

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»  
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

*Е.П. ЖИЛЬНИКОВ, В.Б. БАЛЯКИН, А.В. СУСЛИН*

## РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО РЕДУКТОРА С ДВУМЯ СООСНЫМИ ВОЗДУШНЫМИ ВИНТАМИ

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» в качестве учебного пособия для обучающихся по основным образовательным программам высшего образования по специальности 240507 Самолето- и вертолетостроение и направлениям подготовки 240304 Авиастроение и 240304 Двигатели летательных аппаратов

САМАРА  
Издательство Самарского университета  
2019

УДК 621.431(075)  
ББК 39.55я7  
Ж 726

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. С. В. Ф а л а л е е в,  
д-р техн. наук, проф. Я. М. К л е б а н о в

**Жильников, Евгений Петрович**

**Ж 726 Расчет и проектирование дифференциального редуктора с двумя соосными воздушными винтами:** учеб. пособие / *Е.П. Жильников, В.Б. Балякин, А.В. Суслин.* – Самара: Изд-во Самарского университета, 2019. – 76 с.

**ISBN 978-5-7883–1400-6**

Приведены расчётные зависимости и справочные данные, необходимые для расчётов редукторов с двумя соосными воздушными винтами самолёта и вертолётта. Рассматриваются расчёты редукторов с цилиндрическими зубчатыми передачами. Даются рекомендации по подбору кинематических соотношений и чисел зубьев. Приводятся примеры расчётов и указания к выполнению расчётов на ЭВМ.

Предназначено для выполнения студентами курсового проекта по курсам «Детали машин и основы конструирования», «Детали механизмов и машин». Может быть полезно также студентам при дипломном проектировании и инженерам, выполняющим расчёты редукторов ГТД и вертолёттов.

УДК 621.431(075)  
ББК 39.55я7

ISBN 978-5-7883–1400-6

© Самарский университет, 2019

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение .....	4
1 Кинематический и энергетический расчёт редукторов .....	6
1.1 Кинематический и энергетический расчёт многопоточного редуктора вертолѐта .....	7
1.2 Кинематический и энергетический расчёт многопоточного редуктора газотурбинного двигателя .....	8
1.3 Кинематический и энергетический расчёт дифференциального планетарного редуктора .....	9
2 Расчёт цилиндрической зубчатой передачи .....	14
2.1 Определение допускаемых напряжений .....	14
2.2 Проектировочный расчёт цилиндрической передачи .....	16
2.3 Геометрический расчёт цилиндрической передачи .....	18
2.4 Проверочный расчёт цилиндрической передачи .....	19
3 Разработка эскизного проекта редуктора .....	22
3.1 Эскизная компоновка редуктора .....	22
3.2 Расчёт подшипниковых опор .....	23
3.3 Конструирование зубчатых колѐс, валов и соединений .....	24
3.4 Проверка прочности валов .....	26
3.5 Проверка прочности шлицевых соединений .....	28
Список литературы .....	29
Приложение .....	30
П.1 Исходные данные для проектирования редукторов привода соосных винтов .....	31
П.2 Пример расчёта дифференциального планетарного редуктора .....	37
П.3 Пример расчёта дифференциального редуктора ГТД с двухрядными сателлитами .....	45
П.4 Пример расчёта многопоточного редуктора вертолѐта .....	54
П.5 Пример расчёта многопоточного редуктора ГТД .....	64

## ВВЕДЕНИЕ

Редукторы привода двух соосных винтов самолётов и вертолётов находят широкое применение. Они могут быть выполнены как многопоточные передачи, так и как дифференциалы. Многопоточные редукторы применяются в основном для привода винтов вертолётов (рисунок 1) [1].

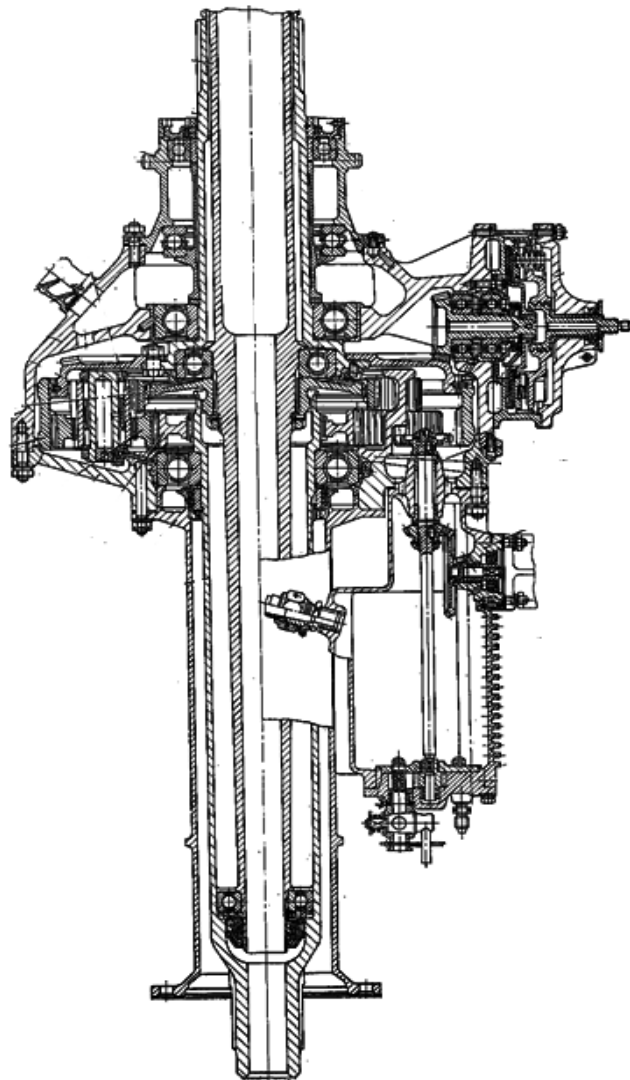


Рисунок 1 – Главный редуктор вертолётa Ка-26

Дифференциалы также применяются для привода винтов вертолётов, но чаще всего для привода двух соосных винтов в редукторах ГТД (рисунок 2).

В многопоточных передачах выравнивание крутящего момента выходных валов винтов обеспечивается изменением угла установки одного из винтов. В дифференциалах для обеспечения равенства скоростей вращения винтов также изменяется угол установки винтов.

В настоящей работе приводятся методики расчета многопоточных и дифференциальных редукторов привода соосных винтов с цилиндрическими зубчатыми передачами.

Основные схемы редукторов привода соосных винтов с исходными данными для курсового проектирования приведены в приложении.

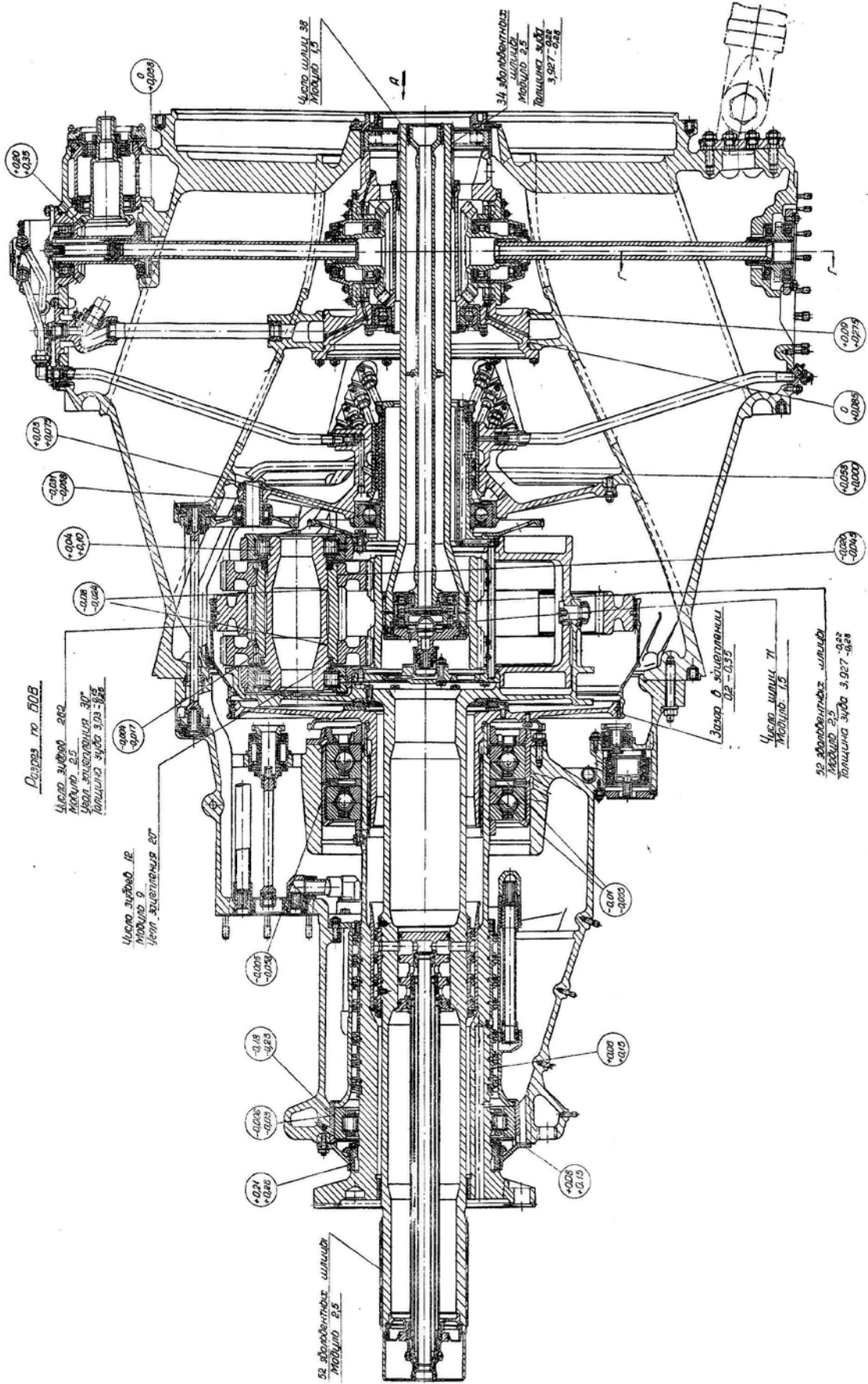


Рисунок 2 – Редуктор двигателя НК-12МВ

# 1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ РЕДУКТОРОВ

Основными исходными данными для расчёта редукторов (рисунки 3 и 4) являются: мощность на выходе  $P_{\text{вых}}$  (кВт), осевое усилие тяги винтов  $F_a$ , радиальная нагрузка винтов  $F_r$  (кН), а также частота вращения винтов  $n_{\text{вых}}$  (об/мин.). Значения  $P_{\text{вых}}$ ,  $F_a$  и  $F_r$  задаются суммарными для двух винтов. Кроме того, задаются частота вращения входного вала  $n_{\text{вх}}$  и ресурс работы  $t_h$  в часах.

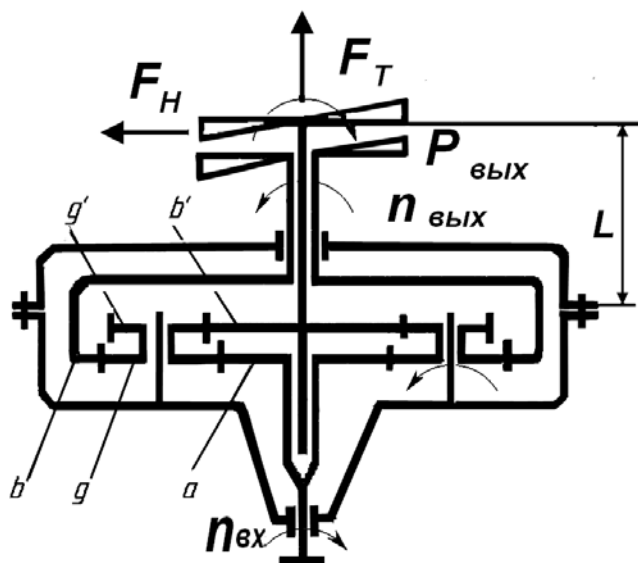


Рисунок 3 – Кинематическая схема редуктора вертолёта

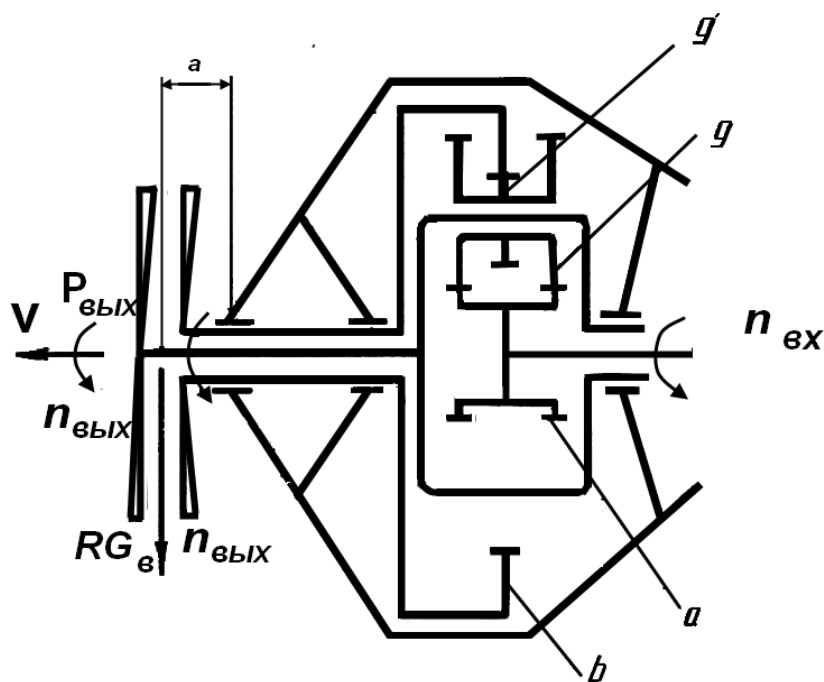


Рисунок 4 – Схема дифференциального редуктора ГТД

## 1.1 Кинематический и энергетический расчёты многопоточного редуктора вертолѐта

Редуктор вертолѐта (рисунок 3) по кинематической схеме представляет собой планетарный редуктор с двухрядным сателлитом и остановленным водилом.

Общее передаточное отношение редуктора определяется выражением:

$$i_p = n_{ex} / n_{вых} . \quad (1.1)$$

Для планетарного редуктора с вращающимся водилом, соответствующего схеме на рисунке 3, передаточное отношение от входного вала к водилу будет определяться выражением:

$$i_{nl} = (n_{ex} + n_{вых}) / (2 \cdot n_{вых}) . \quad (1.2)$$

После преобразований получим формулу:

$$i_{nl} = (i_p + 1) / 2 . \quad (1.3)$$

По рекомендациям [4] передаточное отношение от центрального колеса к сателлиту в обращѐнном движении определяется по формуле:

$$i_{ag}^h = i_{nl} / 2 - 1 .$$

С использованием этого и приведенных выше выражений получим формулу для определения передаточного отношения первой ступени редуктора вертолѐта:

$$i_{ag} = (i_p - 3) / 4 . \quad (1.4)$$

Передаточные отношения двух других ступеней, для обеспечения одинаковых скоростей вращения винтов, должны быть равными и определяться выражением

$$i_{gb} = i_{gb}^1 = i_p / i_{ag} . \quad (1.5)$$

Условие соосности в редукторе имеет вид:

$$a_w = (d_a + d_g) / 2 = (d_b - d_g) / 2 = (d_b^1 + d_g^1) / 2 .$$

Здесь  $d_a$ ,  $d_g$ ,  $d_g^1$ ,  $d_b$  и  $d_b^1$  – диаметры центрального колеса, 1-го и 2-го сателлитов, корончатого колеса и выходного центрального колеса соответственно.

Передаточные отношения ступеней могут быть определены как

$$i_{gb} = d_g / d_a \text{ и } i_{gb} = d_b / d_g = i_{gb}^1 = d_b^1 / d_g^1 . \quad (1.6)$$

Отсюда получим соотношение диаметров сателлитных шестерѐн:

$$d_g / d_g^1 = (5 \cdot i_p - 3) / (3 \cdot i_p + 3) .$$

Число сателлитов определится из условия соседства первой ступени:

$$a_c \leq 0,9 \cdot \pi / \arcsin((i_{nl} - 2) / i_{nl}) . \quad (1.7)$$

Так как мощность на выходе задана суммарная для двух винтов, то крутящий момент на валах каждого из винтов (в Н·мм) определится по формуле:

$$T_{вых} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot P_{вых} / (2 \cdot n_{вых}) . \quad (1.8)$$

Значения крутящих моментов на ведущих шестернях всех ступеней редуктора определяются по формулам:

$$T_{gb} = T_{g^1b^1} = T_{вых} \cdot K_{нер} \cdot / (a_c \cdot \eta_u \cdot i_{gb}) - \text{для ступеней } gb \text{ и } g^1b^1; \quad (1.9)$$

$$T_{ag} = (T_{gb} + T_{g^1b^1}) / (\eta_u \cdot i_{ag}) - \text{для ступени } ag. \quad (1.10)$$

Здесь  $\eta_u$  – коэффициент полезного действия,  $K_{нер}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами.

Коэффициент полезного действия цилиндрической зубчатой передачи 6-й и 7-й степеней точности принимают равным  $\eta_u = 0,98 \dots 0,99$ .

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами определяется ориентировочно по таблице 1.

Таблица 1 – Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами планетарной передачи

Число сателлитов	$K_{нер}$		
	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
$\geq 7$	1,80	1,25	1,15

Частоты вращения зубчатых колёс определяются отношениями:

$$n_a = n_{ex}; n_g = n_g^1 = n_a / i_{ag}, n_b = n_g / i_{gb} \text{ и } n_b^1 = n_g / i_{gb}^1. \quad (1.11)$$

## 1.2 Кинематический и энергетический расчёт многопоточного редуктора газотурбинного двигателя

Редуктор привода соосных винтов ГТД, приведенный на рисунке 5, имеет три ступени. Общее передаточное отношение редуктора определяется формулой (1.1). Из условия равенства частот вращения винтов имеем:

$$i_p = i_{12} \cdot i_{34} = i_{12} \cdot i_{56}.$$

Отсюда получаем  $i_{34} = i_{56} = i_m$  и  $i_{12} = i_{\sigma}$ .

По рекомендации [5] для многопоточной передачи заднего винта с внутренним зацеплением из условий соседства необходимо обеспечить  $i_{56} = i_m \geq 2,3$ . Кроме того, рекомендуется принять для быстроходной передачи:

$$i_{\sigma} = i_{12} = (0,8 \dots 0,9) \cdot \sqrt{i_p}. \quad (1.12)$$

Тогда для тихоходных ступеней найдём:

$$i_{34} = i_{56} = i_m = i_p / i_{\sigma}. \quad (1.13)$$



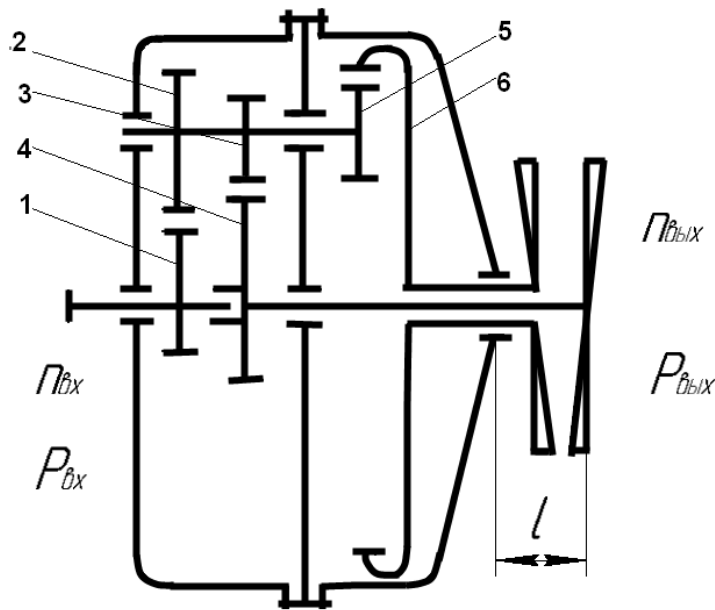


Рисунок 5 – Кинематическая схема редуктора ГТД

Частоты вращения валов определим отношениями:

$$n_I = n_1 = n_{ex}; n_{II} = n_2 = n_3 = n_5 = n_I / i_{\sigma} \text{ и } n_{III} = n_4 = n_6 = n_{II} / i_m .$$

Так как мощность на выходе задана суммарная для двух винтов, то момент крутящий  $T_{вых}$  на валах каждого из винтов определится по формуле (1.8).

Значения крутящих моментов на ведущих шестернях всех ступеней редуктора определяются по формулам:

$$T_3 = T_5 = T_{вых} \cdot K_{нер} / (a_c \cdot \eta_u \cdot i_m) - \text{для ступеней 3.4 и 5.6}; \quad (1.14)$$

$$T_{ag} = (T_3 + T_5) / (\eta_u \cdot i_{\sigma}) - \text{для ступени 1.2}. \quad (1.15)$$

Число потоков определится из условия соседства для передачи заднего винта:

$$a_c \leq 0,9 \cdot \pi / \arcsin(1 / (i_m - 1)). \quad (1.16)$$

### 1.3 Кинематический и энергетический расчёт дифференциального планетарного редуктора

Для привода двух винтов вертолётов и газотурбинных двигателей применяются дифференциальные планетарные редукторы с однорядными или двухрядными сателлитами, основные схемы которых показаны на рисунке 6.

Общее передаточное отношение редуктора определяется выражением (1.1).

Для редуктора, соответствующего схемам 6,а и 6,б при остановленном водиле передаточное отношение от входного вала к корончатому колесу будет определяться отношением:

$$i_p^h = (n_{ex} - n_{вых}) / (2 \cdot n_{вых}).$$

После преобразований получим:

$$i_p^h = (i_p - 1)/2.$$

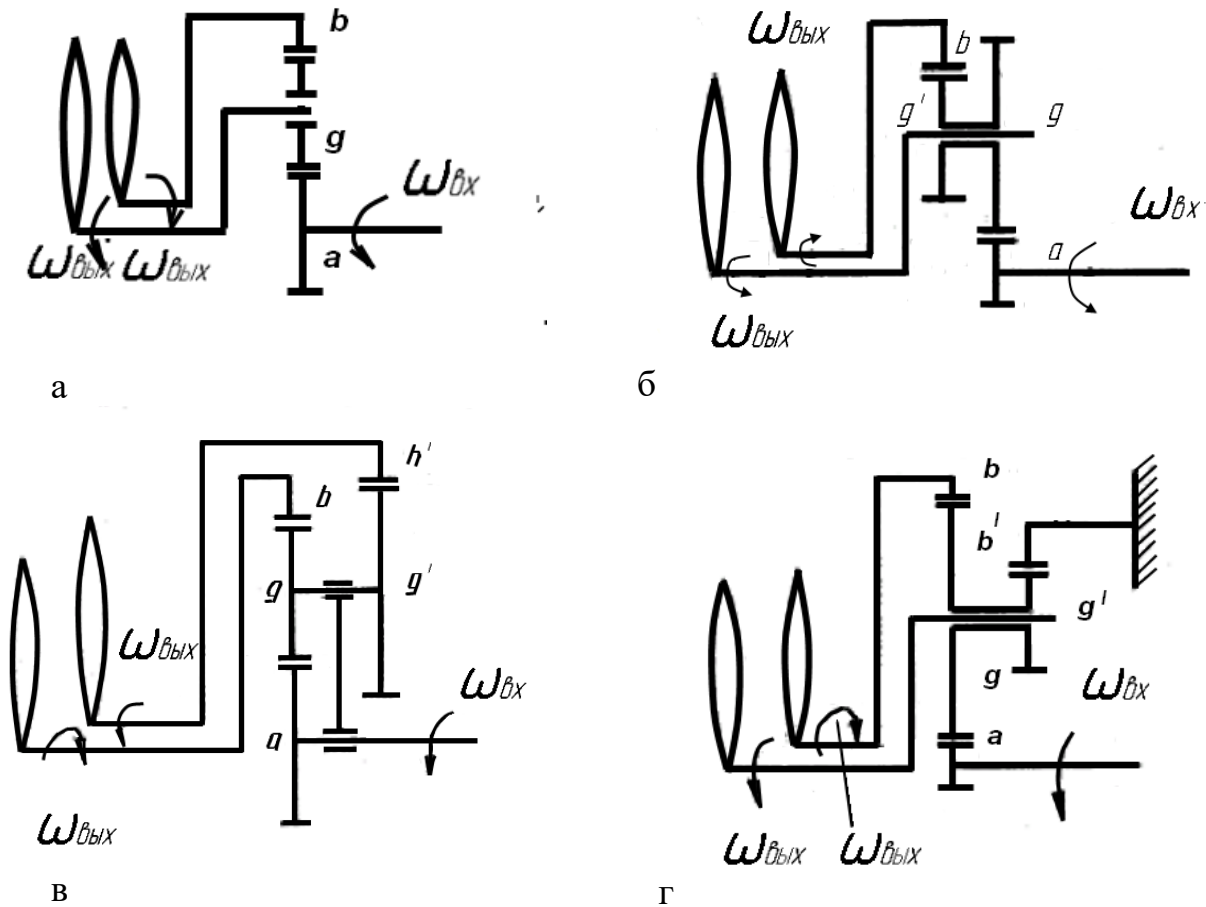


Рисунок 6 – Кинематические схемы дифференциальных редукторов ГТД

Условие соосности в редукторах имеет вид:

$$a_w = (d_a + d_g)/2 = (d_b - d_g)/2 \text{ – для схемы б,а,}$$

$$a_w = (d_a + d_g)/2 = (d_b - d_{g1})/2 \text{ – для схемы б,б.}$$

Здесь:  $d_a$ ,  $d_g$ ,  $d_{g1}$  и  $d_b$  – диаметры центрального колеса, сателлитов и корончатого колеса соответственно.

Для схемы б,а передаточные отношения ступеней будут равны [5]:

$$i_{ag} = d_g/d_a \text{ и } i_{gb} = d_b/d_g.$$

С использованием этого и приведенного выше выражений получим формулу для определения передаточного отношения первой ступени редуктора:

$$i_{ag} = (i_p - 3)/4. \quad (1.17)$$

Передаточное отношение от сателлита к корончатому колесу для обеспечения одинаковых скоростей вращения винтов определится выражением:

$$i_{gb} = i_p^h / i_{ag} = 2 \cdot (i_p - 1) / (i_p - 3). \quad (1.18)$$

Число сателлитов определится из условия соседства выражением (1.7).

При этом  $i_{nl}$  – передаточное отношение редуктора при остановленном корончатом колесе, определяемое по формуле:

$$i_{nl} = i_p^h + 1. \quad (1.19)$$

Число сателлитов определится из условия соседства первой ступени:

$$a_c \leq 0,9 \cdot \pi / \arcsin((i_{nl} - 2) / i_{nl}).$$

Так как мощность на выходе задана суммарная для двух винтов, то крутящий момент (в Н·мм) на валах каждого из винтов определится по формуле (1.8).

Значения крутящих моментов на ведущих шестернях всех ступеней редуктора определяются по формулам:

$$T_{gb} = T_{вых} \cdot K_{неp} / (a_c \cdot \eta_{\psi} \cdot i_{gb}) - \text{для ступени } gb; \quad (1.20)$$

$$T_{ag} = 2 \cdot T_{вых} \cdot K_{неp} / (\eta_{nl} \cdot i_p \cdot a_c) - \text{для ступени } ag. \quad (1.21)$$

Здесь  $\eta_{nl}$  – коэффициент полезного действия редуктора,  $K_{неp}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами.

Коэффициент полезного действия редуктора определяется по формуле:

$$\eta_{nl} = 1 - (1 - 1/i_p) \cdot (1 - \eta_{\psi}^2). \quad (1.22)$$

Коэффициент полезного действия цилиндрической зубчатой передачи 6-й и 7-й степеней точности принимают равным  $\eta_{\psi} = 0,98 \dots 0,99$ .

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами определяется ориентировочно по таблице 1.

Частота вращения зубчатых колёс в обратном движении определяются отношениями:

$$n_a = n_{ex} - n_{вых}; \quad n_g = n_a / i_{ag} \quad \text{и} \quad n_b = n_g / i_{gb}. \quad (1.23)$$

Для схемы 6,б передаточные отношения ступеней будут равны:

$$i_{ag} = d_g / d_a \quad \text{и} \quad i_{gb}^1 = d_b / d_g^1.$$

С использованием приведенного выше условия соосности для данной схемы найдём отношение диаметров сателлитов:

$$K_r = d_g / d_g^1 = i_{ag} \cdot (i_{gb}^1 - 1) / (i_{ag} + 1).$$

С использованием этого и приведенных выше соотношений получим формулу для определения передаточного отношения первой ступени редуктора:

$$i_{ag} = (i_p - 1 - 2 \cdot K_r) / (2 \cdot (K_r + 1)). \quad (1.24)$$

Передаточное отношение от сателлита к корончатому колесу для обеспечения одинаковых скоростей вращения винтов определится выражением:

$$i_{gb} = i_p^h / i_{ag} = (K_r + 1) \cdot (i_p - 1) / (i_p - 1 - 2 \cdot K_r). \quad (1.25)$$

Число сателлитов определится из условия соседства первой ступени по (1.7). При этом  $i_{nl}$  – условное значение передаточного отношения редуктора при остановленном корончатом колесе, определяется по формуле:

$$i_{nl} = 2 \cdot (i_{ag} + 1). \quad (1.26)$$

Так как мощность на выходе задана суммарная для двух винтов, то крутящий момент на валах каждого из винтов (в Н·мм) определится по формуле (1.8).

Значения крутящих моментов на ведущих шестернях всех ступеней редуктора определяются по формулам:

$$\begin{aligned} T_{gb} &= T_{вых} \cdot K_{нер} / (a_c \cdot \eta_{\eta} \cdot i_{gb}^1) - \text{для ступени } g^1b; \\ T_{ag} &= 2 \cdot T_{вых} \cdot K_{нер} / (\eta_{nl} \cdot i_p \cdot a_c) - \text{для ступени } ag. \end{aligned} \quad (1.27)$$

Здесь  $\eta_{nl}$  – коэффициент полезного действия редуктора,  $K_{нер}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами.

Коэффициент полезного действия редуктора определяется по формуле:

$$\eta_{nl} = 1 - (1 - 1/i_p) \cdot (1 - \eta_{\eta}^2). \quad (1.28)$$

Коэффициент полезного действия цилиндрической зубчатой передачи 6-й и 7-й степеней точности принимают  $\eta_{\eta} = 0,98 \dots 0,99$ .

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами определяется ориентировочно по таблице 1.

Частоты вращения зубчатых колёс в обращённом движении определяются отношениями:

$$n_a = n_{ex} - n_{вых}; \quad n_g = n_a / i_{ag} \quad \text{и} \quad n_b = n_g / i_{gb}^1. \quad (1.29)$$

Редуктор по схеме б,в не является дифференциальным. Передаточное отношение редуктора определяется по формуле:

$$i_p = 1 + (d_g / d_a) \cdot (d_b^1 / d_g^1). \quad (1.30)$$

Передаточные отношения ступеней определяются отношениями диаметров:

$$i_{ag} = d_g / d_a, \quad i_{gb} = d_b / d_g \quad \text{и} \quad i_{gb}^1 = d_b^1 / d_g^1.$$

Условие соосности редуктора имеет вид:

$$a_w = (d_a + d_g) / 2 = (d_b - d_g) / 2 = (d_b^1 - d_g^1) / 2.$$

Задаваясь отношением диаметров сателлитов  $K_r = d_g / d_g^1$ , передаточное отношение редуктора приведём к виду:

$$i_p = 1 + (d_b^1 / d_a) / K_r.$$

В обращённом движении при условно остановленном корончатом колесе  $b$  передача для заднего винта превращается в одновенцовую планетарную передачу, для которой передаточное отношение определится формулой:

$$i_{ah}^b = (n_{ex} + n_{вых}) / (2 \cdot n_{вых}) = (i_p + 1) / 2. \quad (1.31)$$

Для одновенцовой планетарной передачи передаточное отношение от центрального колеса к сателлиту при остановленном водиле имеет вид:

$$i_{ag}^h = i_{nl} / 2 - 1.$$

Принимая  $i_{nl} = i_{ah}^b$  и  $i_{ag} = i_{ag}^h$ , после преобразований получим:

$$i_{ag} = (i_p - 3) / 4. \quad (1.32)$$

При остановленном водиле передаточные отношения ступеней от сателлитов к корончатым колёсам определяются выражениями:

$$i_{gb} = (i_{ah}^b - 1)/i_{ag} \quad \text{и} \quad i_{gb}^1 = (i_p - 1)/i_{ag}.$$

После преобразований получим:

$$i_{gb} = 2 \cdot (i_p - 1)/(i_p - 3), \quad (1.33)$$

$$\text{и} \quad i_{gb}^1 = 4 \cdot (i_p - 1)/(i_p - 3). \quad (1.34)$$

Число сателлитов определится из условия соседства первой ступени по (1.7). При этом  $i_{nl}$  – условное значение передаточного отношения редуктора при остановленном корончатом колесе, определяемое по формуле:

$$i_{nl} = i_{ah}^b = (i_p + 1)/2.$$

После подстановки и преобразований получим:

$$a_c \leq 0,9 \cdot \pi / \arcsin((i_p - 3)/(i_p + 1)). \quad (1.35)$$

Так как мощность на выходе задана суммарная для двух винтов, то крутящий момент на валах каждого из винтов (в Н·мм) определится по формуле (1.8).

Значения крутящих моментов на ведущих шестернях всех ступеней редуктора определяются по формулам:

$$\begin{aligned} T_{gb} &= T_{вых} \cdot K_{нер} / (a_c \cdot \eta_u \cdot i_{gb}) \quad \text{– для ступени } gb; \\ T_{gb}^1 &= T_{вых} \cdot K_{нер} / (a_c \cdot \eta_u \cdot i_{gb}^1) \quad \text{– для ступени } g^1b^1; \\ T_{ag} &= 2 \cdot T_{вых} \cdot K_{нер} / (a_c \cdot \eta_{nl} \cdot i_p) \quad \text{– для ступени } ag. \end{aligned} \quad (1.36)$$

Здесь  $\eta_{nl}$  – коэффициент полезного действия редуктора,  $K_{нер}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами.

Коэффициент полезного действия редуктора определяется по формуле:

$$\eta_{nl} \approx 1 - (1 - 1/i_p) \cdot (1 - \eta_u^2). \quad (1.37)$$

Коэффициент полезного действия цилиндрической зубчатой передачи 6-й и 7-й степеней точности принимают равным  $\eta_u = 0,98 \dots 0,99$ .

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами определяется ориентировочно по таблице 1.

Так как мощность на выходе задана суммарная для двух винтов, то момент крутящий на валах каждого из винтов (в Н·мм) определится по формуле (1.8).

Частоты вращения зубчатых колёс в обращённом движении определяются отношениями:

$$n_a = n_{ex} - n_{вых}; \quad n_g = n_g^1 = n_a / i_{ag} \quad \text{и} \quad n_b = n_g / i_{gb}. \quad (1.38)$$

## 2 РАСЧЁТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Основным видом передач привода соосных винтов вертолётных и газотурбинных двигателей являются цилиндрические зубчатые передачи. При этом используются преимущественно прямозубые передачи, но в настоящее время применяются также косозубые передачи.

Порядок расчёта цилиндрической зубчатой передачи изложен в [6]. Вместе с тем при расчёте редукторов привода соосных винтов имеются особенности, которые рассмотрим далее.

### 2.1 Определение допускаемых напряжений

Материалами для изготовления зубчатых колёс являются легированные стали с термообработкой (цементацией или азотированием). Основные характеристики материалов приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Материалы и виды термообработки зубчатых колёс

Марка стали	Вид термообработки	Твёрдость зубьев	
		на поверхности	в сердцевине
12ХН3А	Цементация	HRC 56...63	HRC 30...35
12Х2Н4А	Цементация	HRC 58...63	HRC 33...40
18ХГТ	Цементация	HRC 58...60	HRC 32...38
20Х	Цементация	HRC 56...63	HRC 25...27
20ХН	Цементация	HRC 56...63	HRC 28...30
20ХН3А	Цементация	HRC 58...63	HRC 30...35
25ХГТ	Цементация	HRC 58...63	HRC 32...38
38Х2Ю	Азотирование	HV 700...850	HRC 30...35
38Х2МЮА	Азотирование	HV 850...900	HRC 30...35

Базовые разрушающие напряжения в МПа при расчётах на контактную прочность определяются по формулам:

$$\sigma_{Hlimb} = 23 \cdot HRC - \text{при термообработке цементацией;}$$

$$\sigma_{Hlimb} = 1050 - \text{при термообработке азотированием.}$$

Базовые разрушающие напряжения в МПа при расчётах на изгибную прочность определяются по формулам:

$$\sigma_{Flimb} = 750...850 - \text{при термообработке цементацией;}$$

$$\sigma_{Flimb} = 12 \cdot HRC_c + 300 - \text{при термообработке азотированием.}$$

Допускаемые контактные напряжения определяются по формуле:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} K_{HL}.$$

Здесь  $S_H$  – запас прочности по контактным напряжениям;  $K_{HL}$  – коэффициент долговечности при расчёте по контактным напряжениям.

Рекомендуется  $S_H = 1,1...1,3$ . Большие значения следует принимать при повышенных требованиях к надёжности.

Коэффициент долговечности определяется по формуле:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{H0}/N_{HE}}.$$

Здесь  $N_{H0}$  – базовое число циклов перемены контактных напряжений;  
 $N_{HE}$  – эквивалентное число циклов перемены контактных напряжений.

Вводится ограничение  $10^7 \leq K_{H0} \leq 12 \cdot 10^7$ .

Базовое число циклов в зависимости от твёрдости поверхности определяется по зависимости:

$$N_{H0} = 30 \cdot HB^{2,4}.$$

При азотировании перевод единиц твёрдости производится по графикам на рисунках 7 и 8.

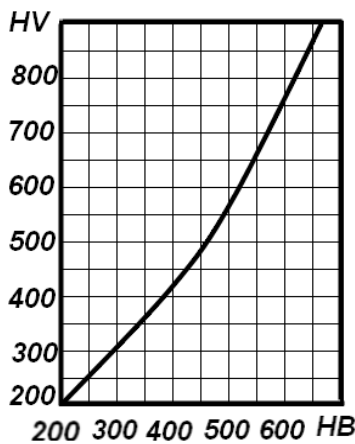


Рисунок 7 – Соотношения единиц твёрдости HV и HB

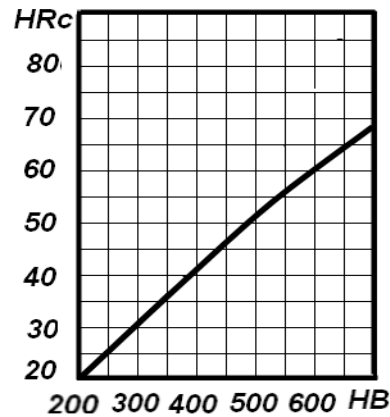


Рисунок 8 – Соотношения единиц твёрдости HRC и HB

Эквивалентные числа циклов перемены напряжений для шестерни и колеса определяются по формулам:

$$N_{HE1} = n_{ex} \cdot t_h \cdot N_{up} \cdot K_{HE} / 60 \text{ – для шестерни;}$$

$$N_{HE2} = n_{вых} \cdot t_h \cdot N_{up} \cdot K_{HE} / 60 \text{ – для колеса.}$$

Здесь  $K_{HE}$  – коэффициент эквивалентности, определяемый при переменном режиме нагружения по формуле:

$$K_{HE} = \sum_I^M \left( \left( \frac{F_i}{F} \right)^3 \cdot \frac{n_i}{n} \cdot \frac{t_i}{t_h} \right).$$

Здесь  $M$  – число режимов,  $F_i/F_a$ ,  $n_i/n$ ,  $t_i/t_h$  – относительные значения нагрузок, частот вращения и продолжительности переменных режимов работы.

Кроме того вводятся ограничения коэффициента долговечности:

$$1 \leq K_{HL} \leq 1,8.$$

Допускаемые напряжения изгиба определяются по формуле:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} K_{FL} \cdot K_{FC}.$$

Здесь  $S_F$  – запас прочности по напряжениям изгиба;  $K_{FL}$  – коэффициент долговечности при расчёте по напряжениям изгиба;  $K_{FC}$  – коэффициент, учитывающий влияния реверсивного нагружения передачи.

Рекомендуется  $S_F = 1,65 \dots 2,3$ . Большие значения следует принимать при повышенных требованиях к надёжности.

Коэффициент  $K_{FC}$  для сателлитных шестерён принимается равным  $0,7 \dots 0,9$ , для остальных  $1,0$ .

Коэффициент долговечности определяется по формуле:

$$K_{FL} = \sqrt[m_F]{N_{F0}/N_{FE}}.$$

Здесь  $N_{F0}$  – базовое число циклов перемены контактных напряжений;  $N_{FE}$  – эквивалентное число циклов перемены контактных напряжений;  $m_F$  – показатель степени кривой изгибной выносливости материала.

Базовое число циклов при расчёте по напряжениям изгиба принимается равным  $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ .

Показатель степени кривой изгибной выносливости при термообработке цементация и азотирование принимается равным  $m_F = 9$ .

Эквивалентные числа циклов перемены напряжений для шестерни и колеса определяются по формулам:

$$N_{FE1} = n_{ex} \cdot t_h \cdot N_{up} \cdot K_{FE} / 60 \text{ – для шестерни;}$$

$$N_{FE2} = n_{vix} \cdot t_h \cdot N_{up} \cdot K_{FE} / 60 \text{ – для колеса.}$$

Здесь  $K_{FE}$  – коэффициент эквивалентности, определяемый при переменном режиме нагружения по формуле:

$$K_{FE} = \sum_I^M \left( \left( \frac{F_i}{F} \right)^{m_F} \cdot \frac{n_i}{n} \cdot \frac{t_i}{t_h} \right).$$

Здесь  $M$  – число режимов,  $F_i/F_a$ ,  $n_i/n$ ,  $t_i/t_h$  – относительные значения нагрузок, частот вращения и продолжительности переменных режимов работы.

Вводятся ограничения коэффициента долговечности при термообработке цементация и азотирование  $1 \leq K_{FL} \leq 1,63$ .

## 2.2 Проектировочный расчет цилиндрической передачи

Проектировочный расчёт необходимо начинать с наиболее нагруженной передачи редуктора.

Для многопоточного вертолётного редуктора (рисунок 3) такой будет передача  $a - g$ , редуктора ГТД (рисунок 5) – передача 3 – 4.

Для дифференциального планетарного редуктора (рисунок 4 и 5) проектировочный расчёт необходимо начинать со ступени  $a - g$ .



Диаметр шестерни из условия контактной прочности определяется по формуле:

$$d_{w1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_H}{\psi_{bd} \cdot [\sigma_H]^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

Здесь  $T_1$  – момент крутящий на валу шестерни рассчитываемой ступени;  $K_d$  – коэффициент, учитывающий угол наклона зубьев;  $K_H$  – коэффициент нагрузки при расчётах по контактным напряжениям;  $u = i$  – передаточное число передачи;  $\psi_{bd}$  – коэффициент ширины зуба колеса относительно диаметра шестерни.

Коэффициент  $K_d$  принимается равным 77 для прямозубых и 60 – для косозубых передач.

Коэффициент нагрузки рекомендуется принимать равным  $K_H = 1,2 \dots 1,4$ .

Коэффициент ширины зуба колеса рекомендуется принимать равным  $\psi_{bd} = 0,6 \dots 0,8$ .

Ширина зуба колеса определяется по формуле  $b_w = \psi_{bd} \cdot d_{w1}$ .

Диаметры шестерни  $d_{w1}$  других ступеней определяется конструктивно из условия соосности. Тогда из условия контактной прочности определяется ширина зубчатого колеса по формуле

$$b_w = K_d^3 \cdot \frac{T_1 \cdot K_H}{[\sigma_H]^2 \cdot d_{w1}^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u}$$

Здесь знак « – » применяется для расчёта передачи внутреннего зацепления. Значение  $b_w$  (в мм) округляется до целого числа.

Модуль передачи из условия изгибной прочности определяется по формуле

$$m = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_F}{d_{w1} \cdot b_w} \cdot \frac{Y_F}{[\sigma_F]_l} \cdot Y_\beta$$

Здесь  $K_F$  – коэффициент нагрузки при расчётах по напряжениям изгиба;  $Y_F$  – коэффициент формы зуба шестерни;  $Y_\beta$  – коэффициент, учитывающий наклон зубьев.

При проектировочном расчёте рекомендуется принимать  $K_F = 1,1 \dots 1,3$  и  $Y_F = 4,0 \dots 4,2$ . В качестве допускаемого напряжения  $[\sigma_F]_l$  принимается меньшее из двух значений для шестерни и для колеса.

Коэффициент  $Y_\beta$  определяется по формуле:

$$Y_\beta = 1 - \beta^\circ / 140$$

Здесь  $\beta^\circ$  – угол наклона зубьев в градусах. Вводится ограничение  $Y_\beta \geq 0,7$ .

По рассчитанному значению модуля рекомендуется выбрать стандартное значение модуля цилиндрической передачи по таблице 3. По технологическим требованиям минимальное значение модуля следует принимать  $m \geq 2,5$ .

Таблица 3 – Стандартные значения модуля цилиндрических передач

Ряды	Значения модуля, мм						
	1	2,50	3,00	4,00	5,0	6,0	8,0
2	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0

Со стандартным значением модуля определяется число зубьев шестерни:

$$z_1 = d_{w1} \cdot \cos \beta / m.$$

Рассчитанное значение числа зубьев необходимо округлить до целого с учётом технологического требования  $z \geq 12$ .

Число зубьев колеса определяется произведением  $z_2 = z_1 \cdot u$ . Полученное значение также округляется до целого.

С полученными значениями чисел зубьев выполняется геометрический расчёт передачи.

### 2.3 Геометрический расчет цилиндрической передачи

Геометрический расчёт начинается с подбора чисел зубьев из условий сборки.

Для планетарной передачи с однорядным сателлитом (рисунок 5,а) условие сборки имеет вид  $(z_a + z_b) / a_c = N$ , где  $N$  – целое число.

Для многопоточной (рисунок 3) и планетарной передачи с двухрядным сателлитом (рисунок 6,б) условие сборки имеет вид

$$(z_a \cdot z_g^1 + z_g \cdot z_b) / (a_c \cdot k) = N,$$

где  $k$  – наибольший общий делитель чисел зубьев  $z_g$  и  $z_g^1$  сателлита.

После подбора чисел зубьев уточняется передаточное число передачи  $u = z_2 / z_1$ .

Определяется делительное межосевое расстояние:

$$a = m \cdot (z_2 + z_1) / (2 \cdot \cos \beta).$$

Фактическое значение межосевого расстояния рекомендуется округлять до целого с учётом условия  $a_w \geq a$ .

В многопоточных передачах (рисунок 4) обеспечение соосности возможно подбором угла  $\beta$  наклона зубьев.

Для косозубой передачи определяется угол профиля в торцевом сечении:

$$\alpha_t = \arctg(\tg \alpha / \cos \beta).$$

Здесь  $\alpha = 20^\circ$  – стандартное значение угла профиля эвольвентного зацепления.

С учётом фактического значения межосевого расстояния уточняется угол зацепления в передаче:  $\alpha_{tw} = \arccos(a \cdot \cos \alpha_t / a_w)$ .

Кроме того определяется требуемое значение коэффициента суммы смещений в передаче

$$x_\Sigma = \frac{z_2 \pm z_1}{2 \cdot \tg \alpha} \cdot (\text{inv} \alpha_{tw} - \text{inv} \alpha_t).$$

Здесь знак « $\pm$ » применяется для расчёта передачи внутреннего зацепления.

Определяется минимально необходимые по условиям отсутствия подрезания зубьев коэффициенты смещения:

$$x_{1\min} = 1 - z_1 \cdot \sin^2 \alpha_t / 2 - \text{для шестерни};$$

$$x_{2\min} = 1 - z_2 \cdot \sin^2 \alpha_t / 2 - \text{для колеса}.$$

Определяется коэффициент смещения для шестерни из условий:

$$x_1 \geq x_{\Sigma} / 2 \text{ и } x_1 > x_{1\min}.$$

Коэффициент смещения для колеса определится разностью:

$$x_2 = x_{\Sigma} \mp x_1.$$

Здесь знак « $-$ » применяется для расчёта передачи внешнего зацепления.

Определяется коэффициент воспринимаемого смещения:

$$y = (a_w - a) / m.$$

Наконец, определяется коэффициент уравнительного смещения:

$$\Delta y = x_{\Sigma} - y.$$

Определяются основные диаметры зубчатых колёс:

- основные диаметры  $d_{w1} = 2 \cdot a_w / (u + 1)$  и  $d_{w2} = d_{w1} \cdot u$ ;
- делительные диаметры  $d_1 = m \cdot z_1$  и  $d_2 = m \cdot z_2$ ;
- диаметры начальных окружностей  $d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t$  и  $d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t$ ;
- диаметры вершин зубьев  $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot (1 + x_1 - \Delta y)$  – для шестерни,  $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x_2 - \Delta y)$  – для колеса с внешними зубьями,  $d_{a2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1 - x_2 + \Delta y - k_2)$ , где  $k_2 = 0,25 - 0,125 \cdot x_2$ , – для колеса с внутренними зубьями.

Коэффициент торцевого перекрытия передачи определяется по формуле:

$$\varepsilon_{\alpha} = [z_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a1} \pm z_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a2} \mp (z_2 \pm z_1) \cdot \operatorname{tg} \alpha] / (2 \cdot \pi).$$

Здесь  $\alpha_{a1}$  и  $\alpha_{a2}$  – углы при вершинах зубьев шестерни и колеса, определяемые по формулам:

$$\alpha_{a1} = \arccos(d_{b1} / d_{a1}) \text{ и } \alpha_{a2} = \arccos(d_{b2} / d_{a2}).$$

## 2.4 Проверочный расчёт цилиндрической передачи

Для проверки прочности прежде всего уточняются коэффициенты нагрузки  $K_H$  и  $K_F$  по формулам:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \text{ и } K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\nu}.$$

Здесь  $K_{H\alpha}$  и  $K_{F\alpha}$  – коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки между зубьями при многопарном зацеплении;  $K_{H\beta}$  и  $K_{F\beta}$  – коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки по линии контакта при перекосах зубчатых колёс;  $K_{H\nu}$  и  $K_{F\nu}$  – коэффициенты, учитывающие распределение динамические нагрузки в передаче.

Для прямозубых передач  $K_{H\alpha} = 1$ . Коэффициент  $K_{F\alpha}$  определяется в зависимости от степени точности изготовления по эмпирической зависимости:

$$K_{F\alpha} = \frac{9 - CT}{11 \cdot \sqrt{\varepsilon_\alpha}} + \frac{CT - 3}{6}.$$

Здесь  $CT$  – степень точности.

Для передач системы управления самолётом рекомендуется 7-я степень точности, реже – 6-я.

При упрощенных расчётах принимают  $K_{H\beta} = K_{F\beta} = K_\beta$ .

В зависимости от относительной ширины колеса  $\psi_{bd} = b_w / d_{w1}$  определяется коэффициент  $K_\beta^o$  по таблице 4.

Таблица 4 – Значения коэффициента  $K_\beta$

$\psi_{bd}$	Значения $K_\beta$ при расположении опор относительно колёс		
	симметрично	несимметрично	консольно
0,2	1,00	1,02	1,10
0,4	1,01	1,05	1,20
0,6	1,03	1,10	1,30

Значение коэффициента динамичности принимают в зависимости от степени точности и окружной скорости по таблице 5.

Таблица 5 – Значения коэффициента  $K_v$

Степень точности	Тип передачи	Значения $K_v$ при окружной скорости $V$ м/с				
		до 1	1...3	3...8	8...12	12...18
6	прямозубая	–	1,00	1,20	1,30	1,45
	косозубая	–	1,00	1,15	1,25	1,35
7	прямозубая	1,00	1,20	1,35	1,45	1,55
	косозубая	1,00	1,15	1,20	1,35	1,45

Окружная скорость в контакте определяется в м/с на основной окружности:

$$V = \pi \cdot d_{w1} \cdot n_1 / (60 \cdot 1000).$$

Также при расчётах принимают  $K_{Hv} = K_{Fv} = K_v$ .

После определения коэффициентов нагрузки вычисляются контактные и изгибные напряжения по формулам:

$$\sigma_H = 275 \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_H}{d_{w1}^2 \cdot b_w} \cdot \frac{u \pm 1}{u}},$$

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_F}{d_{w1} \cdot b_w \cdot m} \cdot Y_{F1} \cdot Y_\beta \quad \text{и} \quad \sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot Y_{F2} / Y_{F1}.$$

Здесь  $Z_H$  и  $Z_\varepsilon$  – коэффициенты, учитывающие геометрические характеристики и коэффициент перекрытия в контакте;  $Y_{F1}$  и  $Y_{F2}$  – коэффициенты формы зуба шестерни и колеса, определяемые в зависимости от числа зубьев и коэффициента смещения по таблице 6.

Таблица 6 – Значения коэффициентов формы зуба

z	Значение $Y_F$ при коэффициенте смещения $x$							
	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0	- 0,1	- 0,3
12	3,46	3,67	3,90	-	-	-	-	-
14	3,42	3,58	3,78	4,00	-	-	-	-
17	3,40	3,52	3,67	3,83	4,03	4,26	-	-
20	3,39	3,50	3,61	3,74	3,89	4,08	4,28	-
22	3,39	3,46	3,57	3,67	3,77	3,90	4,05	4,14
30	3,40	3,47	3,54	3,62	3,70	3,80	3,90	3,92
40	3,42	3,48	3,53	3,58	3,63	3,70	3,77	3,81
50	3,44	3,49	3,52	3,56	3,60	3,65	3,70	3,74
60	3,47	3,50	3,53	3,55	3,59	3,62	3,67	3,68
80	3,50	3,52	3,54	3,56	3,58	3,61	3,62	3,65
100	3,52	3,54	3,55	3,56	3,58	3,60	3,61	3,63

Коэффициент, учитывающий геометрические характеристики для прямозубой передачи, определяется по формуле:

$$Z_H = \sqrt{2/\sin(2 \cdot \alpha_{tw})}.$$

Коэффициент, учитывающий перекрытие, определяется по формуле:

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

Условия прочности передачи имеют вид:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H], \sigma_{F1} \leq [\sigma_F]_1 \text{ и } \sigma_{F2} \leq [\sigma_F]_2.$$

При невыполнении условий контактной прочности необходимо увеличить ширину зуба по соотношению  $b_w = b_w \cdot (\sigma_H / [\sigma_H])^2$ . Затем уточнить значение коэффициента  $K_\beta$  и напряжений  $\sigma_H$ ,  $\sigma_{F1}$  и  $\sigma_{F2}$ .

При невыполнении условий изгибной прочности необходимо увеличить ширину зуба по соотношению  $b_w = b_w \cdot \sigma_{F1} / [\sigma_F]_1$  или  $b_w = b_w \cdot \sigma_{F2} / [\sigma_F]_2$ . Затем уточнить значение коэффициента  $K_\beta$  и напряжений  $\sigma_H$ ,  $\sigma_{F1}$  и  $\sigma_{F2}$ .

Если условия прочности выполняются, определяются относительные недогрузки по контактным и изгибным напряжениям:

$$e_H = ([\sigma_H] - \sigma_H) / [\sigma_H], e_{F1} = ([\sigma_F]_1 - \sigma_{F1}) / [\sigma_F]_1 \text{ и } e_{F2} = ([\sigma_F]_2 - \sigma_{F2}) / [\sigma_F]_2.$$

Если все значения недогрузок превышают 0,05, рекомендуется уменьшить ширину зуба. Затем вновь уточнить значение коэффициента  $K_\beta$  и напряжений  $\sigma_H$ ,  $\sigma_{F1}$  и  $\sigma_{F2}$ .

## 3 РАЗРАБОТКА ЭСКИЗНОГО ПРОЕКТА РЕДУКТОРА

### 3.1 Эскизная компоновка редуктора

Ориентировочные значения диаметров валов определяются по формуле:

$$d_j = \sqrt[3]{\frac{T_j}{0,2 \cdot [\tau_{кр}] \cdot (1 - \beta^4)}}.$$

Здесь  $T_j$  – передаваемый валом крутящий момент (Н·мм);  $\beta = 0,7 \dots 0,9$  – коэффициент пустотелости вала;  $[\tau_{кр}]$  – допускаемое напряжение, значение которого рекомендуется принимать равными 30...50 МПа. Меньшие значения – для выходного вала. Для центральных валов – входного и выходного диаметр рассчитывается по суммарному крутящему моменту, определяемому по формуле:

$$T = T_1 \cdot a_c / \kappa_{нер},$$

где  $T_1$  – крутящий момент при расчёте шестерни, установленной на данном валу.

Диаметры валов округляются до значения посадочного диаметра (диаметра отверстия) стандартного подшипника.

Центральные шестерни передач должны быть самоустанавливающимися, в связи с этим они устанавливаются на валы на эвольвентные шлицы по посадке с зазором.

Для цилиндрической шестерни необходимо обеспечить условие:  $d_j < 1,3 \cdot d_{f1}$ , где  $d_{f1}$  – диаметр окружности впадин зубьев.

Если приведенные требования не выполняются, необходимо увеличить размеры шестерён и пересчитать все размеры.

После определения диаметров валов выполняется подбор подшипников.

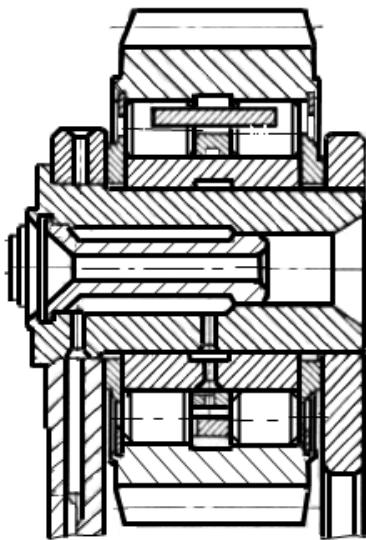


Рисунок 9 – Установка подшипников сателлитных шестерён

В редукторах двигателей вертолётов применяются преимущественно подшипники лёгких и особо лёгких серий. Размеры и характеристики подшипников определяются по [8]. В опорах сателлитных шестерён подшипники могут устанавливаться внутри сателлита, как показано на рисунке 9.

В этом случае необходимо обеспечить толщину зубчатого венца не менее  $\delta^{11} = (2,2 \dots 2,5) \cdot m$ .

В редукторе с цилиндрической передачей (рисунок 10) зубчатые колёса изображаются в масштабе по начальным диаметрам  $d_{w1}$  и  $d_{w2}$ .

Колесо изображается шириной  $b_w$ , шестерня – на 1..2 мм шире.

Зазоры между контурами внутренних поверхностей корпуса редуктора и зубчатыми колёсами рекомендуется назначать по формуле:

$$c_{cm} \geq \sqrt[3]{L} + (2...3) \cdot m.$$

Подшипники изображают по габаритным размерам, располагая их на расстоянии 1..2 мм от внутренних контуров корпуса. Расстояние между наружными поверхностями подшипников, из условия размещения стаканов и шпилек крепления крышек, должно быть  $c_n \geq 15...20$  мм.

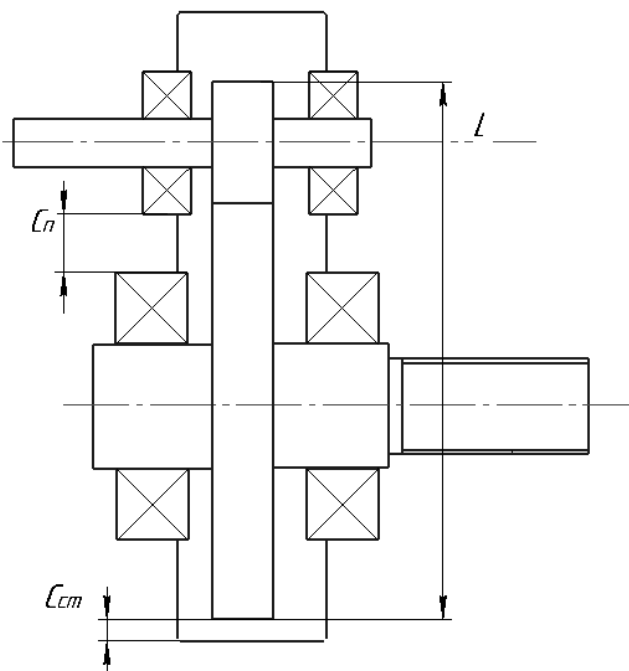


Рисунок 10 – Расположение колёс и подшипников в цилиндрическом редукторе

В некоторых случаях шестерня или колесо располагаются консольно относительно опор. Тогда расстояние между подшипниками рекомендуется принимать  $l_2 = (2...2,5) \cdot l_1$ . Здесь  $l_1$  – расстояние от середины зуба шестерни до середины подшипника,  $l_2$  – расстояние между серединами подшипников.

При невыполнении требований по зазорам рекомендуется увеличить межосевое расстояние и пересчитать геометрические размеры передач.

### 3.2 Расчёт подшипниковых опор

После построения компоновочного чертежа строятся расчётные схемы валов и определяются радиальные нагрузки на подшипники – реакции в опорах [9]. Радиальная нагрузка на подшипник определяется по формуле:

$$F_r = \sqrt{R_z^2 + R_g^2},$$

где  $R_z$  и  $R_g$  – горизонтальная и вертикальная составляющие реакции в опоре.

В опорах выходных валов могут устанавливаться комбинированные опоры – радиальные и упорные, как показано на рисунке 1. В этом случае принимается, что осевые нагрузки воспринимаются упорными подшипниками, а радиальные реакции в опорах воспринимаются радиальными подшипниками.

Расчёт долговечности подшипников производится по формуле:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^3.$$

Здесь  $C$  – динамическая грузоподъёмность подшипника, определяемая по [8];  $P$  – приведенная динамическая нагрузка;  $n$  – частота вращения вала.

Приведенная динамическая нагрузка определяется в зависимости от типа подшипника, как показано в [9].

Условием работоспособности подшипников является  $L_h \geq t_h \cdot N_{up} \cdot S_L$ .

Здесь  $S_L$  – запас долговечности. Для авиационных редукторов рекомендуется  $S_L = 2 \dots 3$ .

Для подшипников выходного вала проверяется запас статической прочности  $C_0/P_0 \geq S_0$ .

Здесь  $C_0$  – статическая грузоподъёмность подшипника, определяемая по [8];  $P_0$  – приведенная статическая нагрузка;  $S_0$  – запас грузоподъёмности.

Для авиационных редукторов рекомендуется  $S_0 = 1,5 \dots 2,0$ .

При не обеспечении условий работы подшипников необходимы замена подшипников или условий их расположения. Затем уточняются реакции в опорах и долговечность подшипников.

### 3.3 Конструирование зубчатых колёс, валов и соединений

Основные рекомендации по конструкциям зубчатых колёс авиационных редукторов приведены в [2 и 10].

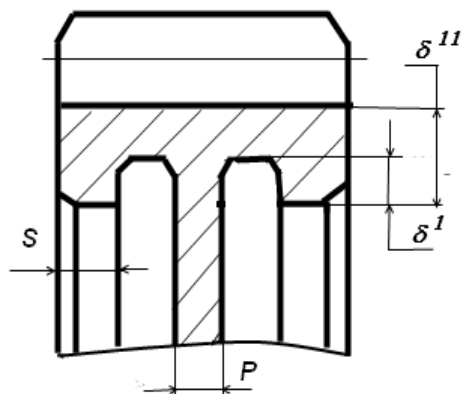


Рисунок 11 – Элементы конструкции венца зубчатого колеса

У цилиндрических передач с внешним зацеплением для выравнивания жесткости по ширине колеса зубчатый венец рекомендуется выполнять, как показано на рисунке 11.

При этом принимаются:

$$\begin{aligned} \delta^1 &= (1,4 \dots 1,6) \cdot m; \\ \delta^{11} &= (2,2 \dots 2,5) \cdot m; \\ s &\geq \delta^1. \end{aligned}$$

Толщина диска принимается равной  $p = (0,12 \dots 0,20) \cdot b$ .



Варианты конструкции зубчатого венца колеса внутреннего зацепления приведены на рисунке 12. Схема на рисунке 12,а может быть применена только для нешлифуемых зубчатых колёс. В этом случае применяются, как правило, материалы с термообработкой (азотирование) и окончательной обработкой поверхностей зубьев (хонингование). Для зубчатых колес с термообработкой цементацией и окончательной обработкой шлифованием возможно применение конструкций, приведенных на схемах 12,б,в и г.

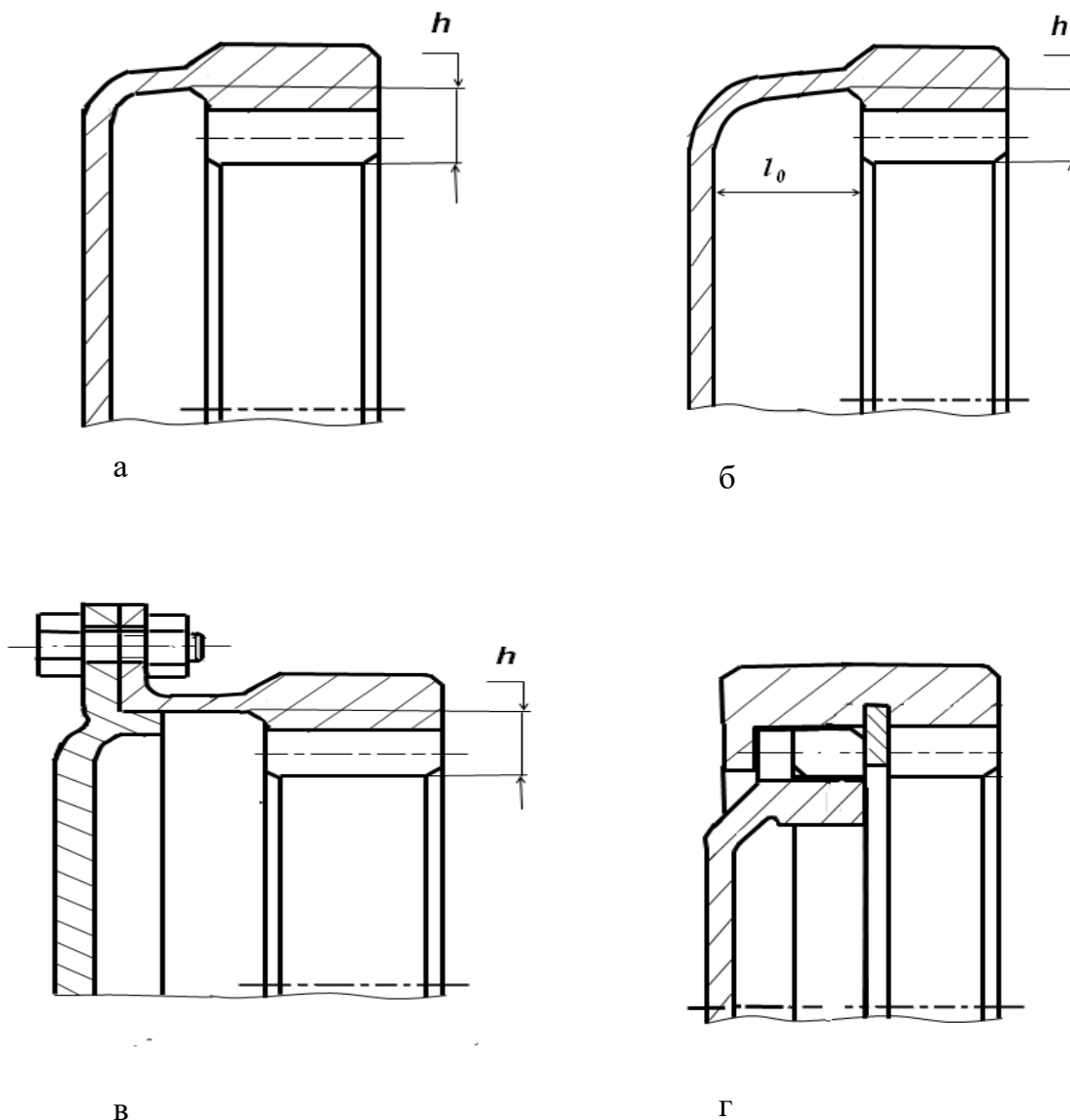


Рисунок 12 – Соединение зубчатого венца внутреннего зацепления с диском

Таблица 7 – Размеры канавки между зубьями и диском колеса.

Окончательная обработка	$m$ , мм	2,5...4	4,5...5	5,5...6,5	7...9	10
хонингование	$e$ , мм	6	7	8	9	10
шлифование		45	58	61	76	82

Для колёс, выполненных по схемам 12,а и б, размеры канавки выбираются по таблице 7. Для косозубых передач по схеме 12,а ширину канавки  $e$  рекомендуется увеличить на 30...40%. Глубину канавки во всех случаях рекомендуется принимать равной  $h = 2,5 \cdot m$ .

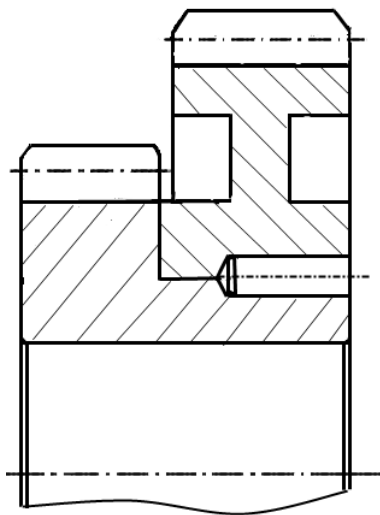


Рисунок 13 – Конструкция двухрядного сателлита

Для уменьшения осевых размеров двухрядные сателлитные шестерни целесообразно выполнять составными, как показано на рисунке 13. При этом шестерню бóльшего диаметра следует устанавливать на ступицу шестерни меньшего диаметра по посадке с натягом. Кроме того, для передачи крутящего момента необходимо установить в соединении деталей круглые шпонки.

Шестерню меньшего диаметра в таком узле для исключения задевания при работе зубьев необходимо выполнять на 2...4 мм шире расчётной ширины зуба соответствующей передачи.

### 3.4 Проверка прочности валов

После разработки конструкций зубчатых колёс разрабатываются конструкции валов и соединений их с шестернями и подшипниками. Основные рекомендации по конструкциям валов и соединений также приведены в [2, 10]. Необходимо отметить, что основным видом соединения валов и зубчатых колёс в редукторах является эвольвентное шлицевое соединение. При этом центральные шестерни планетарных ступеней – солнечное и корончатое колёса должны быть самоустанавливающиеся. В связи с этим для этих колёс рекомендуется посадка по боковым поверхностям шлицев с зазором и не допускается затяжка гайками.

Проверка прочности валов редуктора выполняется после разработки конструкции валов и креплений зубчатых колёс и подшипников.

Строятся эпюры действующих на вал изгибающих и крутящих моментов. Затем, как показано для примера на рисунке 14, устанавливаются опасные сечения вала. Это сечения с максимальными значениями моментов, с минимальными размерами и с концентраторами напряжений.

В опасных сечениях вычисляются напряжения изгиба  $\sigma_u$ , растяжения  $\sigma_p$  и кручения  $\tau_{кр}$ .

Принимаются:  $\sigma_a = \sigma_u$ ,  $\sigma_m = \sigma_p$ ,  $\tau_a = \tau_m = 0,5 \cdot \tau_{кр}$ . Напряжения сжатия не учитываются.

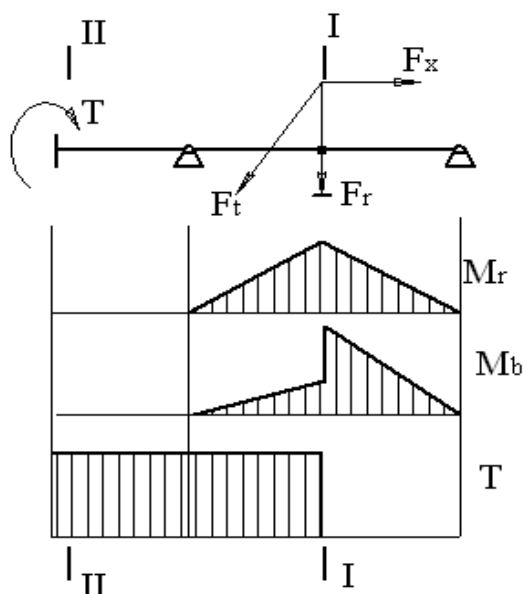


Рисунок 14 – Эпюры моментов вала редуктора с косозубой передачей

В опасных сечениях определяются запасы прочности:

– по нормальным напряжениям  $S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma d} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}$ ,

– по касательным напряжениям  $S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau d} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}$ .

Здесь  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости материалов валов по нормальным и касательным напряжениям,  $K_{\sigma d}$  и  $K_{\tau d}$  – коэффициенты концентрации напряжений,  $\psi_{\sigma}$  и  $\psi_{\tau}$  – коэффициенты чувствительности к асимметрии циклов изменения напряжений. Значения  $\sigma_{-1}$ ,  $\tau_{-1}$ ,  $K_{\sigma d}$ ,  $K_{\tau d}$ ,  $\psi_{\sigma}$  и  $\psi_{\tau}$  определяются по [9].

Условие прочности сечения имеет вид

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S].$$

Допускаемое значение запаса прочности принимается  $[S] = 1,5 \dots 2,5$ .

При недостаточном запасе прочности необходимо рассмотреть возможность уменьшения  $K_{\sigma d}$  и  $K_{\tau d}$ , применяя различные технологические приёмы упрочнения поверхности – повышение чистоты поверхности, термообработку и поверхностное упрочнение. При невозможности уменьшения  $K_{\sigma d}$  и  $K_{\tau d}$  необходимо увеличить диаметр вала, пересмотреть конструкцию вала, изменить при необходимости размеры подшипников и повторить расчёты ресурса подшипников и запасов прочности валов.

При обеспечении требуемой прочности валов выполняется проверка прочности и износостойкости соединений вала с зубчатыми колёсами, а также шлицев входного и выходного валов по рекомендациям [9].

### 3.5 Проверка прочности шлицевых соединений

Как сказано ранее, основным видом соединения валов и зубчатых колёс в редукторах является эвольвентное шлицевое соединение. При этом центральные шестерни планетарных ступеней – солнечное и корончатое колёса должны быть самоустанавливающиеся. В связи с этим для этих колёс рекомендуется посадка по боковым поверхностям шлицев с зазором.

Методика расчёта шлицевых соединений приведена в [8]. Все шлицевые соединения проверяются на смятие боковых поверхностей по выражению  $\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]$ .

Шлицы входного вала редуктора а также самоустанавливающихся центральных колёс проверяются на смятие и на изнашивание по выражению  $\sigma_{см} \leq [\sigma_{изн}]$ .

Напряжения смятия боковых поверхностей определяются по формуле:

$$\sigma_{см} = 2 \cdot T \cdot K_{\delta} / (0,8 \cdot d_m^2 \cdot l).$$

Здесь  $T$  – передаваемый крутящий момент,  $K_{\delta}$  – коэффициент динамичности,  $d_m$  – средний диаметр и  $l$  – расчётная длина шлицевого соединения.

Средний диаметр соединения определяется по формуле  $d_m = m \cdot z$ , где  $m$  – модуль,  $z$  – число зубьев соединения.

Стандартные значения модуля и чисел зубьев рекомендуется выбирать по [10] в зависимости от наружного диаметра  $D$  шлицевого вала.

Допускаемые напряжения смятия определяются выражением:

$$[\sigma_{см}] = \sigma_T / (S \cdot K_{\delta} \cdot K_z \cdot K_{np}).$$

При расчёте следует принимать меньшее из двух значений предела текучести  $\sigma_T$  для вала и ступицы установленной детали. Запас прочности следует принимать равным  $S = 1,25 \div 1,4$ . Коэффициент динамической нагрузки для редукторов рекомендуется принимать равным  $K_{\delta} = 1,1 \div 1,3$ .

Коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки между зубьями и давления по длине шлицев следует принимать в зависимости от наличия радиальной нагрузки и опрокидывающего момента в соединении по [9].

При проверке износостойкости шлицев входного вала допускаемое по изнашиванию напряжение следует принять:

–  $[\sigma_{изн}] = 26 \div 60$  МПа – при термообработке улучшение;

–  $[\sigma_{изн}] = 36 \div 75$  МПа – при закалке.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бушмарин, Л.Б. Механические передачи вертолётов [Текст] / Л.Б. Бушмарин, П.П. Дементьев, Г.И. Иоффе [и др.]; под ред. В.Н. Кестельмана. – М.: Машиностроение, 1983. – 120 с.
2. Алексеева, Н.А. Основы расчёта и конструирования деталей и механизмов летательных аппаратов [Текст] / Н.А. Алексеева, Л.А. Бонч-Осмоловский, В.В. Волгин [и др.]; под ред. В.Н. Кестельмана и Г.И. Рощина. – М.: Машиностроение, 1989. – 456 с.
3. Кудрявцев, В.Н. Планетарные передачи. Справочник [Текст] / В.Н. Кудрявцев, Ю.Н. Кирдяшев, Е.Г. Гинзбург [и др.]; под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение, 1977. – 536 с.
4. Плехано, Ф.И. Зубчатые планетарные передачи. Типы, основы кинематики, геометрии и расчёта на прочность: Учебно-научное пособие для высших учебных заведений. – Ижевск: Удмуртия, 2003. – 200 с.
5. Жильников, Е.П. Курсовое проектирование по деталям машин для авиационных специальностей: метод. указания к курсовому проектированию [Текст] / Е.П. Жильников, Б.М. Силаев, В.П. Тукмаков. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 32 с.
6. Жильников, Е.П. Расчёт на прочность цилиндрической зубчатой передачи на ЭВМ: метод. указания [Текст] / Е.П. Жильников, А.Н. Тихонов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 1996. – 24 с.
7. Каталог – 2012. Дивизион специальных подшипников. – Самара: Изд-во ОАО «ЕПК Самара», 2012. – 54 с.
8. Алексеев, В.И., Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник [Текст] / В.И. Алексеев, В.М. Ананьев, Э.Б. Вулгаков [и др.]; под ред. Э.Б. Вулгакова. – М.: Машиностроение, 1981. – 374 с.
9. Балякин В.Б., Расчёт и проектирование валов, осей и опор качения авиационных редукторов: пособие по расчёту на прочность [Текст] / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников – Самара: Издательство СГАУ, 2007. – 72 с.
10. Силаев Б.М. Расчёт и конструирование деталей авиационных механических передач [Текст]: учебно-справочное пособие/ Б.М. Силаев. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 150 с.

**II.1 Исходные данные для проектирования редукторов привода соосных винтов**

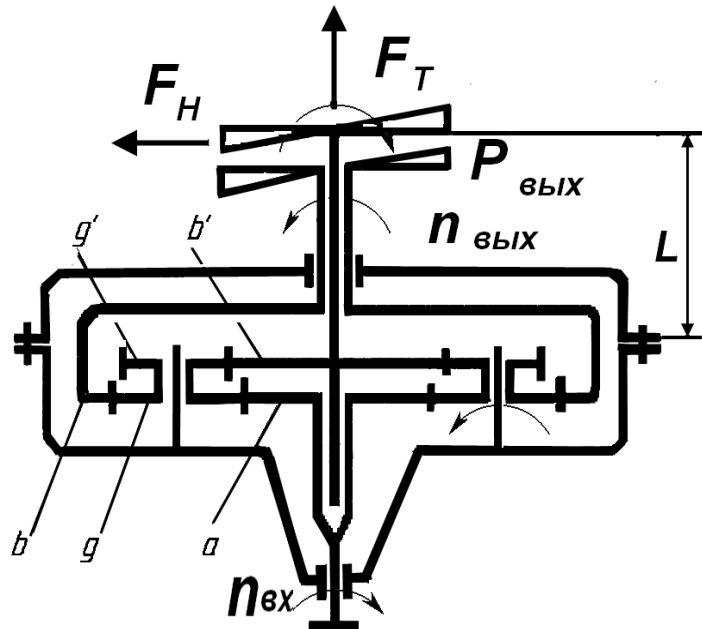


Рисунок II1 – Схема многопоточного редуктора привода соосных винтов вертолета

Режим нагружения приведён в таблице II1.

Исходные данные приведены в таблице II3.

Значения  $P_{\text{вых}}$ ,  $F_T$ ,  $F_H$  приведены суммарные для двух винтов.

В качестве прототипа рекомендуется использовать главный редуктор вертолётa КА-15.

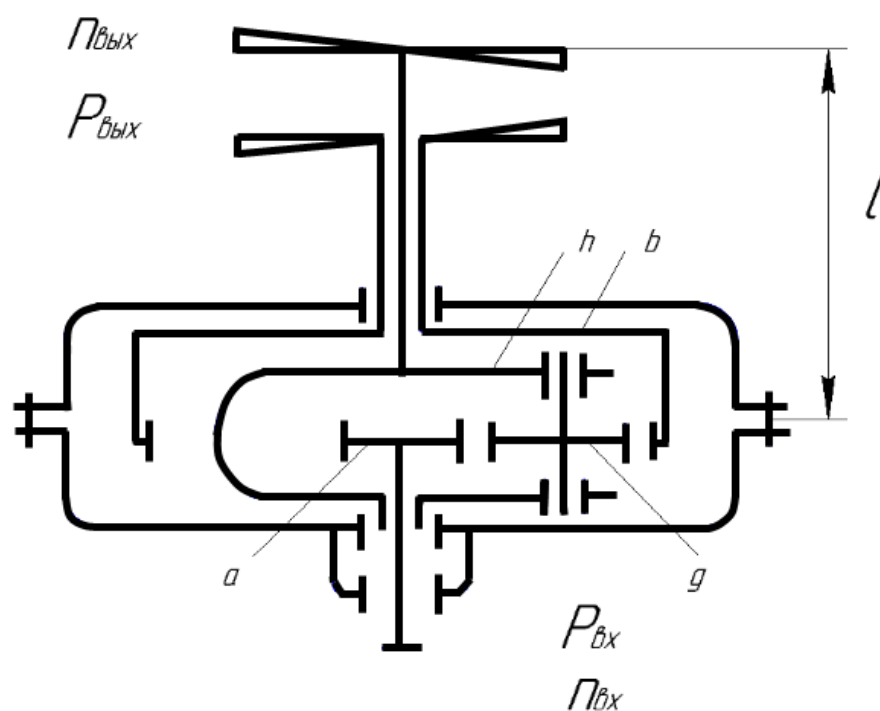


Рисунок П2 – Схема дифференциального редуктора привода соосных винтов вертолета

Режим нагружения приведён в таблице П1.

Исходные данные приведены в таблице П3.

Значения  $P_{\text{вых}}$ ,  $F_{\text{т}}$ ,  $F_{\text{н}}$  приведены суммарные для двух винтов.

В качестве прототипа рекомендуется использовать главный редуктор вертолётa КА-15.

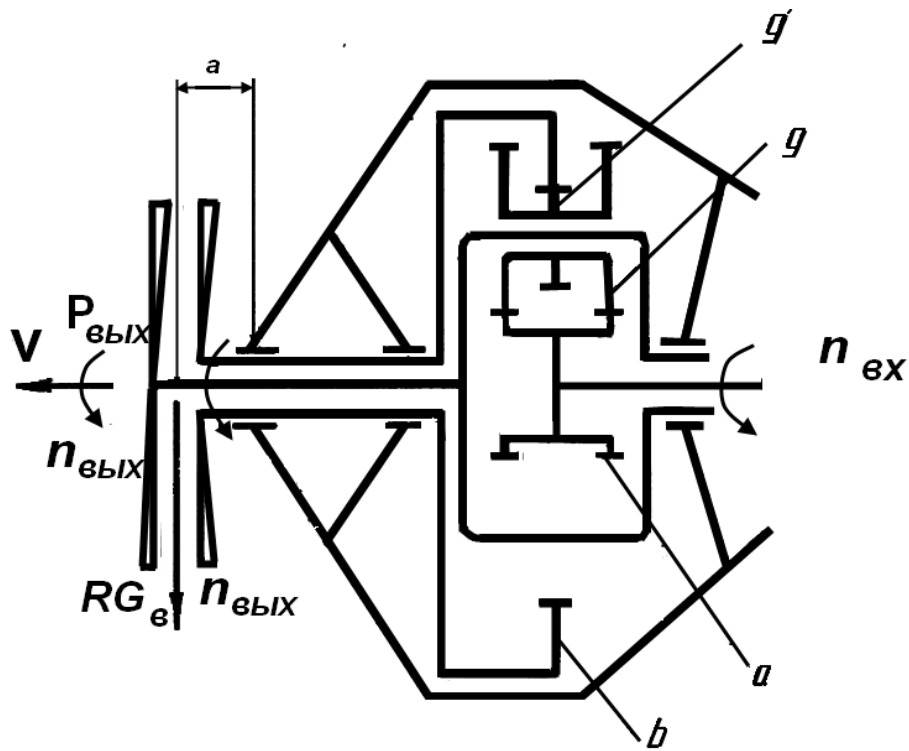


Рисунок ПЗ – Схема дифференциального редуктора привода соосных винтов ГТД

Режим нагружения приведён в таблице П1.

Исходные данные приведены в таблице П3.

Значения  $P_{вых}$ ,  $F_T$ ,  $F_H$  приведены суммарные для двух винтов.

В качестве прототипа рекомендуется использовать редуктор двигателя НК-12.



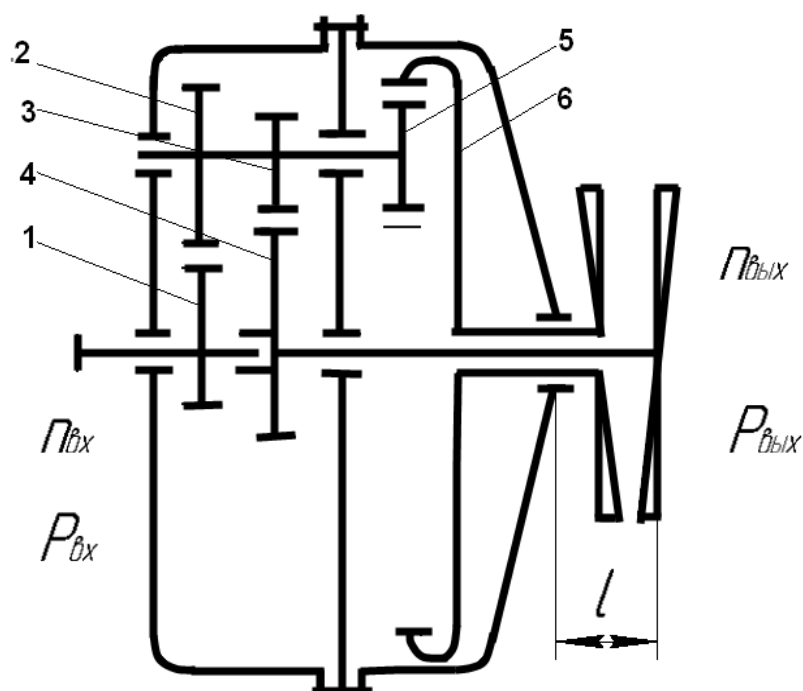


Рисунок П4 – Схема многопоточного редуктора привода соосных винтов ГТД

Режим нагружения приведён в таблице П1.

Исходные данные приведены в таблице П2.

Значения  $P_{\text{вых}}$ ,  $F_{\text{т}}$ ,  $F_{\text{н}}$  приведены суммарные для двух винтов.

В качестве прототипа рекомендуется использовать редуктор двигателя НК-12.

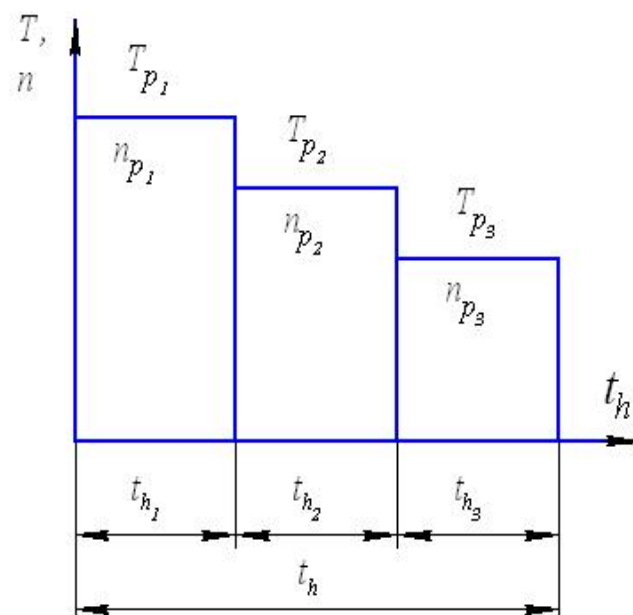


Рисунок III - Режимы нагружения редукторов летательных аппаратов

Таблица III – Характеристика 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	$T_H$	$0,95 T_H$	$0,80 T_H$	$n_H$	$1,05 n_H$	$1,25 n_H$	$0,70 t_h$	$0,20 t_h$	$0,10 t_h$

Примечания:

1. За расчётную (номинальную) нагрузку принимается максимальная из длительно действующих нагрузок, при которой число циклов перемены напряжений  $N_n \geq 5 \cdot 10^4$ .
2. Коэффициент перегрузки  $k_g = 1,15 \dots 1,30$ , при этом число циклов перемены напряжений  $N_n \geq 1 \cdot 10^4$ .

Таблица П2- Исходные данные для проектирования редукторов

Параметры	Значения параметров для вариантов									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{\text{ввх}}$ , кВт	2000	2100	1900	1800	1700	1800	1900	2000	2100	2200
$n_{\text{ввх}}$ , об/мин	10000	9500	11000	12000	12500	10100	10050	10000	9750	9500
$n_{\text{ввых}}$ , об/мин	1000	950	1100	1200	1250	1000	975	950	925	900
$t_h$ , час	1000	950	1100	900	1000	900	1100	1200	1300	1400
$G_B$ , кН	3,5	3,6	3,4	3,35	3,3	3,5	3,7	3,9	4,0	4,1
$k_c$	4,0	4,5	3,9	3,8	3,8	4,2	4,3	4,4	4,5	4,5
$V$ , м/с	195	210	180	175	200	180	195	210	180	175
$a$ , мм	300	310	295	290	285	300	310	300	320	330
Режим работы	1	5	2	4	3	5	3	1	4	2

Продолжение таблицы П2

Параметры	Значения параметров для вариантов									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$P_{\text{ввх}}$ , кВт	2300	1900	2000	2100	2000	1900	1800	1700	1800	1900
$n_{\text{ввх}}$ , об/мин	9250	10100	10075	10000	10100	10150	10200	12600	12200	11500
$n_{\text{ввых}}$ , об/мин	875	1000	975	920	960	980	1100	1260	1300	1150
$t_h$ , час	1500	2000	1500	1300	1250	1110	950	1100	910	1200
$G_B$ , кН	4,2	3,75	4,25	4,20	3,9	3,8	3,6	3,4	3,5	3,5
$k_c$	4,5	4,3	4,2	4,6	4,5	4,3	4,2	3,9	3,9	4,0
$V$ , м/с	195	210	215	180	215	198	185	210	180	185
$a$ , мм	340	315	350	370	300	315	310	290	300	300
Режим работы	4	1	5	3	2	4	2	5	3	1

Таблица ПЗ- Исходные данные для проектирования редукторов

Параметры	Значения параметров для вариантов									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_T$ , кН	10,0	8,5	8,0	6,5	6,0	8,8	10,0	10,5	6,0	7,0
$F_H$ , кН	0,4	0,5	0,4	0,5	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6
$n_{\text{выс}}$ , об/мин	250	250	240	230	220	210	260	200	180	190
$P_{\text{выс}}$ , кВт	150	145	100	130	125	120	110	140	160	160
$n_{\text{вх}}$ , об/мин	2000	1850	1700	1700	1650	1600	1650	2000	2000	1800
$t_h$ , час	1000	1200	1200	1250	1250	1300	1400	1000	1600	1200
$\ell$ , мм	600	650	550	500	600	650	550	500	600	550
Режим работы	5	1	2	3	4	1	3	4	5	2

Продолжение таблицы ПЗ

Параметры	Значения параметров для вариантов									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$F_T$ , кН	8,0	15,5	9,0	9,5	8,0	8,0	8,0	8,5	9,0	10,0
$F_H$ , кН	0,6	0,6	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,7	0,6	0,7
$n_{\text{выс}}$ , об/мин	190	200	220	230	240	250	240	250	230	280
$P_{\text{выс}}$ , кВт	100	105	125	130	120	110	135	130	120	100
$n_{\text{вх}}$ , об/мин	1500	1550	1600	1650	1500	1550	1700	1800	1700	1600
$t_h$ , час	1500	1500	1400	1400	1500	1200	1000	1200	1200	1350
$\ell$ , мм	600	500	550	600	650	600	550	500	500	650
Режим работы	1	5	3	4	2	5	3	4	1	2

## П.2 Пример расчёта дифференциального планетарного редуктора

Рассмотрим расчёт дифференциального планетарного редуктора привода двух соосных винтов по схеме, приведенной на рисунке 6,а.

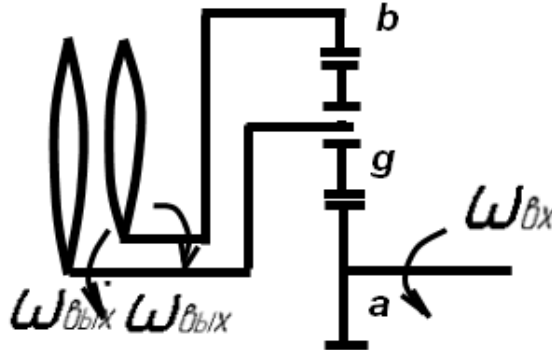


Рисунок Пб – Расчётная схема редуктора

Исходными данными для расчёта будут:

- мощность на входе  $P_{ex} = 1300$  кВт;
- частота вращения на входе  $n_{ex} = 2000$  об/мин.;
- частота вращения винтов  $n_{вых} = 250$  об/мин.;
- требуемая долговечность  $t_h = 5000$  часов.

### Кинематический расчёт

Передаточное отношение редуктора будет равно

$$i_p = n_{ex} / n_{вых} = 2000 / 250 = 8.$$

Передаточное отношение планетарного редуктора при остановленном корончатом колесе будет равно:

$$i_{nl} = (n_{ex} + n_{вых}) / (2 \cdot n_{вых}) = (2000 + 250) / (2 \cdot 250) = 4,5.$$

Передаточное отношение от центрального колеса к сателлиту при остановленном водиле будет равно:

$$i_{ag} = \frac{i_{nl}}{2} - 1 = \frac{4,5}{2} - 1 = 1,25.$$

Передаточное отношение от центрального колеса к корончатому при остановленном водиле будет равно:

$$i_p^h = (i_p - 1) / 2 = (8 - 1) / 2 = 3,5.$$

Передаточное отношение от сателлита к корончатому колесу будет равно:

$$i_{gb} = i_p^h / i_{ag} = 3,5 / 1,25 = 2,8.$$

Частоты вращения колёс при остановленном водиле будут равны:

- центрального колеса  $n_a^h = n_{ex} - n_{вых} = 2000 - 250 = 1750$  об/мин.;
- сателлита  $n_g^h = n_a^h / i_{ag} = 1750 / 1,25 = 1400$  об /мин.;
- корончатого колеса  $n_b^h = n_g^h / i_{gb} = 1400 / 2,8 = 500$  об/мин..

### Энергетический расчёт

Число сателлитов из условия соседства определим по формуле:

$$a_c \leq \frac{0,9 \cdot \pi}{\arcsin((i_{nl} - 2) / i_{nl})} = \frac{0,9 \cdot \pi}{\arcsin((4,5 - 2) / 4,5)} = 4,8.$$

Принимаем  $a_c = 4$ .

Коэффициент полезного действия цилиндрической зубчатой передачи 7-й степени точности принимаем равным  $\eta_u = 0,98$ .

Тогда коэффициент полезного действия редуктора будет равен:

$$\eta_p = 1 - (1 - 1/i_p) \cdot (1 - \eta_u^2) = 1 - (1 - 1/8) \cdot (1 - 0,98^2) = 0,96535.$$

Мощность на выходном валу каждого из винтов будет равна:

$$P_{вых} = P_{ex} \cdot \eta_p / 2 = 1300 \cdot 0,96535 / 2 = 627,477 \text{ кВт.}$$

Момент крутящий на входном валу редуктора будет равен:

$$T_{ex} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot P_{ex} / n_{ex} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot 1300 / 2000 = 6,207 \cdot 10^6 \text{ Н·мм.}$$

Момент крутящий на выходном валу каждого из винтов будет равен:

$$T_{вых} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot P_{вых} / n_{вых} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot 627,477 / 250 = 2,397 \cdot 10^7 \text{ Н·мм.}$$

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами при 4-х сателлитах и самоустанавливающимся центральном колесе примем равным  $K_{нер} = 1,1$ .

Расчётное значение крутящего момента, передаваемого от центрального колеса к сателлиту, будет равно:

$$T_{ag} = T_{ex} \cdot K_{нер} / a_c = 6,207 \cdot 10^6 \cdot 1,1 / 4 = 1,707 \cdot 10^6 \text{ Н·мм.}$$

Расчётное значение крутящего момента, передаваемого от сателлита к корончатому колесу, будет равно:

$$T_{gb} = T_{ag} \cdot i_{ag} \cdot \eta_u = 1,707 \cdot 10^6 \cdot 1,25 \cdot 0,98 = 2,091 \cdot 10^6 \text{ Н·мм.}$$

### Допускаемые напряжения

Материалом для изготовления зубчатых колёс принимаем сталь 12Х2Н4А с термообработкой – цементация. Среднее значение твердости поверхности принимаем равным 60 HRC или 600 HB.

Базовое число циклов перемены контактных напряжений будет равно:

$$N_{H0} = 30 \cdot HB^{2,4} = 30 \cdot 600^{2,4} = 13,95 \cdot 10^7.$$

Принимаем предельное значение  $N_{H0} = 12 \cdot 10^7$ .

Базовое разрушающее контактное напряжение будет равно:

$$\sigma_{H \lim b} = 23 \cdot HRC = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа.}$$

Принимаем режим работы постоянной. Тогда значения эквивалентных чисел циклов перемены контактных напряжений будут равны:

– для центрального колеса

$$N_{HEa} = 60 \cdot n_a^h \cdot a_c \cdot t_h = 60 \cdot 1750 \cdot 4 \cdot 5000 = 2,1 \cdot 10^9;$$

– для сателлита

$$N_{HEg} = 60 \cdot n_g^h \cdot 1 \cdot t_h = 60 \cdot 1400 \cdot 1 \cdot 5000 = 4,2 \cdot 10^8;$$

– для корончатого колеса

$$N_{HEb} = 60 \cdot n_b^h \cdot a_c \cdot t_h = 60 \cdot 500 \cdot 4 \cdot 5000 = 6 \cdot 10^8.$$

Так как все значения эквивалентных чисел циклов нагружения больше базового, принимаем коэффициент долговечности по контактным напряжениям  $K_{HL} = 1$ . Запас прочности по контактным напряжениям принимаем равным  $S_H = 1,2$ . Тогда допускаемое контактное напряжение для всех колёс будет равным:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} \cdot K_{HL} = \frac{1380}{1,2} \cdot 1 = 1150 \text{ МПа.}$$

Базовое разрушающее напряжение изгиба для принятой стали будет равно  $\sigma_{F \lim b} = 800 \text{ МПа}$ .

Так как значения эквивалентных чисел циклов перемены напряжений изгиба равны числам циклов перемены контактных напряжений и все они больше базового, принимаем коэффициент долговечности по напряжениям изгиба  $K_{FL} = 1$ . Запас прочности по изгибным напряжениям принимаем равным  $S_F = 2$ . Кроме того для сателлитного колеса вводим коэффициент, учитывающий знакопеременный характер нагружения зубьев  $K_{FC} = 0,8$ . Для центрального и корончатого колёс  $K_{FC} = 1$ .

Тогда допускаемые напряжения изгиба будут равны:

– для центрального и корончатого колёс

$$[\sigma_F]_a = [\sigma_F]_b = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC} = \frac{800}{2} \cdot 1 \cdot 1 = 400 \text{ МПа;}$$

– для сателлитов

$$[\sigma_F]_g = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC} = \frac{800}{2} \cdot 1 \cdot 0,8 = 320 \text{ МПа.}$$

## Проектировочный расчёт

Основные размеры передач редуктора определяем для ступени  $a - g$ .

Принимаем прямозубые колёса, коэффициент для расчёта диаметра шестерни будет равен  $K_d = 77$ . Коэффициент нагрузки по контактным напряжениям примем равным  $K_H^1 = 1,4$ . Если принять коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни равным  $\psi_{bd} = 0,8$ , расчётное значение диаметра шестерни будет равно:

$$d_{wa} \geq K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{ag} \cdot K_H^1 \cdot i_{ag} + 1}{\psi_{bd} \cdot [\sigma_H]^2 \cdot i_{ag}}} = 77 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,707 \cdot 10^6 \cdot 1,4 \cdot 1,25 + 1}{0,8 \cdot 1150^2 \cdot 1,25}} = 122,8 \text{ мм.}$$

Расчётное значение ширины зубчатого венца:

$$b_w = \psi_{bd} \cdot d_{wa} = 0,8 \cdot 122,8 = 98,28 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_w = 99$  мм.

Для определения модуля передачи принимаем:

- коэффициент нагрузки по напряжениям изгиба  $K_F^1 = 1,2$ ;
- коэффициент формы зуба  $Y_F = 4,0$ ;
- коэффициент, учитывающий наклон зуба, для прямозубой передачи  $Y_\beta = 1$ .

Расчётное значение модуля передачи будет равно:

$$m = \frac{2 \cdot T_{ag} \cdot K_F^1 \cdot Y_F}{d_{wa} \cdot b_w \cdot [\sigma_F]_g} \cdot Y_\beta = \frac{2 \cdot 1,707 \cdot 10^6 \cdot 1,2 \cdot 4}{122,8 \cdot 99 \cdot 320} \cdot 1 = 4,21 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение  $m = 4,5$  мм.

Расчётное значение числа зубьев центрального колеса будет равно:

$$z_a = d_{wa} / m = 122,8 / 4,5 = 27,29.$$

Принимаем  $z_a = 28$ . Тогда получим:

- для сателлита  $z_g = z_a \cdot i_{ag} = 28 \cdot 1,25 = 35$ , принимаем  $z_g = 35$ ;
- для корончатого колеса  $z_b = z_a + 2 \cdot z_g = 28 + 2 \cdot 35 = 98$ .

Проверяем условие сборки:

$$N = (z_a + z_b) / a_c = (28 + 98) / 4 = 31,5.$$

Условие сборки не выполняется. Изменяем число зубьев  $z_g = 36$ , тогда  $z_b = 100$  и  $N = 32$ . Таким образом, условие сборки обеспечено.

Уточнённые значения передаточных отношений будут:

$$i_{ag} = z_g / z_a = 36 / 28 = 1,286, \quad i_{gb} = z_b / z_g = 100 / 36 = 2,778.$$

Делительное межосевое расстояние будет равно:

$$a = \frac{m}{2} \cdot (z_g + z_a) = \frac{4,5}{2} \cdot (36 + 28) = 144 \text{ мм.}$$



Принимаем  $a_w = a = 144$  мм. Тогда все коэффициенты смещения можно принять равными нулю:  $x_a = x_g = x_b = x_\Sigma = 0$ .

В этом случае получим значения диаметров колёс:

- центрального  $d_{wa} = d_a = m \cdot z_a = 4,5 \cdot 28 = 126$  мм;
- сателлитов  $d_{wg} = d_g = m \cdot z_g = 4,5 \cdot 36 = 162$  мм;
- корончатого  $d_{wb} = d_b = m \cdot z_b = 4,5 \cdot 100 = 450$  мм.

При нулевых коэффициентах смещения для прямозубых колёс диаметры вершин зубьев будут равны:

- центрального  $d_{aa} = d_a + 2 \cdot m = 126 + 2 \cdot 4,5 = 135$  мм;
- сателлитов  $d_{ag} = d_g + 2 \cdot m = 162 + 2 \cdot 4,5 = 171$  мм;
- корончатого  $d_{ab} = d_b - 2 \cdot m = 450 - 2 \cdot 4,5 = 441$  мм.

Диаметры основных окружностей колёс будут равны:

- центрального  $d_{ba} = d_a \cdot \cos \alpha = 126 \cdot \cos 20^\circ = 118,401$  мм;
- сателлитов  $d_{bg} = d_g \cdot \cos \alpha = 162 \cdot \cos 20^\circ = 152,230$  мм;
- корончатого  $d_{bb} = d_b \cdot \cos \alpha = 450 \cdot \cos 20^\circ = 422,862$  мм.

Углы при вершинах зубьев колёс будут равны:

- центрального  $\alpha_{aa} = \arccos(d_{ba}/d_{aa}) = \arccos(118,401/135) = 28,71^\circ$ ;
- сателлитов  $\alpha_{ag} = \arccos(d_{bg}/d_{ag}) = \arccos(152,23/171) = 27,10^\circ$ ;
- корончатого  $\alpha_{ab} = \arccos(d_{bb}/d_{ab}) = \arccos(422,862/441) = 16,49^\circ$ .

Коэффициенты торцевого перекрытия в редукторе определим:

– в передаче  $a - g$  по формуле

$$\varepsilon_{\alpha ag} = [z_a \cdot \operatorname{tg} \alpha_{aa} + z_g \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ag} - (z_g + z_a) \cdot \operatorname{tg} \alpha] / (2 \cdot \pi) = \\ [28 \cdot \operatorname{tg} 28,71^\circ + 36 \cdot \operatorname{tg} 27,10^\circ - (28 + 36) \cdot \operatorname{tg} 20^\circ] / (2 \cdot \pi) = 1,665,$$

– в передаче  $g - b$  по формуле

$$\varepsilon_{\alpha gb} = [z_g \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ag} - z_b \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ab} + (z_b - z_g) \cdot \operatorname{tg} \alpha] / (2 \cdot \pi) = \\ [36 \cdot \operatorname{tg} 27,10^\circ - 100 \cdot \operatorname{tg} 16,49^\circ + (100 - 36) \cdot \operatorname{tg} 20^\circ] / (2 \cdot \pi) = 1,928.$$

Расчётное значение ширины зуба корончатого колеса из условия контактной прочности будет равно:

$$b_{wb} = K_d^3 \frac{T_{gb} \cdot K_H^1}{[\sigma_H]^2 \cdot d_{wg}^2} \cdot \frac{i_{gb} - 1}{i_{gb}} = 77^3 \cdot \frac{2,091 \cdot 10^6 \cdot 1,4}{1150^2 \cdot 162^2} \cdot \frac{2,778 - 1}{2,778} = 24,64 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_{wb} = 25$  мм.

## Проверочный расчёт

Коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки, будут равны:

- по контактным напряжениям  $K_{H\alpha} = 1$ ;
- по напряжениям изгиба для передачи  $a - g$  определим по формуле

$$K_{F\alpha} = \frac{9 - CT}{11 \cdot \sqrt{\varepsilon_{\alpha a g}}} + \frac{CT - 3}{6} = \frac{9 - 7}{11 \cdot \sqrt{1,665}} + \frac{7 - 3}{6} = 0,807,$$

- по напряжениям изгиба для передачи  $g - b$  определим по формуле

$$K_{F\alpha} = \frac{9 - CT}{11 \cdot \sqrt{\varepsilon_{\alpha g b}}} + \frac{CT - 3}{6} = \frac{9 - 7}{11 \cdot \sqrt{1,928}} + \frac{7 - 3}{6} = 0,797.$$

Окружная скорость в зацеплении в обращённом движении будет равна:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{wa} \cdot n_a^h}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 126 \cdot 1750}{60 \cdot 1000} = 11,54 \text{ м/с.}$$

Для 7-ой степени точности коэффициент динамичности принимаем равным  $K_v = 1,4$ .

Коэффициенты относительной ширины зубчатых колёс равны:

- в передаче  $a - g$  по формуле  $\psi_{bd} = b_w / d_{wa} = 99 / 126 = 0,786$ ;
- в передаче  $g - b$  по формуле  $\psi_{bd} = b_{wb} / d_{wg} = 25 / 162 = 0,158$ .

При несимметричном расположении колёс принимаем коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки по длине контакта:

- в передаче  $a - g$  равно  $K_\beta = 1,15$ ;
- в передаче  $g - b$  равно  $K_\beta = 1,02$ .

Коэффициенты нагрузки будут равны:

- в передаче  $a - g$  равно

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 1 \cdot 1,15 \cdot 1,4 = 1,61,$$

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 0,807 \cdot 1,15 \cdot 1,4 = 1,299;$$

- в передаче  $g - b$  равно

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 1 \cdot 1,02 \cdot 1,4 = 1,428,$$

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 0,797 \cdot 1,02 \cdot 1,4 = 1,138.$$

Коэффициент, учитывающий геометрию, равен:

$$Z_H = \sqrt{2 / \sin(2 \cdot \alpha)} = \sqrt{2 / \sin(2 \cdot 20)} = 1,764.$$

Коэффициент, учитывающий перекрытие, будет равен:

– в передаче  $a - g$  равно  $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha ag}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,665}{3}} = 0,882;$

– в передаче  $g - b$  равно  $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha gb}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,928}{3}} = 0,831.$

Контактные напряжения

– в передаче  $a - g$ :

$$\sigma_H = 275 \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_{ag} \cdot K_H \cdot i_{ag} + 1}{d_{wa}^2 \cdot b_w \cdot i_{ag}}} =$$

$$275 \cdot 1,764 \cdot 0,882 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1,707 \cdot 10^6 \cdot 1,61 \cdot 1,286 + 1}{126^2 \cdot 99 \cdot 1,286}} = 1066,8 \text{ МПа};$$

– в передаче  $g - b$ :

$$\sigma_H = 275 \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_{gb} \cdot K_H \cdot i_{gb} - 1}{d_{wg}^2 \cdot b_{wb} \cdot i_{gb}}} =$$

$$275 \cdot 1,764 \cdot 0,831 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 2,091 \cdot 10^6 \cdot 1,428 \cdot 2,778 - 1}{162^2 \cdot 25 \cdot 2,778}} = 973,0 \text{ МПа}.$$

Таким образом, контактная прочность обеспечена.

Напряжения изгиба:

– коэффициенты формы зуба  $Y_{Fa} = 3,81$ ,  $Y_{Fg} = 3,75$ ,  $Y_{Fb} = 3,60$ ;

– напряжения изгиба зуба центрального колеса

$$\sigma_{Fa} = \frac{2 \cdot T_{ag} \cdot K_F}{d_{wa} \cdot b_w \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_\beta = \frac{2 \cdot 1,707 \cdot 10^6 \cdot 1,299}{126 \cdot 99 \cdot 4,5} \cdot 3,81 \cdot 1 = 301,0 \text{ МПа};$$

– напряжения изгиба зуба сателлита

$$\sigma_{Fg} = \sigma_{Fa} \cdot Y_{Fg} / Y_{Fa} = 301,0 \cdot 3,75 / 3,81 = 296,3 \text{ МПа};$$

– напряжения изгиба зуба корончатого колеса

$$\sigma_{Fb} = \frac{2 \cdot T_{gb} \cdot K_F}{d_{wg} \cdot b_{wb} \cdot m} \cdot Y_{Fb} \cdot Y_\beta = \frac{2 \cdot 2,091 \cdot 10^6 \cdot 1,138}{162 \cdot 25 \cdot 4,5} \cdot 3,60 \cdot 1 = 940,1 \text{ МПа}.$$

Таким образом, не обеспечивается прочность зуба корончатого колеса. Для обеспечения прочности увеличиваем ширину

$$b_{wb} = b_{wb} \cdot \sigma_{Fb} / [\sigma_F]_b = 25 \cdot 940,1 / 400 = 58,7 \text{ мм}.$$

Принимаем  $b_{wb} = 60$  мм. Тогда коэффициенты относительной ширины зубчатых колёс в передаче  $g - b$  будет  $\psi_{bd} = b_{wb} / d_{wg} = 60 / 162 = 0,370$ .

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине контакта в передаче  $g - b$  равно  $K_\beta = 1,04$ .

Коэффициенты нагрузки в передаче  $g - b$  будут равны:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 1 \cdot 1,04 \cdot 1,4 = 1,456,$$

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 0,797 \cdot 1,04 \cdot 1,4 = 1,160.$$

Контактные напряжения в передаче  $g - b$  будут равны

$$\sigma_H = 275 \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_{gb} \cdot K_H \cdot i_{gb} - 1}{d_{wg}^2 \cdot b_{wb} \cdot i_{gb}}} =$$

$$275 \cdot 1,764 \cdot 0,831 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 2,091 \cdot 10^6 \cdot 1,456 \cdot 2,778 - 1}{162^2 \cdot 60 \cdot 2,778}} = 634,1 \text{ МПа}.$$

Напряжения изгиба зуба корончатого колеса

$$\sigma_{Fb} = \frac{2 \cdot T_{gb} \cdot K_F}{d_{wg} \cdot b_{wb} \cdot m} \cdot Y_{Fb} \cdot Y_\beta = \frac{2 \cdot 2,091 \cdot 10^6 \cdot 1,16}{162 \cdot 60 \cdot 4,5} \cdot 3,60 \cdot 1 = 399,3 \text{ МПа}.$$

Таким образом, прочность корончатого колеса обеспечена.

### П.3 Пример расчёта дифференциального редуктора ГТД с двухрядными сателлитами

Рассмотрим расчёт многопоточного редуктора привода двух соосных винтов вертолѐта по схеме, приведенной на схеме 3.

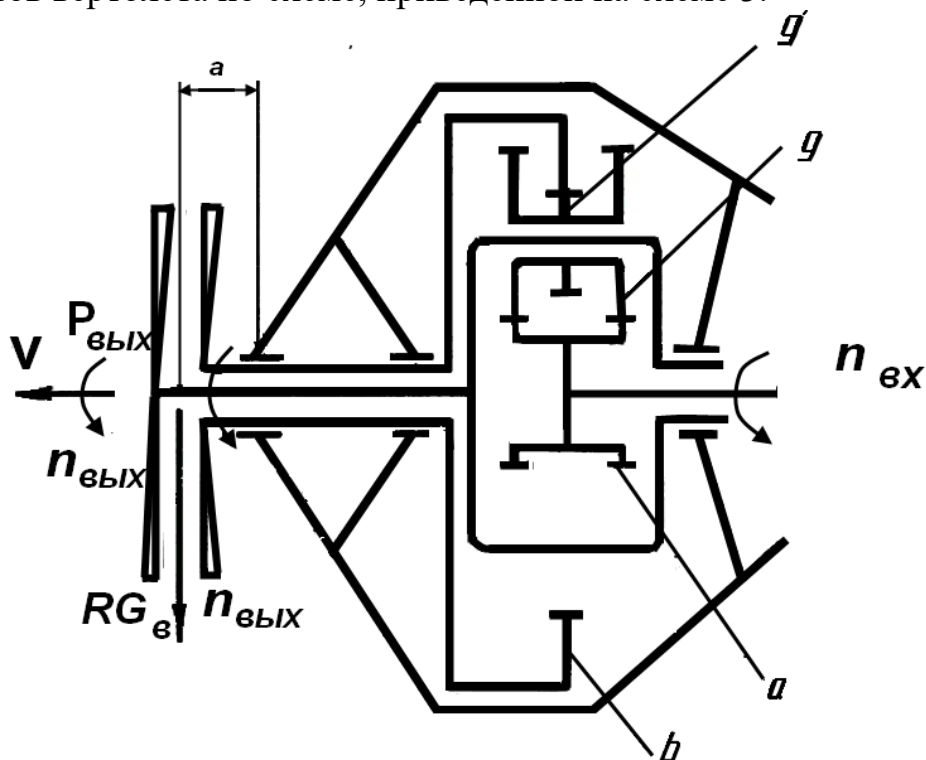


Рисунок П7 – Расчётная схема редуктора

Исходными данными для расчёта будут:

- мощность на входе  $P_{ex} = 1300$  кВт;
- частота вращения на входе  $n_{ex} = 2000$  об/мин.;
- частота вращения винтов  $n_{вых} = 250$  об/мин.;
- требуемая долговечность  $t_h = 5000$  часов.

#### Кинематический расчёт

Передаточное отношение редуктора будет равно

$$i_p = n_{ex} / n_{вых} = 2000 / 250 = 8.$$

Отношение диаметров сателлитов примем равным:

$$K_r = d_g / d_g^1 = 1,25.$$

Передаточное отношение планетарного редуктора при остановленном водиле будет равно:

$$i_p^h = (i_p - 1) / 2 = (8 - 1) / 2 = 3,5.$$

Передаточное отношение от центрального колеса к сателлиту при остановленном водиле и принятом отношении диаметров сателлитов будет равно:

$$i_{ag} = (i_p - 1 - 2 \cdot K_r) / (2 \cdot (K_r + 1)) = (8 - 1 - 2 \cdot 1,25) / (2 \cdot (1,25 + 1)) = 1.$$

Передаточное отношение от сателлита к корончатому колесу второго винта будет равно:

$$i_{gb} = i_p^h / i_{ag} = 3,5 / 1 = 3,5.$$

Частоты вращения колёс при остановленном водиле будут равны:

– центрального колеса  $n_a = n_{ex} - n_{вых} = 2000 - 250 = 1750$  об/мин.;

– сателлита  $n_g = n_g^I = n_a / i_{ag} = 1750 / 1 = 1750$  об /мин.;

– корончатого колеса второго винта

$$n_b^I = n_g^I / i_{gb} = 1750 / 3,5 = 500 \text{ об/мин.}$$

### Энергетический расчёт

Число сателлитов определим из условия соседства по первой ступени. Передаточное отношение условной планетарной передачи будет равно:

$$i_{nl}^I = 2 \cdot (i_{ag} + 1) = 2 \cdot (1 + 1) = 4$$

Тогда допустимое число сателлитов определим по формуле:

$$a_c \leq \frac{0,9 \cdot \pi}{\arcsin\left(\frac{i_{nl}^I - 2}{i_{nl}^I}\right)} = \frac{0,9 \cdot \pi}{\arcsin\left(\frac{4 - 2}{4}\right)} = 5,4.$$

Принимаем  $a_c = 5$ .

Коэффициент полезного действия цилиндрической зубчатой передачи 7-й степени точности принимаем равным  $\eta_u = 0,98$ .

Тогда коэффициент полезного действия редуктора будет равен:

$$\eta_p = 1 - \left(1 - 1/i_p\right) \cdot \left(1 - \eta_u^2\right) = 1 - \left(1 - 1/8\right) \cdot \left(1 - 0,98^2\right) = 0,96535.$$

Мощность на выходном валу каждого из винтов будет равна:

$$P_{вых} = P_{ex} \cdot \eta_p / 2 = 1300 \cdot 0,96535 / 2 = 627,477 \text{ кВт.}$$

Момент крутящий на входном валу редуктора будет равен:

$$T_{ex} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot P_{ex} / n_{ex} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot 1300 / 2000 = 6,207 \cdot 10^6 \text{ Н·мм.}$$

Момент крутящий на выходном валу каждого из винтов будет равен:

$$T_{вых} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot P_{вых} / n_{вых} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot 627,477 / 250 = 2,397 \cdot 10^7 \text{ Н·мм.}$$

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами при 5-х сателлитах и самоустанавливающимся центральном колесе примем равным  $K_{нер} = 1,15$ .

Расчётное значение крутящего момента, передаваемого от центрального колеса к сателлиту, будет равно:

$$T_{ag} = T_{ex} \cdot K_{нер} / a_c = 6,207 \cdot 10^6 \cdot 1,15 / 5 = 1,4276 \cdot 10^6 \text{ Н·мм.}$$

Расчётное значение крутящего момента, передаваемого от сателлита к корончатому колесу второго винта, будет равно:

$$T_{gb} = T_{вых} \cdot K_{нер} / (a_c \cdot i_{gb} \cdot \eta_u) = 2,397 \cdot 10^7 \cdot 1,15 / (5 \cdot 3,5 \cdot 0,98) = 1,607 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

### Допускаемые напряжения

Материалом для изготовления зубчатых колёс принимаем сталь 12Х2Н4А с термообработкой – цементация. Среднее значение твердости поверхности принимаем равным 60 HRC или 600 HB.

Базовое число циклов перемены контактных напряжений будет равно:

$$N_{H0} = 30 \cdot HB^{2,4} = 30 \cdot 600^{2,4} = 13,95 \cdot 10^7.$$

Принимаем предельное значение  $N_{H0} = 12 \cdot 10^7$ .

Базовое разрушающее контактное напряжение будет равно:

$$\sigma_{Hlimb} = 23 \cdot HRC = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа}.$$

Принимаем режим работы постоянной. Тогда значения эквивалентных чисел циклов перемены контактных напряжений будут равны:

– для центрального колеса

$$N_{HEa} = 60 \cdot n_a^h \cdot a_c \cdot t_h = 60 \cdot 1750 \cdot 5 \cdot 5000 = 2,625 \cdot 10^9;$$

– для сателлита

$$N_{HEg} = 60 \cdot n_g^h \cdot 1 \cdot t_h = 60 \cdot 1750 \cdot 1 \cdot 5000 = 5,25 \cdot 10^8;$$

– для корончатого колеса

$$N_{HEb} = 60 \cdot n_b^h \cdot a_c \cdot t_h = 60 \cdot 500 \cdot 5 \cdot 5000 = 7,5 \cdot 10^8.$$

Так как все значения эквивалентных чисел циклов нагружения больше базового, принимаем коэффициент долговечности по контактным напряжениям  $K_{HL} = 1$ . Запас прочности по контактным напряжениям принимаем равным  $S_H = 1,2$ . Тогда допускаемое контактное напряжение для всех колёс будет равным:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} \cdot K_{HL} = \frac{1380}{1,2} \cdot 1 = 1150 \text{ МПа}.$$

Базовое разрушающее напряжение изгиба для принятой стали будет равно  $\sigma_{Flimb} = 800 \text{ МПа}$ .

Так как значения эквивалентных чисел циклов перемены напряжений изгиба равны числам циклов перемены контактных напряжений и все они больше базового, принимаем коэффициент долговечности по напряжениям изгиба  $K_{FL} = 1$ . Запас прочности по изгибным напряжениям принимаем равным  $S_F = 2$ . Кроме того для сателлитного колеса вводим коэффициент, учитывающий знакопеременный характер нагружения зубьев  $K_{FC} = 0,8$ .

Для центрального и корончатого колёс  $K_{FC} = 1$ .

Тогда допускаемые напряжения изгиба будут равны:

– для центрального и корончатого колёс

$$[\sigma_F]_a = [\sigma_F]_b = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC} = \frac{800}{2} \cdot 1 \cdot 1 = 400 \text{ МПа};$$

– для сателлитов

$$[\sigma_F]_g = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC} = \frac{800}{2} \cdot 1 \cdot 0,8 = 320 \text{ МПа}.$$

## Проектировочный расчёт

Основные размеры передач редуктора определяем для ступени  $a - g$ .

Принимаем прямозубые колёса, коэффициент для расчёта диаметра шестерни будет равен  $K_d = 77$ . Коэффициент нагрузки по контактным напряжениям примем равным  $K_H^1 = 1,4$ . Если принять коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни равным  $\psi_{bd} = 0,8$ , расчётное значение диаметра шестерни будет равно:

$$d_{wa} \geq K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{ag} \cdot K_H^1}{\psi_{bd} \cdot [\sigma_H]^2} \cdot \frac{i_{ag} + 1}{i_{ag}}} = 77 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,4276 \cdot 10^6 \cdot 1,4}{0,8 \cdot 1150^2} \cdot \frac{1+1}{1}} = 119,927 \text{ мм}.$$

Расчётное значение ширины зубчатого венца:

$$b_w = \psi_{bd} \cdot d_{wa} = 0,8 \cdot 119,927 = 95,94 \text{ мм}.$$

Принимаем  $b_w = 96$  мм.

Для определения модуля передачи принимаем:

– коэффициент нагрузки по напряжениям изгиба  $K_F^1 = 1,2$ ;

– коэффициент формы зуба  $Y_F = 4,0$ ;

– коэффициент, учитывающий наклон зуба, для прямозубой передачи  $Y_\beta = 1$ .

Расчётное значение модуля передачи будет равно:

$$m = \frac{2 \cdot T_{ag} \cdot K_F^1}{d_{wa} \cdot b_w} \cdot \frac{Y_F}{[\sigma_F]_g} \cdot Y_\beta = \frac{2 \cdot 1,4276 \cdot 10^6 \cdot 1,2}{119,927 \cdot 96} \cdot \frac{4}{320} \cdot 1 = 3,72 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение  $m = 4$  мм.

Расчётное значение числа зубьев центрального колеса будет равно:

$$z_a = d_{wa} / m = 119,927 / 4 = 29,98.$$

Принимаем  $z_a = 30$ .

Тогда получим – для сателлита первой ступени

$$z_g = z_a \cdot i_{ag} = 30 \cdot 1,0 = 30.$$

Делительное межосевое расстояние будет равно:



$$a = \frac{m}{2} \cdot (z_g + z_a) = \frac{4}{2} \cdot (30 + 30) = 120 \text{ мм.}$$

Принимаем  $a_w = a = 120$  мм.

Для второй ветви диаметр сателлитного колеса из условия соосности будет равен:

$$d_{wg}^1 = \frac{2 \cdot a_w}{i_{gb} - 1} = \frac{2 \cdot 120}{3,5 - 1} = 96 \text{ мм.}$$

Расчётное значение ширины зуба сателлитного колеса из условия контактной прочности будет равно:

$$b_{wg}^1 = K_d^3 \frac{T_{gb} \cdot K_H^1}{[\sigma_H]^2 \cdot (d_{wg}^1)^2} \cdot \frac{i_{gb} - 1}{i_{gb}} = 77^3 \cdot \frac{1,607 \cdot 10^6 \cdot 1,4}{1150^2 \cdot 96^2} \cdot \frac{3,5 - 1}{3,5} = 60,19 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_{wb}^1 = 62$  мм.

Расчётное значение модуля передачи второй ступени будет равно:

$$m^1 = \frac{2 \cdot T_{gb} \cdot K_F^1}{d_{wg}^1 \cdot b_{wg}^1} \cdot \frac{Y_F}{[\sigma_F]_g} \cdot Y_\beta = \frac{2 \cdot 1,607 \cdot 10^6 \cdot 1,2}{96 \cdot 62} \cdot \frac{4}{320} \cdot 1 = 8,1 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение  $m = 8$  мм.

Расчётное значение числа зубьев сателлитного колеса будет равно:

$$z_g^1 = d_{wg}^1 / m^1 = 96 / 8 = 12.$$

Тогда получим для корончатого колеса

$$z_b^1 = z_g^1 \cdot i_{gb} = 12 \cdot 3,5 = 42.$$

Общим множителем чисел  $z_a$ ,  $z_g$ ,  $z_g^1$  и  $z_b^1$  будет  $k = 6$ .

Проверяем условие сборки:

$$N = (z_a \cdot z_g^1 + z_g \cdot z_b^1) / (a_c \cdot k) = (30 \cdot 12 + 30 \cdot 42) / (5 \cdot 6) = 42.$$

Таким образом, условие сборки обеспечено.

Тогда коэффициенты суммы смещений для обеих ступеней можно принять равными нулю  $x_\Sigma = 0$ .

Для первой ступени принимаем  $x_a = x_g = 0$ .

В этом случае получим значения диаметров колёс:

– центрального  $d_{wa} = d_a = m \cdot z_a = 4 \cdot 30 = 120$  мм;

– сателлитов  $d_{wg} = d_g = m \cdot z_g = 4 \cdot 30 = 120$  мм.

При нулевых коэффициентах смещения для прямозубых колёс диаметры вершин зубьев будут равны:

– центрального  $d_{aa} = d_a + 2 \cdot m = 120 + 2 \cdot 4 = 128$  мм;

– сателлитов  $d_{ag} = d_g + 2 \cdot m = 120 + 2 \cdot 4 = 128$  мм.

Диаметры основных окружностей колёс будут равны:

- центрального  $d_{ba} = d_a \cdot \cos \alpha = 120 \cdot \cos 20^\circ = 112,763$  мм;
- сателлитов  $d_{bg} = d_g \cdot \cos \alpha = 120 \cdot \cos 20^\circ = 112,763$  мм.

Углы при вершинах зубьев колёс будут равны:

- центрального  $\alpha_{aa} = \arccos(d_{ba}/d_{aa}) = \arccos(112,763/128) = 28,241^\circ$ ;
- сателлитов  $\alpha_{ag} = \arccos(d_{bg}/d_{ag}) = \arccos(112,763/128) = 28,241^\circ$ .

Коэффициенты торцевого перекрытия в передаче  $a - g$  определим по формуле:

$$\varepsilon_{aag} = [z_a \cdot \operatorname{tg} \alpha_{aa} + z_g \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ag} - (z_g + z_a) \cdot \operatorname{tg} \alpha] / (2 \cdot \pi) = \\ [30 \cdot \operatorname{tg} 28,241^\circ + 30 \cdot \operatorname{tg} 28,241^\circ - (30 + 30) \cdot \operatorname{tg} 20^\circ] / (2 \cdot \pi) = 1,681.$$

В передаче  $g^1 - b$  коэффициент разности смещений также  $x_\Sigma = 0$ . Минимально необходимый по отсутствию подрезания коэффициент смещения для сателлитного колеса при  $z_g^1 = 12$  определим по формуле:

$$x_g^1 = 1 - z_g^1 \cdot \sin^2 \alpha / 2 = 1 - 12 \cdot \sin^2 20^\circ / 2 = 0,298.$$

Принимаем для сателлитного колеса  $x_g^1 = 0,3$ . Тогда для корончатого колеса также  $x_b^1 = 0,3$ .

Делительные диаметры и диаметры основных окружностей колёс будут равны:

- корончатого  $d_b^1 = d_{wb}^1 = m^1 \cdot z_b^1 = 8 \cdot 42 = 336$  мм;
- сателлитов  $d_g^1 = d_{wg}^1 = m^1 \cdot z_g^1 = 8 \cdot 12 = 96$  мм.

Диаметры вершин зубьев будут равны:

– корончатого

$$d_{ab}^1 = d_b^1 - 2 \cdot m^1 \cdot (1 - x_b^1) = 336 - 2 \cdot 8 \cdot (1 - 0,3) = 324,8 \text{ мм};$$

– сателлитов

$$d_{ag}^1 = d_g^1 + 2 \cdot m^1 \cdot (1 + x_g^1) = 96 + 2 \cdot 8 \cdot (1 + 0,3) = 116,8 \text{ мм}.$$

Диаметры начальных окружностей колёс будут равны:

- сателлитного  $d_{bg}^1 = d_g^1 \cdot \cos \alpha = 96 \cdot \cos 20^\circ = 90,21$  мм;
- корончатого  $d_{bb}^1 = d_b^1 \cdot \cos \alpha = 336 \cdot \cos 20^\circ = 315,737$  мм.

Углы при вершинах зубьев колёс будут равны:

- сателлитов  $\alpha_{ag} = \arccos(d_{bg}^1/d_{ag}^1) = \arccos(90,21/116,8) = 39,435^\circ$ ;
- корончатого  $\alpha_{ab} = \arccos(d_{bb}^1/d_{ab}^1) = \arccos(315,737/324,8) = 13,567^\circ$ .

Коэффициент торцевого перекрытия в передаче  $g^1 - b^1$  будет равен:  

$$\varepsilon_{agb} = [z_g^1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ag} - z_b^1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ab} + (z_b^1 - z_g^1) \cdot \operatorname{tg} \alpha] / (2 \cdot \pi) =$$

$$[12 \cdot \operatorname{tg} 39,435^\circ - 42 \cdot \operatorname{tg} 13,567^\circ + (42 - 12) \cdot \operatorname{tg} 20^\circ] / (2 \cdot \pi) = 1,472.$$

### Проверочный расчёт

Коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки, будут равны:

- по контактным напряжениям  $K_{H\alpha} = 1$ ;
- по напряжениям изгиба определим по формулам:
- для передачи  $a - g$

$$K_{F\alpha} = \frac{9 - CT}{11 \cdot \sqrt{\varepsilon_{agb}}} + \frac{CT - 3}{6} = \frac{9 - 7}{11 \cdot \sqrt{1,681}} + \frac{7 - 3}{6} = 0,807;$$

- для передачи  $g^1 - b^1$

$$K_{F\alpha} = \frac{9 - CT}{11 \cdot \sqrt{\varepsilon_{agb}}} + \frac{CT - 3}{6} = \frac{9 - 7}{11 \cdot \sqrt{1,472}} + \frac{7 - 3}{6} = 0,816.$$

Окружная скорость в зацеплении в обратном движении будет равна:

- для передачи  $a - g$

$$V = \frac{\pi \cdot d_{wg} \cdot n_g}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 120 \cdot 1750}{60 \cdot 1000} = 10,99 \text{ м/с};$$

- для передачи  $g^1 - b^1$

$$V = \frac{\pi \cdot d_{wg}^1 \cdot n_g}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 96 \cdot 1750}{60 \cdot 1000} = 8,796 \text{ м/с}.$$

Для 7-ой степени точности коэффициенты динамичности принимаем равными  $K_v = 1,4$  и  $K_v = 1,35$  соответственно.

Коэффициенты относительной ширины зубчатых колёс:

- в передаче  $a - g$  равен  $\psi_{bd} = b_w / d_{wa} = 96 / 120 = 0,8$ ;
- в передаче  $g^1 - b^1$  равен  $\psi_{bd} = b_{wb}^1 / d_{wg}^1 = 62 / 96 = 0,646$ .

При несимметричном расположении колёс принимаем коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки по длине контакта:

- в передаче  $a - g$  равно  $K_\beta = 1,2$ ;
- в передаче  $g^1 - b^1$  равно  $K_\beta = 1,1$ .

Коэффициенты нагрузки:

– в передаче  $a - g$  будут равны:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 1 \cdot 1,2 \cdot 1,4 = 1,68,$$

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 0,807 \cdot 1,2 \cdot 1,4 = 1,356.$$

– в передаче  $g^1 - b^1$  будут равны:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 1 \cdot 1,1 \cdot 1,35 = 1,485,$$

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 0,816 \cdot 1,1 \cdot 1,35 = 1,212.$$

Коэффициенты, учитывающие геометрию в передачах  $a - g$  и  $g^1 - b^1$ , будут равны:

$$Z_H = \sqrt{2/\sin(2 \cdot \alpha_w)} = \sqrt{2/\sin(2 \cdot 20^\circ)} = 1,763.$$

Коэффициенты, учитывающие перекрытие, будут равны:

– в передаче  $a - g$  –  $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha ag}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,681}{3}} = 0,879;$

– в передаче  $g^1 - b^1$  –  $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha gb}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,472}{3}} = 0,918.$

Контактные напряжения:

в передаче  $a - g$ :

$$\sigma_H = 275 \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_{ag} \cdot K_H \cdot i_{ag} + 1}{(d_{wa})^2 \cdot b_w \cdot i_{ag}}} =$$

$$275 \cdot 1,763 \cdot 0,879 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4276 \cdot 10^6 \cdot 1,68 \cdot \frac{1+1}{1}}{120^2 \cdot 96}} = 1122,6 \text{ МПа};$$

в передаче  $g^1 - b^1$ :

$$\sigma_H = 275 \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_{gb} \cdot K_H \cdot i_{gb}^1 - 1}{(d_{wg}^1)^2 \cdot b_{wg}^1 \cdot i_{gb}^1}} =$$

$$275 \cdot 1,763 \cdot 0,918 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1,607 \cdot 10^6 \cdot 1,485 \cdot \frac{3,5 - 1}{3,5}}{96^2 \cdot 62}} = 1087,1 \text{ МПа}.$$

Таким образом, контактная прочность обеспечена.

Коэффициенты формы зуба:

– в передаче  $a - g$  при  $x_a = x_g = 0$  и  $z_a = z_g = 30$  найдём  $Y_{Fa} = Y_{Fg} = 3,8;$

– в передаче  $g^1 - b^1$  при  $x_g^1 = x_b^1 = 0,3$  для  $z_g^1 = 12$  найдём  $Y_{Fg} = 3,9$ , для

$z_b^I = 42$  найдём  $Y_{Fb} = 3,53$ .

Напряжения изгиба зубьев:

– в передаче  $a - g$

$$\sigma_{Fa} = \frac{2 \cdot T_{ag} \cdot K_F}{d_{wa} \cdot b_w \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{\beta} = \frac{2 \cdot 1,4276 \cdot 10^6 \cdot 1,356}{120 \cdot 96 \cdot 4} \cdot 3,8 \cdot 1 = 319,28 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Fa} = \sigma_{Fg} = 319,28 \text{ МПа};$$

– в передаче  $g^I - b^I$

$$\sigma_{Fg}^I = \frac{2 \cdot T_{gb} \cdot K_F}{d_{wg}^I \cdot b_{wg}^I \cdot m^I} \cdot Y_{Fg} \cdot Y_{\beta} = \frac{2 \cdot 1,607 \cdot 10^6 \cdot 1,212}{96 \cdot 62 \cdot 8} \cdot 3,9 \cdot 1 = 319,05 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Fb} = \sigma_{Fg} \cdot Y_{Fb} / Y_{Fg} = 319,05 \cdot 3,53 / 3,9 = 288,78 \text{ МПа}.$$

Таким образом, прочность зубчатых колес редуктора обеспечена.

## П. 4 Пример расчёта многопоточного редуктора вертолѐта

Рассмотрим расчёт многопоточного редуктора привода двух соосных винтов вертолѐта по схеме 1 .

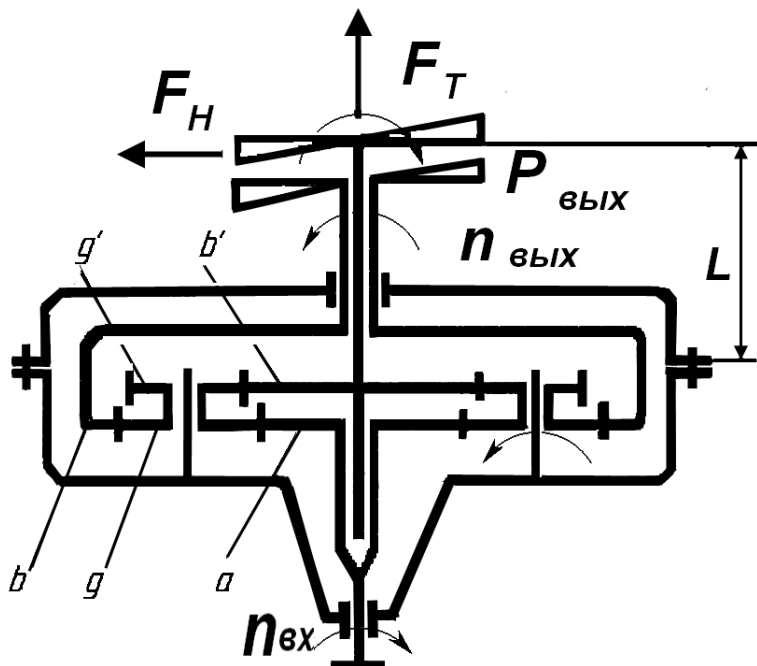


Рисунок П8 – Расчётная схема редуктора

Исходными данными для расчёта будут:

- мощность на входе  $P_{ex} = 1300$  кВт;
- частота вращения на входе  $n_{ex} = 2000$  об/мин.;
- частота вращения винтов  $n_{вых} = 250$  об/мин.;
- требуемая долговечность  $t_h = 5000$  часов.

### Кинематический расчёт

Передаточное отношение редуктора будет равно

$$i_p = n_{ex} / n_{вых} = 2000 / 250 = 8.$$

Передаточное отношение планетарного редуктора при остановленном корончатом колесе будет равно:

$$i_{nl} = i_p + 1 = 8 + 1 = 9.$$

Передаточное отношение от центрального колеса к сателлиту при остановленном водиле будет равно:

$$i_{ag} = \frac{i_{nl}}{2} - 1 = \frac{9}{2} - 1 = 3,5.$$

Передаточное отношение от сателлита к корончатому колесу будет равно:

$$i_{gb} = i_p / i_{ag} = 8/3,5 = 2,2857.$$

Передаточное отношение от сателлита к центральному колесу второго винта будет таким же  $i_{gb}^I = 2,2857$ .

Частоты вращения колёс будут равны:

– центрального колеса  $n_a = n_{ex} = 2000$  об/мин.;

– сателлита  $n_g = n_g^I = n_a / i_{ag} = 2000/3,5 = 571,4286$  об /мин.;

– корончатого и второго центрального колеса

$$n_b = n_b^I = n_g / i_{gb} = 571,4286/2,2857 = 250,00 \text{ об/мин.}$$

### Энергетический расчёт

Число сателлитов из условия соседства определим по формуле:

$$a_c \leq \frac{0,9 \cdot \pi}{\arcsin((i_{nl} - 2)/i_{nl})} = \frac{0,9 \cdot \pi}{\arcsin((9 - 2)/9)} = 3,17.$$

Принимаем  $a_c = 3$ .

Коэффициент полезного действия цилиндрической зубчатой передачи 7-й степени точности принимаем равным  $\eta_u = 0,98$ .

Тогда коэффициент полезного действия редуктора будет равен:

$$\eta_p = \eta_u^2 = 0,98^2 = 0,9604.$$

Мощность на выходном валу каждого из винтов будет равна:

$$P_{вых} = P_{ex} \cdot \eta_p / 2 = 1300 \cdot 0,9604 / 2 = 624,26 \text{ кВт.}$$

Момент крутящий на входном валу редуктора будет равен:

$$T_{ex} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot P_{ex} / n_{ex} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot 1300 / 2000 = 6,207 \cdot 10^6 \text{ Н·мм.}$$

Момент крутящий на выходном валу каждого из винтов будет равен:

$$T_{вых} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot P_{вых} / n_{вых} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot 624,26 / 250 = 2,385 \cdot 10^7 \text{ Н·мм.}$$

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами при 4-х сателлитах и самоустанавливающимся центральном колесе примем равным  $K_{нер} = 1,1$ .

Расчётное значение крутящего момента, передаваемого от центрального колеса к сателлиту, будет равно:

$$T_{ag} = T_{ex} \cdot K_{нер} / a_c = 6,207 \cdot 10^6 \cdot 1,1 / 3 = 2,2759 \cdot 10^6 \text{ Н·мм.}$$

Расчётное значение крутящего момента, передаваемого от сателлита к корончатому колесу, будет равно:

$$T_{gb} = T_{ag} \cdot i_{ag} \cdot \eta_u / 2 = 2,2759 \cdot 10^6 \cdot 3,5 \cdot 0,98 / 2 = 3,903 \cdot 10^6 \text{ Н·мм.}$$

Расчётное значение крутящего момента, передаваемого от сателлита к центральному колесу второй ветви, будет таким же:

$$T_{gb}^I = T_{gb} = 3,903 \cdot 10^6 \text{ Н·мм.}$$

## Допускаемые напряжения

Материалом для изготовления зубчатых колёс принимаем сталь 12Х2Н4А с термообработкой – цементация. Среднее значение твердости поверхности принимаем равным 60 HRC или 600 HB.

Базовое число циклов перемены контактных напряжений будет равно:

$$N_{H0} = 30 \cdot HB^{2,4} = 30 \cdot 600^{2,4} = 13,95 \cdot 10^7.$$

Принимаем предельное значение  $N_{H0} = 12 \cdot 10^7$ .

Базовое разрушающее контактное напряжение будет равно:

$$\sigma_{Hlimb} = 23 \cdot HRC = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа.}$$

Принимаем режим работы постоянной. Тогда значения эквивалентных чисел циклов перемены контактных напряжений будут равны:

– для центрального колеса

$$N_{HEa} = 60 \cdot n_a \cdot a_c \cdot t_h = 60 \cdot 2000 \cdot 3 \cdot 5000 = 1,8 \cdot 10^9;$$

– для сателлитов

$$N_{HEg} = 60 \cdot n_g \cdot 1 \cdot t_h = 60 \cdot 571,4286 \cdot 1 \cdot 5000 = 1,714 \cdot 10^8;$$

– для корончатого и центрального второй ветви колёс

$$N_{HEb} = 60 \cdot n_b \cdot a_c \cdot t_h = 60 \cdot 250 \cdot 3 \cdot 5000 = 2,25 \cdot 10^8.$$

Так как все значения эквивалентных чисел циклов нагружения больше базового, принимаем коэффициент долговечности по контактным напряжениям  $K_{HL} = 1$ . Запас прочности по контактным напряжениям принимаем равным  $S_H = 1,2$ . Тогда допускаемое контактное напряжение для всех колёс будет равным:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} \cdot K_{HL} = \frac{1380}{1,2} \cdot 1 = 1150 \text{ МПа.}$$

Базовое разрушающее напряжение изгиба для принятой стали будет равно  $\sigma_{Flimb} = 800 \text{ МПа}$ .

Так как значения эквивалентных чисел циклов перемены напряжений изгиба равны числам циклов перемены контактных напряжений и все они больше базового, принимаем коэффициент долговечности по напряжениям изгиба  $K_{FL} = 1$ . Запас прочности по изгибным напряжениям принимаем равным  $S_F = 2$ . Кроме того для сателлитного колеса вводим коэффициент, учитывающий знакопеременный характер нагружения зубьев  $K_{FC} = 0,8$ . Для центрального и корончатого колёс  $K_{FC} = 1$ .

Тогда допускаемые напряжения изгиба будут равны:

– для центрального и корончатого колёс

$$[\sigma_F]_a = [\sigma_F]_b = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC} = \frac{800}{2} \cdot 1 \cdot 1 = 400 \text{ МПа;}$$



– для сателлитов

$$[\sigma_F]_g = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC} = \frac{800}{2} \cdot 1 \cdot 0,8 = 320 \text{ МПа.}$$

### Проектировочный расчёт

Основные размеры передач редуктора определяем для ступени  $a - g$ .

Принимаем прямозубые колёса, коэффициент для расчёта диаметра шестерни будет равен  $K_d = 77$ . Коэффициент нагрузки по контактным напряжениям примем равным  $K_H^1 = 1,4$ . Если принять коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни равным  $\psi_{bd} = 0,8$ , расчётное значение диаметра шестерни будет равно:

$$d_{wa} \geq K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{ag} \cdot K_H^1}{\psi_{bd} \cdot [\sigma_H]^2} \cdot \frac{i_{ag} + 1}{i_{ag}}} = 77 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,2759 \cdot 10^6 \cdot 1,4}{0,8 \cdot 1150^2} \cdot \frac{3,5 + 1}{3,5}} = 120,912 \text{ мм.}$$

Расчётное значение ширины зубчатого венца:

$$b_w = \psi_{bd} \cdot d_{wa} = 0,8 \cdot 120,912 = 96,73 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_w = 97$  мм.

Для определения модуля передачи принимаем:

- коэффициент нагрузки по напряжениям изгиба  $K_F^1 = 1,2$ ;
- коэффициент формы зуба  $Y_F = 4,0$ ;
- коэффициент, учитывающий наклон зуба, для прямозубой передачи  $Y_\beta = 1$ .

Расчётное значение модуля передачи будет равно:

$$m = \frac{2 \cdot T_{ag} \cdot K_F^1}{d_{wa} \cdot b_w} \cdot \frac{Y_F}{[\sigma_F]_g} \cdot Y_\beta = \frac{2 \cdot 2,2759 \cdot 10^6 \cdot 1,2}{120,912 \cdot 97} \cdot \frac{4}{320} \cdot 1 = 5,82 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение  $m = 6$  мм.

Расчётное значение числа зубьев центрального колеса будет равно:

$$z_a = d_{wa} / m = 120,912 / 6 = 20,152.$$

Принимаем  $z_a = 20$ . Тогда получим:

- для сателлита  $z_g = z_a \cdot i_{ag} = 20 \cdot 3,5 = 70$ ;
- для корончатого колеса  $z_b = z_a + 2 \cdot z_g = 20 + 2 \cdot 70 = 160$ .

Проверяем условие сборки:

$$N = (z_a + z_b) / a_c = (20 + 160) / 3 = 60.$$

Таким образом, условие сборки обеспечено.

Уточнённые значения передаточных отношений будут:

$$i_{ag} = z_g / z_a = 70 / 20 = 3,5, \quad i_{gb} = z_b / z_g = 160 / 70 = 2,2857.$$

Делительное межосевое расстояние будет равно:

$$a = \frac{m}{2} \cdot (z_g + z_a) = \frac{6}{2} \cdot (70 + 20) = 270 \text{ мм.}$$

Принимаем  $a_w = a = 270$  мм. Тогда все коэффициенты смещения можно принять равными нулю:  $x_a = x_g = x_b = x_\Sigma = 0$ .

В этом случае получим значения диаметров колёс:

- центрального  $d_{wa} = d_a = m \cdot z_a = 6 \cdot 20 = 120$  мм;
- сателлитов  $d_{wg} = d_g = m \cdot z_g = 6 \cdot 70 = 420$  мм;
- корончатого  $d_{wb} = d_b = m \cdot z_b = 6 \cdot 160 = 960$  мм.

При нулевых коэффициентах смещения для прямозубых колёс диаметры вершин зубьев будут равны:

- центрального  $d_{aa} = d_a + 2 \cdot m = 120 + 2 \cdot 6 = 132$  мм;
- сателлитов  $d_{ag} = d_g + 2 \cdot m = 420 + 2 \cdot 6 = 432$  мм;
- корончатого  $d_{ab} = d_b - 2 \cdot m = 960 - 2 \cdot 6 = 948$  мм.

Диаметры основных окружностей колёс будут равны:

- центрального  $d_{ba} = d_a \cdot \cos \alpha = 120 \cdot \cos 20^\circ = 112,763$  мм;
- сателлитов  $d_{bg} = d_g \cdot \cos \alpha = 420 \cdot \cos 20^\circ = 394,671$  мм;
- корончатого  $d_{bb} = d_b \cdot \cos \alpha = 960 \cdot \cos 20^\circ = 902,105$  мм.

Углы при вершинах зубьев колёс будут равны:

- центрального  $\alpha_{aa} = \arccos(d_{ba}/d_{aa}) = \arccos(112,763/132) = 31,32^\circ$ ;
- сателлитов  $\alpha_{ag} = \arccos(d_{bg}/d_{ag}) = \arccos(394,671/432) = 23,99^\circ$ ;
- корончатого  $\alpha_{ab} = \arccos(d_{bb}/d_{ab}) = \arccos(902,105/948) = 17,90^\circ$ .

Коэффициенты торцевого перекрытия в редукторе определим:

– в передаче  $a - g$  по формуле

$$\varepsilon_{aag} = [z_a \cdot \operatorname{tg} \alpha_{aa} + z_g \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ag} - (z_g + z_a) \cdot \operatorname{tg} \alpha] / (2 \cdot \pi) = \\ [20 \cdot \operatorname{tg} 31,32^\circ + 70 \cdot \operatorname{tg} 23,99^\circ - (20 + 70) \cdot \operatorname{tg} 20^\circ] / (2 \cdot \pi) = 1,681,$$

– в передаче  $g - b$  по формуле

$$\varepsilon_{agb} = [z_g \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ag} - z_b \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ab} + (z_b - z_g) \cdot \operatorname{tg} \alpha] / (2 \cdot \pi) = \\ [70 \cdot \operatorname{tg} 23,99^\circ - 160 \cdot \operatorname{tg} 17,9^\circ + (160 - 70) \cdot \operatorname{tg} 20^\circ] / (2 \cdot \pi) = 1,946.$$

Расчётное значение ширины зуба корончатого колеса из условия контактной прочности будет равно:

$$b_{wb} = K_d^3 \frac{T_{gb} \cdot K_H^1}{[\sigma_H]^2 \cdot d_{wg}^2} \cdot \frac{i_{gb} - 1}{i_{gb}} = 77^3 \cdot \frac{3,903 \cdot 10^6 \cdot 1,4}{1150^2 \cdot 420^2} \cdot \frac{2,2857 - 1}{2,2857} = 6,03 \text{ мм.}$$

При  $z_b = 160$  коэффициент формы зуба будет равен  $Y_{Fb} = 3,6$ . Тогда расчётное значение ширины зуба корончатого колеса из условия изгибной прочности будет равно:

$$b_{wb} = \frac{2 \cdot T_{gb} \cdot K_F}{d_{wg} \cdot m \cdot [\sigma_F]} \cdot Y_{Fb} \cdot Y_\beta = \frac{2 \cdot 3,903 \cdot 10^6 \cdot 1,2}{420 \cdot 6 \cdot 400} \cdot 3,60 \cdot 1 = 33,45 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_{wb} = 34$  мм.

Для второй ветви диаметр сателлитного колеса из условия соосности будет равен:

$$d_{wg}^I = \frac{2 \cdot a_w}{i_{gb}^I + 1} = \frac{2 \cdot 270}{2,2857 + 1} = 164,348 \text{ мм.}$$

Расчётное значение ширины зуба колеса из условия контактной прочности будет равно:

$$b_{wb}^I = K_d^3 \frac{T_{gb} \cdot K_H^I}{[\sigma_H]^2 \cdot d_{wg}^2} \cdot \frac{i_{gb} + 1}{i_{gb}} = 77^3 \cdot \frac{3,903 \cdot 10^6 \cdot 1,4}{1150^2 \cdot 164,348^2} \cdot \frac{2,2857 + 1}{2,2857} = 100,38 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_{wb}^I = 100 \text{ мм.}$

Расчётное значение модуля передачи будет равно:

$$m^I = \frac{2 \cdot T_{ag} \cdot K_F^I}{d_{wg}^I \cdot b_{wb}^I} \cdot \frac{Y_F}{[\sigma_F]_g} \cdot Y_\beta = \frac{2 \cdot 3,903 \cdot 10^6 \cdot 1,2}{164,348 \cdot 100} \cdot \frac{4}{320} \cdot 1 = 7,12 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение  $m = 7 \text{ мм.}$

Расчётное значение числа зубьев сателлитного колеса будет равно:

$$z_g^I = d_{wg}^I / m^I = 164,348 / 7 = 23,478.$$

Принимаем  $z_g^I = 24.$

Тогда получим для центрального колеса

$$z_b^I = z_g^I \cdot i_{gb} = 24 \cdot 2,2857 = 54,857.$$

Принимаем для обеспечения условия сборки в данной ступени число зубьев центрального колеса кратным числу сателлитов. Тогда  $z_b^I = 54.$

Уточнённое значение передаточного отношения будет:

$$i_{gb}^I = z_b^I / z_g^I = 54 / 24 = 2,25.$$

Делительное межосевое расстояние будет равно:

$$a = \frac{m}{2} \cdot (z_g^I + z_b^I) = \frac{7}{2} \cdot (24 + 54) = 273 \text{ мм.}$$

Принятое межосевое расстояние  $a_w = 270 \text{ мм.}$

С учётом фактического значения межосевого расстояния уточняется угол зацепления в передаче:

$$\alpha_w = \arccos(a \cdot \cos \alpha / a_w) = \arccos(273 \cdot \cos 20^\circ / 270) = 18,17^\circ.$$

Тогда значение коэффициента суммы смещений в передаче:

$$x_\Sigma = \frac{z_b^I + z_g^I}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha) = \frac{54 + 24}{2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ} \cdot (0,01108 - 0,01490) = -0,41.$$

Можно принять для сателлитного колеса  $x_g^I = -0,1.$  Тогда для центрального колеса  $x_b^I = -0,31.$

Коэффициент воспринимаемого смещения будет равен

$$y = (a_w - a) / m = (270 - 273) / 7 = -0,4286.$$

Коэффициент уравнивающего смещения будет равен

$$\Delta y = x_{\Sigma} - y = -0,41 + 0,4286 = 0,0186.$$

Делительные диаметры колёс будут равны:

– центрального  $d_b^I = m^I \cdot z_b^I = 7 \cdot 54 = 378$  мм;

– сателлитов  $d_g^I = m^I \cdot z_g^I = 7 \cdot 24 = 148$  мм.

Диаметры основных окружностей будут равны:

– сателлитов  $d_{wg}^I = 2 \cdot a_w / (i_{gb}^I + 1) = 2 \cdot 270 / (2,25 + 1) = 166,154$  мм;

– центрального колеса  $d_{wb}^I = d_{wg}^I \cdot i_{gb}^I = 166,154 \cdot 2,25 = 373,846$  мм.

Диаметры вершин зубьев будут равны:

– центрального колеса

$$d_{ab}^I = d_b^I + 2 \cdot m \cdot (1 + x_b^I - \Delta y) = 378 + 2 \cdot 7 \cdot (1 - 0,31 - 0,0186) = 387,4 \text{ мм};$$

– сателлитов

$$d_{ag}^I = d_g^I + 2 \cdot m \cdot (1 + x_g^I - \Delta y) = 148 + 2 \cdot 7 \cdot (1 - 0,1 - 0,0186) = 160,34 \text{ мм}.$$

Диаметры начальных окружностей колёс будут равны:

– сателлитного  $d_{bg}^I = d_g^I \cdot \cos \alpha = 148 \cdot \cos 20^\circ = 139,074$  мм;

– центрального  $d_{bb}^I = d_b^I \cdot \cos \alpha = 378 \cdot \cos 20^\circ = 355,204$  мм.

Углы при вершинах зубьев колёс будут равны:

– сателлитов  $\alpha_{ag} = \arccos(d_{bg}^I / d_{ag}^I) = \arccos(139,074 / 160,34) = 29,85^\circ$ ;

– центрального  $\alpha_{ab} = \arccos(d_{bb}^I / d_{ab}^I) = \arccos(355,204 / 387,4) = 23,52^\circ$ .

Коэффициент торцевого перекрытия в передаче  $g^I - b^I$  будет равен:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\alpha gb} &= [z_g^I \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ag} + z_b^I \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ab} - (z_b^I + z_g^I) \cdot \operatorname{tg} \alpha] / (2 \cdot \pi) = \\ &= [24 \cdot \operatorname{tg} 29,85^\circ + 54 \cdot \operatorname{tg} 23,52^\circ - (54 + 24) \cdot \operatorname{tg} 20^\circ] / (2 \cdot \pi) = 1,415. \end{aligned}$$

## Проверочный расчёт

Коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки, будут равны:

– по контактным напряжениям  $K_{H\alpha} = 1$ ;

– по напряжениям изгиба для передачи  $a - g$  определим по формуле

$$K_{F\alpha} = \frac{9 - CT}{11 \cdot \sqrt{\varepsilon_{\alpha ag}}} + \frac{CT - 3}{6} = \frac{9 - 7}{11 \cdot \sqrt{1,681}} + \frac{7 - 3}{6} = 0,807,$$

– по напряжениям изгиба для передачи  $g - b$  определим по формуле

$$K_{F\alpha} = \frac{9 - CT}{11 \cdot \sqrt{\varepsilon_{\alpha gb}}} + \frac{CT - 3}{6} = \frac{9 - 7}{11 \cdot \sqrt{1,415}} + \frac{7 - 3}{6} = 0,819.$$

Окружная скорость в зацеплении в обращённом движении будет равна:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{wg}^I \cdot n_g}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 166,154 \cdot 571,4286}{60 \cdot 1000} = 4,97 \text{ м/с.}$$

Для 7-ой степени точности коэффициент динамичности принимаем равным  $K_v = 1,32$ .

Коэффициенты относительной ширины зубчатых колёс равны:

- в передаче  $a - g$  по формуле  $\psi_{bd} = b_w / d_{wa} = 97/120 = 0,808$ ;
- в передаче  $g - b$  по формуле  $\psi_{bd} = b_{wb}^I / d_{wg}^I = 100/166,154 = 0,602$ .

При несимметричном расположении колёс принимаем коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки по длине контакта

- в передаче  $a - g$  равно  $K_\beta = 1,15$ ;
- в передаче  $g - b$  равно  $K_\beta = 1,1$ .

Коэффициенты нагрузки будут равны:

- в передаче  $a - g$

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 1 \cdot 1,15 \cdot 1,32 = 1,518,$$

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 0,808 \cdot 1,15 \cdot 1,32 = 1,226;$$

- в передаче  $g - b$

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 1 \cdot 1,1 \cdot 1,32 = 1,452,$$

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 0,819 \cdot 1,1 \cdot 1,32 = 1,189.$$

Коэффициент, учитывающий геометрию, равен:

- в передаче  $a - g$

$$Z_H = \sqrt{2 / \sin(2 \cdot \alpha)} = \sqrt{2 / \sin(2 \cdot 20)} = 1,764;$$

- в передаче  $g - b$

$$Z_H = \sqrt{2 / \sin(2 \cdot \alpha_w)} = \sqrt{2 / \sin(2 \cdot 18,17^\circ)} = 1,837.$$

Коэффициент, учитывающий перекрытие, будет равен:

- в передаче  $a - g$  –  $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha ag}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,681}{3}} = 0,882$ ;

- в передаче  $g - b$  –  $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha gb}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,415}{3}} = 0,928$ .

Контактные напряжения

- в передаче  $a - g$  будут:

$$\sigma_H = 275 \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_{ag} \cdot K_H \cdot i_{ag} + 1}{d_{wa}^2 \cdot b_w \cdot i_{ag}}} =$$

$$275 \cdot 1,764 \cdot 0,882 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1,707 \cdot 10^6 \cdot 1,518 \cdot 3,5 + 1}{120^2 \cdot 97 \cdot 3,5}} = 880,45 \text{ МПа};$$

- в передаче  $g - b$  получим:

$$\sigma_H = 275 \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_{gb} \cdot K_H}{(d_{wg}^I)^2 \cdot b_{wb}^I} \cdot \frac{i_{gb}^I + 1}{i_{gb}^I}} =$$

$$275 \cdot 1,837 \cdot 0,928 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 3,903 \cdot 10^6 \cdot 1,452}{166,154^2 \cdot 100} \cdot \frac{2,25 + 1}{2,25}} = 633,6 \text{ МПа.}$$

Таким образом, контактная прочность обеспечена.

Напряжения изгиба:

– напряжения изгиба зуба центрального колеса

$$\sigma_{Fa} = \frac{2 \cdot T_{ag} \cdot K_F}{d_{wa} \cdot b_w \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_\beta = \frac{2 \cdot 1,707 \cdot 10^6 \cdot 1,299}{126 \cdot 99 \cdot 4,5} \cdot 3,81 \cdot 1 = 301,0 \text{ МПа,}$$

где  $Y_{Fa} = 3,81$ ,  $Y_{Fg} = 3,75$ ,  $Y_{Fb} = 3,60$  – коэффициенты формы зуба;

– напряжения изгиба зуба сателлита

$$\sigma_{Fg} = \sigma_{Fa} \cdot Y_{Fg} / Y_{Fa} = 301,0 \cdot 3,75 / 3,81 = 296,3 \text{ МПа;}$$

– напряжения изгиба зуба корончатого колеса

$$\sigma_{Fb} = \frac{2 \cdot T_{gb} \cdot K_F}{d_{wg} \cdot b_{wb} \cdot m} \cdot Y_{Fb} \cdot Y_\beta = \frac{2 \cdot 2,091 \cdot 10^6 \cdot 1,138}{162 \cdot 25 \cdot 4,5} \cdot 3,60 \cdot 1 = 940,1 \text{ МПа.}$$

Таким образом, не обеспечивается прочность зуба корончатого колеса. Для обеспечения прочности увеличиваем ширину

$$b_{wb} = b_{wb} \cdot \sigma_{Fb} / [\sigma_F]_b = 25 \cdot 940,1 / 400 = 58,7 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_{wb} = 60$  мм. Тогда коэффициенты относительной ширины зубчатых колёс в передаче  $g - b$  будет  $\psi_{bd} = b_{wb} / d_{wg} = 60 / 162 = 0,370$ .

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине контакта в передаче  $g - b$  равно  $K_\beta = 1,04$ .

Коэффициенты нагрузки в передаче  $g - b$  будут равны:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 1 \cdot 1,04 \cdot 1,4 = 1,456,$$

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 0,797 \cdot 1,04 \cdot 1,4 = 1,160.$$

Контактные напряжения в передаче  $g - b$  будут равны:

$$\sigma_H = 275 \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_{gb} \cdot K_H}{d_{wg}^2 \cdot b_{wb}} \cdot \frac{i_{gb} - 1}{i_{gb}}} =$$

$$275 \cdot 1,764 \cdot 0,831 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 2,091 \cdot 10^6 \cdot 1,456}{162^2 \cdot 60} \cdot \frac{2,778 - 1}{2,778}} = 634,1 \text{ МПа.}$$

Напряжения изгиба зуба корончатого колеса

$$\sigma_{Fb} = \frac{2 \cdot T_{gb} \cdot K_F}{d_{wg} \cdot b_{wb} \cdot m} \cdot Y_{Fb} \cdot Y_\beta = \frac{2 \cdot 2,091 \cdot 10^6 \cdot 1,16}{162 \cdot 60 \cdot 4,5} \cdot 3,60 \cdot 1 = 399,3 \text{ МПа.}$$

Таким образом, прочность корончатого колеса обеспечена.

Напряжения изгиба:

– напряжения изгиба зуба сателлитного колеса

$$\sigma_{Fg} = \frac{2 \cdot T_{ag} \cdot K_F}{d_{wg} \cdot b_{wb} \cdot m} \cdot Y_{Fg} \cdot Y_{\beta} = \frac{2 \cdot 3,903 \cdot 10^6 \cdot 1,189}{166,154 \cdot 100 \cdot 7} \cdot 4,01 \cdot 1 = 319,99 \text{ МПа},$$

где  $Y_{Fg} = 4,01$ ,  $Y_{Fb} = 3,72$  – коэффициенты формы зуба;

– напряжения изгиба зуба центрального колеса

$$\sigma_{Fb} = \sigma_{Fg} \cdot Y_{Fb} / Y_{Fg} = 319,99 \cdot 3,72 / 4,01 = 296,85 \text{ МПа}.$$

Таким образом, прочность центрального колеса обеспечена.

## II. 5 Пример расчёта многопоточного редуктора ГТД

Рассмотрим расчёт многопоточного редуктора привода двух соосных винтов газотурбинного двигателя по схеме 4.

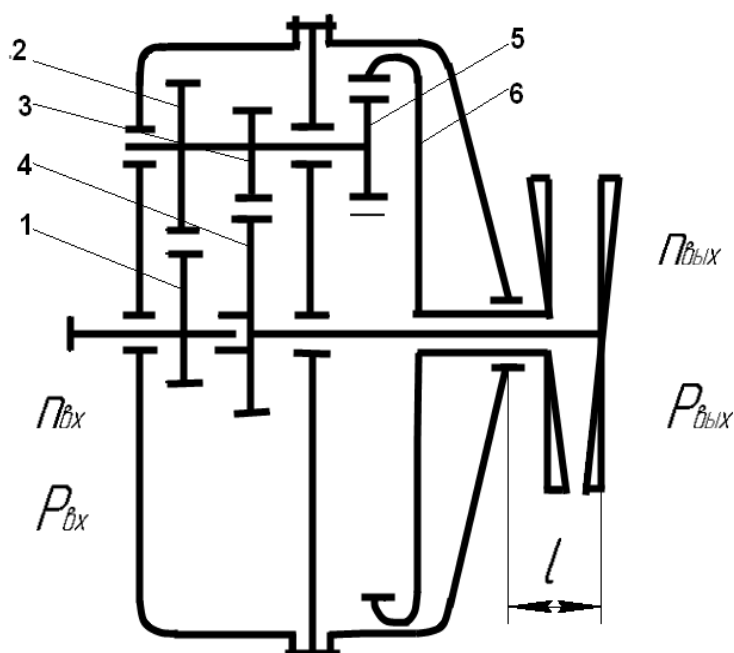


Рисунок П9 – Расчётная схема редуктора

Исходными данными для расчёта будут:

- мощность на входе  $P_{ex} = 1300$  кВт;
- частота вращения на входе  $n_{ex} = 2000$  об/мин.;
- частота вращения винтов  $n_{вых} = 250$  об/мин.;
- требуемая долговечность  $t_h = 5000$  часов.

### Кинематический расчёт

Передаточное отношение редуктора будет равно

$$i_p = n_{ex} / n_{вых} = 2000 / 250 = 8.$$

Максимально допустимое отношение диаметров сателлитов условного планетарного редуктора для передачи заднего винта будет равно:

$$K_r = (i_p - 1) / 2 = (8 - 1) / 2 = 3,5.$$

Принимаем  $K_r = 1,5$ . Тогда передаточное отношение быстроходной ступени будет равно:

$$i_{12} = (i_p - K_r) / (1 + K_r) = (8 - 1,5) / (1 + 1,5) = 2,6.$$

Тогда передаточные отношения вторых ступеней будут равны:

$$i_{34} = i_{56} = i_p / i_{12} = 8 / 2,6 = 3,077.$$



Частоты вращения валов определим отношениями:

$$\begin{aligned}n_I &= n_1 = n_{\text{вх}} = 2000 \text{ об/мин}; \\n_{II} &= n_2 = n_3 = n_5 = n_1 / i_{12} = 2000 / 2,6 = 769,23 \text{ об/мин}; \\n_{III} &= n_4 = n_6 = n_{II} / i_{34} = n_{\text{вых}} = 250 \text{ об/мин}.\end{aligned}$$

### Энергетический расчёт

Момент крутящий на входе будет равен:

$$T_{\text{вх}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot P_{\text{вх}} / \pi_{\text{вх}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot 1300 / 2000 = 6,2075 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Коэффициент полезного действия цилиндрической зубчатой передачи 7-й степени точности принимаем равным  $\eta_{\text{ц}} = 0,98$ . Тогда мощности на выходе каждого из винтов будут равны:

$$P_{\text{вых}} = P_{\text{вх}} \cdot \eta_{\text{ц}}^2 / 2 = 1300 \cdot 0,98^2 / 2 = 624,26 \text{ кВт}.$$

Моменты крутящие на выходе каждого из винтов будут равны:

$$T_{\text{вых}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot P_{\text{вых}} / n_{\text{вх}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot 624,26 / 250 = 2,3847 \cdot 10^7 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Передаточное отношение условной планетарной передачи при остановленном корончатом колесе будет равно:

$$i_{\text{пл}}^b = 2 (i_{12} + 1) = 2 (2,6 + 1) = 7,2.$$

Тогда число потоков в редукторе определится выражением:

$$a_c \leq 0,9 \cdot \pi / \arcsin((i_{\text{пл}}^b - 2) / i_{\text{пл}}^b) = 0,9 \cdot \pi / \arcsin((7,2 - 2) / 7,2) = 3,5.$$

Принимаем число потоков  $a_c = 3$ . Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами при 3-х сателлитах и самоустанавливаемом центральном колесе примем равным  $K_{\text{нер}} = 1,1$ .

Тогда значения крутящих моментов на ведущих шестернях всех ступеней редуктора будут равны:

– для ступеней 3.4 и 5.6

$$\begin{aligned}T_3 &= T_5 = T_{\text{вых}} \cdot K_{\text{нер}} / (a_c \cdot \eta_{\text{ц}} \cdot i_{34}) = \\&2,3847 \cdot 10^7 \cdot 1,1 / (3 \cdot 0,98 \cdot 3,077) = 2,9 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{м};\end{aligned}$$

-для ступени 1.2

$$T_{12} = (T_3 + T_5) / (\eta_{\text{ц}} \cdot i_{12}) = (2 \cdot 2,9 \cdot 10^6) / (0,98 \cdot 2,6) = 2,276 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

### Допускаемые напряжения

Материалом для изготовления зубчатых колёс принимаем сталь 12Х2Н4А с термообработкой – цементация. Среднее значение твердости поверхности принимаем равным 60 НRC или 600 НВ.

Базовое число циклов перемены контактных напряжений будет равно:

$$N_{H0} = 30 \cdot HB^{2,4} = 30 \cdot 600^{2,4} = 13,95 \cdot 10^7.$$

Принимаем предельное значение  $N_{H0} = 12 \cdot 10^7$ .

Базовое разрушающее контактное напряжение будет равно:

$$\sigma_{H \lim b} = 23 \cdot HRC = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа.}$$

Принимаем режим работы постоянной. Тогда значения эквивалентных чисел циклов перемены контактных напряжений будут равны:

– для центрального колеса

$$N_{HEa} = 60 \cdot n_1 \cdot a_c \cdot t_h = 60 \cdot 2000 \cdot 3 \cdot 5000 = 1.8 \cdot 10^9;$$

– для сателлитов

$$N_{HEg} = 60 \cdot n_2 \cdot 1 \cdot t_h = 60 \cdot 769,23 \cdot 1 \cdot 5000 = 2,308 \cdot 10^8;$$

– для корончатого и центрального второй ветви колёс

$$N_{HEb} = 60 \cdot n_6 \cdot a_c \cdot t_h = 60 \cdot 250 \cdot 3 \cdot 5000 = 2,25 \cdot 10^8.$$

Так как все значения эквивалентных чисел циклов нагружения больше базового, принимаем коэффициент долговечности по контактным напряжениям  $K_{HL} = 1$ . Запас прочности по контактным напряжениям принимаем равным  $S_H = 1,2$ . Тогда допускаемое контактное напряжение для всех колёс будет равным:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} \cdot K_{HL} = \frac{1380}{1,2} \cdot 1 = 1150 \text{ МПа.}$$

Базовое разрушающее напряжение изгиба для принятой стали будет равно  $\sigma_{F \lim b} = 800 \text{ МПа}$ .

Так как значения эквивалентных чисел циклов перемены напряжений изгиба равны числам циклов перемены контактных напряжений и все они больше базового, принимаем коэффициент долговечности по напряжениям изгиба  $K_{FL} = 1$ . Запас прочности по изгибным напряжениям принимаем равным  $S_F = 2$ . Кроме того для сателлитного колеса вводим коэффициент, учитывающий знакопеременный характер нагружения зубьев  $K_{FC} = 0,8$ . Для центрального и корончатого колёс  $K_{FC} = 1$ .

Тогда допускаемые напряжения изгиба будут равны:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC} = \frac{800}{2} \cdot 1 \cdot 1 = 400 \text{ МПа;}$$

## Проектировочный расчёт

Основные размеры передач редуктора определяем для второй ступени 3–4 привода переднего винта.

Принимаем прямозубые колёса, коэффициент для расчёта диаметра шестерни будет равен  $K_d = 77$ . Коэффициент нагрузки по контактным напряжениям примем равным  $K_H^1 = 1,4$ . Если принять коэффициент ширины

зубчатого венца относительно диаметра шестерни равным  $\psi_{bd} = 0,8$ , расчётное значение диаметра шестерни будет равно:

$$d_{w3} \geq K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot K_H^1}{\psi_{bd} \cdot [\sigma_H]^2} \cdot \frac{i_{34} + 1}{i_{34}}} = 77 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,9 \cdot 10^6 \cdot 1,4}{0,8 \cdot 1150^2} \cdot \frac{3,077 + 1}{3,077}} = 132,4 \text{ мм.}$$

Расчётное значение ширины зубчатого венца:

$$b_{w3} = \psi_{bd} \cdot d_{wa} = 0,8 \cdot 132,4 = 105,92 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_{w3} = 106$  мм.

Для определения модуля передачи принимаем:

- коэффициент нагрузки по напряжениям изгиба  $K_F^1 = 1,2$ ;
- коэффициент формы зуба  $Y_F = 4,0$ ;
- коэффициент, учитывающий наклон зуба, для прямозубой передачи  $Y_\beta = 1$ .

Расчётное значение модуля передачи будет равно:

$$m = \frac{2 \cdot T_3 \cdot K_F^1}{d_{w3} \cdot b_{w3}} \cdot \frac{Y_F}{[\sigma_F]_g} \cdot Y_\beta = \frac{2 \cdot 2,9 \cdot 10^6 \cdot 1,2}{132,4 \cdot 106} \cdot \frac{4}{400} \cdot 1 = 4,96 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение  $m = 5$  мм.

Расчётное значение числа зубьев шестерни будет равно:

$$z_3 = d_{w3} / m = 132,4 / 5 = 26,48.$$

Принимаем  $z_a = 27$ .

Тогда получим для центрального колеса

$$z_4 = z_3 \cdot i_{34} = 27 \cdot 3,077 = 83,08.$$

Принимаем для обеспечения условия сборки в данной ступени число зубьев центрального колеса кратным числу сателлитов. Принимаем  $z_4 = 81$ .

Уточнённые значения передаточного отношения будут:

$$i_{34} = z_4 / z_3 = 81 / 27 = 3,0 \text{ и } i_{12} = i_p / i_{34} = 8 / 3,0 = 2,667.$$

Делительное межосевое расстояние будет равно:

$$a = \frac{m}{2} \cdot (z_4 + z_3) = \frac{5}{2} \cdot (81 + 27) = 270 \text{ мм.}$$

Принимаем  $a_w = a = 270$  мм. Тогда все коэффициенты смещения можно принять равными нулю:  $x_3 = x_4 = 0$ .

В этом случае получим значения диаметров колёс:

- сателлитов  $d_{w3} = d_3 = m \cdot z_3 = 5 \cdot 27 = 135$  мм;
- центрального  $d_{w4} = d_4 = m \cdot z_4 = 5 \cdot 81 = 405$  мм.

При нулевых коэффициентах смещения для прямозубых колёс диаметры вершин зубьев будут равны:

- сателлитов  $d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m = 135 + 2 \cdot 5 = 145$  мм;
- центрального  $d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m = 405 + 2 \cdot 5 = 415$  мм.

Диаметры основных окружностей колёс будут равны:

– сателлитов  $d_{b3} = d_3 \cdot \cos \alpha = 135 \cdot \cos 20^\circ = 126,858$  мм;

– центрального  $d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha = 405 \cdot \cos 20^\circ = 380,575$  мм.

Углы при вершинах зубьев колёс будут равны:

– сателлитов  $\alpha_{a3} = \arccos(d_{b3}/d_{a3}) = \arccos(126,858/145) = 28,969^\circ$ ;

– центрального  $\alpha_{a4} = \arccos(d_{b4}/d_{a4}) = \arccos(380,575/415) = 23,501^\circ$ .

Коэффициенты торцевого перекрытия в передаче 3–4 в редукторе определим по формуле:

$$\varepsilon_{\alpha 34} = [z_3 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a3} + z_4 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a4} - (z_4 + z_3) \cdot \operatorname{tg} \alpha] / (2 \cdot \pi) = \\ [27 \cdot \operatorname{tg} 28,969^\circ + 81 \cdot \operatorname{tg} 23,501^\circ - (27 + 81) \cdot \operatorname{tg} 20^\circ] / (2 \cdot \pi) = 1,728.$$

Для первой ступени диаметр центрального колеса из условия соосности будет равен:

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{i_{12} + 1} = \frac{2 \cdot 270}{2,667 + 1} = 147,273 \text{ мм.}$$

Расчётное значение ширины зуба колеса из условия контактной прочности будет равно:

$$b_{w1} = K_d^3 \frac{T_{12} \cdot K_H^1}{[\sigma_H]^2 \cdot d_{w1}^2} \cdot \frac{i_{12} + 1}{i_{12}} = 77^3 \cdot \frac{2,276 \cdot 10^6 \cdot 1,4}{1150^2 \cdot 147,273^2} \cdot \frac{2,667 + 1}{2,667} = 69,73 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_{w1} = 70$  мм.

Расчётное значение модуля передачи будет равно:

$$m_1 = \frac{2 \cdot T_{12} \cdot K_F^1}{d_{w1} \cdot b_{w1}} \cdot \frac{Y_F}{[\sigma_F]_1} \cdot Y_\beta = \frac{2 \cdot 2,276 \cdot 10^6 \cdot 1,2}{147,273 \cdot 70} \cdot \frac{4}{400} \cdot 1 = 5,29 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение  $m_1 = 5,0$  мм.

При межосевом расстоянии  $a_w = 270$  мм определим суммарное число зубьев ступени:

$$z_\Sigma = 2 \cdot a_w / m_1 = 2 \cdot 270 / 5 = 108$$

Расчётное значение числа зубьев центрального колеса будет равно:

$$z_1 = z_\Sigma / (i_{12} + 1) = 108 / (2,667 + 1) = 29,45.$$

Принимаем для обеспечения условия сборки в данной ступени число зубьев центрального колеса кратным числу сателлитов. Тогда  $z_1 = 30$ .

Для сателлитного колеса принимаем  $z_2 = z_\Sigma - z_1 = 108 - 30 = 78$ .

Уточнённое значение передаточного отношения будет:

$$i_{12} = z_2 / z_1 = 78 / 30 = 2,6.$$

Делительное межосевое расстояние будет равно:

$$a = \frac{m}{2} \cdot (z_2 + z_1) = \frac{5}{2} \cdot (78 + 30) = 270 \text{ мм.}$$

С учётом фактического значения межосевого расстояния  $a_w = 270$  мм

можно принять для центрального колеса  $x_1 = 0$ . Тогда для сателлитного колеса  $x_2 = 0$ .

Делительные диаметры и диаметры основных окружностей колёс будут равны:

- центрального  $d_{w1} = d_1 = m \cdot z_1 = 5 \cdot 30 = 150$  мм;
- сателлитов  $d_{w2} = d_2 = m \cdot z_2 = 5 \cdot 78 = 390$  мм.

Диаметры вершин зубьев будут равны:

- центрального  $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 150 + 2 \cdot 5 = 160$  мм;
- сателлитов  $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 390 + 2 \cdot 5 = 400$  мм.

Диаметры начальных окружностей колёс будут равны:

- центрального  $d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha = 150 \cdot \cos 20^\circ = 140,954$  мм;
- сателлитов  $d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha = 390 \cdot \cos 20^\circ = 366,480$  мм.

Углы при вершинах зубьев колёс будут равны:

- сателлитов  $\alpha_{a1} = \arccos(d_{b1}/d_{a1}) = \arccos(140,954/160) = 28,24^\circ$ ;
- центрального  $\alpha_{a2} = \arccos(d_{b2}/d_{a2}) = \arccos(366,48/400) = 23,62^\circ$ .

Коэффициент торцевого перекрытия в передаче 1–2 будет равен:

$$\varepsilon_{\alpha 12} = [z_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \cdot \operatorname{tg} \alpha] / (2 \cdot \pi) = \\ [30 \cdot \operatorname{tg} 28,24^\circ + 78 \cdot \operatorname{tg} 23,62^\circ - (30 + 78) \cdot \operatorname{tg} 20^\circ] / (2 \cdot \pi) = 1,737.$$

Для второй ступени привода заднего винта диаметр сателлитного колеса из условия соосности будет равен:

$$d_{w5} = \frac{2 \cdot a_w}{i_{56} - 1} = \frac{2 \cdot 270}{3,077 - 1} = 259,99 \text{ мм.}$$

Расчётное значение ширины зуба колеса из условия контактной прочности будет равно:

$$b_{w5} = K_d^3 \frac{T_{56} \cdot K_H^1}{[\sigma_H]^2 \cdot d_{w5}^2} \cdot \frac{i_{56} - 1}{i_{56}} = 77^3 \cdot \frac{2,9 \cdot 10^6 \cdot 1,4}{1150^2 \cdot 259,99^2} \cdot \frac{3,077 - 1}{3,077} = 13,99 \text{ мм.}$$

Столь узкое колесо будет плохо работать в связи с повышенной гибкостью диска. Принимаем ширину зуба по условию  $\psi_{bd} = b_w/d_w \geq 0,1$ . Тогда  $b_{w5} = 0,2 \cdot 259,99 = 51,998$  мм. Принимаем  $b_{w5} = 52$  мм.

Расчётное значение модуля передачи будет равно:

$$m_1 = \frac{2 \cdot T_{56} \cdot K_F^1}{d_{w5} \cdot b_{w5}} \cdot \frac{Y_F}{[\sigma_F]_5} \cdot Y_\beta = \frac{2 \cdot 2,9 \cdot 10^6 \cdot 1,2}{259,99 \cdot 52} \cdot \frac{4}{400} \cdot 1 = 5,15 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение  $m_1 = 5,0$  мм.

При межосевом расстоянии  $a_w = 270$  мм определим суммарное число зубьев ступени:

$$z_{\Sigma} = 2 \cdot a_w / m_1 = 2 \cdot 270 / 5 = 108$$

Расчётное значение числа зубьев центрального колеса будет равно:

$$z_5 = z_{\Sigma} / (i_{56} - 1) = 108 / (3,077 - 1) = 51,998.$$

Принимаем  $z_5 = 51$ .

Тогда число зубьев корончатого колеса будет равно:

$$z_6 = +z_5 = 108 + 51 = 159.$$

Условия сборки в данной ступени обеспечиваются, так как число зубьев корончатого колеса является кратным числу сателлитов.

Уточнённое значение передаточного отношения будет:

$$i_{56} = z_6 / z_5 = 159 / 51 = 3,117.$$

Делительное межосевое расстояние будет равно:

$$a = \frac{m}{2} \cdot (z_6 - z_5) = \frac{5}{2} \cdot (159 - 51) = 270 \text{ мм.}$$

С учётом фактического значения межосевого расстояния  $a_w = 270$  мм можно принять  $x_5 = x_6 = 0$ .

Диаметры делительных и основных окружностей колёс будут равны:

– сателлитного  $d_{w5} = d_5 = m \cdot z_5 = 5 \cdot 51 = 255$  мм;

– корончатого  $d_{w6} = d_6 = m \cdot z_6 = 5 \cdot 159 = 795$  мм.

Диаметры вершин зубьев будут равны:

– сателлитного

$$d_{a5} = d_5 + 2 \cdot m = 255 + 2 \cdot 5 = 265 \text{ мм;}$$

– сателлитов

$$d_{a2} = d_6 - 2 \cdot m = 795 - 2 \cdot 5 = 785 \text{ мм.}$$

Диаметры начальных окружностей колёс будут равны:

– сателлитного  $d_{b5} = d_5 \cdot \cos \alpha = 255 \cdot \cos 20^\circ = 239,622$  мм;

– корончатого  $d_{b6} = d_6 \cdot \cos \alpha = 795 \cdot \cos 20^\circ = 747,056$  мм.

Углы при вершинах зубьев колёс будут равны:

– сателлитов  $\alpha_{a5} = \arccos(d_{b5} / d_{a5}) = \arccos(239,622 / 265) = 25,28^\circ$ ;

– корончатого  $\alpha_{a6} = \arccos(d_{b6} / d_{a6}) = \arccos(747,056 / 785) = 17,89^\circ$ .

Коэффициент торцевого перекрытия в передаче 5–6 будет равен:

$$\varepsilon_{\alpha 56} = [z_5 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a5} - z_6 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a6} + (z_6 - z_5) \cdot \operatorname{tg} \alpha] / (2 \cdot \pi) =$$

$$[51 \cdot \operatorname{tg} 25,28^\circ - 159 \cdot \operatorname{tg} 17,89^\circ + (159 - 51) \cdot \operatorname{tg} 20^\circ] / (2 \cdot \pi) = 1,921.$$

### Проверочный расчёт

Коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки, будут равны:

– по контактным напряжениям  $K_{H\alpha} = 1$ ;

– по напряжениям изгиба для передачи 1–2 определим по формуле

$$K_{F\alpha} = \frac{9 - CT}{11 \cdot \sqrt{\varepsilon_{\alpha 12}}} + \frac{CT - 3}{6} = \frac{9 - 7}{11 \cdot \sqrt{1,737}} + \frac{7 - 3}{6} = 0,804,$$

– по напряжениям изгиба для передачи 3–4 определим по формуле

$$K_{F\alpha} = \frac{9 - CT}{11 \cdot \sqrt{\varepsilon_{\alpha 34}}} + \frac{CT - 3}{6} = \frac{9 - 7}{11 \cdot \sqrt{1,728}} + \frac{7 - 3}{6} = 0,805,$$

– по напряжениям изгиба для передачи 5–6 определим по формуле

$$K_{F\alpha} = \frac{9 - CT}{11 \cdot \sqrt{\varepsilon_{\alpha 56}}} + \frac{CT - 3}{6} = \frac{9 - 7}{11 \cdot \sqrt{1,921}} + \frac{7 - 3}{6} = 0,798.$$

Уточнённые значения частот вращения валов будут равны:

– входного вала  $n_I = 2000$  об/мин.;

– второго вала  $n_{II} = n_I / i_{12} = 2000 / 2,6 = 769,2$  об/мин.;

– вала переднего винта  $n_{III-1} = n_{II} / i_{34} = 769,2 / 3 = 256,4$  об/мин.;

– вала заднего винта  $n_{III-2} = n_{II} / i_{56} = 769,2 / 3,117 = 246,8$  об/мин..

Окружные скорости в зацеплении будут равны:

– в передаче 1–2 по формуле  $V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_I}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 150 \cdot 2000}{60 \cdot 1000} = 15,7$  м/с;

– в передаче 3–4 по формуле  $V = \frac{\pi \cdot d_{w3} \cdot n_{II}}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 135 \cdot 769,2}{60 \cdot 1000} = 5,44$  м/с;

– в передаче 5–6 по формуле  $V = \frac{\pi \cdot d_{w5} \cdot n_{II}}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 255 \cdot 769,2}{60 \cdot 1000} = 10,3$  м/с.

Для 7-ой степени точности коэффициенты динамичности принимаем равными

– в передаче 1–2 по формуле  $K_v = 1,55$  ;

– в передаче 3–4 по формуле  $K_v = 1,35$  ;

– в передаче 5–6 по формуле  $K_v = 1,45$  .

Коэффициенты относительной ширины зубчатых колёс равны:

– в передаче 1–2 по формуле  $\psi_{bd} = b_{w1} / d_{w1} = 70 / 150 = 0,447$  ;

– в передаче 3–4 по формуле  $\psi_{bd} = b_{w3} / d_{w3} = 106 / 135 = 0,785$  ;

– в передаче 5–6 по формуле  $\psi_{bd} = b_{w5} / d_{w5} = 52 / 255 = 0,204$  .

При несимметричном расположении колёс принимаем коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки по длине контакта

– в передаче 1–2 равно  $K_\beta = 1,05$  ;

– в передаче 3–4 равно  $K_\beta = 1,15$  ;

– в передаче 5–6 равно  $K_\beta = 1,02$  .

Коэффициенты нагрузки будут равны:

– в передаче 1–2

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 1 \cdot 1,05 \cdot 1,55 = 1,627,$$

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 0,804 \cdot 1,05 \cdot 1,55 = 1,308;$$

– в передаче 3–4

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 1 \cdot 1,15 \cdot 1,35 = 1,552,$$

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 0,805 \cdot 1,15 \cdot 1,35 = 1,250;$$

– в передаче 5–6

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 1 \cdot 1,02 \cdot 1,45 = 1,479,$$

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 0,798 \cdot 1,02 \cdot 1,45 = 1,180.$$

Коэффициент, учитывающий геометрию, для всех передач равен:

$$Z_H = \sqrt{2/\sin(2 \cdot \alpha)} = \sqrt{2/\sin(2 \cdot 20)} = 1,764.$$

Коэффициент, учитывающий перекрытие, будет равен:

– в передаче 1–2 равно  $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha 12}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,737}{3}} = 0,868;$

– в передаче 3–4 равно  $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha 34}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,728}{3}} = 0,870;$

– в передаче 5–6 равно  $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha 56}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,921}{3}} = 0,832.$

Контактные напряжения

– в передаче 1–2:

$$\sigma_H = 275 \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_{12} \cdot K_H \cdot i_{12} + 1}{d_{w1}^2 \cdot b_{w1} \cdot i_{12}}} =$$

$$275 \cdot 1,764 \cdot 0,868 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 2,276 \cdot 10^6 \cdot 1,627 \cdot 2,6 + 1}{150^2 \cdot 70 \cdot 2,6}} = 1074,4 \text{ МПа};$$

– в передаче 3–4:

$$\sigma_H = 275 \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_{34} \cdot K_H \cdot i_{34} + 1}{d_{w3}^2 \cdot b_{w3} \cdot i_{34}}} =$$

$$275 \cdot 1,764 \cdot 0,87 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 2,9 \cdot 10^6 \cdot 1,552 \cdot 3,0 + 1}{135^2 \cdot 106 \cdot 3,0}} = 1051,9 \text{ МПа};$$

– в передаче 5–6:



$$\sigma_H = 275 \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_{56} \cdot K_H \cdot i_{56} - 1}{(d_{w5})^2 \cdot b_{w5} \cdot i_{56}}} =$$

$$275 \cdot 1,764 \cdot 0,832 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 2,9 \cdot 10^6 \cdot 1,479 \cdot \frac{3,117 + 1}{3,117}}{255^2 \cdot 52}} = 738,8 \text{ МПа.}$$

Таким образом, контактная прочность обеспечена.

Напряжения изгиба:

– в передаче 1–2 коэффициенты формы зуба  $Y_{F1} = 3,8$ ,  $Y_{F2} = 3,61$ :

– напряжения изгиба зуба центрального колеса

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \cdot T_{12} \cdot K_F \cdot Y_{F1} \cdot Y_\beta}{d_{w1} \cdot b_{w1} \cdot m} = \frac{2 \cdot 2,276 \cdot 10^6 \cdot 1,308}{150 \cdot 70 \cdot 5} \cdot 3,8 \cdot 1 = 430,9 \text{ МПа;}$$

– напряжения изгиба зуба сателлита

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot Y_{F2} / Y_{F1} = 430,9 \cdot 3,61 / 3,8 = 409,4 \text{ МПа;}$$

– в передаче 3–4 коэффициенты формы зуба  $Y_{F3} = 3,82$ ,  $Y_{F4} = 3,61$ :

– напряжения изгиба зуба сателлита

$$\sigma_{F3} = \frac{2 \cdot T_{34} \cdot K_F \cdot Y_{F3} \cdot Y_\beta}{d_{w3} \cdot b_{w3} \cdot m} = \frac{2 \cdot 2,9 \cdot 10^6 \cdot 1,25}{135 \cdot 106 \cdot 5} \cdot 3,82 \cdot 1 = 387,1 \text{ МПа;}$$

– напряжения изгиба зуба центрального колеса

$$\sigma_{F4} = \sigma_{F3} \cdot Y_{F4} / Y_{F3} = 387,1 \cdot 3,61 / 3,82 = 365,8 \text{ МПа;}$$

– в передаче 5–6 коэффициенты формы зуба  $Y_{F5} = 3,65$ ,  $Y_{F6} = 3,60$ :

– напряжения изгиба зуба сателлита

$$\sigma_{F5} = \frac{2 \cdot T_{56} \cdot K_F \cdot Y_{F5} \cdot Y_\beta}{d_{w5} \cdot b_{w5} \cdot m} = \frac{2 \cdot 2,9 \cdot 10^6 \cdot 1,18}{255 \cdot 52 \cdot 5} \cdot 3,65 \cdot 1 = 376,8 \text{ МПа;}$$

– напряжения изгиба зуба корончатого колеса

$$\sigma_{F6} = \sigma_{F5} \cdot Y_{F6} / Y_{F5} = 376,8 \cdot 3,6 / 3,65 = 371,6 \text{ МПа.}$$

Таким образом, не обеспечивается изгибная прочность зубьев передачи 1–2. Для обеспечения прочности увеличиваем ширину

$$b_{w1} = b_{w1} \cdot \sigma_{F1} / [\sigma_F] = 70 \cdot 430,9 / 400 = 75,4 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_{w1} = 77$  мм. Тогда коэффициент относительной ширины зубчатых колёс в передаче 1–2 будет  $\psi_{bd} = b_{w1} / d_{w1} = 77 / 150 = 0,513$ .

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине контакта в передаче 1–2 равно  $K_\beta = 1,06$ .

Коэффициенты нагрузки в передаче 1–2 будут равны:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 1 \cdot 1,06 \cdot 1,55 = 1,643,$$

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_v = 0,804 \cdot 1,06 \cdot 1,55 = 1,321.$$

Контактные напряжения в передаче 1–2 будут равны

$$\sigma_H = 275 \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_{12} \cdot K_H \cdot i_{12} + 1}{d_{w1}^2 \cdot b_{w1} \cdot i_{12}}} =$$

$$275 \cdot 1,764 \cdot 0,868 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 2,276 \cdot 10^6 \cdot 1,643 \cdot 2,6 + 1}{150^2 \cdot 77 \cdot 2,6}} = 1049,4 \text{ МПа};$$

Напряжения изгиба:

– напряжения изгиба зуба центрального колеса

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \cdot T_{12} \cdot K_F}{d_{w1} \cdot b_{w1} \cdot m} \cdot Y_{F1} \cdot Y_\beta = \frac{2 \cdot 2,276 \cdot 10^6 \cdot 1,321}{150 \cdot 77 \cdot 5} \cdot 3,8 \cdot 1 = 395,3 \text{ МПа};$$

– напряжения изгиба зуба сателлита

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot Y_{F2} / Y_{F1} = 395,3 \cdot 3,61 / 3,8 = 375,5 \text{ МПа};$$

Таким образом, прочность зубчатых колёс ступени 1–2 обеспечена.

Учебное издание

*Жильников Евгений Петрович,  
Балякин Валерий Борисович,  
Суслин Алексей Васильевич*

**РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ  
ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО РЕДУКТОРА  
С ДВУМЯ СООСНЫМИ ВОЗДУШНЫМИ ВИНТАМИ**

*Учебное пособие*

Редактор И.И. Спиридонова  
Компьютерная верстка И.И. Спиридоновой

Подписано в печать 6.06.2019. Формат 60 × 84 1/16.  
Бумага офсетная. Печ. л. 4,75.  
Тираж 25 экз. Заказ . Арт. – 19(P1У)/2019.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»  
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)  
443086, САМАРА, МОСКОВСКОЕ ШОССЕ, 34.

---

Изд-во Самарского университета.  
443086, Самара, Московское шоссе, 34.

