

При выборе габарита редуктора производится расчет следующих параметров редукторов по формулам:

- Передаточное отношение редуктора:

$$i_{ред} = \frac{n_{ВХ}}{n_{ВЫХ}} \quad (2)$$

- Расчетный крутящий момент на выходном валу редуктора:

$$T_{ВЫХ.РАСЧ.} = T_{ВЫХ.ТРЕБ.} \cdot K_{ур}, \quad (3)$$

Где $K_{ур}$ - определяется по формуле (1), числовые значения входящих коэффициентов выбираются из таблиц 1 и 4.

- Расчетная мощность двигателя:

$$P_{ВХ.РАСЧ.} = \frac{T_{ВХ.РАСЧ.} \cdot n_{ВЫХ}}{9500 \cdot \eta} \quad (4)$$

где $P_{ВХ.РАСЧ.}$ - расчетная мощность двигателя кВт,

η - коэффициент полезного действия редуктора

Значения η принимается равным для цилиндрических редукторов:

- одноступенчатых - 0,99
- двухступенчатых - 0,98
- трехступенчатых - 0,97
- четырехступенчатых - 0,95

для конических редукторов:

- одноступенчатых - 0,98
- двухступенчатых - 0,97

Для коническо-цилиндрических редукторов как произведение значений η конической и цилиндрической частей редуктора.

Значение коэффициентов для формулы (1) приводятся в таблицах.

Таблица 1. Коэффициент характеристики двигателя K_1 .

Ведущая машина	Степень толчкообразности ведомой машины			
	А	Б	В	Г
Электродвигатель, паровая турбина	1,0	1,2	1,5	1,8
4-х, 6-ти цилиндрические двигатели внутреннего сгорания, гидравлические и пневматические двигатели	1,25	1,5	1,8	2,2
1-х, 2-х, 3-х цилиндрические двигатели внутреннего сгорания	1,5	1,8	2,2	2,5

А - плавная нагрузка, Б - слабые толчки, В - толчки средней силы, Г - сильные толчки.

Классификация ведомых машин по степени толчкообразности приведена в Таблице 5.

Таблица 2. Коэффициент продолжительности работы K_2 .

Ежедневное пользование ч/сут.	< 2	< 8	< 16	> 16
K_2	0,9	1,0	1,12	1,25

Таблица 3. Коэффициент количества пусков K_3 .

Количество пусков в час	Коэффициент характеристики двигателя, K_1						
	1	<20	<40	<80	<160	>160	
1	1,0	1,2	1,3	1,5	1,6	2,0	
1,25	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,7	
1,5	1,0	1,07	1,1	1,15	1,25	1,4	
1,8	1,0	1,05	1,05	1,07	1,1	1,2	

Таблица 4. Коэффициент продолжительности включения $K_{пр}$.

ПВ %	100	60	40	25	15
КПВ	1,0	0,90	0,80	0,7	0,67

Таблица 5. Степень толчкообразности ведомых машин.

Характер нагрузки	Ведомая машина
А	Генераторы, элеваторы, центробежные компрессоры, равномерно загружаемые конвейеры, смесители жидких веществ, насосы центробежные, шестеренные, винтовые, стреловые механизмы, воздухоподувки, вентиляторы, фильтрующие устройства.
Б	Водоочистные сооружения, неравномерно загружаемые конвейеры, лебедки, тросовые барабаны, ходовые, поворотные, подъемные механизмы подъемных кранов, бетономешалки, печи, трансмиссионные валы, резак, дробилки, мельницы, оборудование для нефтяной промышленности.
В	Пробойные прессы, вибрационные устройства, лесопильные машины, грохот, одноцилиндровые компрессоры.
Г	Оборудование для производства резинотехнических изделий и пластмасс, смесительные машины и оборудование для фасонного проката.

Подбор редукторов производится в следующей последовательности: Определяется передаточное число редуктора по формуле (2). Определяется количество ступеней по рекомендациям п. 1.1. Определяется коэффициент условий работы для редукторов общемашиностроительного применения по формуле (1).

Для специальных редукторов и для редукторов общемашиностроительного применения с коэффициентом условий работы $K_{ур} = 1$ по известному типу редуктора, передаточному числу и количеству ступеней подбирается редуктор из таблиц каталога с обеспечением условия:

$$T_{\text{ВЫХ.ТАБ.}} > T_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}} \quad (5)$$

где $T_{\text{ВЫХ.ТАБ.}}$ - номинальный крутящий момент из таблиц каталога.

Для редукторов с коэффициентом условий работы $K_{ур}$ не равно 1 определяется значение расчетного крутящего момента по формуле (3), после чего производится подбор редуктора из таблиц каталога с обеспечением условия:

$$T_{\text{ВЫХ.ТАБ.}} > T_{\text{ВЫХ.РАСЧ.}} \quad (6)$$

1.2. Проверка радиальных консольных нагрузок, приложенных в середине посадочных частей концов входного и выходного валов редуктора, производится следующим образом:

Определяется расчетная величина консольных нагрузок по известным величинам требуемых нагрузок из соотношений для случаев не равенства единицы коэффициента $K_{ур}$:

$$F_{\text{ВЫХ.РАСЧ.}} = F_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}} \cdot K_{ур} \quad (7)$$

$$F_{\text{ВХ.РАСЧ.}} = F_{\text{ВХ.ТРЕБ.}} \cdot K_{ур} \quad (8)$$

Проверяем выполнение условий:

$$F_{\text{ВЫХ.ТАБ.}} > F_{\text{ВЫХ.РАСЧ.}} \quad (9)$$

$$F_{\text{ВХ.ТАБ.}} > F_{\text{ВХ.РАСЧ.}} \quad (10)$$

где $F_{\text{ВЫХ.ТАБ.}}$, $F_{\text{ВХ.ТАБ.}}$ - радиальные консольные нагрузки

Для специальных редукторов и редукторов общемашиностроительного применения с коэффициентом условий работы $K_{ур} = 1$ проверяется выполнение условий:

$$F_{\text{ВЫХ.ТАБ.}} > F_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}} \quad (11)$$

$$F_{\text{ВХ.ТАБ.}} > F_{\text{ВХ.ТРЕБ.}} \quad (12)$$

При невыполнении условий (9)...(12) выбирается больший типоразмер редуктора.

1.3. Проверка условий отсутствия перегрева редуктора

Проверка производится определением выполнения условия:

$$P_{\text{ВХ.РАСЧ.}} < P_{\text{ТЕРМ.}} \cdot K_t \text{ кВт} \quad (13)$$

где K_t - температурный коэффициент, значения которого приведены в таблице 6.

$P_{\text{ТЕРМ.}}$ - термическая мощность (кВт), значение которой приводятся в паспортах, технических условиях на редукторы, каталогах.