



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Основы конструирования машин»

Учебно-методическое пособие по дисциплине

«Теория и практика кон- струирования ТО»

Авторы
Кушнарев В. И.

Ростов-на-Дону, 2017



Аннотация

Учебно-методическое пособие предназначено для студентов очной формы обучения направления 15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»

Авторы

к.т.н., доцент кафедры
«Основы конструирования
машин»
Кушнарев В.И.



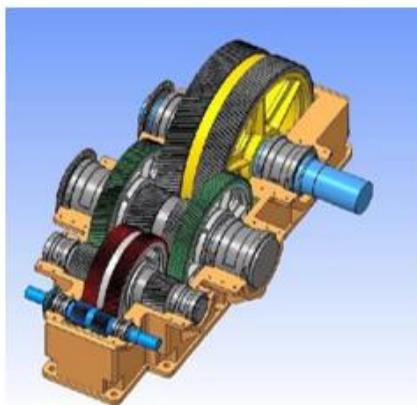
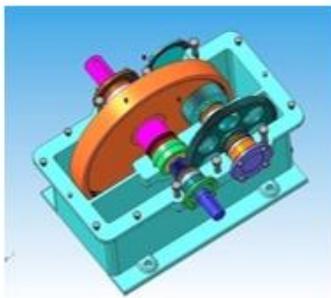
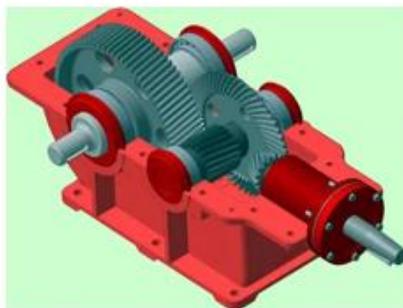
Оглавление

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ МИНИМИЗАЦИИ МАССЫ РЕДУКТОРА ПО КРИТЕРИЯМ ОПТИМИЗАЦИИ	4
Конструкции редукторов.....	4
1. Технический уровень редуктора	9
1.1 Определить массу редуктора.	9
1.2 Определить критерий технического уровня редуктора.	9
2. Смазывание. Смазочные устройства	11
Литература	13
Расчет конической прямозубой передачи (R_ZYB_PM.exe)	13
Расчет цилиндрической косозубой передачи (R_ZYB_PM.exe)	15

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ МИНИМИЗАЦИИ МАССЫ РЕДУКТОРА ПО КРИТЕРИЯМ ОПТИМИЗАЦИИ

Целью разбивки передаточного отношения редуктора, которое уже определено на стадии общей компоновки привода, является удовлетворение заданным критериям оптимальности.

Конструкции редукторов



Специальным критерием может быть, например, небольшая ширина редуктора для уменьшения осевого габарита машины. Такое требование типично для лебедок, в которых малое суммарное межосевое расстояние не может быть реализовано по условиям соседства двигателя и барабана. Другим примером является требование минимизации высоты редуктора для вписывания в низкое пространство. Это типично для подземных угольных машин. Для удовлетворения подобного условия часто редуктор с передаточным отношением, характерным для двухступенчатого

редуктора, приходится выполнять трехступенчатым. Вполне реально требование вписаться в минимальный объем, для чего редукторы (коробки скоростей металлорежущих станков) выполняют по «свернутой» схеме. Примером подобных машин являются мотор-барабаны ленточных конвейеров и редукторы электроталей.

Для редукторов общего назначения критерием оптимальности разбивки общего передаточного отношения является минимальная масса.

- (.1)

Если заданное передаточное отношение обеспечивается редукторами с разным числом ступеней, то руководствуются следующим правилом: если высота, ширина и масса редуктора не имеют существенного значения, то принимают меньшее число ступеней, редуктор будет проще и дешевле при меньшей длине; если высота, ширина и масса редуктора должны быть возможно меньшими, то берут большее число ступеней, что соответствует тенденциям современного редукторостроения.

Второй этап — выбор коэффициентов ширины, которые мало влияют на массу редуктора, но определяют его габаритные размеры. При малых коэффициентах ширины редуктор получается узким, но высоким и длинным. Увеличение коэффициентов ширины сокращает высоту и длину редуктора при росте ширины. Предпочтительны узкие колеса, при которых редуктор получается технологичнее.

В многоступенчатых цилиндрических редукторах рекомендуется коэффициенты ширины принимать равными, исключение составляет соосный редуктор.

Применять разные материалы зубчатых колес в редукторе нецелесообразно. Поэтому при разбивке передаточных отношений будем считать, что расчетные твердости зубчатых пар редуктора одинаковы.

Третий этап — собственно разбивка передаточного отношения, которую рассмотрим применительно к редукторам наиболее распространенных типов. От положения пар в пространстве разбивка не зависит.

Важнейшим фактором разбивки служит коэффициент долговечности тихоходной ступени $K_{HL>}$ учитывающий переменность нагрузки и отношение числа циклов к базе контактных напряжений лимитирующего зубчатого колеса редуктора (обычно это тихоходная ступень передачи). Он используется при определении допускаемых напряжений, которые влияют на размеры зубчатых

передач.

Цилиндрические двухступенчатые редукторы. Редуктор с развернутой схемой (Ц2). Между массой редуктора и условным объемом $V = B \times H \times L$ существует линейная корреляционная связь с высоким коэффициентом корреляции. В формуле: H — высота; L — длина (рис.1); $B = \psi(a_T + a_B)$ — ширина. Связь с объемом позволяет минимизацию массы свести к минимизации этого условного объема. Малая зависимость массы и объема от коэффициента ширины ψ позволяет использовать его для тонкой доводки размеров.

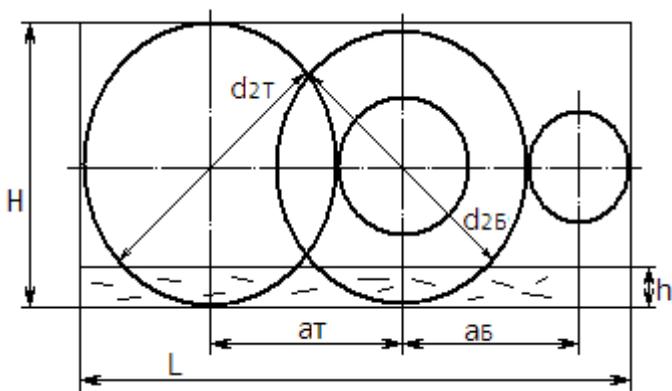


Рис.1. Двухступенчатые редукторы с развернутой и раздвоенной схемами

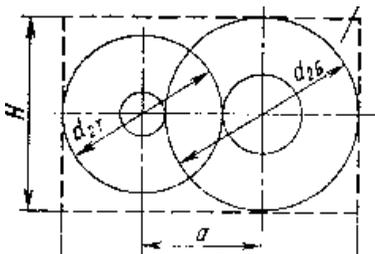
Эта площадь $H \times L$ минимальна при контактной равнопрочности ступеней редуктора и равенстве диаметров делительных окружностей колес

$$d_{2T} = d_{2B}$$

В данной работе равенства диаметров достигают расчетами по методу проб и ошибок, изменяя соотношения передаточных чисел ступеней УБ и УТ в принятом передаточном числе редуктора U_p . Первоначальный расчет проводится с использованием методических пособий «МП ОКМ бланки Справки». Последующие оптимизационные расчеты с применением программы «R_ZYB_PM.exe» на ЭВМ.

Редуктор с раздвоенной схемой (Ц2Ш). Порядок разбивки передаточного отношения такой же, как и для редуктора с развернутой схемой.

Редуктор с соосной схемой и внешним зацеплением (Ц2С). Рис.2 В соосном редукторе межосевые расстояния ступеней одинаковы, минимизацию площади $A = H \times L$ можно получить



только за счет размеров тихоходной ступени. При изменении соотношения передаточных чисел ступеней $U_б$ и $U_т$ диаметр делительной окружности быстроходного колеса $d_{2б}$ определяется межосевым расстоянием тихоходной ступени, передаточным числом $U_б$ и числом зубьев шестерни/

Уменьшение длины редуктора достигается уменьшением межосевого расстояния a_{w2} и радиуса тихоходного колеса $d_{2б}/2$. Отсюда для минимизации массы редуктора необходимо принять наименьшее возможное передаточное число тихоходной ступени $U_т$ при условии соблюдения контактной равнопрочности ступеней. При этом, коррекцию по этому условию можно проводить с помощью коэффициентов ширины зубчатых колес - $\psi_{ва}$.

Расчет зубчатой (червячной) закрытой передачи производится в два этапа: первый расчет — проектный, второй — проверочный.

Проектный выполняется по допускаемым контактным напряжениям с целью определения геометрических параметров редукторной пары.

В процессе проектного расчета задаются целым рядом табличных величин и коэффициентов; результаты некоторых расчетных величин округляют до целых или стандартных значений; в поиске оптимальных решений приходится неоднократно делать перерасчеты. Поэтому после окончательного определения параметров зацепления выполняют проверочный расчет. Он должен подтвердить правильность выбора табличных величин, коэффициентов и полученных результатов в проектном расчете, а также определить соотношения между расчетными и допускаемыми напряжениями изгибной и контактной выносливости. При неудовлетворительных результатах проверочного расчета нужно изменить параметры передачи и повторить проверку.

Проектный и проверочный расчеты нельзя рассматривать как простую арифметическую задачу, сводящуюся к подстановке в определенную формулу тех или иных исходных данных. Для решения этой задачи требуется ее всесторонний анализ, учет

специфических факторов работы всего машинного агрегата, а также отдельных деталей и узлов передачи.

Так, при всем конструктивном разнообразии общепромышленных редукторов они мало различаются по технико-экономическим характеристикам и для них типичны средние требования к техническому уровню, критерием которого является отношение массы редуктора m , кг, к моменту T_2 , Нм на тихоходном валу. В эскизном проектировании предварительно можно принять

$$\gamma = \frac{m}{T_2} = 0,1 \dots 0,2 \text{ кг}/(\text{Н м}).$$

При небольших значениях момента T_2 возможно получить низкий критерий технического уровня $\gamma > 0,2$

Порядок расчета передач с прямыми и непрямыми зубьями одинаковый

1. ТЕХНИЧЕСКИЙ УРОВЕНЬ РЕДУКТОРА

1.1 Определить массу редуктора.

1.2 Определить критерий технического уровня редуктора.

Технический уровень целесообразно оценивать количественным параметром, отражающим соотношение затраченных средств и полученного результата.

«Результатом» для редуктора является его нагрузочная способность, в качестве характеристики которой можно принять вращающий момент T_2 , Н м, на его тихоходном валу.

Таблица 1. Технический уровень редуктора

$\gamma, \text{кг}/(\text{Н} \cdot \text{м})$	Качественная оценка технического уровня
-----------------------------------------------	-----------------------------------------

➤ 0,2	Низкий; редуктор морально устарел
0,1...0,2	Средний; в большинстве случаев производство экономически неоправданно
0,06.. .0,1	Высокий; редуктор соответствует современным мировым образцам
< 0,06	Высший; редуктор соответствует рекордным образцам

Объективной мерой затраченных средств является масса редуктора t , кг, в которой практически интегрирован весь процесс его проектирования. Поэтому за критерий технического уровня можно принять относительную массу $\gamma = t/T_2$, т. е. отношение массы – m редуктора (кг) к вращающему моменту T_2 (Нм) на его тихоходном валу. Этот критерий характеризует расход материалов на передачу момента.

При этом масса редуктора t определяется ориентировочно при

$\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$ — плотность стали;

V —условный объем редуктора определяется как произведение наибольшей длины, ширины и высоты редуктора, мм^3

$$V = L \times B \times H, \text{ М}^3$$

Суммарная масса – t редуктора состоит из трех частей.

$$\text{Масса валов: } m_v = \frac{\pi(d_1^2 + d_2^2 + d_3^2)}{4} \times B \times \rho, \text{ кг}$$

$$\text{Масса зубчатых колес: } m_z = \frac{\pi(d_{w1}^2 \times B_1 + d_{w2}^2 \times B_2 + d_{w3}^2 \times B_3 + d_{w4}^2 \times B_4)}{4} \times \rho, \text{ кг}$$

$$\text{Масса корпуса редуктора: } m_k = (2B + 2H) \times L \times 20 \times \rho, \text{ кг/м}^3$$

$$t = m_v + m_z + m_k, \text{ кг}$$

Таблица 2. Технический уровень разработанного редуктора

Тип редуктора	Масса, m , кг	Момент T , Нм	Критерий γ	Вывод

2. СМАЗЫВАНИЕ. СМАЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Смазывание зубчатых и червячных зацеплений и подшипников применяют в целях защиты от коррозии, снижения коэффициента трения, уменьшения износа, отвода тепла и продуктов износа от трущихся поверхностей, снижения шума и вибраций.

па) Способ смазывания. Для редукторов общего назначения применяют непрерывное смазывание жидким маслом картерным непроточным способом (окунанием). Этот способ применяют для зубчатых передач при окружных скоростях от 0,3 до 12,5 м/с; для червячных передач с цилиндрическим червяком смазывание окунанием допустимо до скорости Мест для формулы.скольжения 10 м/с.

Для открытых зубчатых передач, работающих при окружных скоростях до 4 м/с, обычно применяют периодическое смазывание весьма вязкими маслами или пластичными смазками, которые наносят на зубья через определенные промежутки времени. В некоторых случаях применяют капельное смазывание из корыта (при $V \leq 1,5$ м/с), наполненного вязким маслом и расположенного под зубчатым колесом.

б) Выбор сорта масла. Зависит от значения расчетного контактного напряжения в зубьях σ_H и фактической окружной скорости колес v Сорт масла выбирается по табл. 3.

$$Vt = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с}$$

Таблица 3. Рекомендуемые сорта смазочных масел для передач

(ГОСТ 17479.4—87)

Передача	Контактные напряжения σ_H , Н/мм ²	Окружная скорость зубчатых передач v , м/с Скорость скольжения червячных передач v_s , м/с		
		до 2	2-5	5-10
Зубчатая	До 600	И-Г-А-68	И-Г-А-46	И-Г-А-32
	Св. 600 до 1000	И-Г-С-100	И-Г-С-68	И-Г-С-46
	Св. 1000	И-Г-С-150		

Червячная	До 200	И-Т-Д-220	И-Т-Л-100	И-Т-Д-68
	Св. 200 до 250			
	Св. 250			
		И-Т-Д-680		

Примечание. Обозначение промышленных масел состоит из четырех знаков, каждый из которых показывает: И — промышленное; второй — принадлежность к группе по назначению (Г — для гидравлических систем, Т — для тяжело нагруженных узлов); третий — принадлежность к подгруппе по эксплуатационным свойствам (А — масло без присадок, С — масло с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками, Д — масло с антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными и противоизносными присадками); четвертый (число) — класс кинематической вязкости:

Таблица 4. Кинематическая вязкость промышленных масел

Класс вязкости	32	46	68	100	150	220	460	680
Кинематическая вязкость при 40°C, м ² /с. (сСт)	29...35	41...51	61...75	90...100	135...150	198...242	414...506	612...748

в) Определение количества масла. Для одноступенчатых редукторов при смазывании окуномением объем масляной ванны определяют из расчета 0,4...0,8 л масла на 1 кВт передаваемой мощности. Меньшие значения принимают для крупных редукторов.

г) В цилиндрических редукторах: Уровень масла. при окуномении в масляную ванну колеса определяют руководствуясь зависимостями $m \leq h_m \leq 0,25d_2$, где τ — модуль зацепления; при нижнем расположении шестерни $h_m = (0,1 \dots 0,5)d_{2T}$ при этом $h_m = 2,2m$ — аналогично уровню масла при нижнем расположении червяка

Желательно, чтобы уровень масла проходил через центр нижнего тела качения подшипника (шарика или ролика).

В конических редукторах должны быть полностью погружены в масляную ванну зубья конического колеса или шестерни

В червячных редукторах: при окунании в масляную ванну колеса,

$m \leq h_m \leq 0,25d_2$ где m — модуль зацепления при нижнем или боковом расположении червяка $h_m = (0,1...0,5) d_1$, при этом $h_{\min} = 2,2m$ Желательно, чтобы уровень масла проходил через центр нижнего тела качения подшипника (шарика или ролика).

При нижнем расположении червяка или шестерни цилиндрической передачи и высокой частоте вращения для уменьшения тепловыделения и потери мощности уровень масла понижают так, чтобы вывести червяк (шестерню) из масляной ванны. В этом случае для смазывания на червяк (шестерню) устанавливают разбрызгиватели

д) Уровень масла, находящегося в корпусе редуктора, контролируют различными маслоуказателями.

Наибольшее распространение имеют жезловые маслоуказатели, так как они удобны для осмотра; конструкция их проста и достаточно надежна.

Процесс нахождения оптимальных параметров представить в виде Графиков зависимости объема редуктора и объема смазки от изменения соотношения передаточных чисел быстроходной и тихоходной ступеней редуктора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов/С.А. Чернилевский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцев и др.– М.: Машиностроение, 1984.
2. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Уче.пособие для техникумов,– М.: Высш.шк.,1991.

РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ (R_ZYB_PM.EXE)

Исходные данные								
Варианты расчета	1				2			
	Мощность на ведущем валу, кВт	N_1		N_1		N_1		N_1
Число оборотов шестерни, об/мин	n_1		n_1		n_1		n_1	
Передаточное число	U		U		U		U	
Число зубьев шестерни	Z_1		Z_1		Z_1		Z_1	
Допускаемые напряжения								
На изгиб для шестерни, МПа	$[\sigma_{FP1}]$		$[\sigma_{FP1}]$		$[\sigma_{FP1}]$		$[\sigma_{FP1}]$	
На изгиб для колеса, МПа	$[\sigma_{FP2}]$		$[\sigma_{FP2}]$		$[\sigma_{FP2}]$		$[\sigma_{FP2}]$	
Контактные для колеса, МПа	$[\sigma_{HP2}]$		$[\sigma_{HP2}]$		$[\sigma_{HP2}]$		$[\sigma_{HP2}]$	
Коэффициенты								
Ширины зубчатого колеса	ψ_{bd}	0.3	ψ_{bd}	0.3	ψ_{bd}	0.3	ψ_{bd}	0.3
Распределения нагрузки по ширине зуба	K_β		K_β		K_β		K_β	
Результаты расчета								
Уточненное передаточное число	U		U		U		U	
Число зубьев шестерни	Z_1		Z_1		Z_1		Z_1	
Число зубьев колеса	Z_2		Z_2		Z_2		Z_2	

Внешний окружной модуль , мм		mte		mte		mte		mte	
Внешнее конусное расстояние ,мм		Re		Re		Re		Re	
Геометрические параметры колес		Шестерня	Колесо	Шестерня	Колесо	Шестерня	Колесо	Шестерня	Колесо
Диаметры внешних делительных окружностей , мм	d _e								
Диаметры внешних окружностей вершин , мм	d _a								
Ширина зубчатых колес, мм	b								
Нагрузки в передачах									
Крутящие моменты, Нм	T								
Диаметры валов, мм									
$d = \sqrt[3]{\frac{T \times 10^3}{4}}$	d								

РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КОСОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ (R_ZYB_PM.EXE)

Исходные данные

Варианты рас- чета	1				2			
Мощности на валу, кВт	N_1		N_1		N_1		N_1	
Число оборотов шестерни, об/мин	n_1		n_1		n_1		n_1	
Передаточное число	U		U		U		U	
Число зубьев шестерни	Z_1		Z_1		Z_1		Z_1	
Допускаемые напряжения								
На изгиб для шестерни, МПа	$[\sigma_{FP1}]$		$[\sigma_{FP1}]$		$[\sigma_{FP1}]$		$[\sigma_{FP1}]$	
На изгиб для колеса, МПа	$[\sigma_{FP2}]$		$[\sigma_{FP2}]$		$[\sigma_{FP2}]$		$[\sigma_{FP2}]$	
Контактная для колеса, МПа	$[\sigma_{HP2}]$		$[\sigma_{HP2}]$		$[\sigma_{HP2}]$		$[\sigma_{HP2}]$	
Коэффициенты								
Ширина зубчатого колеса	ψ_{bd}		ψ_{bd}		ψ_{bd}		ψ_{bd}	
Распределение нагрузки по ширине зуба	K_β		K_β		K_β		K_β	
Результаты расчета								
Уточненное передаточное число	U		U		U		U	
Число зубьев шестерни	Z_1		Z_1		Z_1		Z_1	
Число колеса	Z_2		Z_2		Z_2		Z_2	

Модуль зубьев , мм		m		m		m		m	
Межосевое расстояние ,мм		A		A		A		A	
Геометрические параметры колес		Шестерня	Колесо	Шестерня	Колесо	Шестерня	Колесо	Шестерня	Колесо
Диаметры делительных окружностей , мм	d _w								
Диаметры окружностей вершин , мм	d _a								
Ширина зубчатых колес, мм	b								
Нагрузки в передачах									
Крутящие моменты, Нм	T								
Диаметры валов, мм									
	d								