Преподаватель: Пыльченкова Елена Ивановна

Эл.почта elenaokzt@yandex.ru

**Название файла** 7.12.20 г. Лабораторное занятие № 3

Определение параметров цилиндрического зубчатого редуктора

и максимального вращающегося момента по мощности на входном валу

**Задание должно быть выполнено до 9.12.20 г.**

Задание выполнять исключительно в виде фотографий заданий, сделанных на листах формата А4

**Цель работы:** ознакомиться с конструкцией, назначением редуктора; научиться определять параметры цилиндрического зубчатого редуктора и максимального момента по мощности на входном валу.

**Материалы и пособия:** цилиндрический зубчатый редуктор, плакаты передач, чертежные принадлежности, методические указания.

**Краткие теоретические сведения**

Каждая машина обычно состоит из трех частей: двигатель, передаточный механизм (или передача), исполнительный механизм.

ИМ

ПМ

Механические передачи передают вращательное движение, изменяют направление, частоту, плоскость вращения, вращательный момент.

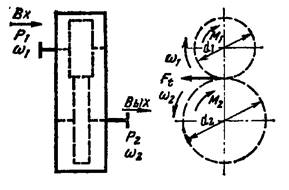


Рис. 1. Схемы передач

Основные кинематические и силовые соотношения в передачах

Во всех механических передачах различают два основных звена: входное (ведущее) и выходное (ведомое). Между этими звеньями в многоступенчатых передачах располагаются промежуточные звенья. Звенья, передающие вращающий момент, называют ведущими, а звенья, приводимые в движение от ведущих – ведомыми.

Параметры передачи, относящиеся к ведущим звеньям, будем отмечать индексом 1, а к ведомым - индексом 2, т. е. d1, v1, ω1, P1, M1 – соответственно диаметр, окружная скорость, угловая скорость, мощность, вращающий момент на ведущем валу; d2, v2, ω2, P2, M2 – то же, на ведомом.

Любая механическая передача характеризуется следующими основными параметрами (рис.1):

мощностью Р2 – на выходе, кВт;

быстроходностью, которая выражается угловой скоростью ведомого вала ω2, рад/с, или частотой вращения n, измеряемой в об/мин (мин-1);

и передаточным отношением u.

Это три основные характеристики, необходимые для проектировочного расчета любой передачи.

Кроме основных различают производные характеристики, которыми часто пользуются при расчетах.

Коэффициент полезного действия (КПД)

η = Р2 / Р1 (1)

Для многоступенчатой передачи, состоящей из нескольких отдельных последовательно соединенных передач, общий КПД определяют по формуле

ηобщ =η1η2η3…ηn   (2)

где η1, η2– ηn – КПД каждой кинематической пары, а также других звеньев привода, где имеются потери мощности (подшипники, муфты, т.е. звеньев, где имеются потери мощности).

Окружная скорость ведущего или ведомого звена (м/с)

v = ω·d/2, или v =π d n/60, (3)

где d – диаметр катка, шкива, колеса и др., в м.

Окружная сила передачи (Н)

Ft = P / v = 2M / d, (4)

где Р –мощность в Вт.

Вращающий момент (Н·м)

М = P / ω = Ft·d/2, (5)

где Р – в Вт; d – в м; ω – в рад/с.

Вращающий момент ведущего вала M1 является моментом движущих сил; его направление совпадает с направлением вращения вала. Момент ведомого вала М2 – момент сил сопротивления, поэтому его направление противоположно направлению вращения вала.

Передаточным отношением механической передачи называется отношение угловой скорости ведущего звена к угловой скорости ведомого звена. Передаточное отношение, определяемое в направлении потока мощности от ведущего звена к ведомому, обозначим u12; тогда расчетная формула имеет вид

u12 = ω1 / ω 2 = n1 / n2, (6)

где ω – в рад/с; n – в мин-1.

Если передача многоступенчатая, то ее передаточное отношение равно произведению передаточных отношений ступеней, т. е.

uобщ = u1u2...un .(7)

При выполнении кинематических расчетов может возникнуть необходимость в определении угловой скорости ведомого вала при известном диаметре и окружной скорости колеса шкива, звездочки и т. п.; тогда

ω = 2v /d,                                                                   (8)

где v – в м/с; d – в м.

Учитывая, что в большинстве случаев   v1 = v2; v2= ω2d2/2,

ω1d1/2= ω2d2/2 имеем ω1/ω2 = d2/d1 =n1/n2= и.

При необходимости передаточное отношение можно определить по вращающим моментам на ведущем и ведомом валах

M1 = P1 / ω1 и M2 = P2 / ω2 или M2/M1 = P2ω1/(P1ω2).

Следовательно, u12 = M2 / (ηM1).

Итак, передаточное отношение для рассматриваемого примера будет иметь вид u12 = ω1/ω2 = d2/d1 = М2 / (М1η).

При u12 > 1, ω1 > ω2 – передача понижающая; ее называют редуктором.

При u12 < 1, ω1 < ω2 – передача повышающая; ее называют мультипликатором.

Передаточным числом называют отношение числа зубьев большего колеса к числу зубьев меньшего колеса и обозначают той же буквой u, но без индексов: где z2 – число зубьев колеса (большего); z1 – число зубьев шестерни (меньшего колеса).

*Передаточное число* в отличие *от передаточного отношения* всегда положительное и не может быть меньше единицы. Передаточное число характеризует передачу только количественно. Передаточное число и передаточное отношение могут совпадать только у передачи внутреннего зацепления. У передач внешнего зацепления они не совпадают, так как имеют разные знаки: передаточное отношение – отрицательное, а передаточное число – положительное. Наиболее распространены понижающие передачи, так как частота вращения исполнительного механизма в большинстве случаев меньше частоты вращения вала двигателя. Если ведущее и ведомое колеса вращаются в одну сторону (например, у зубчатой передачи с внутренним зацеплением), то передаточное отношение считается положительным. Если ведомое и ведущее колеса вращаются в разные стороны (например, у зубчатой передачи внешнего зацепления), то передаточное отношение считается отрицательным.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Значение КПД  Таблица   |  |  |  | | --- | --- | --- | | Тип передачи | η | | | Муфта соединительная | 0,98 | | | Зубчатая закрытая передача | 0,96 - 0,98 | | | Зубчатая открытая передача | 0,95 - 0,96 | | Червячная передача | 0,7 - 0,9 | | | Ременная передача | 0,94 - 0,96 | | | Цепная передача | 0,92 - 0,95 | | | Подшипники качения | 0,99 - 0,995 | | |

Таким образом, зная частные значения КПД, можно определить мощности на валах. При этом мощность на последующем валу будет ниже на величину КПД элементов, участвующих в передаче энергии.

Зубчатые редукторы – механизмы, состоящие из одной или нескольких зубчатых передач, размещенных в корпусе, и служащие для уменьшения частоты вращения и увеличения вращающего момента (рис. 2.).

Преимущества зубчатых редукторов: малые габариты, высокий КПД (0,94…0,99), высокая нагрузочная способность, долговечность и надежность, простота в эксплуатации, постоянство передаточного отношения.

Недостатки: необходимость высокой точности изготовления, шум при работе на больших скоростях.

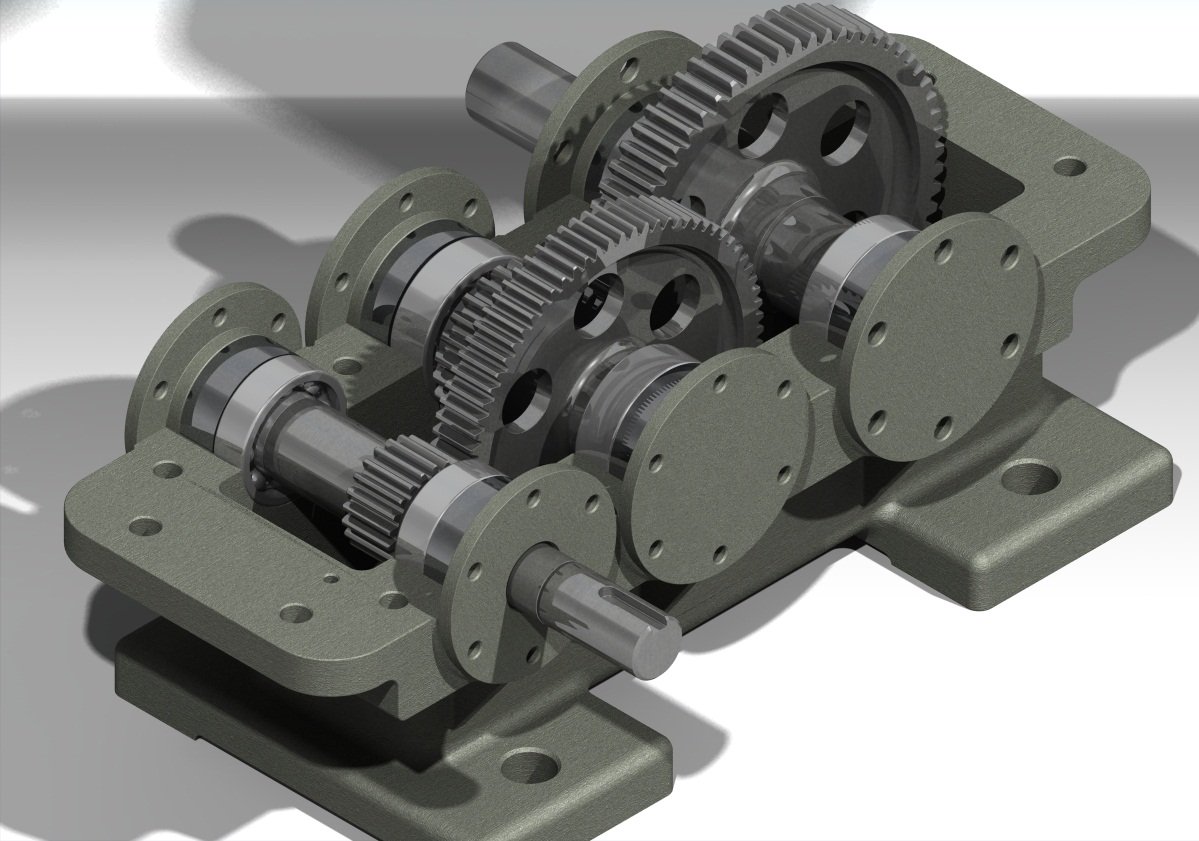


Рис. 2.Зубчатый редуктор

Зубчатые редукторы применяются в самых различных отраслях машиностроения, они разнообразны по кинематическим схемам и конструктивному исполнению.

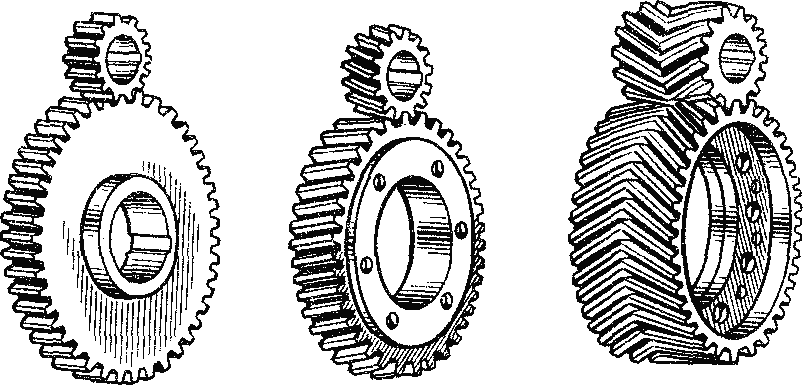
**Зубчатые колеса**

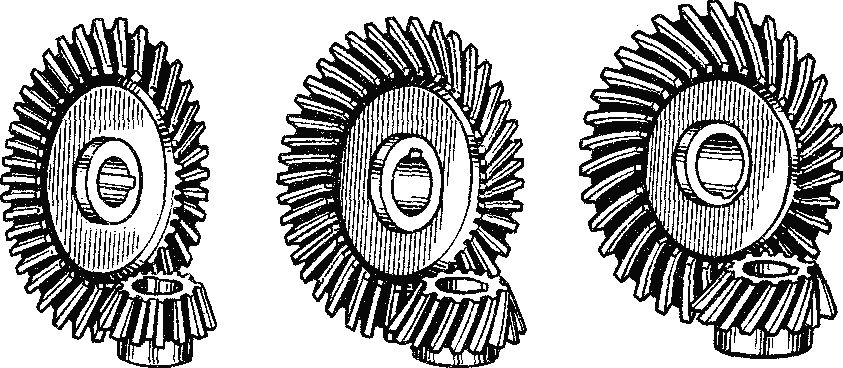
Передача движения в зубчатых редукторах осуществляется колесами цилиндрическими прямозубыми, косозубыми, шевронными (рис. 3, а–в) или колесами коническими с прямыми, косыми (тангенциальными), круговыми зубьями (рис. 3, г–е).

Прямозубые цилиндрические колеса (см. рис. 3, а) применяют при небольших (до 6 м/с) скоростях, небольших нагрузках, а также при необходимости осевого перемещения колес (в коробках передач).

Большую нагрузочную способность и плавность работы имеют зубчатые передачи с косозубыми колесами (см. рис. 3, б). Осевая сила в зацеплении, вызванная наклоном зубьев, передается через валы на опоры – подшипники. Косозубые колеса выполняют с углами наклона зубьев β = 8º...18º.

В передачах с шевронными колесами (см. рис. 3, в) угол наклона зубьев β = 25º…45º, однако осевые силы компенсируются противоположным наклоном зубьев и на подшипники не передаются. Колеса отличаются большей шириной и более трудоемки в изготовлении, их применяют в тяжело нагруженных высокоответственных передачах.

 *а б в*

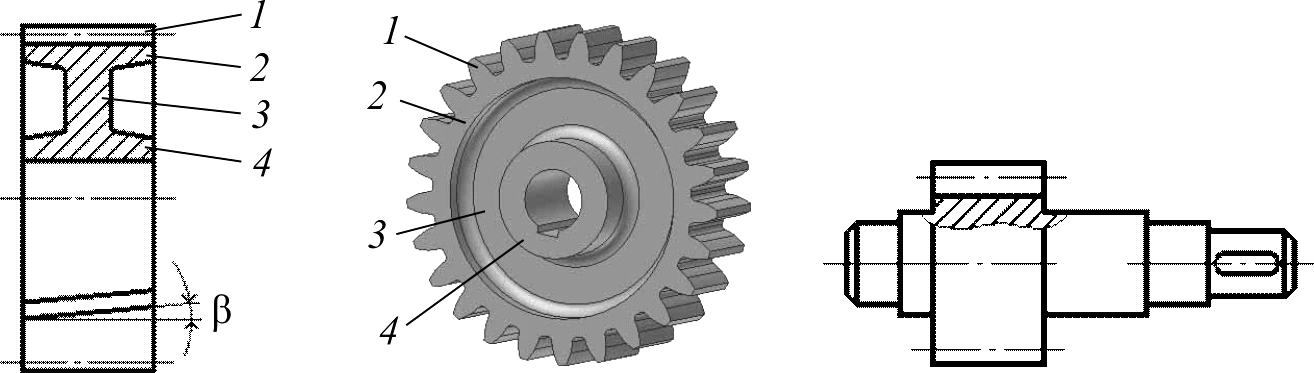


*г д е*

Рис. 3. Зубчатые колеса цилиндрические и конические

Конические колеса выполняют с *прямыми* зубьями при окружных скоростях до 3 м/с (см. рис. 3, *г*, *д*), при скоростях более 3 м/с – с *круговыми* зубьями (см. рис. 3, *е)*, которые являются наиболее технологичными.

Конструктивными элементами колеса являются (рис. 4, *а*, *б*):

*1* – *зубчатый венец*; *2* – *обод*; *3* – *диск*; *4* – *ступица*.

*а б в*

Рис. 4. Конструкции зубчатых колес

При небольших диаметрах колеса выполняют за одно целое с валом (*вал-шестерня*) (рис. 4, *в*). Такая конструкция отличается жесткостью, прочностью и технологичностью. Недостатком является необходимость изготавливать вал из того же материала, что и шестерню, часто более качественного и дорогого, чем требуется.

Основными материалами для зубчатых колес являются термически обрабатываемые стали, реже применяются чугуны и неметаллические материалы.

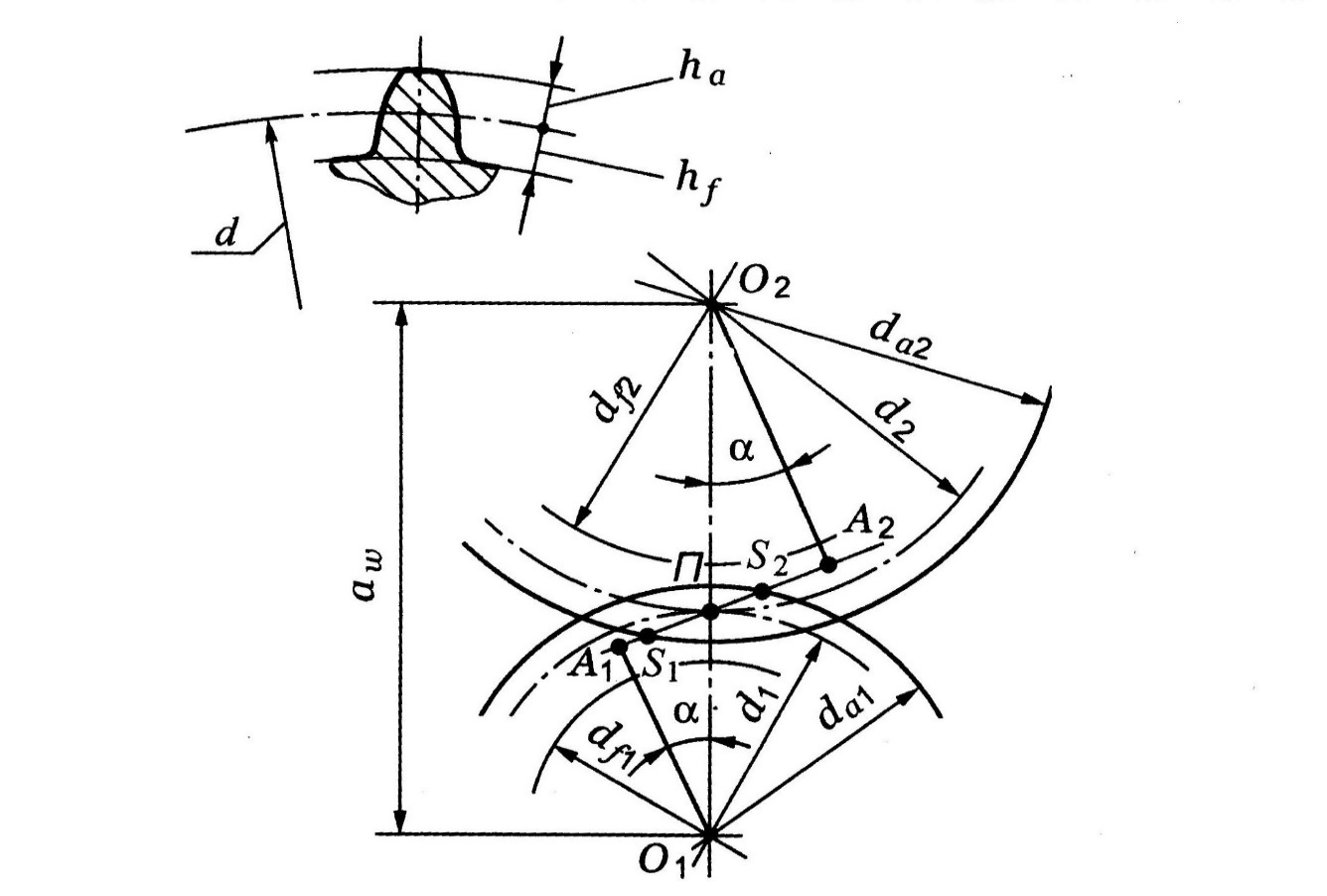


Рис. 5. Геометрия цилиндрической передачи: П – полюс зацепления;

*A1A2 —* линия зацеп­ления; S1S2 — длина активной линии зацепления; α — угол зацепления; *aw —* межосевое расстояние; ***d****1****, d2*** — диаметры делительных окружностей; ***ha, hf —*** высота головки и ножки зуба соответственно; ***д****f1****, d****f2* — диаметры окружностей впадин; ***d****a1*,***da***2 — диаметры окруж­ностей выступов

В качестве основного параметра зубчатых колес принят модуль.

*Модуль —* расчетная величина, равная отношению окружного шага зубьев *рt* по делительной окружности к числу *π:*

*т=Рt / π*

*Шаг зацепления* — расстояние между двумя одноименными профи­лями соседних зубьев по делительной окружности. Шаги сцепляющих зубьев должны быть равны.

*Делительная окружность* делит зуб на две части: головку и ножку.

Геометрия цилиндрических колес определяется несколькими кон­центрическими окружностями.

*Начальные окружности —* это сопряженные окружности двух сцеп­ляющихся колес. Их радиусы равны *О1П* и *П02.* Начальные окружности относятся только к зацеплению пары колес. При изменении межосевого расстояния 01 *02* диаметры начальных окружностей также меняются.

Делительная окружность принадлежит каждому отдельно взятому колесу. Делительная окружность является начальной при зубонарезании, при зацеплении колеса с производящей рейкой. У большинства зубчатых передач делительные окружности совпадают с начальными:

*│O1 П │= d1 /2 ; │O2 П │= d2 /2 .*

Основные параметры зубчатого колеса могут быть выражены через модуль *т.*

Диаметр делительной окружности *d = m·z*, где *z**—* число зубьев.

Диаметр окружности выступов *da**= d****+*** *2ha* ***=*** *m·(z* ***+*** *2).*

Диаметр окружности впадин df= d - 2hf= m·(z- 2,5).

Высота головки зуба *ha* = *т.*

Высота ножки зуба *hf=* 1,25*т.*

Для обеспечения взаимозаменяемости модули зубьев цилиндриче­ских колес стандартизированы.

При передаче движения зубья колес сцепляются на линии *А1А2* (ли­ния зацепления). Линия зацепления образует с касательной, проведен­ной в точке касания *П* (полюс зацепления), угол зацепления а; для ци­линдрических колес а = 20°.

Линия *А1А2* — общая нормаль к поверхностям зубьев в точке каса­ния. Практически зацепление происходит между точками пересечения линии зацепления с окружностями вершин колес *S1S2 .*

Основным геометрическим параметром цилиндрической передачи является межосевое расстояние

aw = d1 /2 + d2 /2=m · (z1 + z2)/2

Межосевые расстояния и передаточные числа цилиндрических зуб­чатых колес стандартизованы.

**Контрольные вопросы**

1. Какие функции в машинах могут выполнять передачи?
2. Написать и пояснить расчетные формулы основных и производных параметров передач.
3. Что определяет КПД передачи?
4. Как называется понижающая передача, чему равно передаточное число?
5. Как называется повышающая передача, чему равно передаточное число?
6. Как изменяются от ведущего к ведомому валу такие характеристики передач как мощность, вращающий момент, частота вращения?
7. Как соотносятся между собой мощности на входном и выходном валах?
8. Для чего предназначен редуктор?