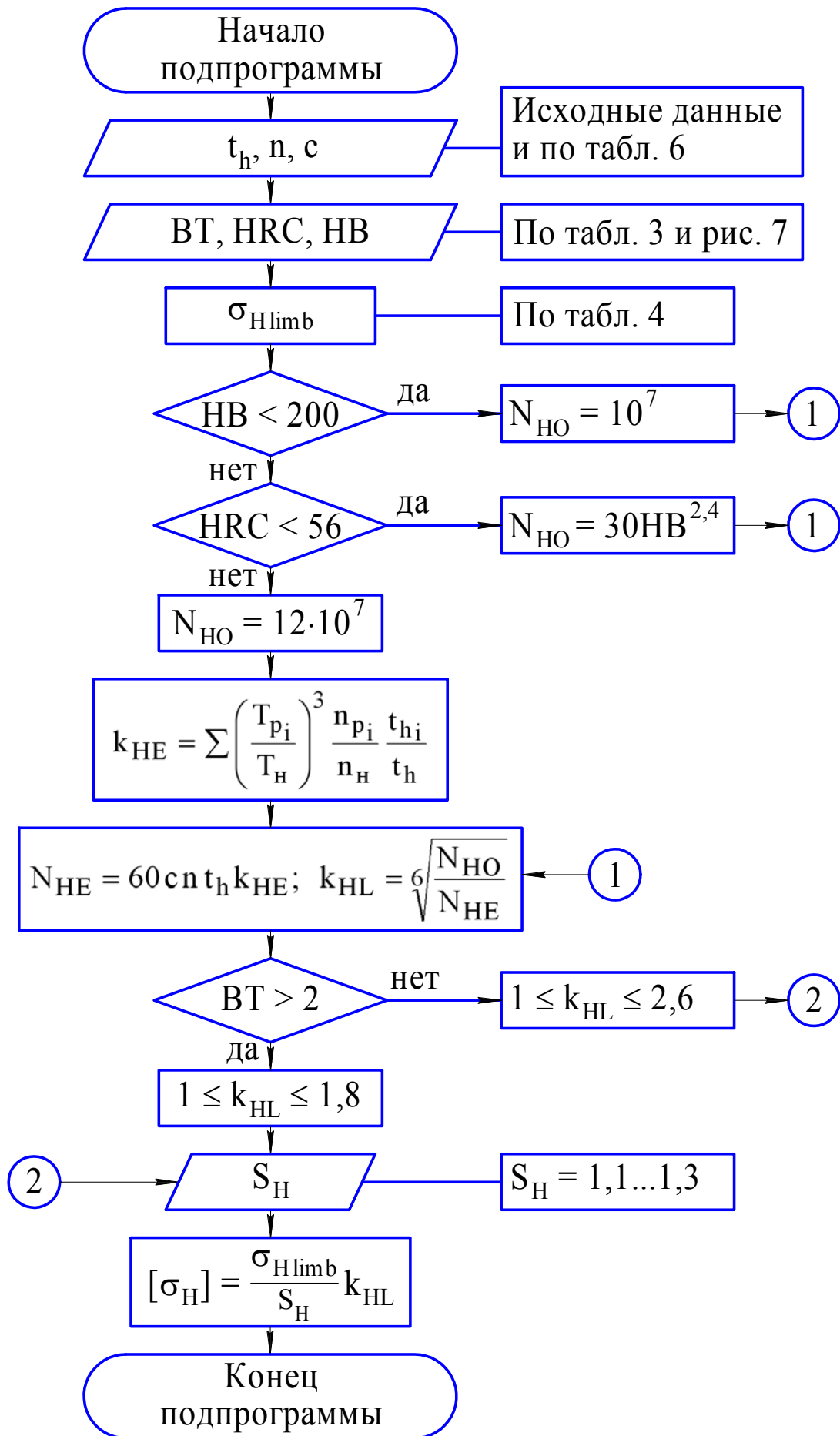


Рис. 6. Схема алгоритма определения допускаемых контактных напряжений

Таблица 3. Материалы зубчатых колёс и их характеристики

Марка стали	Вид термообработки	Твёрдость зубьев	
		на поверхности	в сердцевине
40	Улучшение	HB 192...228	
45	Нормализация	HB 170...217	
	Улучшение	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
12XН3А	Цементация	HRC 56...63	HRC 30...35
12X2Н4А		HRC 58...63	HRC 35...40
18ХГТ		HRC 58...60	HRC 32...38
25ХГТ		HRC 58...63	HRC 32...38
20X		HRC 56...63	HRC 25...27
20XH		HRC 56...63	HRC 28...30
20XН3А		HRC 58...63	HRC 30...35
38X2Ю	Азотирование	HRC 57...62	HRC 30...35
38X2МЮА		HRC 62...65	HRC 30...35

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. 6.

Базовые разрушающие контактные напряжения в зависимости от твёрдости поверхности определяются по формулам табл. 4.

Расчёт числа циклов перемены напряжений выполняют с учётом режима нагружения передачи (рис. 7). Различают режимы постоянной и переменной нагрузки. Для постоянного режима нагружения передачи коэффициент эквивалентности по контактным и изгибным напряжениям $k_{HE} = 1,0$ и $k_{FE} = 1,0$.

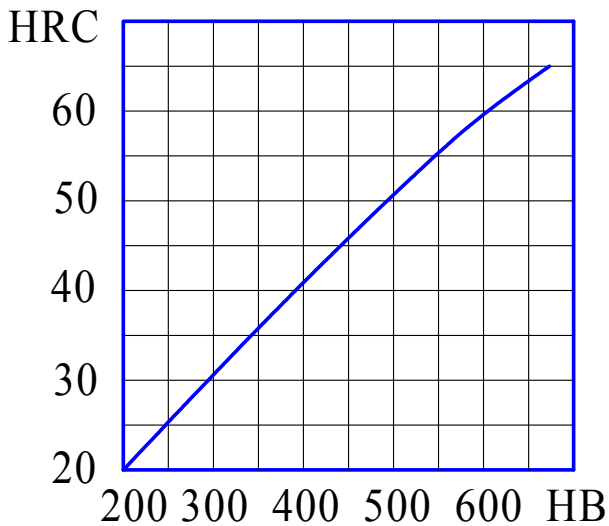


Рис. 7. Соотношение единиц твердости HRC и HB

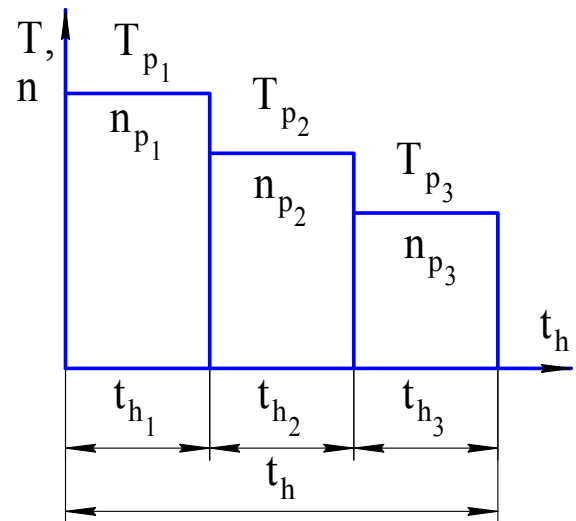


Рис. 8. График режима нагружения

Таблица 4. Базовые разрушающие напряжения

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

Для переменного режима нагружения передачи характеристики режима выбирают согласно заданию по табл. 5.

Для определения числа нагружений зуба колеса рассматривают кинематическую схему передачи. У планетарных передач (рис. 1) для центральных колёс (a и b) число нагружений зуба равно числу сателлитов – $c_a = c_b = a_c$, у сателлита g зацепление с центральными колёсами происходит разными сторонами зуба, поэтому – $c_g = 1$ (табл. 6).

Частоту вращения зубчатых колёс a , g и b принимают для обращенного движения n_a^h, n_g^h, n_h , при котором всем звеньям передачи мысленно сообщается вращение с частотой вращения водила, но в обратном направлении (табл. 6).

Таблица 5. 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	$1,05 n_H$	$1,25 n_H$	$0,70 t_h$	$0,20 t_h$	$0,10 t_h$

Таблица 6. Характеристики планетарной передачи

колесо	a	g	b
n	$n_a^h = n_a - n_h$	$n_g^h = n_g - n_h$	n_h
c	$c_a = a_c$	$c_g = 1$	$c_b = a_c$
k_{FC}	1,0	0,7...0,8	1,0

В формулу для расчёта допускаемых напряжений при изгибе вводится дополнительный коэффициент k_{FC} , учитывающий снижение прочности при знакопеременном (двухстороннем) режиме нагружения зуба (сателлитные шестерни планетарных передач).

При работе зубьев центральных колёс a и b одной стороной $k_{FC} = 1,0$. Зубья сателлита g зацепляются с центральными колёсами разными сторонами зуба, поэтому $k_{FC} = 0,7...0,8$ (табл. 6).

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

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 приведён на рис. 9.

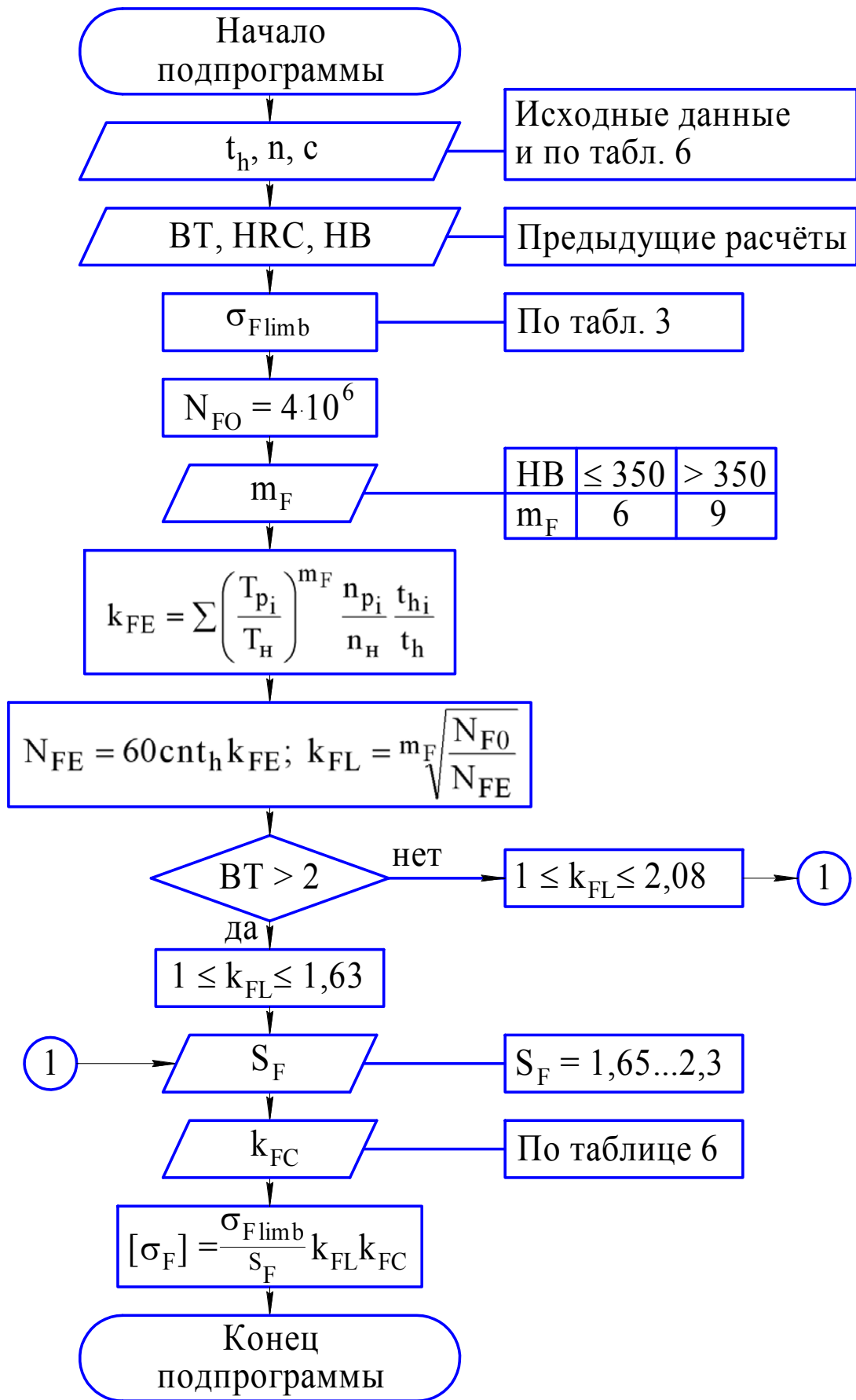


Рис. 9. Схема алгоритма определения допустимых напряжений изгиба

2.3. Определение основных параметров передачи a-g

Основными параметрами передачи a-g будут диаметр d_1 меньшего из колёс, число зубьев его z_1 и модуль передачи. Общий порядок их определения приведён на рис. 10.

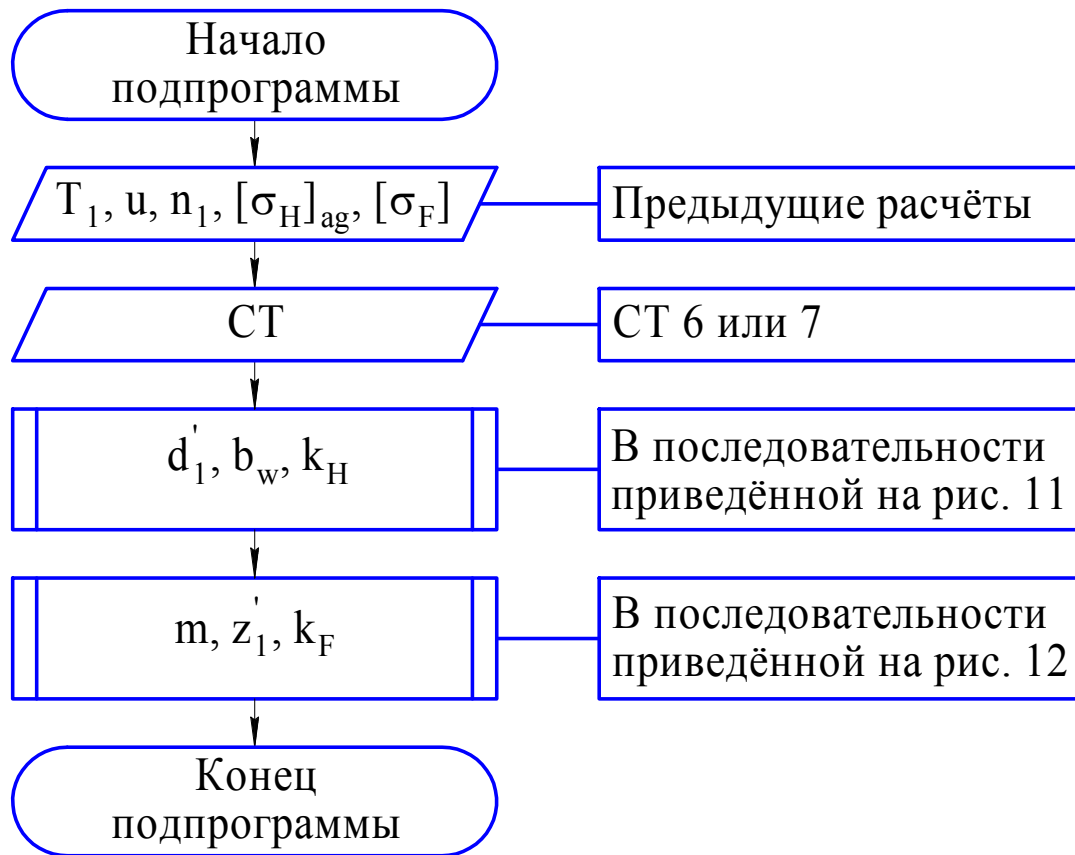


Рис. 10. Общая схема алгоритма определения основных параметров передачи a-g

Исходными данными для этой программы являются предыдущие расчёты. Однако в зависимости от передаточного отношения планетарной передачи при выборе исходных данных следует руководствоваться табл. 7.

Таблица 7. Исходные данные в зависимости от передаточного отношения передачи

$u'_{пл}$	T_1	u	n_1	$[\sigma_F]$
≤ 4	T_{gb}	$1/u_{ag}^h$	n_g^h	$[\sigma_F]_g$
> 4	T_{ag}	u_{ag}^h	n_a^h	$[\sigma_F]_a$

Порядок определения габаритов передачи d_1 и b_w приведён на рис. 11.

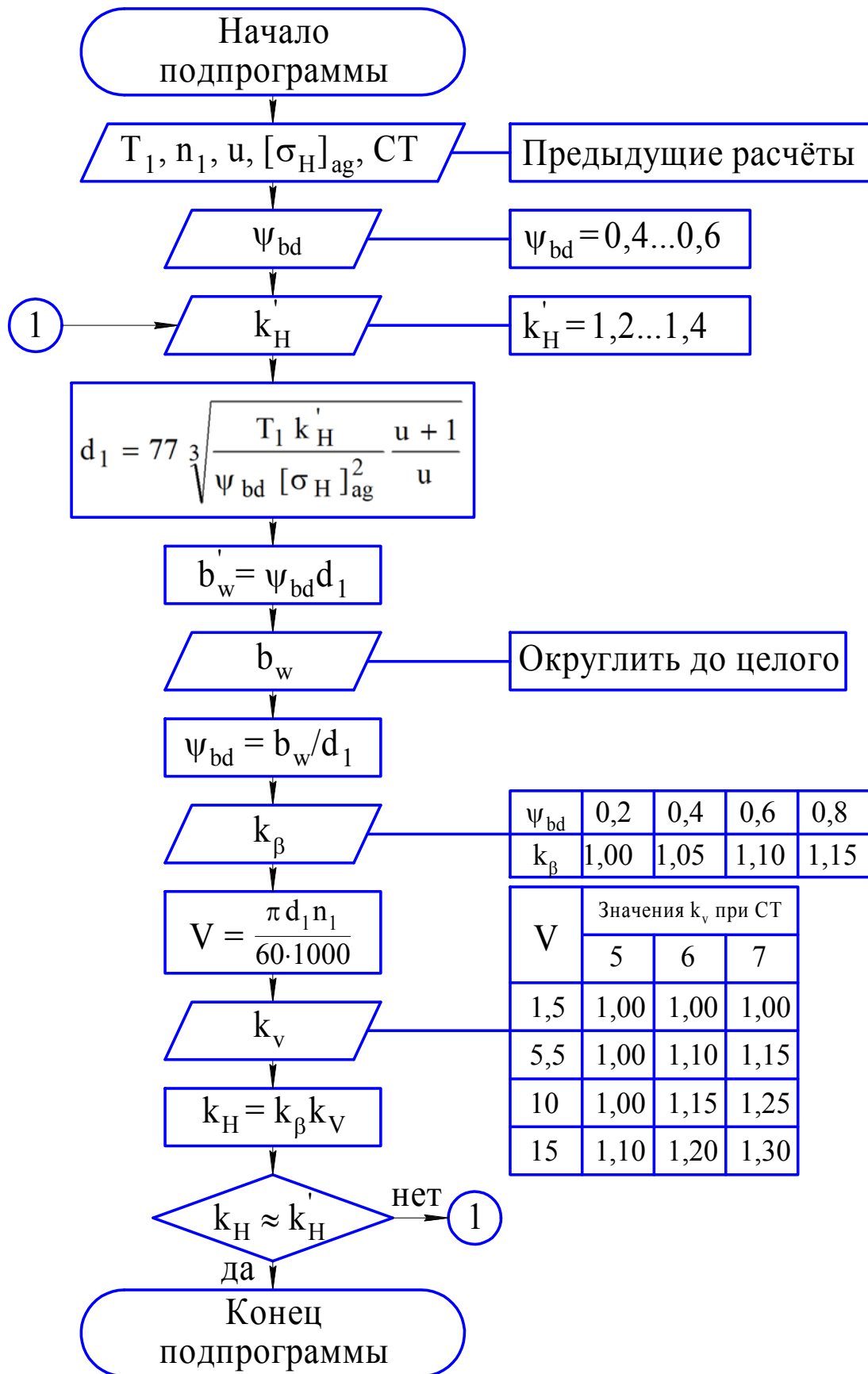


Рис. 11. Схема алгоритма определения основных габаритов передачи a-g

С целью снижения массы и габаритов передачи в программе предусмотрено уточнение коэффициента нагрузки k_H и, по желанию расчётчика, повторение расчётов основных габаритов с уточнённым значением k_H при определении из таблиц значений коэффициентов k_β и k_V допускается линейная интерполяция.

Порядок определения модуля передачи приведён на рис. 12.

Как и при определении основных габаритов, после уточнения коэффициента формы зуба Y_F предусмотрена возможность повторения расчёта модуля. Стандартные значения модуля в рекомендуемом диапазоне из ГОСТ 9563-60 приведены в табл. 8.

После вычисления модуля следует принять его ближайшим стандартным по табл. 8.

Таблица 8. Стандартные значения модуля

Ряды	Модуль m , мм									
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.

2.4. Подбор чисел зубьев

При подборе чисел зубьев планетарной передачи необходимо обеспечить выполнение условий сборки и соосности, т. к. условие соседства было выполнено при определении a_c . Порядок подбора чисел зубьев и уточнения передаточных отношений приведен на рис. 13 при этом обеспечивается выполнение условий сборки и соосности для зубчатых колёс без смещения.

2.5. Определение геометрических параметров передачи

Порядок определения основных геометрических параметров планетарной передачи, необходимых для проверочных расчётов и проектирования, приведён на рис. 14. Предусмотрен расчёт лишь колёс без смещения.

После выполнения расчётов геометрических параметров производится расчёт дополнительных параметров нагружения – крутящих моментов и окружных усилий.

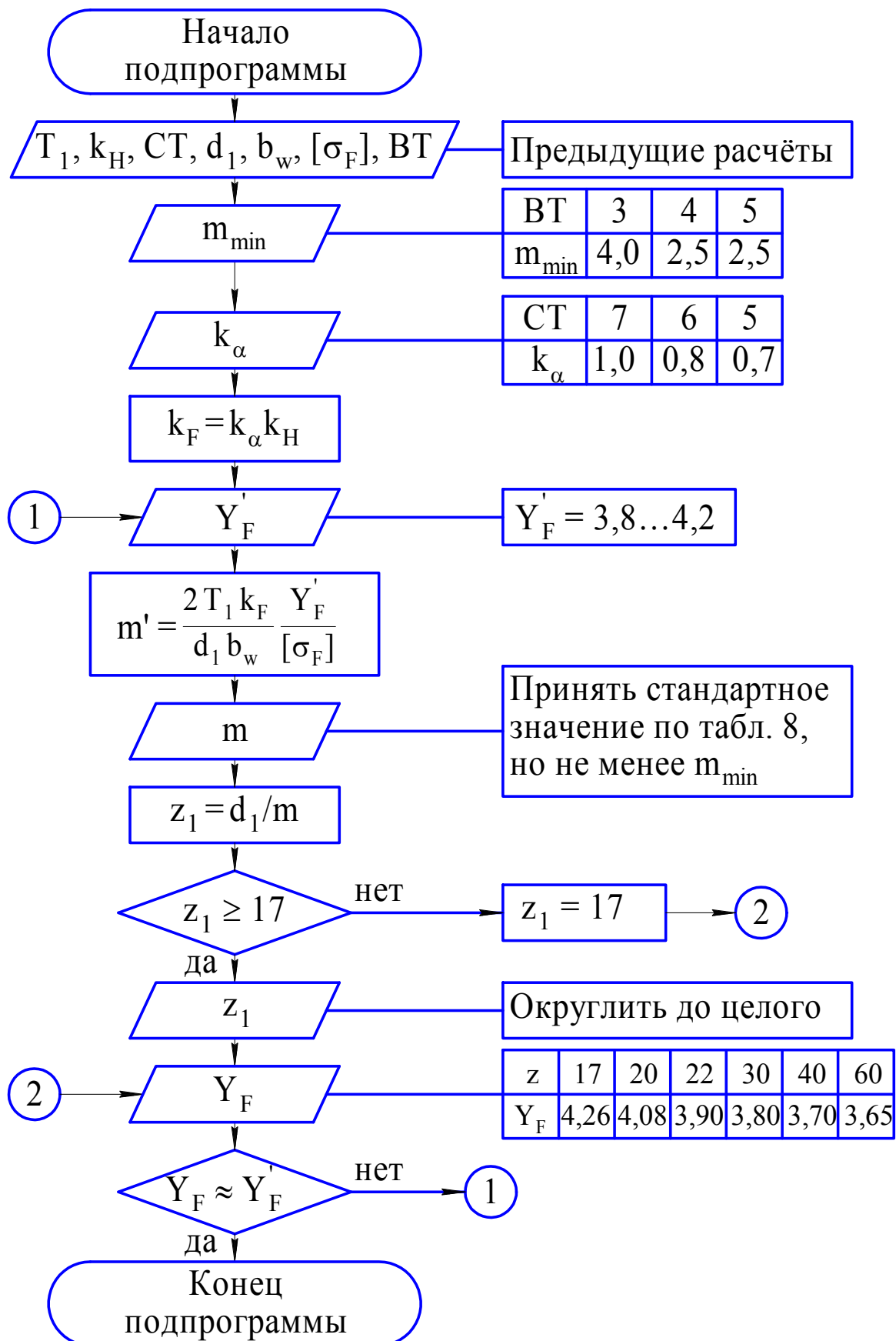


Рис. 12. Схема алгоритма определения модуля и числа зубьев

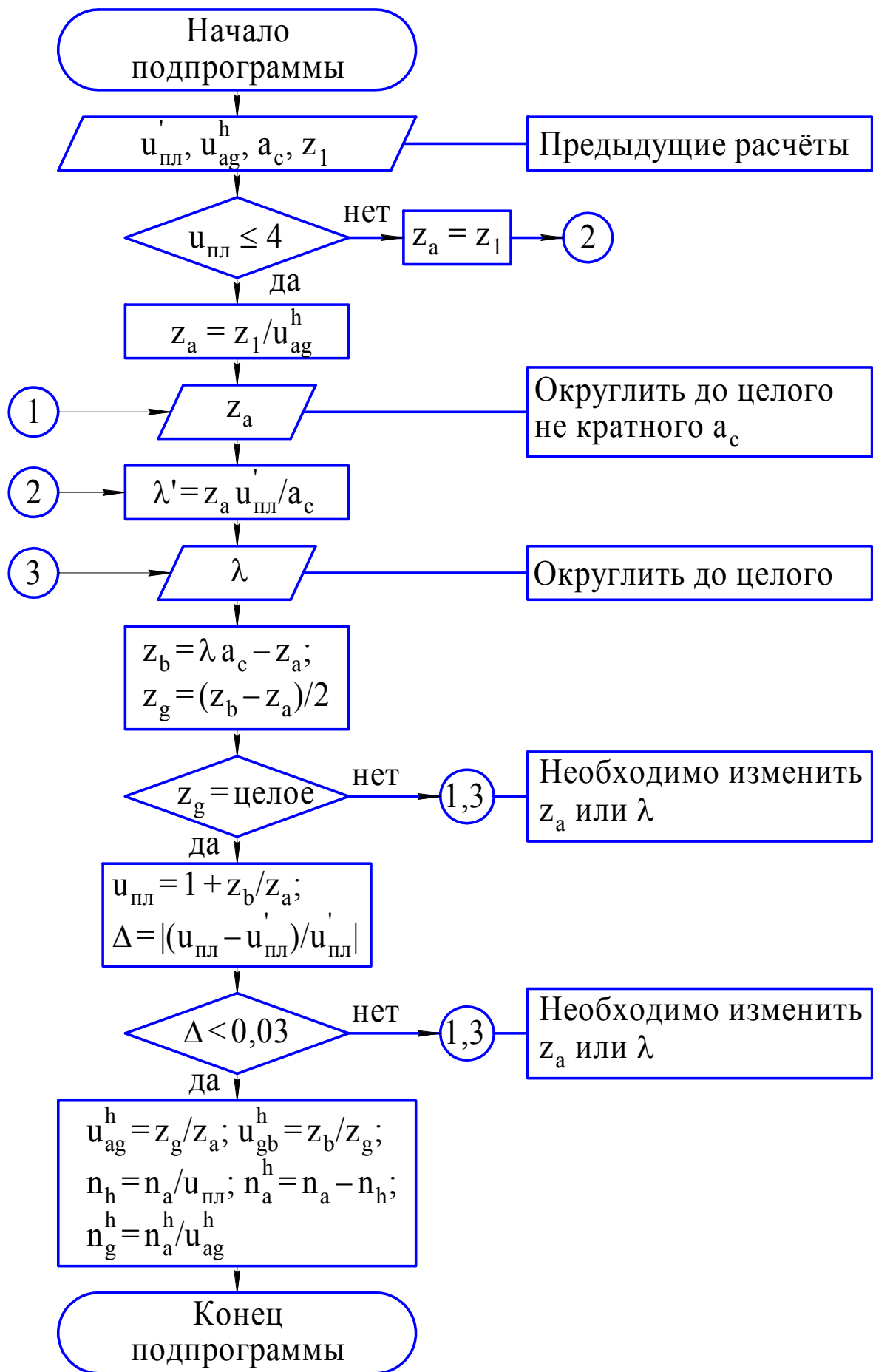


Рис. 13. Схема алгоритма определения подбора чисел зубьев планетарной передачи 2К-Н типа А

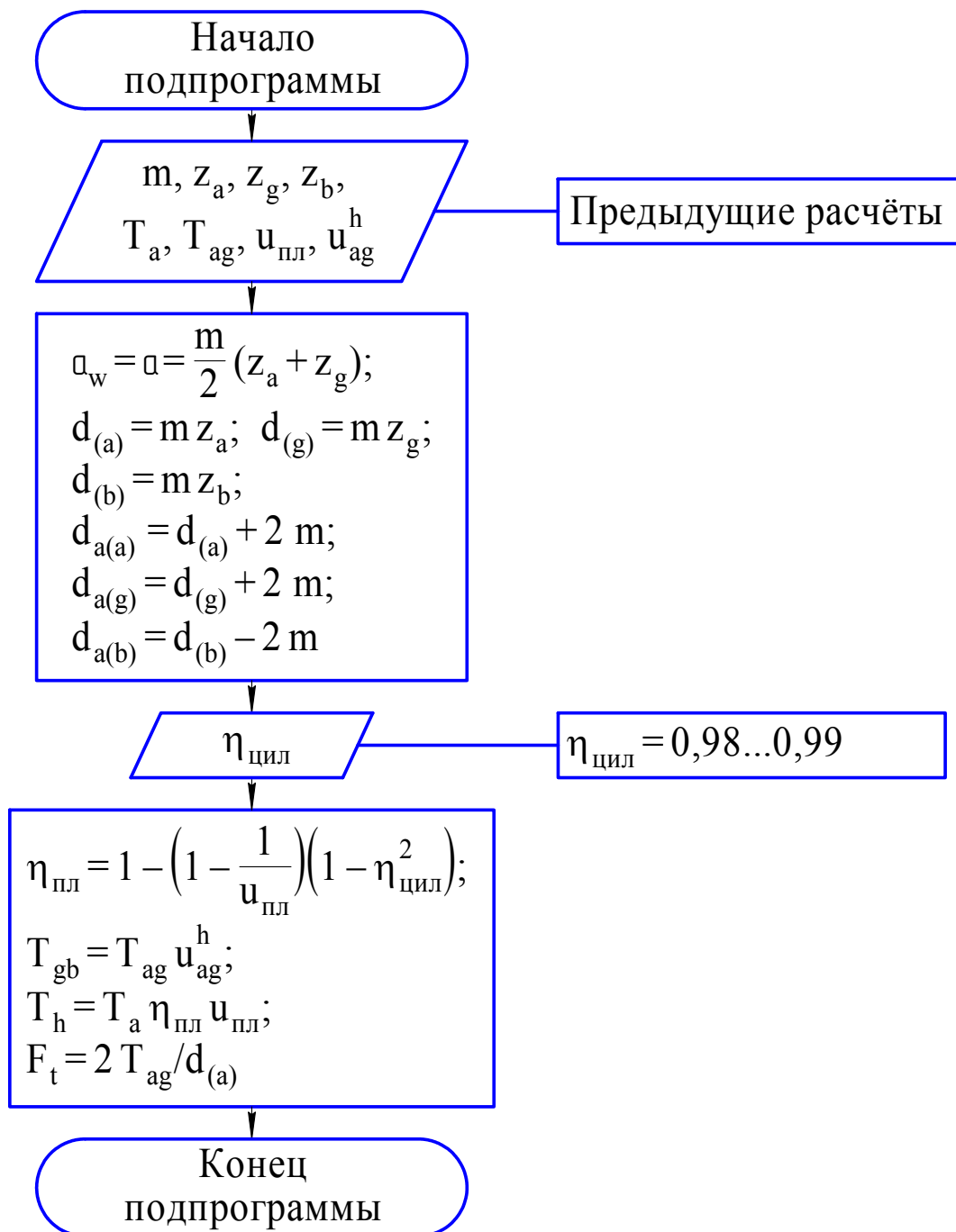


Рис. 14. Схема алгоритма определения геометрических параметров планетарной передачи 2К-Н типа А

2.6. Проверка прочности передачи

Для передачи а-г выполняется проверка контактной и изгибной прочности зубьев. Общий порядок проведения проверки прочности приведён на рис. 15 при выборе исходных данных для расчётов в этой подпрограмме следует руководствоваться табл. 6.

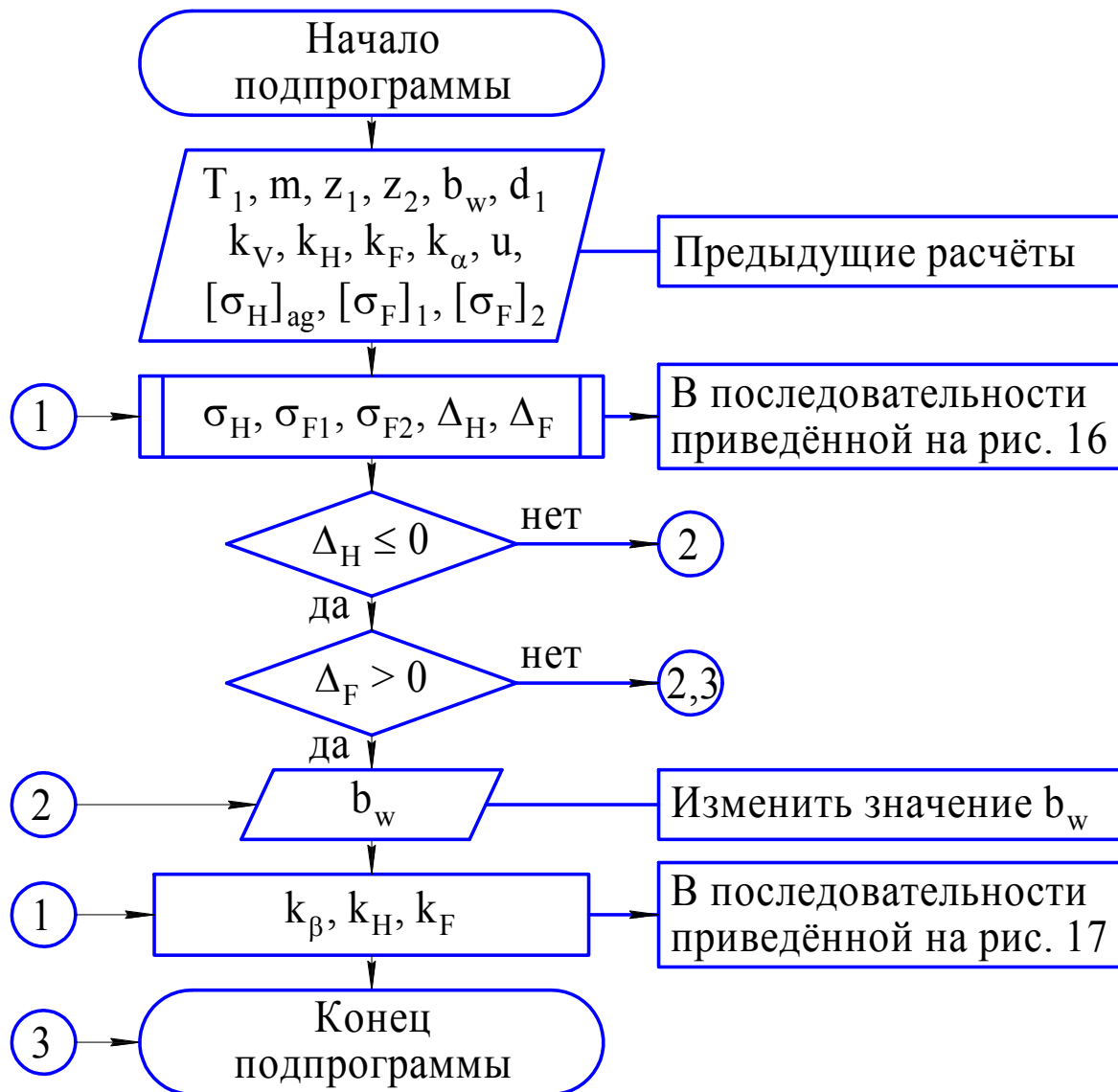


Рис. 15. Общая схема алгоритма проверки прочности передачи а-г

Величины контактных и изгибных напряжений в зубьях определяются в последовательности, приведённой на рис. 16. Одновременно определяются относительные недогрузки или перегрузки по контактному Δ_H и изгибным Δ_F напряжениям.

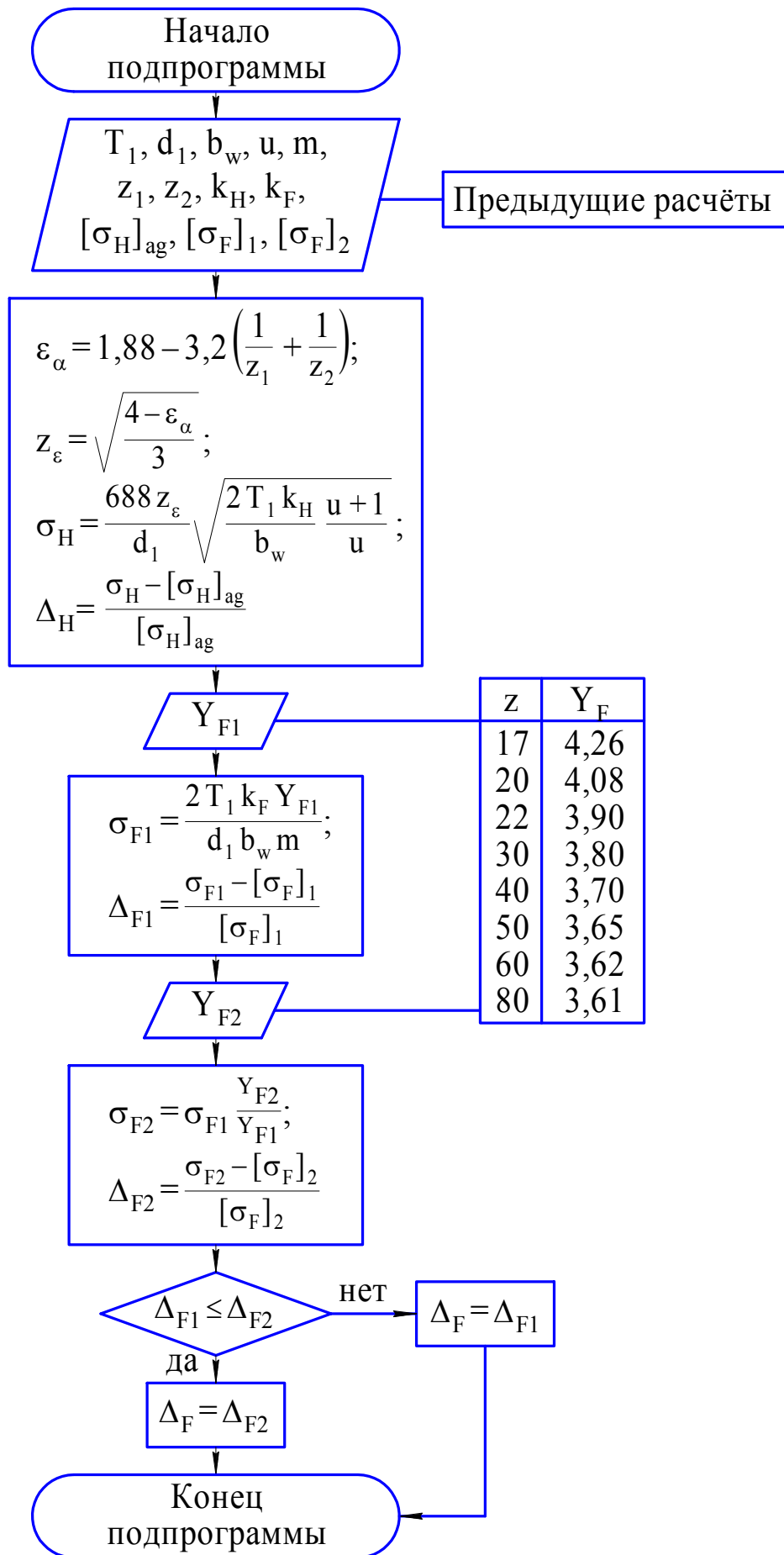


Рис. 16. Схема алгоритма расчёта напряжений в зубьях передачи a-g

Так как перегрузка не допускается, следует увеличить ширину зубчатого венца b_w , уточнить значения коэффициентов нагрузки k_H и k_F и повторить проверку прочности. При недогрузке уменьшение ширины b_w выполняется по решению расчётчика.

Уточнение коэффициентов нагрузки k_H и k_F при проверочных расчётах выполняется, как показано на рис. 17.

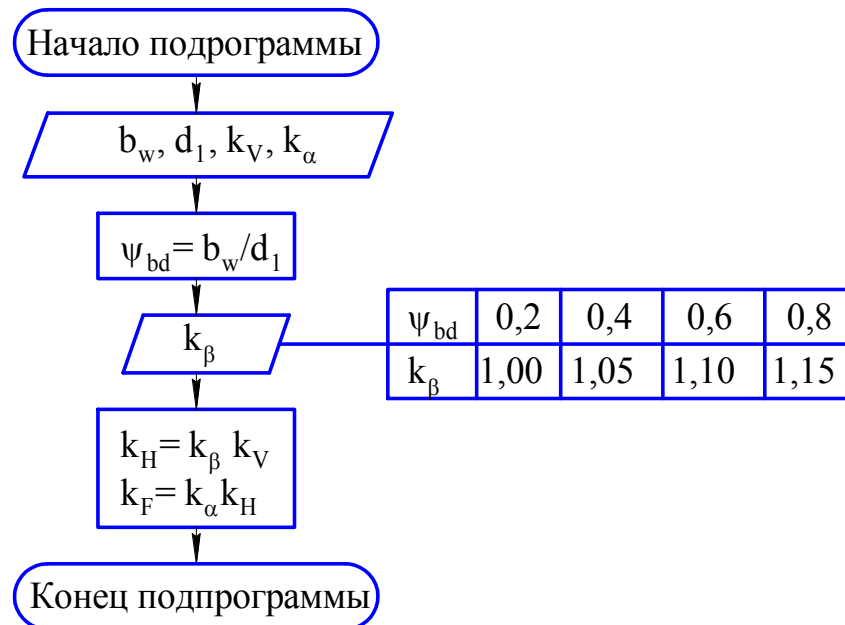


Рис. 17. Схема алгоритма уточнения коэффициентов нагрузки при проверке прочности передачи

2.7. Определение ширины венца центрального колеса b

С целью снижения массы редуктора ширина зубчатого венца центрального колеса b может быть выполнена меньше ширины зубчатого венца сателлита. В этом случае её определяют из расчётов на прочность, как показано на рис. 18. Рекомендуется, чтобы выполнялось условие $b_w - b_{w(b)} \leq 4m$.

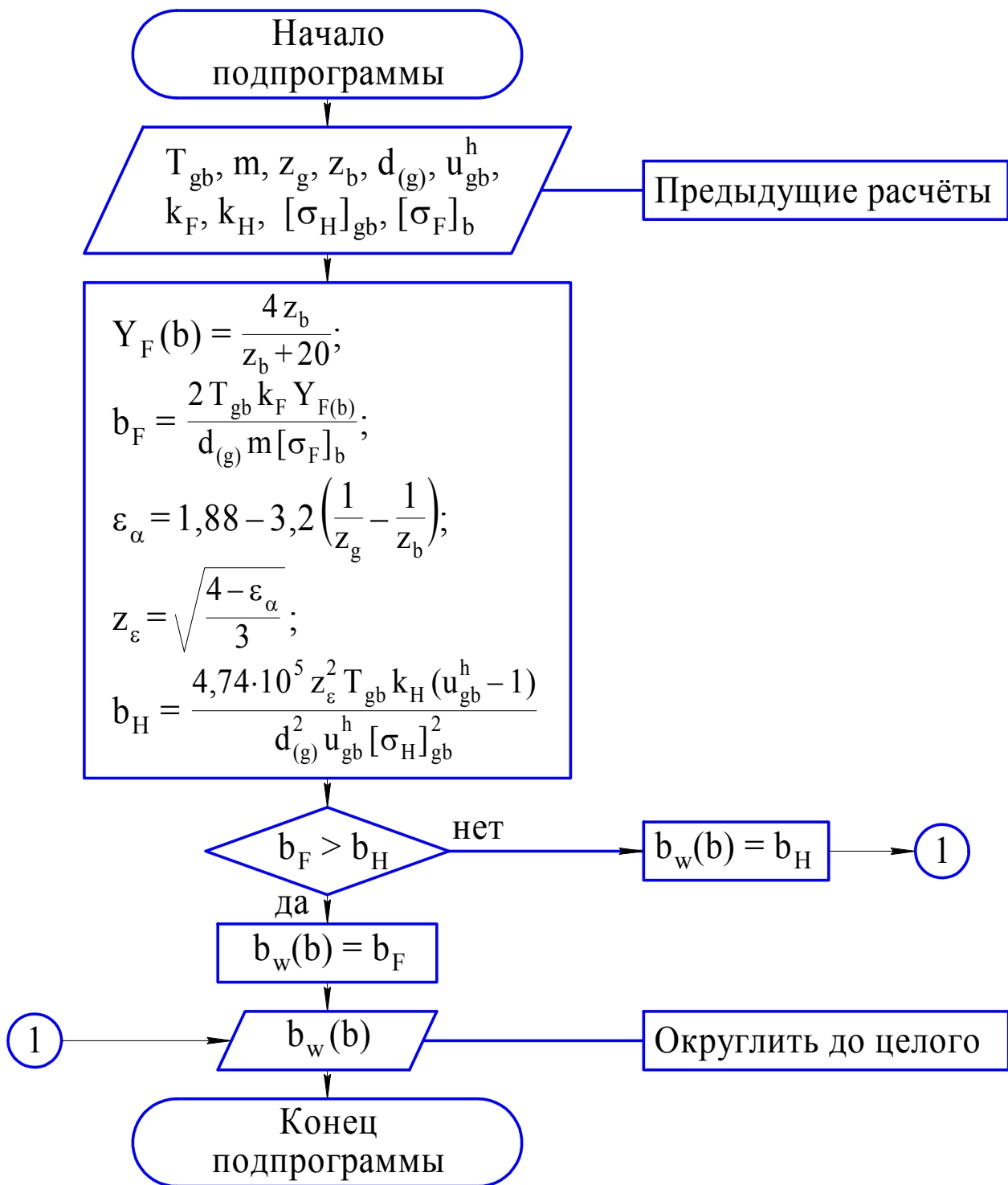


Рис. 18. Схема алгоритма определения ширины зубчатого венца колеса b

Порядок расчёта на ЭВМ

Для выполнения расчетов на ЭВМ планетарной передачи необходимо из кинематического и энергетического расчетов редуктора подготовить указанные ранее исходные данные: P_a , n_a , n_h , t_h .

Расчёт на ЭВМ начинается с набора на клавиатуре своей фамилии, инициалов и номера группы. Затем ЭВМ начинает задавать вопросы (просит ввести), на которые необходимо ответить (вводить информацию с клавиатуры дисплея). Порядок расчёта (очередность вопросов) соответствует приведенным алгоритмам, а справочная информация (из которой выбирается необходимая) имеется в настоящих методических указаниях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Планетарные передачи: справочник / под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кудряшева. – Л.: Машиностроение, 1977. – 536 с.
2. Жильников Е.П. Алгоритмизированный расчёт планетарных передач: метод. указания / Е.П. Жильников, А.М. Циприн, А.Н. Тихонов. – Куйбышев: Куйбыш. авиац. ин-т, 1985. – 20 с.
3. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие / В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев [и др.]; под общ. ред. В.Н. Кудрявцева. – Л.: Машиностроение, 1984. – 400 с.
4. Основы расчёта и конструирования деталей и механизмов летательных аппаратов: учеб. пособие / Н.А. Алексеева, А.А. Бонч-Осмоловский, В.В. Волгин [и др.]; под общ. ред. В.Н. Кестельмана, Г.И. Рощина. – М.: Машиностроение, 1989. – 456 с.

