

Федеральное агентство по образованию  
Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Самарский государственный аэрокосмический университет  
имени академика С.П. Королёва»

# КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ АВИАЦИОННЫХ РЕДУКТОРОВ

Методические указания к курсовому проекту

Самара 2008

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

УДК 621.8 (075)

**Кинематический и энергетический расчёт авиационных редукторов:** Метод. указания к курсовому проекту / Самарский гос. аэрокосм. ун-т; *Сост. Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков*; Самара, 2008. 24 с.

Методические указания содержат требования к содержанию и оформлению курсового проекта по деталям машин раздела кинематического и энергетического расчёта авиационных редукторов. Даны примеры кинематического и энергетического расчёта основных схем авиационных редукторов.

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

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

Рецензент: С.В. Фалалеев

В курсе «Детали машин» изучают методы расчёта зубчатых передач на прочность и долговечность.

Разрабатывая конструкцию авиационного редуктора, способного выполнять заданные функции в течение заданного срока службы (ресурса), необходимо учитывать требования экономики, технологии, эксплуатации, транспортировки, техники безопасности и пр. Для удовлетворения этих требований конструктор должен выполнять кинематические, энергетические, прочностные, силовые и другие расчёты, а также из множества форм, которые можно придать детали, и множества материалов он должен выбрать такие, которые позволяют наивыгоднейшим образом использовать их свойства для повышения долговечности изделия.

На первом этапе расчётов редукторов выполняют кинематические и энергетические расчёты, которые в значительной мере определяют его массогабаритные и энергетические показатели.

В методических указаниях даны пояснения и рекомендации по кинематическому и энергетическому расчёту различных видов авиационных редукторов:

- цилиндрическо-планетарного редуктора;
- коническо-планетарного редуктора;
- коническо-цилиндрического редуктора;
- соосного цилиндрического редуктора;
- соосного многопоточного цилиндрического редуктора;
- редуктора с отбором мощности на хвостовой винт;
- раздаточного редуктора.

Примеры расчёта различных видов редукторов размещены в отдельных приложениях.

# 1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ЦИЛИНДРИЧЕСКО-ПЛАНЕТАРНОГО И КОНИЧЕСКО-ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРОВ

## 1.1. Определение общего передаточного отношения и распределение его по ступеням

Разбивка общего передаточного отношения по ступеням редуктора (рис. 1.1 и 1.2) в значительной мере определяет его массогабаритные и энергетические показатели.

При заданных частотах вращения валов на входе  $n_{вх} = 2400$  об/мин и выходе  $n_{вых} = 200$  об/мин общее передаточное отношение редуктора  $u_{ред}$  определяется по формуле

$$u_{ред} = \frac{n_{вх}}{n_{вых}} = \frac{2400}{200} = 12,0.$$

Общее передаточное отношение является произведением передаточных отношений отдельных ступеней

$$u_{ред} = u_1 u_2.$$

Индексы 1 и 2 ступеням следует присваивать, начиная с быстроходной ступени (вторая ступень – тихоходная)

$$u_б = u_1; \quad u_т = u_2.$$

При разбивке передаточные отношения отдельных ступеней следует принимать не более:

для прямозубой цилиндрической передачи	$u_{max} = 4;$
для косозубой цилиндрической передачи	$u_{max} = 6;$
для прямозубой конической передачи	$u_{max} = 3;$
для конической передачи с круговым зубом	$u_{max} = 4.$

В цилиндрическо-планетарных (рис. 1.1) и коническо-планетарных (рис. 1.2) редукторах разбивку передаточного отношения следует производить, задаваясь передаточным отношением цилиндрической (конической) или планетарной ступени. При этом необходимо обеспечить выполнение приведённых выше ограничений передаточных отношений передач. Кроме того, следует учитывать, что по условиям минимума размеров оптимальными значениями передаточных отношений для цилиндри-

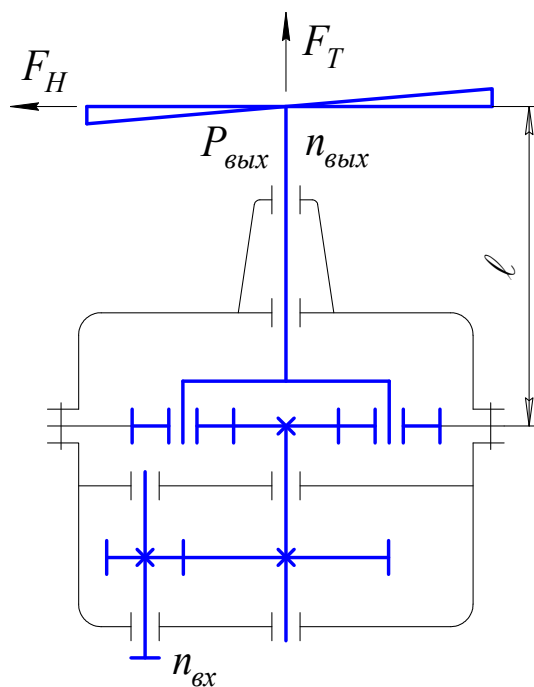


Рис. 1.1

ческих и конических передач будет  $u = 2$ , для планетарных передач 2k-h типа А (с одновенцовым сателлитом) –  $u_{пл} = 4$ .

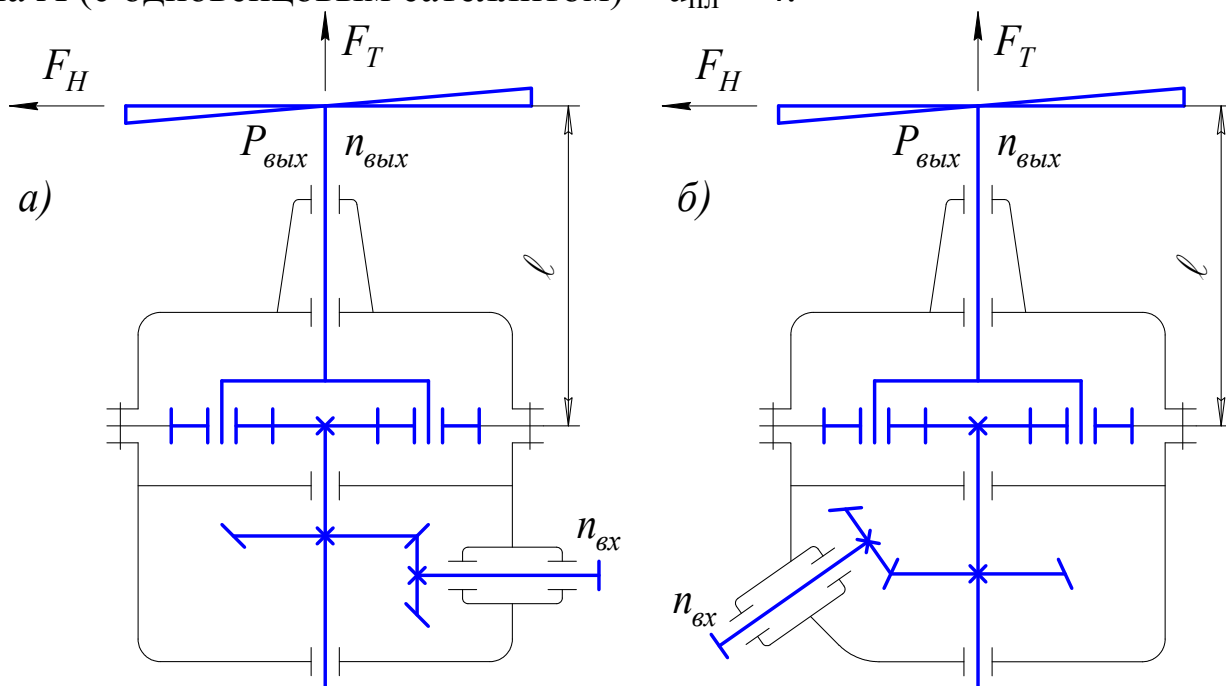


Рис. 1.2

Выбираем передаточное отношение планетарной ступени  $u_2 = 4,8$ .

Тогда для передаточного отношения первой ступени получим:

$$u_1 = \frac{u_{ред}}{u_2} = \frac{12,0}{4,8} = 2,5.$$

## 1.2. Определение частот вращения валов

Кинематический расчёт редуктора заключается в определении частот вращения всех звеньев привода. Исходя из задания для коническо-планетарного редуктора (рис. 1.2, а), имеем: частота вращения входного вала  $n_{вх} = n_1 = 2400$  об/мин, частота вращения выходного вала  $n_{вых} = n_3 = 200$  об/мин, тогда частота вращения второго вала

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{2400}{2,5} = 960 \text{ об/мин.}$$

Для планетарных передач (рис. 1.3), кроме того, необходимо определить частоты вращения всех звеньев в обращённом движении.

Всей планетарной передаче мысленно сообщается вращение с частотой вращения водила, но в обратном

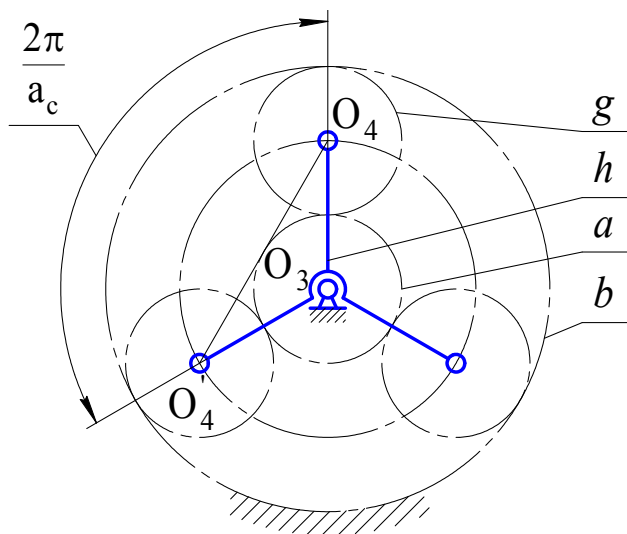


Рис. 1.3

направлении. В обращённом движении водило как бы затормаживается, а все другие звенья освобождаются. Обращённый механизм представляет собой простую передачу, в которой движение передается от  $a$  к  $b$  через паразитные колеса  $g$ . Частоты вращения солнечного колеса  $n_a$  и водила  $n_h$  в абсолютном движении будут равны частотам вращения соответствующих валов.

Найдём частоту вращения элементов планетарной ступени в относительном движении:

для колеса  $a$ :  $n_a^h = n_a - n_h = n_2 - n_3 = 960 - 200 = 760$  об/мин;

для корончатого колеса  $b$ :  $n_b^h = |-n_h| = n_3 = 200$  об/мин.

Передаточное отношение от колеса  $a$  к сателлиту  $g$ :

$$u_{ag}^h = \frac{u_{пл}}{2} - 1 = \frac{4,8}{2} - 1 = 1,4.$$

Определим частоту вращения сателлита  $g$  в относительном движении по формуле:  $n_g^h = \frac{n_a^h}{u_{ag}^h} = \frac{760}{1,4} = 542,86$  об/мин.

Передаточное отношение от сателлита  $g$  к корончатому венцу  $b$

$$u_{gb}^h = \frac{u_{пл} - 1}{u_{ag}^h} = \frac{4,8 - 1}{1,4} = 2,714.$$

### 1.3. Определение числа сателлитов для планетарной ступени

Число сателлитов  $a_c$  определяется из условия соседства. Условие соседства (условие совместного размещения нескольких сателлитов) требует, чтобы при многосателлитной конструкции соседние сателлиты не задевали своими зубьями друг друга (рис. 1.3)

$$O_4O'_4 > d_{a_4} \quad \text{или} \quad 2(r_{w_3} + r_{w_4}) \sin \frac{\pi}{a_c} > 2r_{a_4}.$$

Для стандартных колёс в предельном соседстве

$$\sin \frac{\pi}{a_c} > \frac{z_4 + 2}{z_3 + z_4} = \frac{z_g + 2}{z_a + z_g}.$$

После преобразования получим

$$a_c \leq \frac{0,9 \pi}{\arcsin \frac{u_{пл} - 2}{u_{пл}}} = \frac{0,9 \cdot 3,14}{\arcsin \frac{4,8 - 2}{4,8}} = 4,54.$$

Следовательно, число сателлитов для планетарной ступени  $a_c = 4$ .

## 1.4. Определение КПД ступеней и мощностей на валах

Ориентировочные значения КПД цилиндрических и конических передач определяются в зависимости от степени точности. Так как передача работает с умеренными скоростями и повышенными нагрузками, то выбираем для всех зубчатых колёс привода седьмую степень точности.

Для передач седьмой степени точности: цилиндрических –  $\eta_{ц} = 0,98...0,99$ ; конических –  $\eta_{к} = 0,96...0,98$ . Принимаем для цилиндрической передачи  $\eta_{ц} = 0,98$ ; для конической передачи  $\eta_{к} = 0,97$ .

КПД планетарной передачи 2k-h типа А определяется по формуле

$$\eta_{пл} = 1 - \frac{u_{пл} - 1}{u_{пл}} (1 - \eta_{ц}^2) = 1 - \frac{4,8 - 1}{4,8} (1 - 0,98^2) = 0,9686.$$

Мощность на валу определяется по формуле  $P_i = \frac{P_{i+1}}{\eta_i}$ ,

где  $P_{i+1}$  – мощность на последующем валу, кВт;

$P_i$  – мощность на валу, кВт;  $\eta_i$  – КПД ступени.

Для выходного вала задана мощность  $P_{вых} = P_3 = 180$  кВт.

Исходя из этого условия, определяем мощности на остальных валах:

*мощность на втором валу*  $P_2 = \frac{P_3}{\eta_2} = \frac{180}{0,9686} = 185,83$  кВт;

*мощность на входном валу*  $P_{вх} = P_1 = \frac{P_2}{\eta_1} = \frac{185,83}{0,97} = 191,57$  кВт.

## 1.5. Определение крутящих моментов на валах

Определение крутящих моментов на всех валах редуктора производится по формуле

$$T_i = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_i}{n_i},$$

где  $T$  – крутящий момент, Н·мм;  $P$  – мощность, кВт;

$n$  – обороты вала, об/мин.

После подстановки получим:

*Для первого вала*  $T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{191,57}{2400} = 0,7623 \cdot 10^6$  Н·мм.

*Для второго вала*  $T_2 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_2}{n_2} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{185,83}{960} = 1,8486 \cdot 10^6$  Н·мм;

*Для третьего вала*  $T_3 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_3}{n_3} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{180}{200} = 8,595 \cdot 10^6$  Н·мм.

В планетарной передаче 2k-h типа А крутящий момент на солнечном колесе равен моменту на валу этого колеса

$$T_a = T_2.$$

Расчётное значение момента, передаваемого одним потоком передачи от солнечного колеса  $a$  к сателлиту  $g$ , определяется по формуле

$$T_{ag} = \frac{T_a k_{\text{нер}}}{a_c},$$

где  $k_{\text{нер}}$  – коэффициент неравномерности.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами определяется ориентировочно по таблице.

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

На рис. 1.4 показан вариант плавающего центрального (солнечного) колеса. На входной вал 1 планетарной ступени (второй вал редуктора) при помощи эвольвентных шлицов 3 насажено центральное колесо 2. Фиксируют осевое положение солнечного колеса стопорное кольцо 4, оно дает некоторую свободу колесу и позволяют ему самоустанавливаться.

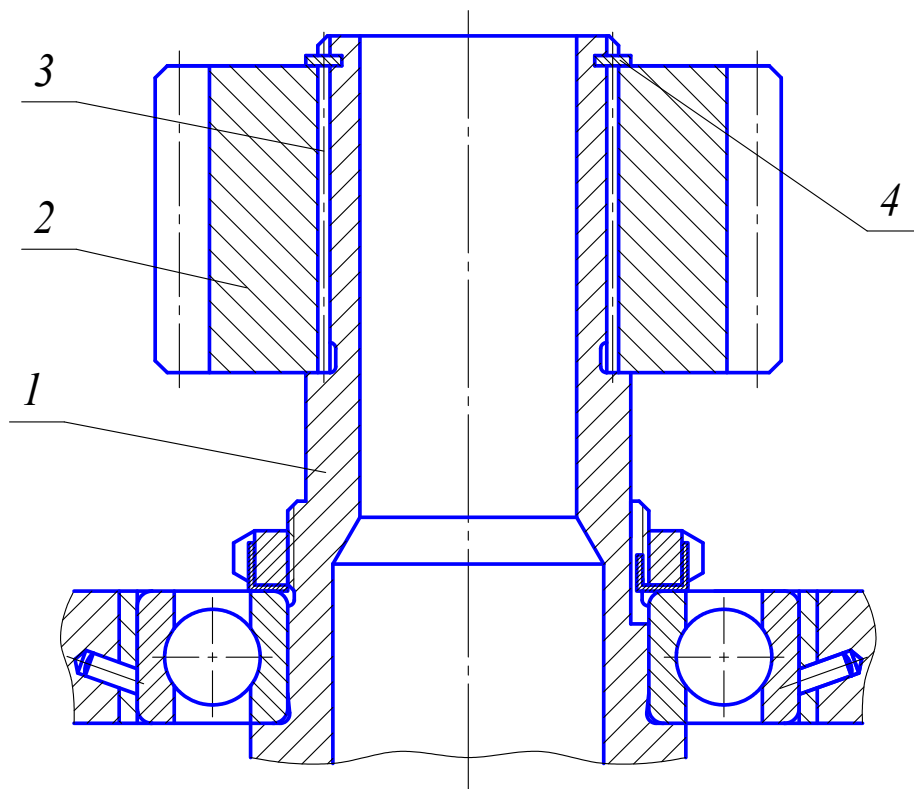
При одном плавающем центральном (солнечном) колесе

$$T_{ag} = \frac{T_a k_{\text{нер}}}{a_c} = \frac{1,8486 \cdot 10^6 \cdot 1,1}{4} = 0,5084 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Расчётное значение крутящего момента, передаваемого от сателлита  $g$  к корончатому колесу  $b$ , определяется по формуле

$$T_{gb} = T_{ag} u_{ag}^h = 0,5084 \cdot 10^6 \cdot 1,4 = 0,7117 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$





*Рис. 1.4*

# 1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО И СООСНОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРОВ

## 1.1. Определение общего передаточного отношения и распределение его по ступеням

Разбивка общего передаточного отношения по ступеням редуктора (рис. 2.1) в значительной мере определяет его массогабаритные и энергетические показатели.

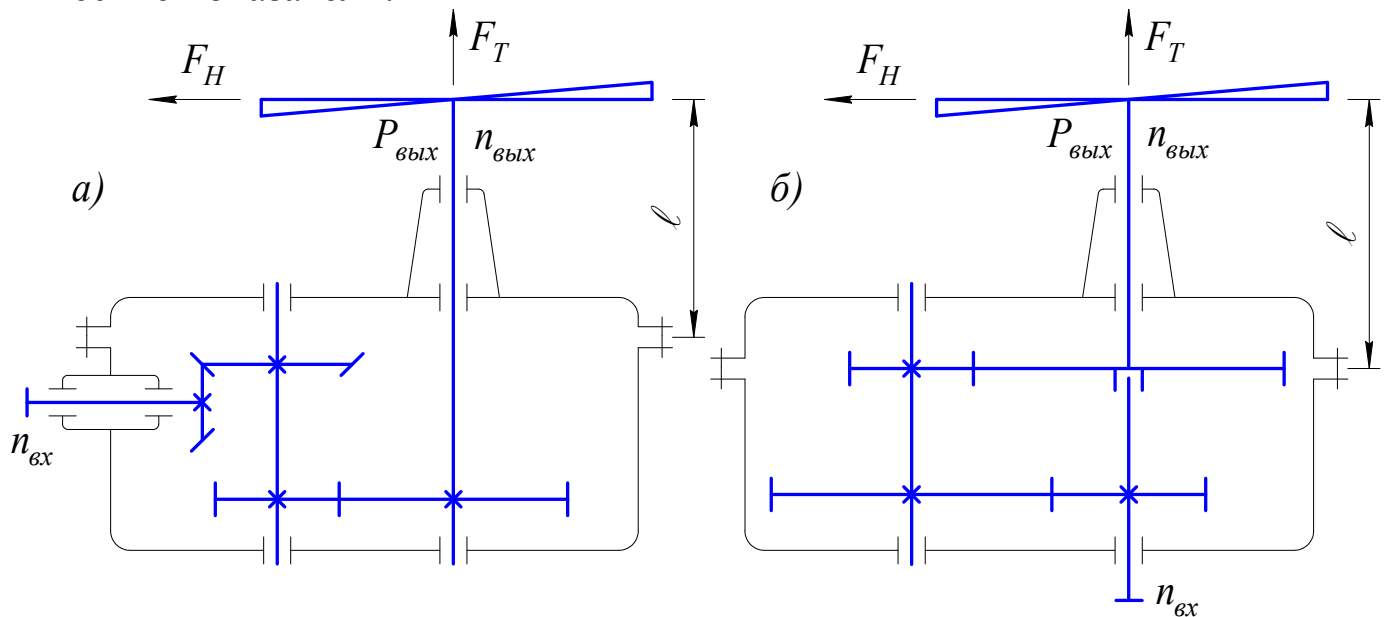


Рис. 2.1

При заданных частотах вращения валов на входе  $n_{вх} = 2000$  об/мин и выходе  $n_{вых} = 260$  об/мин общее передаточное отношение редуктора  $u_{ред}$  определяется по формуле

$$u_{ред} = \frac{n_{вх}}{n_{вых}} = \frac{2000}{260} = 7,692.$$

Общее передаточное отношение является произведением передаточных отношений отдельных ступеней

$$u_{ред} = u_1 u_2.$$

Индексы 1 и 2 ступеням следует присваивать, начиная с быстроходной ступени (вторая ступень – тихоходная)  $u_б = u_1$ ,  $u_т = u_2$ .

При разбивке передаточные отношения отдельных ступеней следует принимать не более:

- |  |                |
|--|----------------|
| для прямозубой цилиндрической передачи   | $u_{max} = 4;$ |
| для косозубой цилиндрической передачи    | $u_{max} = 6;$ |
| для прямозубой конической передачи       | $u_{max} = 3;$ |
| для конической передачи с круговым зубом | $u_{max} = 4.$ |

В двухступенчатом коническо-цилиндрическом редукторе (рис. 2.1, а) для рациональной разбивки передаточных отношений рекомендуется эмпирическая зависимость

$$u_{\sigma} = 0,9 \sqrt{u_{\text{ред}}} = 0,9 \sqrt{7,692} \approx 2,5.$$

Передаточное отношение второй ступени

$$u_{\text{Т}} = \frac{u_{\text{ред}}}{u_{\sigma}} = \frac{7,692}{2,5} = 3,077.$$

В двухступенчатом цилиндрическом редукторе внешнего зацепления, выполненным по соосной схеме (рис. 2.1, б) для рациональной разбивки передаточных отношений рекомендуется эмпирическая зависимость

$$u_{\sigma} = (1,1 \dots 1,2) \sqrt{u_{\text{ред}}} = 1,1 \sqrt{7,692} \approx 3,0.$$

Передаточное отношение второй ступени

$$u_{\text{Т}} = \frac{u_{\text{ред}}}{u_{\sigma}} = \frac{7,692}{3,0} = 2,564.$$

## 1.2. Определение частот вращения валов

Кинематический расчёт редуктора заключается в определении частот вращения всех звеньев привода. Исходя из задания для коническо-цилиндрического редуктора (рис. 2.1, а), имеем: частота вращения входного вала  $n_{\text{вх}} = n_1 = 2000$  об/мин, частота вращения выходного вала  $n_{\text{вых}} = n_3 = 260$  об/мин, тогда частота вращения второго вала

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{2000}{2,5} = 800 \text{ об/мин}.$$

## 1.3. Выбор КПД и определение мощностей на валах

Ориентировочные значения КПД цилиндрических и конических передач определяются в зависимости от степени точности. Так как передача работает с умеренными скоростями и повышенными нагрузками, то выбираем для всех зубчатых колёс привода седьмую степень точности.

Для передач седьмой степени точности: цилиндрических –  $\eta_{\text{ц}} = 0,98 \dots 0,99$ ; конических –  $\eta_{\text{к}} = 0,96 \dots 0,98$ . Принимаем для цилиндрической передачи  $\eta_{\text{ц}} = 0,98$ ; для конической передачи  $\eta_{\text{к}} = 0,97$ .

Мощность на валу определяется по формуле  $P_i = \frac{P_{i+1}}{\eta_i}$ ,

где  $P_{i+1}$  – мощность на последующем валу, кВт;

$P_i$  – мощность на валу, кВт;  $\eta_i$  – КПД ступени.

Для выходного вала задана мощность  $P_{\text{вых}} = P_3 = 140$  кВт.

Исходя из этого условия, определяем мощности на остальных валах:

$$\text{мощность на втором валу } P_2 = \frac{P_3}{\eta_2} = \frac{140}{0,98} = 142,86 \text{ кВт};$$

$$\text{мощность на входном валу } P_{\text{вх}} = P_1 = \frac{P_2}{\eta_1} = \frac{142,86}{0,97} = 147,28 \text{ кВт}.$$

#### 1.4. Определение крутящих моментов на валах

Определение крутящих моментов на всех валах редуктора производится по формуле

$$T_i = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_i}{n_i},$$

где  $T$  – крутящий момент, Н·мм;  $P$  – мощность, кВт;  
 $n$  – обороты вала, об/мин.

После подстановки получим:

$$\text{Для первого вала } T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{147,28}{2000} = 0,7033 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$\text{Для второго вала } T_2 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_2}{n_2} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{142,86}{800} = 1,7054 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$\text{Для третьего вала } T_3 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_3}{n_3} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{140}{260} = 5,1423 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

# 1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ СООСНОГО МНОГОПОТОЧНОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

## 1.1. Определение общего передаточного отношения и распределение его по ступеням

Разбивка общего передаточного отношения по ступеням редуктора (рис. 3.1) в значительной мере определяет его массогабаритные и энергетические показатели.

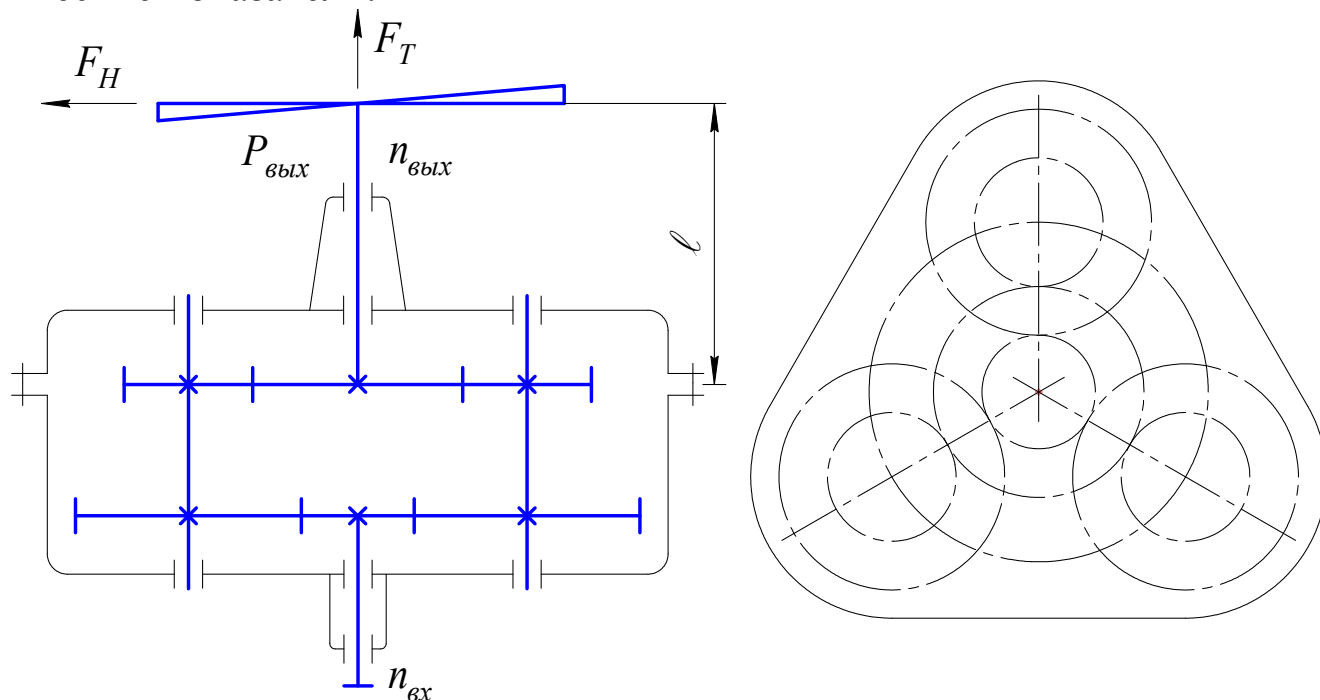


Рис. 3.1

При заданных частотах вращения валов на входе  $n_{вх} = 2000$  об/мин и выходе  $n_{вых} = 260$  об/мин общее передаточное отношение редуктора  $u_{ред}$  определяется по формуле

$$u_{ред} = \frac{n_{вх}}{n_{вых}} = \frac{2000}{260} = 7,692.$$

Общее передаточное отношение является произведением передаточных отношений отдельных ступеней

$$u_{ред} = u_1 u_2.$$

Индексы 1 и 2 ступеням следует присваивать, начиная с быстроходной ступени (вторая ступень – тихоходная)

$$u_б = u_1; \quad u_т = u_2.$$

При разбивке передаточные отношения отдельных ступеней следует принимать не более:

для прямозубой цилиндрической передачи	$u_{\max} = 4;$
для косозубой цилиндрической передачи	$u_{\max} = 6;$
для прямозубой конической передачи	$u_{\max} = 3;$
для конической передачи с круговым зубом	$u_{\max} = 4.$

В двухступенчатом многопоточном цилиндрическом редукторе внешнего зацепления (рис. 3.1) для рациональной разбивки передаточных отношений рекомендуется эмпирическая зависимость

$$u_{\sigma} = (1,1 \dots 1,2) \sqrt{u_{\text{ред}}} = 1,1 \sqrt{7,692} \approx 3,0.$$

Передаточное отношение второй ступени

$$u_{\text{T}} = \frac{u_{\text{ред}}}{u_{\sigma}} = \frac{7,692}{3,0} = 2,564.$$

В двухступенчатом многопоточном цилиндрическом редукторе с тихоходной ступенью внутреннего зацепления (рис. 3.2) для рациональной разбивки передаточных отношений рекомендуется эмпирическая зависимость

$$u_{\sigma} = (0,8 \dots 0,9) \sqrt{u_{\text{ред}}} = 0,9 \sqrt{7,692} \approx 2,5.$$

Передаточное отношение второй ступени

$$u_{\text{T}} = \frac{u_{\text{ред}}}{u_{\sigma}} = \frac{7,692}{2,5} = 3,077.$$

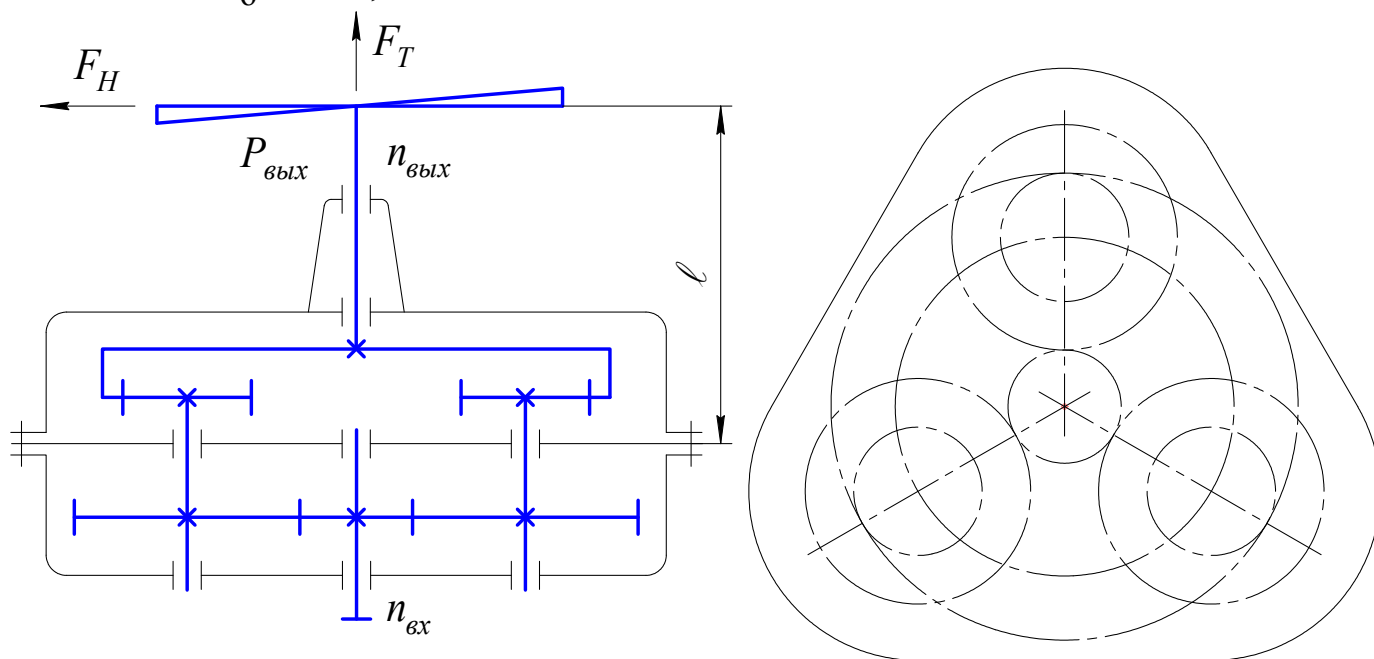


Рис. 3.2

Необходимо учесть, что в трёхпоточных цилиндрических передачах внутреннего зацепления (рис. 3.2) из условия незадевания зубьев шестерен минимальное значение передаточного отношения

$$u_{\min} = 2,3.$$

## 1.2. Определение частот вращения валов

Кинематический расчёт редуктора заключается в определении частот вращения всех звеньев привода. Исходя из задания для трёхпоточного цилиндрического редуктора (рис. 3.1), имеем: частота вращения входного вала  $n_{\text{вх}} = n_1 = 2000$  об/мин, частота вращения выходного вала  $n_{\text{вых}} = n_3 = 260$  об/мин, тогда частота вращения второго вала

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{2000}{3,0} = 666,67 \text{ об/мин.}$$

## 1.3. Выбор КПД и определение мощностей на валах

Ориентировочные значения КПД цилиндрических определяются в зависимости от степени точности. Так как передача работает с умеренными скоростями и повышенными нагрузками, то выбираем для всех зубчатых колёс привода седьмую степень точности.

Для цилиндрических передач седьмой степени точности:  $\eta_{\text{ц}} = 0,98 \dots 0,99$ . Принимаем  $\eta_{\text{ц}} = 0,98$ .

В многопоточных передачах с разделением на  $M$  потоков мощность, передаваемая одним потоком, определяется по формуле

$$P_i = \frac{P_{i+1} k_{\text{нер}}}{M \eta_i}.$$

где  $P_{i+1}$  – мощность на последующем валу, кВт;

$P_i$  – мощность на валу, кВт;  $\eta_i$  – КПД ступени.

При этом коэффициент неравномерности ориентировочно можно принять  $k_{\text{нер}} = 1,05$  – при наличии самоустанавливающихся колёс (например, рис. 1.4), упругих элементов для выравнивания нагрузки между потоками или  $k_{\text{нер}} = 1,15$  – при отсутствии самоустановки и выравнивания нагрузки.

Мощность, собираемая с  $M$  потоков на один вал, определяется по формуле

$$P_{i-1} = \frac{P_i M}{k_{\text{нер}} \eta_{i-1}}.$$

Для выходного вала задана мощность  $P_{\text{вых}} = P_3 = 140$  кВт.

$$\text{мощность на втором валу } P_2 = \frac{P_3 k_{\text{нер}}}{M \eta_2} = \frac{140 \cdot 1,05}{3 \cdot 0,98} = 50,0 \text{ кВт.}$$

$$\text{мощность на входном валу } P_{\text{вх}} = P_1 = \frac{P_2 M}{k_{\text{нер}} \eta_1} = \frac{50,0 \cdot 3}{1,05 \cdot 0,98} = 145,77 \text{ кВт.}$$

## 1.4. Определение крутящих моментов на валах

Определение крутящих моментов на всех валах редуктора производится по формуле

$$T_i = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_i}{n_i},$$

где  $T$  – крутящий момент, Н·мм;  $P$  – мощность, кВт;  
 $n$  – обороты вала, об/мин.

После подстановки получим:

$$\text{Для первого вала } T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{145,77}{2000} = 0,6961 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$\text{Для второго вала } T_2 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_2}{n_2} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{50,0}{666,67} = 0,7163 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$\text{Для третьего вала } T_3 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_3}{n_3} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{140}{260} = 5,1423 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$



# 1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ РЕДУКТОРА С ОТБОРОМ МОЩНОСТИ НА ХВОСТОВОЙ ВИНТ

## 1.1. Определение общего передаточного отношения и распределение его по ступеням

Разбивка общего передаточного отношения по ступеням редуктора (рис. 4.1) в значительной мере определяет его массогабаритные и энергетические показатели.

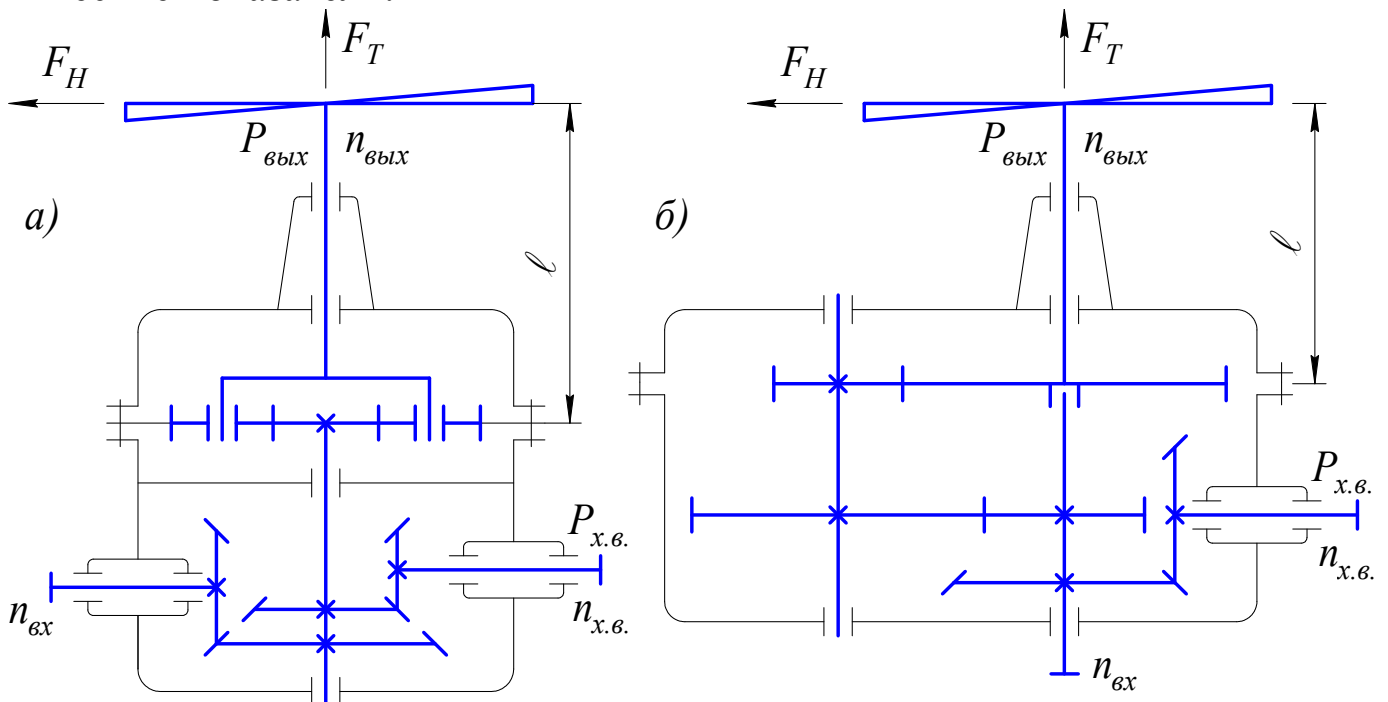


Рис. 4.1

При заданных частотах вращения валов на входе  $n_{вх} = 2200$  об/мин и выходе  $n_{вых} = 290$  об/мин общее передаточное отношение редуктора  $u_{ред}$  определяется по формуле

$$u_{ред} = \frac{n_{вх}}{n_{вых}} = \frac{2200}{290} = 7,586.$$

Общее передаточное отношение является произведением передаточных отношений отдельных ступеней

$$u_{ред} = u_1 u_2.$$

В этом произведении не учитываются передаточные отношения вспомогательных передач (например, конической ступени отбора мощности на хвостовой винт). Индексы 1 и 2 ступеням следует присваивать, начиная с быстроходной ступени (вторая ступень – тихоходная)

$$u_6 = u_1; \quad u_7 = u_2.$$

При разбивке передаточные отношения отдельных ступеней следует

принимать не более:

для прямозубой цилиндрической передачи	$u_{\max} = 4;$
для косозубой цилиндрической передачи	$u_{\max} = 6;$
для прямозубой конической передачи	$u_{\max} = 3;$
для конической передачи с круговым зубом	$u_{\max} = 4.$

В двухступенчатом цилиндрическом редукторе внешнего зацепления, выполненным по соосной схеме (рис. 4.1, б) для рациональной разбивки передаточных отношений рекомендуется эмпирическая зависимость

$$u_{\text{б}} = (1,1 \dots 1,2) \sqrt{u_{\text{ред}}} = 1,1 \sqrt{7,586} \approx 3,0.$$

Передаточное отношение второй ступени

$$u_{\text{т}} = \frac{u_{\text{ред}}}{u_{\text{б}}} = \frac{7,586}{3,0} = 2,529.$$

Передаточное отношение конической ступени отбора мощности на хвостовой винт определяется по формуле

$$u_{\text{кон}} = \frac{n_i}{n_{\text{х.в.}}},$$

где  $n_i$  – частота вращения вала, с которого осуществляется отбор мощности на хвостовой винт;  $n_{\text{х.в.}}$  – частота вращения вала, передающего мощность на промежуточный редуктор вертолета.

Отбор мощности происходит с первого вала и при заданной частоте  $n_{\text{х.в.}} = 2200$  об/мин передаточное отношение конической ступени отбора мощности на хвостовой винт

$$u_{\text{кон}} = \frac{n_1}{n_{\text{х.в.}}} = \frac{2200}{2200} = 1,0.$$

## 1.2. Определение частот вращения валов

Кинематический расчёт редуктора заключается в определении частот вращения всех звеньев привода. Исходя из задания для соосного цилиндрического редуктора (рис. 4.1, б), имеем: частота вращения входного вала  $n_{\text{вх}} = n_1 = 2200$  об/мин, частота вращения выходного вала  $n_{\text{вых}} = n_3 = 290$  об/мин, тогда частота вращения второго вала

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{2200}{3,0} = 733,33 \text{ об/мин.}$$

## 1.3. Выбор КПД и определение мощностей на валах

Ориентировочные значения КПД цилиндрических и конических передач определяются в зависимости от степени точности. Так как передача

работает с умеренными скоростями и повышенными нагрузками, то выбираем для всех зубчатых колёс привода седьмую степень точности.

Для передач седьмой степени точности: цилиндрических –  $\eta_{ц} = 0,98...0,99$ ; конических –  $\eta_{к} = 0,96...0,98$ . Принимаем для цилиндрической передачи  $\eta_{ц} = 0,98$ ; для конической передачи  $\eta_{к} = 0,97$ .

Мощность на валу определяется по формуле  $P_i = \frac{P_{i+1}}{\eta_i}$ ,

где  $P_{i+1}$  – мощность на последующем валу, кВт;

$P_i$  – мощность на валу, кВт;  $\eta_i$  – КПД ступени.

На валу, с которого осуществляется отбор мощности на хвостовой винт, определяются два значения мощности:

$$P_i = \frac{P_{i+1}}{\eta_i} + \frac{P_{х.в.}}{\eta_{к}}$$

Задана мощность для выходного вала  $P_{вых} = P_3 = 140$  кВт и мощность на валу хвостового винта  $P_{х.в.} = 25$  кВт.

Исходя из этих условий, определяем мощности на остальных валах:

*мощность на втором валу*  $P_2 = \frac{P_3}{\eta_2} = \frac{140}{0,98} = 142,86$  кВт;

*мощность на входном валу*  $P_1 = \frac{P_2}{\eta_1} + \frac{P_{х.в.}}{\eta_{к}} = \frac{142,86}{0,98} + \frac{25}{0,97} = 171,55$  кВт.

#### 1.4. Определение крутящих моментов на валах

Определение крутящих моментов на всех валах редуктора производится по формуле

$$T_i = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_i}{n_i},$$

где  $T$  – крутящий момент, Н·мм;  $P$  – мощность, кВт;

$n$  – обороты вала, об/мин.

После подстановки получим:

*Для первого вала*  $T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{171,55}{2200} = 0,7447 \cdot 10^6$  Н·мм.

*Для второго вала*  $T_2 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_2}{n_2} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{142,86}{733,33} = 1,8604 \cdot 10^6$  Н·мм.

*Для третьего вала*  $T_3 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_3}{n_3} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{140}{290} = 4,6103 \cdot 10^6$  Н·мм.

# 1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ РАЗДАТОЧНОГО РЕДУКТОРА

## 1.1. Определение общего передаточного отношения и распределение его по ступеням

Разбивка общего передаточного отношения по ступеням редуктора (рис. 5.1) в значительной мере определяет его массогабаритные и энергетические показатели.

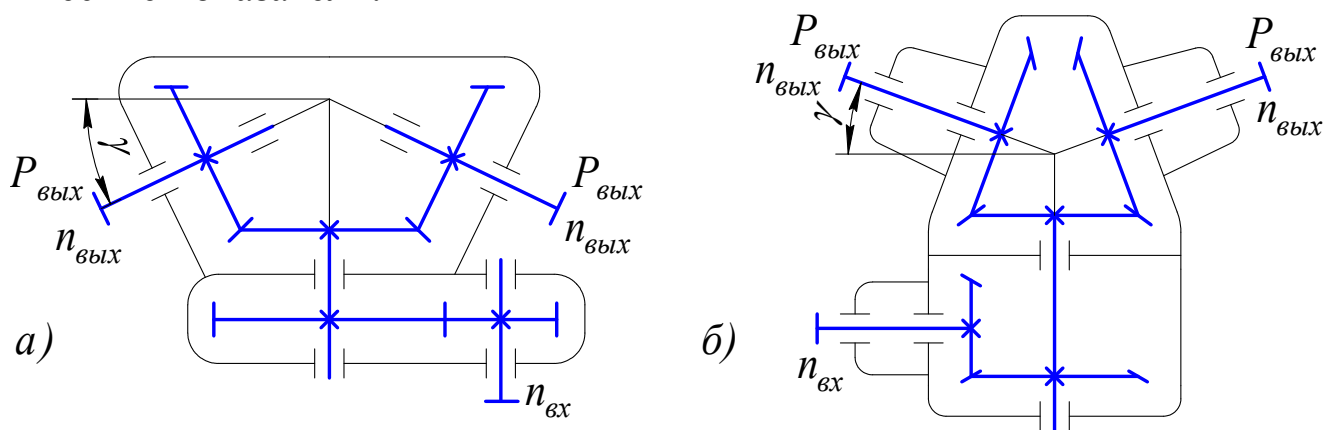


Рис. 5.1

При заданных частотах вращения валов на входе  $n_{вх} = 500$  об/мин и выходе  $n_{вых} = 210$  об/мин общее передаточное отношение редуктора  $u_{ред}$  определяется по формуле

$$u_{ред} = \frac{n_{вх}}{n_{вых}} = \frac{500}{210} = 2,381.$$

Общее передаточное отношение является произведением передаточных отношений отдельных ступеней

$$u_{ред} = u_1 u_2.$$

Индексы 1 и 2 ступеням следует присваивать, начиная с быстроходной ступени (вторая ступень – тихоходная)

$$u_б = u_1; \quad u_т = u_2.$$

В раздаточных редукторах системы управления самолетом (рис. 5.1) разбивку передаточного отношения следует производить, задаваясь передаточным отношением быстроходной ступени. Тихоходная коническая ступень предназначена для изменения направления оси вращения ступени.

Выбираем передаточное отношение быстроходной ступени  $u_2 = 2,0$ .

Передаточное отношение второй ступени

$$u_1 = \frac{u_{ред}}{u_2} = \frac{2,381}{2,0} = 1,1905$$

## 1.2. Определение частот вращения валов

Кинематический расчёт редуктора заключается в определении частот вращения всех звеньев привода. Исходя из задания для цилиндрическо-конического редуктора (рис. 5.1, а), имеем: частота вращения входного вала  $n_{\text{вх}} = n_1 = 500$  об/мин, частота вращения выходного вала  $n_{\text{вых}} = n_3 = 210$  об/мин, тогда частота вращения второго вала

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{500}{2,0} = 250,0 \text{ об/мин.}$$

## 1.3. Выбор КПД и определение мощностей на валах

Ориентировочные значения КПД цилиндрических и конических передач определяются в зависимости от степени точности. Так как передача работает с умеренными скоростями и повышенными нагрузками, то выбираем для всех зубчатых колёс привода седьмую степень точности.

Для передач седьмой степени точности: цилиндрических –  $\eta_{\text{ц}} = 0,98 \dots 0,99$ ; конических –  $\eta_{\text{к}} = 0,96 \dots 0,98$ . Принимаем для цилиндрической передачи  $\eta_{\text{ц}} = 0,98$ ; для конической передачи  $\eta_{\text{к}} = 0,97$ .

Мощность на валу определяется по формуле  $P_i = \frac{P_{i+1}}{\eta_i}$ ,

где  $P_{i+1}$  – мощность на последующем валу, кВт;

$P_i$  – мощность на валу, кВт;  $\eta_i$  – КПД ступени.

Для выходного вала задана мощность  $P_{\text{вых}} = P_3 = 2,0$  кВт, необходимо учесть наличие двух выходных валов.

Исходя из этого условия, определяем мощности на остальных валах:

мощность на втором валу  $P_2 = \frac{2P_3}{\eta_2} = \frac{2 \cdot 2,0}{0,97} = 4,1237$  кВт;

мощность на входном валу  $P_{\text{вх}} = P_1 = \frac{P_2}{\eta_1} = \frac{4,124}{0,98} = 4,2079$  кВт.

## 1.4. Определение крутящих моментов на валах

Определение крутящих моментов на всех валах редуктора производится по формуле

$$T_i = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_i}{n_i},$$

где  $T$  – крутящий момент, Н·мм;  $P$  – мощность, кВт;

$n$  – обороты вала, об/мин.

После подстановки получим:

$$\text{Для первого вала } T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{4,208}{500} = 0,08037 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$\text{Для второго вала } T_2 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_2}{n_2} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{4,124}{250,0} = 0,15754 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$\text{Для третьего вала } T_3 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_3}{n_3} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{2,0}{210} = 0,09095 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

## **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для вузов – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
2. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов – М.: Высшая школа, 2007. – 408 с.
3. Жильников Е.П., Циприн А.М., Курушин М.И. Курсовое проектирование по деталям машин для авиационных специальностей: Метод. указания к курсовому проекту. – Куйбышев. авиац. ин-т; Куйбышев, 1990. – 19 с.

## **СОДЕРЖАНИЕ**

Приложение 1. Кинематический и энергетический расчёт цилиндрическо-планетарного и коническо-планетарного редукторов	4
Приложение 2. Кинематический и энергетический расчёт коническо-цилиндрического и соосного цилиндрического редукторов	10
Приложение 3. Кинематический и энергетический расчёт соосного многопоточного цилиндрического редуктора	13
Приложение 4. Кинематический и энергетический расчёт редуктора с отбором мощности на хвостовой винт	17
Приложение 5. Кинематический и энергетический расчёт раздаточного редуктора	20

