

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра «Цифровое проектирование»

А. В. Неменко

МЕХАНИЗМЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ. ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ

Учебно-методическое пособие

Севастополь
СевГУ
2022

УДК 621.431(075.8)

ББК 31.365я73

Н50

Р е ц е н з е н т :

Е.В. Хромов - канд. техн. наук, доцент,
доцент кафедры «Эксплуатация морских судов и сооружений»

Неменко, Александра Васильевна

Н50 Механизмы двигателей внутреннего сгорания. Зубчатый механизм : учебно-методическое пособие [по дисциплине «Теория механизмов и машин» для студентов по направлению подготовки 26.05.06 «Эксплуатация судовых энергетических установок» всех форм обучения] / А. В. Неменко ; Севастопольский государственный университет, Политехнический институт, кафедра «Цифровое проектирование». – Севастополь : СевГУ, 2022. – 29 с. – Текст : непосредственный.

Целью учебно-методического пособия является оказание помощи студентам в изучении дисциплины «Теория механизмов и машин». В пособии рассмотрены вопросы анализа и синтеза зубчатого механизма.

Соответствует рабочей программе курса «Теория механизмов и машин» для студентов по направлению подготовки 26.05.06 «Эксплуатация судовых энергетических установок».

УДК 621.431(075.8)

ББК 31.365я73

Рассмотрено и утверждено на заседании кафедры «Цифровое проектирование», протокол № 8 от 28 апреля 2022 г.

© Неменко А. В., 2022
© ФГАОУВО «Севастопольский
государственный университет», 2022

СОДЕРЖАНИЕ

1	Состав и принцип работы привода газораспределительной системы двигателя внутреннего сгорания.....	4
2	Зубчатый механизм.....	5
2.1	Структурный анализ и синтез.....	5
2.2	Кинематический анализ и синтез.....	8
2.3	Метрический анализ и синтез.....	12
2.4	Силовой анализ.....	20
3	Энерго-кинематические параметры механического привода.....	21
	Библиография.....	22
	Приложение А (рекомендуемое). Пример алгоритма синтеза привода распределительного вала механизма четырёхтактного двигателя внутреннего сгорания.....	24
	Приложение Б (справочное). Справочные данные.....	27

1 Состав и принцип работы привода газораспределительной системы ДВС

Зубчатый механизм газораспределительной системы (ГРМ) двигателя внутреннего сгорания относят к категории передаточных устройств, осуществляющих функциональную связь между коленчатым и распределительным валами, обеспечивая работу по газообмену в камере сгорания.

Привод распределительного вала двигателя обеспечивает управление процессами впуска воздуха в цилиндр и выпуска отработавших газов.

Распространение получил привод, образованный зубчатыми механизмами (рисунок 1.1).

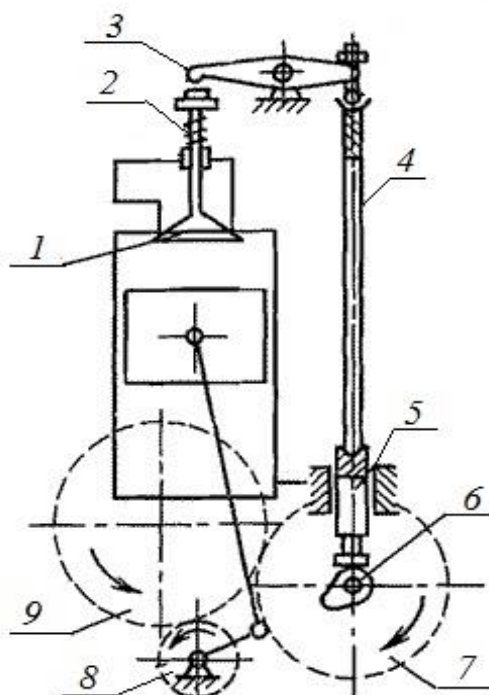


Рисунок 1.1 – Механизм газораспределения ДВС с приводом зубчатыми колесами

Механизм газораспределения действует путем вращения коленчатого вала двигателя с установленной на нём шестерней 8, которая приводит в движение колесо 9, вращающее колесо 7 распределительного вала. При вращении распределительного вала его кулачок поднимает толкатель 5, который воздействует на штангу 4, поднимающую правое плечо коромысла 3, заставляя его немного повернуться вокруг оси и левым концом открыть клапан 1.

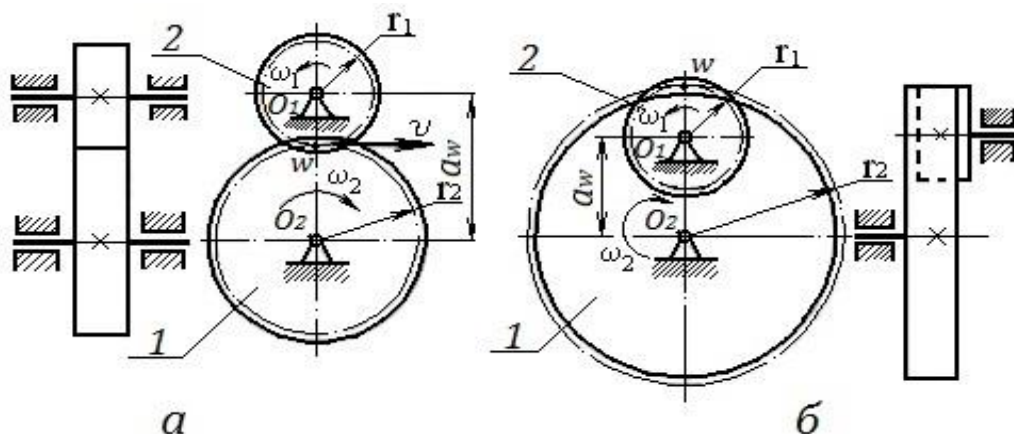
Когда выступ кулачка распределительного вала выйдет из-под толкателя, давление на клапан прекращается и он под воздействием пружины 2 становится на место и закрывает отверстие в крышке цилиндра.

Система привода распределительного вала четырёхтактного двигателя обеспечивает его вращение с угловой скоростью равной $\frac{1}{2}$ угловой скорости коленчатого вала.

2 Зубчатый механизм

2.1 Структурный анализ и синтез

Зубчатый механизм – это трёхзвенный механизм, кинематическая цепь которого образована двумя подвижными звеньями в виде зубчатых колёс, образующие со стойкой или водилом вращательные пары и передающие вращательное движение по высшей кинематической паре (рисунок 2.1).



1,2 – подвижные звенья; O_1 и O_2 – центры вращения колёс;
 W – полюс зацепления колёс; a_w – расстояние между осями вращения колёс; ω_1 и ω_2 – угловые скорости колёс

Рисунок 2.1 – Зубчатые механизмы: а – внешнее зацепление;
 б – внутреннее зацепление

Синтез зубчатых механизмов состоит в отыскании сопряженных поверхностей профилей, формирующих значения геометрических параметров его звеньев. Структурный синтез представляет собой разработку структурной схемы механизма по заданным техническим условиям.

Механизмы, составленные из зубчатых колёс, осуществляют передачу и преобразование вращательного движения от одного вала к другому непосредственным соприкосновением звеньев, передающих вращение. Различают механизмы простые и сложные. Схемы простых зубчатых механизмов представлены на рисунке 2.1. Сложные механизмы имеют более двух колёс или целые их серии. Зубчатые механизмы подразделяют на механизмы, передающие движение колёсами с неподвижными осями и на механизмы с подвижными осями, называемыми *эпициклическими механизмами*, которые при обкатывании неподвижного колеса внешнего зацепления описывают *эпициклоиды*, а при обкатывании неподвижного колеса внутреннего зацепления – *гипоциклоиды*.

Эпициклические механизмы (рисунок 2.2) содержат звенья, вращающиеся вокруг неподвижной геометрической оси, которые называют основными или центральными (1 – *солнечное колесо*, 3 – *коронное колесо*) и звенья 2, имеющие подвижные оси (*планетарные* или *сателлиты*). Звенья H , на котором расположены сателлиты, называют *водилом*.

К группе эпициклических относят механизмы: дифференциальный, в котором все основные звенья подвижны; планетарный, в котором одно из основных (центральных) колес неподвижно и замкнутые дифференциалы, в которых все основные звенья подвижны, но на движения этих звеньев налагается дополнительное условие связи.

Звенья, движения которых заданы называют ведущими, остальные – ведомыми. Количество ведущих звеньев соответствует степени подвижности механизма.

Степень подвижности плоского зубчатого механизма с неподвижными осями устанавливается по формуле Т.Л. Чебышева

$$w = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (2.1)$$

где n – число подвижных звеньев; p_5 – кинематическая пара пятого класса, которая накладывает пять ограничений на перемещение соединяемых звеньев; p_4 – кинематическая пара четвертого класса, которая накладывает четыре ограничения на перемещение соединяемых звеньев.

В случае, когда $n=3$, $p_5=2$, $p_4=1$, то $w=3 \cdot 3 - 2 \cdot 2 - 1 = 1$.

Таким образом, рассмотренный механизм обладает одной степенью подвижности, и при заданном движении одного из звеньев (ведущего) все остальные звенья будут иметь вполне определенное движение.

Дифференциальный механизм (рисунок 2.2) содержит четыре подвижных звена (1, 2, 3 и H), четыре кинематические пары пятого класса и две пары четвертого класса (A и B).

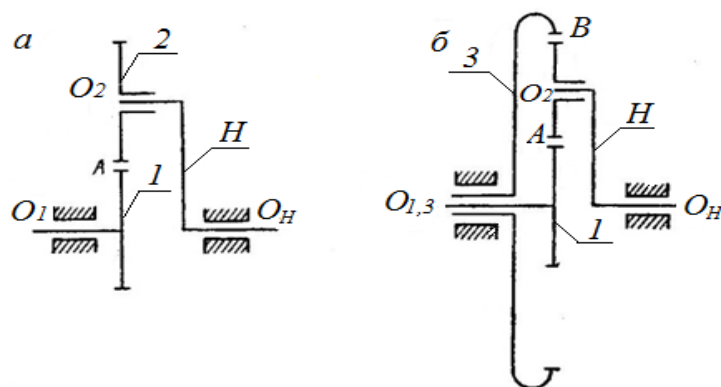


Рисунок 2.2 – Структурная схема дифференциального механизма

Согласно структурной формуле Т.Л. Чебышева степень подвижности в этом случае равна $w = 4 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 2 = 2$.

Определенность в движении звеньев этого механизма будет в том случае, когда будут известны законы движения двух его ведущих звеньев.

В планетарных механизмах (рисунок 2.3.) одно из основных (центральных) колес неподвижно и степень подвижности устанавливается по формуле $w = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1$.

Таким образом, достаточно задать движение одному звену (ведущему) и все остальные звенья будут иметь вполне определенное движение.

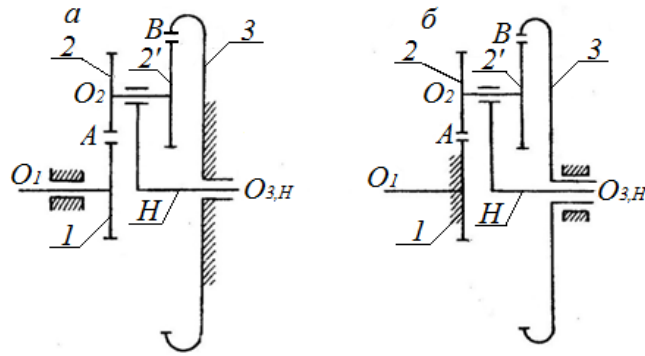


Рисунок 2.3 – Структурная схема планетарного механизма

Механизм замкнутого дифференциала (рисунок 2.4,а) содержит основные звенья 1 и 3, на движение которых наложена связь в виде цепи $1', 4', 4, 3'$, представляющей ступенчатый ряд.

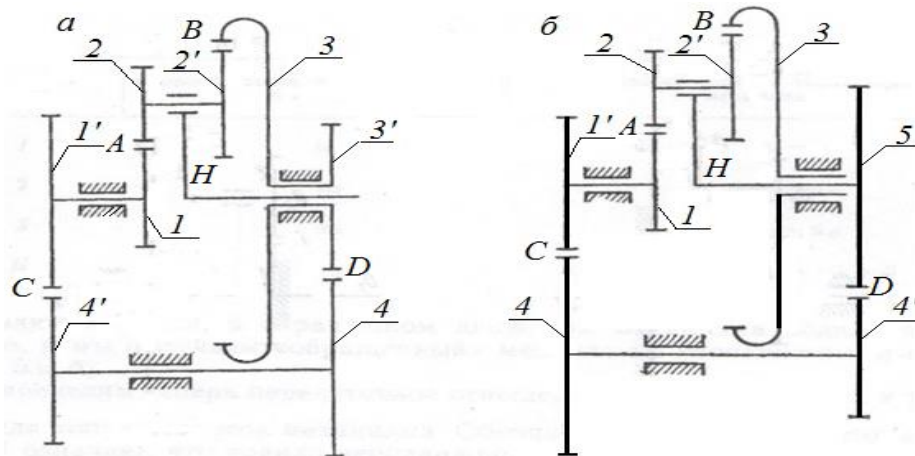


Рисунок 2.4 – Структурная схема замкнутого дифференциала

На рисунке 2.4, б представлен механизм, где замыкающая цепь $1', 4, 4', 5$ связывает движение звена 1 с водилом H .

Степень подвижности замкнутого дифференциала устанавливается по формуле $w = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 5 - 4 = 1$.

Таким образом, движение задается одному ведущему звену для установления параметров звеньев всего механизма. В механизмах замкнутого дифференциала происходит одновременное расчленение и сложение вращательных движений. В этом случае два основных звена дифференциала, вращающихся вокруг одной и той же геометрической оси, связаны взаимно дополнительной кинематической цепью, налагающей одно условие связи на их движение.

Распространенные методы изучения структуры разработаны для механизмов, в состав которых входят только низшие пары, поэтому при структурном анализе высшие пары (пары четвёртого класса) условно заменяют цепями, содержащими только пары пятого класса.

Простейшая заменяющая цепь состоит из звена, расположенного по нормали к профилям контактирующих звеньев и образующего с ними низшие кинематические пары пятого класса. Длина звена равна сумме радиусов кривизны в точке контакта звеньев заменяемой пары.

2.2 Кинематический анализ и синтез

Соотношение скоростей в высшей кинематической паре основано на предположении, что движение от ведущего звена 1 к ведомому 2 (рисунок 2.5), имеющих рабочие профили ab и cd соответственно, передается при помощи высшей кинематической пары.

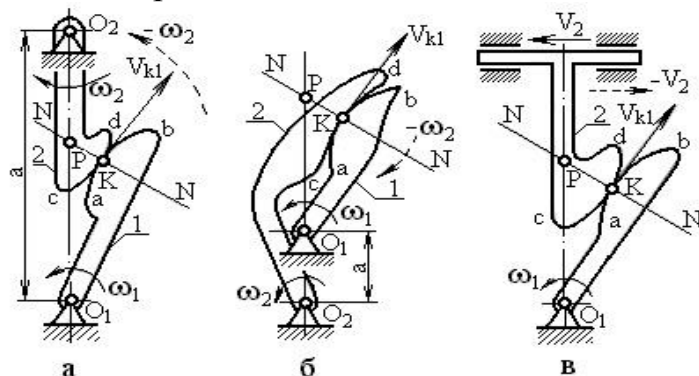


Рисунок 2.5 – Скорости в высшей кинематической паре

В случае, когда вращение происходит вокруг параллельных осей O_1O_2 мгновенная ось вращения проходит через мгновенный центр вращения точку P , (МЦВ) положение которого устанавливается в относительном движении на основании соотношения

$$\frac{O_1P}{O_2P} = \frac{\omega_2}{\omega_1}. \quad (2.2)$$

Рассмотрим случай, когда системе передается угловая скорость $-\omega_2$ и тогда первое звено будет совершать два вращательных движения: с угловой скоростью ω_1 вокруг оси O_1 и с угловой скоростью $-\omega_2$ вокруг оси O_2 , а второе будет неподвижным. На основании теоремы о сложении угловых скоростей оба эти движения можно заменить одним – вокруг мгновенной оси вращения – относительно угловой скорости $\Omega = \omega_1 + (-\omega_2)$.

При внешнем касании положение МЦВ (точка P) находится между центрами O_1 и O_2 (рисунок 2.5, а), отрезки PO_1 и PO_2 имеют разные направления, и звенья 1 и 2 будут вращаться в разные стороны. В случае, когда точка P находится по одну сторону от центров O_1 и O_2 (внутреннее касание), то отрезки PO_1 и PO_2 имеют одинаковое направление (рисунок 2.5, б) и звенья 1 и 2 будут вращаться в одну сторону.

Относительная скорость точки контакта K , принадлежащей звену 1, $v_K = \Omega L_{PK}$ направлена перпендикулярно линии PK в сторону, определяемую направлением Ω , а относительная скорость v_K направлена по общей касательной к профилям ab и cd и линия PK является нормалью к соприкасающимся профилям.

На основании вышеизложенного, теорема о соотношении скоростей в высшей паре формулируется следующим образом: *нормаль в точке контакта профилей двух звеньев, совершающих вращательное движение, делит межсосеюе расстояние на отрезки, длины которых обратно пропорциональны угловым скоростям этих звеньев.*

Непрерывность передачи вращательного движения обеспечивается замкнутой системой зубьев колес, векторы линейных относительных скоростей которых направлены вдоль их общей касательной к линиям зубьев, лежащих на взаимокасающихся поверхностях, называемых начальными поверхностями.

Концентрические окружности колес передачи, принадлежащие начальным поверхностям, называются *начальными окружностями* с радиусами r_{w1} и r_{w2} , величина которых обратно пропорциональна угловым скоростям ω_1 и ω_2

$$i = \omega_1 / \omega_2 = r_{w2} / r_{w1}, \quad (2.3)$$

где i – передаточное отношение механизма.

Основное требование, предъявляемое к зубчатому механизму – постоянство передаточного отношения i_{12} , отражающего передаточную функцию.

Условие, обеспечивающее это требование носит название *основного закона зацепления* и является следствием теоремы о соотношении скоростей в высшей кинематической паре, которая утверждает, что для сохранения постоянства передаточного отношения зубчатого механизма необходимо, чтобы нормаль к зацепляющимся профилям зубьев в точке контакта всегда проходила на линии центров через одну и ту же точку, называемую *полюсом зацепления*.

Таким образом, полюс зацепления w определяет точку касания начальных окружностей колёс, которые являются *центроидами* и в относительном движении представляют собой геометрические места положения мгновенных центров вращения.

Относительные линейные скорости на начальных окружностях равны

$$v_{w1} = \omega_1 \cdot r_{w1}; \quad (2.4)$$

$$v_{w2} = \omega_2 \cdot r_{w2}. \quad (2.5)$$

В случае, когда величины линейных скоростей на начальных окружностях колес равны между собой, и угловые скорости ω_1 и ω_2 имеют неизменный характер, передаточная функция является величиной постоянной, что отражает основной закон зацепления, а вращательное движение будет равномерным.

При постоянном передаточном отношении расстояния между соседними профилями зубьев по начальным окружностям одинаковы, поэтому отношение числа зубьев z_2 к числу зубьев z_1 равно отношению длин их начальных окружностей и называется *передаточным числом* u_{12} , которое равно

$$u_{12} = z_2 / z_1 = 2\pi \cdot r_{w2} / 2\pi \cdot r_{w1} = r_{w2} / r_{w1}. \quad (2.6)$$

Номинальные передаточные числа цилиндрической зубчатой передачи u относятся к основным параметрам и регламентируются ГОСТ 2185 – 66.

Дискретная величина передаточного числа не всегда совпадает с аналоговым значением передаточного отношения

$$u_{12} = z_2 / z_1 = \omega'_1 / \omega'_2 = i'_{12}, \quad (2.7)$$

где ω'_1 и ω'_2 – фактические значения угловых скоростей колес 1 и 2; i'_{12} – скорректированное значение передаточного отношения пары колес.

При необходимости привод может быть организован несколькими парами колёс, расположение которых зависит от поставленной задачи. Передаточное отношение для серии зубчатых колёс устанавливается в зависимости от схемы их расположения (рисунок 2.6).

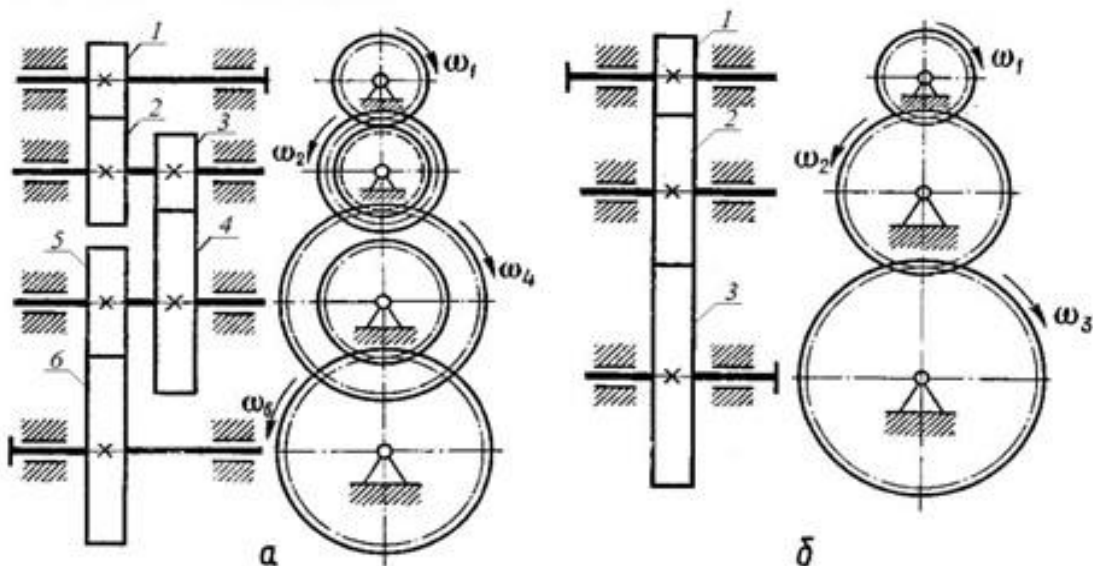


Рисунок 2.6 – Механизмы приводов: *а* – рядовой; *б* – с паразитными колесами

Передаточное отношение рядового механизма, представленного на рисунке 2.6,*а* будет равно

$$i_{16} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} \cdot \frac{\omega_5}{\omega_6} = \frac{\omega_1}{\omega_6} = -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5}. \quad (2.8)$$

Передаточное отношение механизма с паразитными колёсами, представленного на рисунке 2.6,*б* будет равно

$$i_{13} = i_{12} \cdot i_{23} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_3}{z_2}\right) = +\frac{z_3}{z_1}. \quad (2.9)$$

Для определения зависимостей между скоростями звеньев дифференциальной передачи ω_1 , ω_3 , ω_H (рисунок 2.7) воспользуемся способом обращения движения.

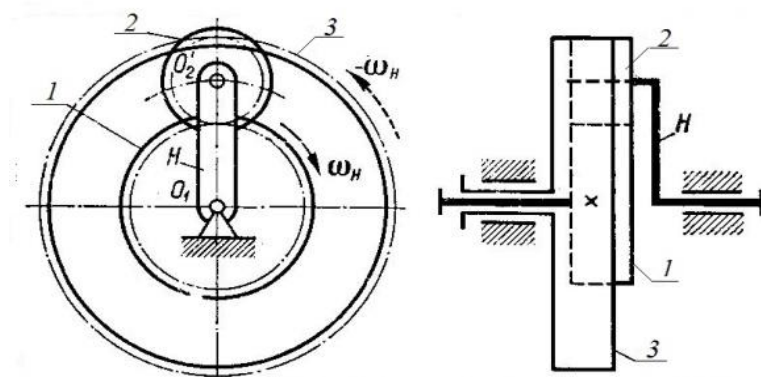


Рисунок 2.7 – Сателлитный механизм с цилиндрическими колесами:
1 и *3* – центральные зубчатые колеса; *2* – сателлит; *H* – водило

Сообщим всему механизму вращение вокруг оси O_1 со скоростью равной скорости водила H , но направленной в противоположную сторону ($-\omega_H$).

Тогда дифференциальный механизм превратится в механизм с неподвижными осями ($\omega'_H = \omega_H - \omega_H = 0$) и скоростями подвижных звеньев относительно водила $\omega'_1 = \omega_1 - \omega_H$; $\omega'_3 = \omega_3 - \omega_H$.

Передаточное отношение такого механизма при остановленном водиле i_{13}^H (индекс H означает, что водило остановлено) выражается формулой

$$i_{13}^H = \frac{\omega_1'}{\omega_3'} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}. \quad (2.10)$$

В общем случае для дифференциального механизма, состоящего из k колес,

$$i_{lk}^H = \frac{\omega_l - \omega_H}{\omega_k - \omega_H}. \quad (2.11)$$

Эта формула называется формулой Виллиса.

Если в сателлитном механизме на одно из центральных колес наложена дополнительная кинематическая связь (например, $\omega_3 = 0$), то получают планетарный механизм, степень подвижности которого $w=1$, а формула Виллиса примет вид

$$i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - i_{1H}, \quad (2.12)$$

следовательно

$$i_{1H} = 1 - i_{13}^H. \quad (2.13)$$

С помощью планетарных механизмов можно осуществлять очень большие передаточные отношения при небольшом количестве колес.

На рисунке 2.8 приведена схема замкнутого дифференциального механизма, в котором ведущее звено 1 и ведомое 3 замкнуты передачей с колесами $abcd$.

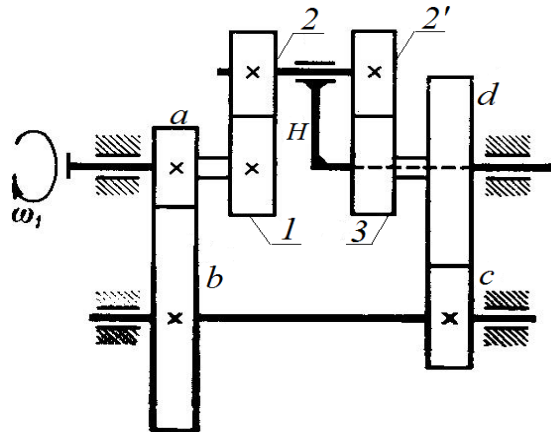


Рисунок 2.8 – Схема замкнутого дифференциала

При определении передаточного отношения этого механизма в формуле Виллиса скорость одного из основных звеньев выражают через скорость ведущего звена. В случае когда $\omega_3 = \omega_1 / i_{ad}$, будет иметь место зависимость

$$i_{13}^H = \frac{1 - i_{1H}}{1 - \frac{\omega_3}{\omega_H}} = \frac{1 - i_{1H}}{1 - \frac{i_{1H}}{i_{ad}}}, \quad (2.14)$$

из чего следует

$$i_{1H} = \frac{1 - i_{13}^H}{1 - \frac{i_{13}^H}{i_{ad}}}. \quad (2.15)$$

Кинематический синтез зубчатого механизма определяет параметры кинематической схемы, обеспечивая существование зубчатого механизма как замкнутой кинематической цепи, где законы движения звеньев не имеют разрывов, а профили зубьев соприкасаются.

2.3 Метрический анализ и синтез

Метрический синтез предусматривает определение величин геометрических параметров звеньев и профилей сопряженных поверхностей зубьев по заданным условиям. Геометрические параметры звеньев обеспечивают выполнение целевой функции механизма. Связь между геометрическими характеристиками сопряженных поверхностей и передаточным отношением устанавливается основной теоремой зацепления.

Основная теорема плоского зацепления (теорема Виллиса) утверждает, что нормаль к сопряженным профилям зубьев делит линию центров на отрезки обратно пропорциональные модулям угловых скоростей звеньев.

Распространение получили передачи с *эвольвентным зацеплением*, в котором сопряженные зубья имеют теоретический торцовый профиль, выполненный по эвольвенте – кривой, геометрическое место центров кривизны которой находится на другой кривой – эволюте.

Окружность, развёртка которой является теоретическим торцовым профилем зуба эвольвентного цилиндрического зубчатого колеса называется *основной окружностью*, диаметр и радиус которой обозначаются d_b и r_b .

Образование зацепления с эвольвентным зубом показана на рисунке 2.8.

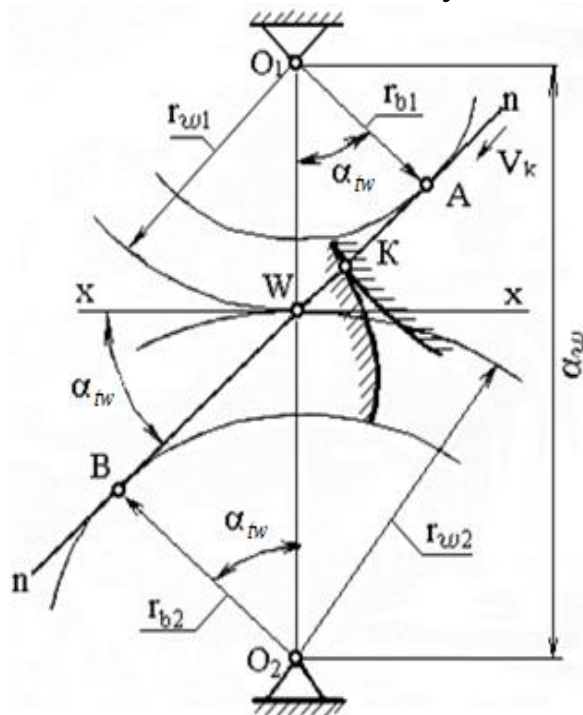


Рисунок 2.9 – Схема образования эвольвентного зацепления:

r_{w1} , r_{w2} – радиусы начальных окружностей колес 1 и 2, соответственно;

r_{b1} , r_{b2} – радиусы основных окружностей колес 1 и 2, соответственно;

α_{tw} – угол зацепления; a_w – межосевое расстояние колес 1 и 2;

w – полюс зацепления

Нормаль $n - n$ к сопряженным профилям зубьев колес касается в точках А и В их основных окружностей и образует линию зацепления, которая проходит через полюс w , сохраняя неизменным свое положение, что свидетельствует о выполнении основной теоремы зацепления.

Таким образом, основные окружности, развертки которых образуют эвольвентные профили зубьев, обеспечивают постоянство передаточной функции.

Радиусы начальных r_{w1} , r_{w2} и основных r_{b1} , r_{b2} окружностей колес 1 и 2 связаны зависимостями:

$$r_{w1} = r_{b1} / \cos \alpha_{tw}, \quad (2.16)$$

$$r_{w2} = r_{b2} / \cos \alpha_{tw}. \quad (2.17)$$

где α_{tw} – угол зацепления.

Угол зацепления α_{tw} – острый угол в главном сечении эвольвентной цилиндрической зубчатой передачи между линией зацепления и прямой, перпендикулярной к межосевой линии

$$\cos \alpha_{tw} = a \cdot \cos \alpha_t / a_w, \quad (2.18)$$

где a – делительное межосевое расстояние; α_t – угол профиля.

Делительное межосевое расстояние a цилиндрической зубчатой передачи – расстояние между центрами вращения колёс цилиндрической зубчатой передачи

$$a = 0,5(d_2 \pm d_1) = 0,5m(z_2 \pm z_1) \cos \beta, \quad (2.19)$$

где d_1 и d_2 – делительные диаметры окружностей колёс зубчатого зацепления, принадлежащие делительным поверхностям колёс, которые являются базовыми для определения для основных элементов зацепления; β – угол наклона зуба на делительном цилиндре; m – модуль зацепления; «+» – для внешнего зацепления, «-» – для внутреннего зацепления..

Угол профиля зуба α_t – это острый угол в выбранном сечении между касательной к профилю зуба в данной точке и линией кратчайшего расстояния по поверхности сечения от этой точки до оси зубчатого колеса

$$\operatorname{tg} \alpha_t = (\operatorname{tg} \alpha / \cos \beta), \quad (2.20)$$

где α – угол главного профиля ($\alpha = 20^\circ$).

Расстояние между центрами вращения a_w , называемое межосевым расстоянием, рассчитывают по формуле

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = (r_{b1} + r_{b2}) / \cos \alpha_{tw}. \quad (2.21)$$

Межосевое расстояние относится к основным параметрам зубчатых цилиндрических передач и регламентируется ГОСТ 2185-66.

Различают делительный, начальный и другие углы профиля.

Согласно ГОСТ 16530 – 83 установлены концентрические окружности: делительная, начальная, вершин, впадин и др.

На рисунке 2.10 представлена структурная схема цилиндрической передачи.

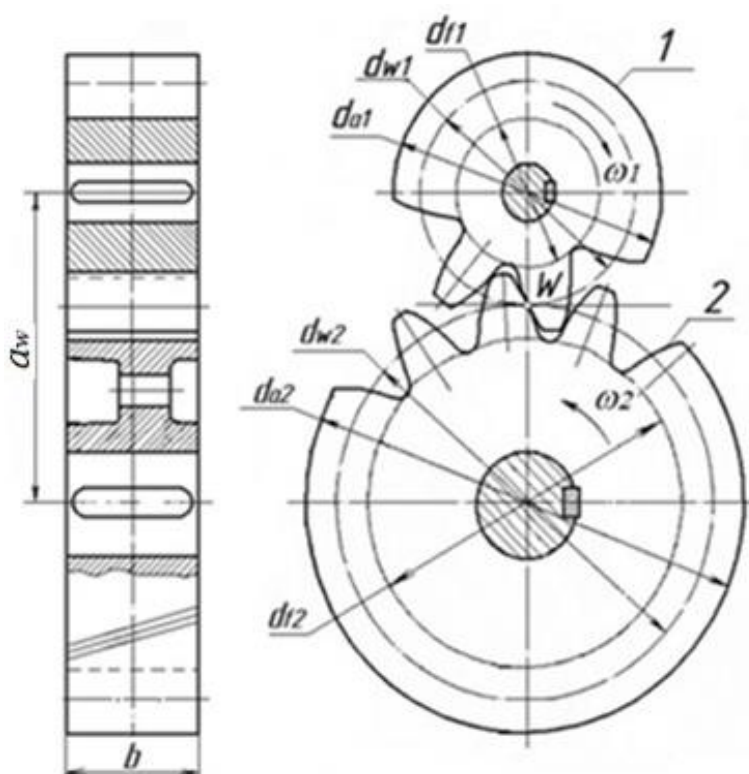


Рисунок 2.10 - Передача цилиндрическая:
1,2 - сопрягаемые колеса (d_{w1} , d_{w2} - диаметры
начальных окружностей; d_{a1} , d_{a2} - диаметры
окружностей выступов; d_{f1} , d_{f2} - диаметры
окружностей впадин; a_w - межосевое рас-
стояние; w - полюс зацепления)

Расстояние между одноименными профилями соседних зубьев по дуге концентрической окружности зубчатого колеса называют *окружным шагом* p_t .

Различают *делительный* p , *начальный* p_w и другие окружные шаги зубьев, соответствующие делительной, начальной и другим концентрическим окружностям зубчатого колеса.

Расстояние между одноименными линиями соседних зубьев по линии пересечения плоскости осевого сечения зубчатого колеса с его делительной, начальной или однотипной соосной поверхностью называют *осевым шагом* p_x .

Кратчайшее расстояние по делительной, начальной или однотипной соосной поверхности зубчатого колеса между одноименными теоретическими линиями соседних зубьев называют *нормальным шагом* p_n .

При передаче непрерывного движения двумя сопряженными колесами одноименные шаги в зацеплении одинаковы для обоих колес.

Линейная величина в π раз меньшая окружного p_t (осевого p_x , нормального p_n) шага зубьев называется *окружным модулем* зубьев m_t (*осевым* m_x , *нормальным* m_n).

Различают делительный, начальный и другие окружные (осевые, нормальные) модули, соответствующие делительному, начальному и другим (осевым, нормальным) шагам. Числовые значения модулей для эвольвентных цилиндрических зубчатых колес устанавливает ГОСТ 9563 – 60.

Очертания зуба в нормальном сечении по исходной зубчатой рейке регламентирует ГОСТ 13755 – 2015, в котором описан нормальный номинальный исходный контур эвольвентных цилиндрических зубчатых колес с модулем от 1 мм и более, с терминами и обозначениями по ГОСТ 16530–70 и ГОСТ 16531–70. Форма и размеры исходного контура даны на рисунке 2.11.

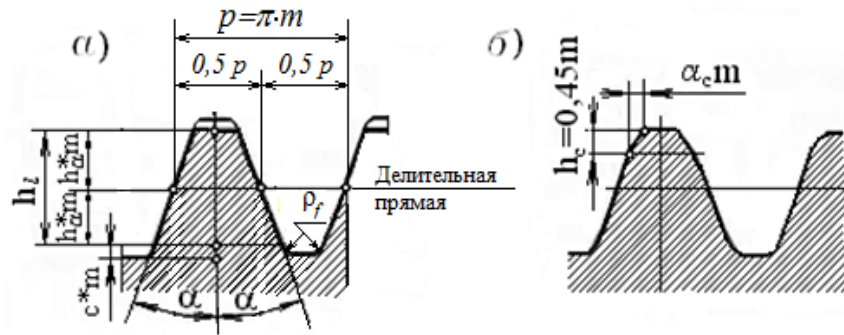


Рисунок 2.11 – Исходный контур зубчатой рейки: а) пара исходных контуров; б) исходный контур с модификацией профиля головки зуба;

Параметры и коэффициенты исходного контура имеют следующие значения: α – угол главного профиля ($\alpha=20^\circ$); h_a^* – коэффициент высоты головки зуба ($h_a^*=1$); h_l – глубина захода ($h_l=2\cdot h_a^*\cdot m$); c^* – коэффициент радиального зазора в паре исходных контуров ($c^*=0,25$); ρ_f^* – коэффициент радиуса кривизны переходной кривой ($\rho_f^*=0,4\cdot m$).

Для обеспечения плавного вхождения зубьев в зацепление и уменьшения динамической нагрузки предусматривается срез профиля на вершине зубьев.

Исходные контуры, характеризующие зацепление колес с наклонным зубом, соответствуют контуру рейки со стандартным контуром в нормальном сечении.

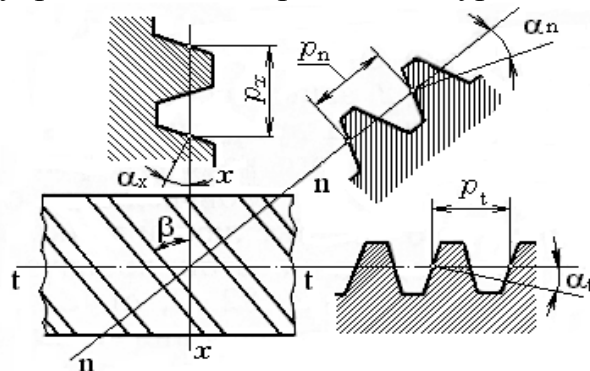


Рисунок 2.12 – Контур рейки с наклонным зубом

В рейке с наклонным зубом β различают величину шага в зависимости от вида секущей плоскости, в которой он рассматривается:

- торцевой шаг p_t

$$p_t = p / \cos \beta; \quad (2.22)$$

- нормальный шаг p_n

$$p_n = p_t \cdot \cos \beta; \quad (2.23)$$

- осевой шаг p_x

$$p_x = \pi \cdot m / \cos \beta. \quad (2.24)$$

На основании вышеприведенных зависимостей определяют модули:

- нормальный

$$m_n = p_n / \pi; \quad (2.25)$$

- торцовый

$$m_t = p_t / \pi = m_n / \cos \beta \quad (2.26)$$

- осевой

$$m_x = p_x / \pi = m_t / \operatorname{tg} \beta = m_n / \sin \beta. \quad (2.27)$$

Начальная окружность колеса, на которой шаг равен шагу зубчатой рейки, носит название *делительной окружности* колеса.

Делительная окружность – это концентрическая окружность, принадлежащая соосной поверхности колеса, которая является *базой* для определения элементов зубьев и их размеров.

В случае, когда делительные окружности колес совпадают с их начальными окружностями основные параметры колес рассчитываются по следующим зависимостям:

- диаметры делительной d и начальной d_w окружностей

$$d = d_w = m \cdot z / \cos \beta; \quad (2.28)$$

- диаметр окружности выступов d_a

$$d_a = d + 2 \cdot h_a = d + 2 \cdot m, \quad (2.29)$$

где h_a – высота головки зуба, которая равна $h_a = h_a^* m$;

- диаметр окружности впадин d_f

$$d_f = d - 2 \cdot h_f = d - 2,5 \cdot m, \quad (2.30)$$

где h_f – высота ножки зуба, которая равна $h_f = 1,25 m$;

- диаметр основной окружности d_b

$$d_b = d \cos \alpha_t \quad (2.31)$$

- ширина венца колеса b

$$B = \Psi_{ba} \cdot a_w, \quad (2.32)$$

где Ψ_{ba} – коэффициент ширины, численные значения которого устанавливает ГОСТ 2185 - 66.

- делительное межосевое расстояние

$$a = (z_1 + z_2) m / 2 \cos \beta. \quad (2.33)$$

Начальные и делительные окружности колеса могут и не совпадать. В этом случае начальные и делительные плоскости производящей рейки также не совпадают (рисунок 2.13).

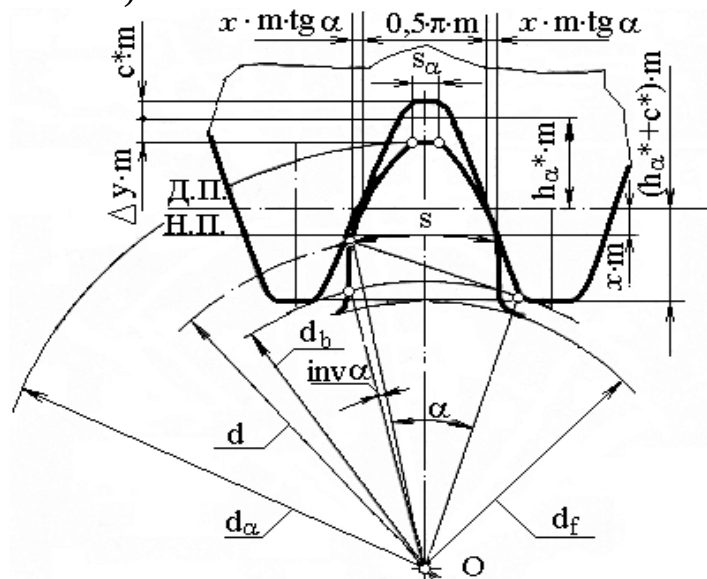


Рисунок 2.13 – Зацепление зубчатого колеса с инструментальной рейкой:

Д.П. – делительная прямая; Н.П. – начальная прямая

Расстояние между делительной и начальной плоскостями рейки называют смещением исходного контура. Отношение этого смещения к модулю называется коэффициентом смещения и обозначают x (x_1 и x_2 соответственно для шестерни и колеса). Смещение считается положительным, если делительная плоскость рейки не пересекает делительной поверхности зубчатого колеса, и отрицательным, если пересекает делительную поверхность зубчатого колеса.

С ростом x толщина зуба s_a на дуге окружности d_a уменьшается и увеличивается у основания, а активный участок профиля зуба удаляется от основной окружности d_b . Диаметры основных d_b и делительных d окружностей при этом не меняются.

Смещение, при уменьшении которого возникнет подрезание зубьев, называют наименьшим смещением исходного контура и обозначают x_{min}

$$x_{min} = 1 - (z \cdot \sin^2 \alpha_t / 2 \cdot \cos \beta). \quad (2.34)$$

Наименьшее число зубьев z_{min} , свободное от подрезания

$$z_{min} = 2 \cdot h_a^* / \sin^2 \alpha. \quad (2.35)$$

Подрезания зубьев не будет, когда соблюдаются условие

$$z \geq 2 \cdot (h_a^* - x) / \sin^2 \alpha. \quad (2.36)$$

При нарезании зуба инструментом со стандартными параметрами и отсутствии смещения наименьшее число зубьев колеса, свободное от подрезания $z_{min} \approx 17$.

Максимальная величина коэффициента смещения x_{max} устанавливается из условия отсутствия заострения зуба: $s_a \geq 0,25 \cdot m$ – при однородной структуре материала, $s_a \geq 0,4 \cdot m$ – при поверхностном упрочнении зубьев.

При этом нормальная толщина зуба по поверхности вершин вычисляется по формуле

$$s_a = d_a \cdot \cos \beta_a \cdot [(0,5 \cdot \pi + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha) / z + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_a], \quad (2.37)$$

где $\operatorname{inv} \alpha_t$ – эвольвентный угол профиля (при $\beta=0$ $\operatorname{inv} \alpha_t = \operatorname{inv} \alpha$);

$\operatorname{inv} \alpha_a$ – эвольвентный угол профиля в точке на окружности вершин

$$\alpha_a = \arccos (d_b / d_a), \quad (2.38)$$

Отношение суммы смещений к нормальному модулю цилиндрического зубчатого колеса называют коэффициентом суммы смещений x_Σ . При заданном межосевом расстоянии a_w и числах зубьев колес z_1 и z_2 для эвольвентной передачи внешнего зацепления коэффициент суммы смещений x_Σ пары колес устанавливают по формуле

$$x_\Sigma = (z_1 + z_2) (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t) / (2 \cdot \operatorname{tg} \alpha), \quad (2.39)$$

где $\operatorname{inv} \alpha_{tw}$ – эвольвентный угол зацепления передачи в торцовом сечении (при $\beta = 0$ $\alpha_{tw} = \operatorname{inv} \alpha_w$).

Разбивку значений x_Σ на составляющие x_1 и x_2 производят по рекомендациям соответствующих нормативных документов. Разность межосевого расстояния a_w цилиндрической зубчатой передачи со смещением и ее делительного межосевого расстояния a называют воспринимаемым смещением.

Отношение воспринимаемого смещения к нормальному модулю цилиндрического зубчатого колеса называют коэффициентом воспринимаемого смещения y .

Разность между суммой смещений и воспринимаемым смещением называют уравнительным смещением, а его отношение к расчетному модулю – коэффициентом уравнительного смещения Δy .

На рисунке 2.14 изображено зацепление двух колес со смещением исходного контура.

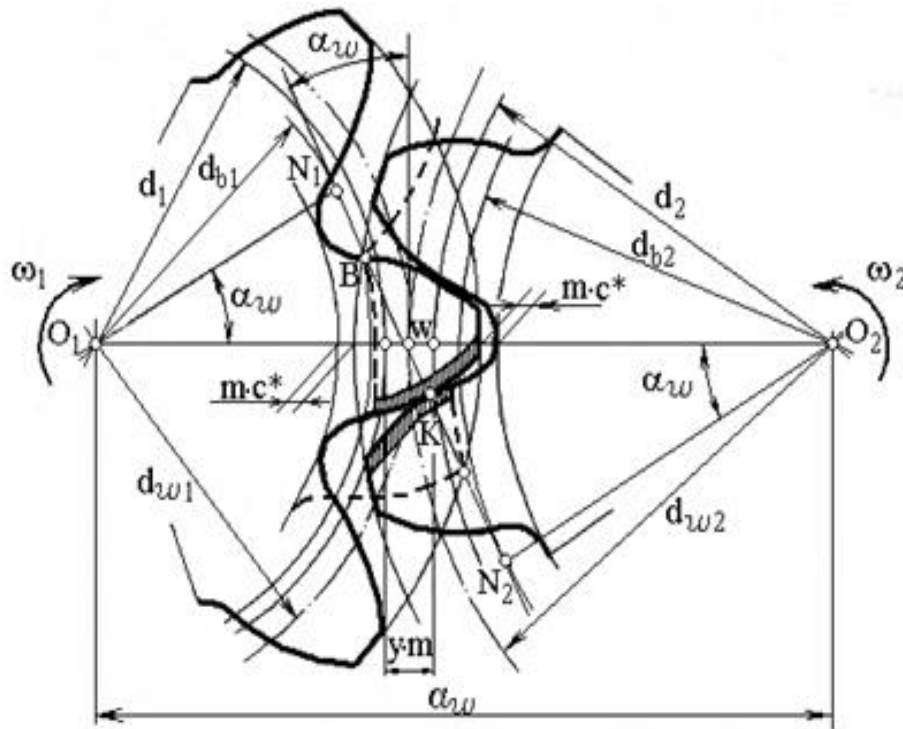


Рисунок 2.14 – Эвольвентная цилиндрическая передача со смещением исходного контура

Расчет геометрии зубчатой цилиндрической передачи внешнего зацепления с эвольвентным профилем зубьев производится по ГОСТ 16532 – 70 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии» с учетом ГОСТ 2185 – 66 «Передачи зубчатые цилиндрические»:

- начальные диаметры d_w , мм

$$d_{w1} = 2 \cdot a_w / (u + 1), \quad (2.40)$$

$$d_{w2} = 2 \cdot a_w \cdot u / (u + 1); \quad (2.41)$$

- диаметр окружности выступов d_a , мм

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot (h_a^* + x_1 - \Delta y) \cdot m, \quad (2.42)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (h_a^* + x_2 - \Delta y) \cdot m, \quad (2.43)$$

где Δy – коэффициент уравнительного смещения (рисунок 1.5),

$$\Delta y = x_\Sigma - y, \quad (2.44)$$

где y – коэффициент воспринимаемого смещения (рисунок 1.5)

$$y = (a_w - a) / m; \quad (2.45)$$

- диаметр окружности впадин d_{f1} , мм

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x_1) \cdot m, \quad (2.46)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x_2) \cdot m, \quad (2.47)$$

где x_1 и x_2 - коэффициенты смещения исходного контура колес 1 и 2;

- нормальная толщина зуба s_n , мм

$$S_n = m \cdot [(\pi/2) + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha]; \quad (2.48)$$

- ширина зуба по начальной окружности, мм

$$s_w = 2 \cdot r_w \cdot [(\pi/2) + \operatorname{inv} \alpha], \quad (2.49)$$

где $\operatorname{inv} \alpha$ - эвольвентная функция профиля зуба.

Проверка качества зацепления по геометрическим показателям производится также по коэффициенту перекрытия, который показывает обеспеченность непрерывного движения сопряженных колес и свидетельствует о том, что очередная пара зубьев вступила в зацепление до выхода из контакта предыдущей пары зубьев колес.

Условие будет соблюдаться, если угол перекрытия φ_γ , т.е. угол поворота зубчатого колеса от положения входа зуба в зацепление до выхода из него, будет больше углового шага τ

$$\tau = 2\pi/z. \quad (2.50)$$

Количественно это выражается коэффициентом перекрытия ε_γ , который должен быть больше единицы

$$\varepsilon_\gamma = \varphi_\gamma / \tau > 1. \quad (2.51)$$

Коэффициент перекрытия складывается из коэффициентов торцового ε_α и осевого ε_β перекрытий.

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta. \quad (2.52)$$

Коэффициент торцового перекрытия ε_α равен отношению угла торцового перекрытия φ_α к его угловому шагу. Величину ε_α можно вычислить по формуле

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{2\pi}. \quad (2.53)$$

Для прямозубых передач рекомендуется $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$; для косозубых - $\varepsilon_\alpha \geq 1,0$.

Коэффициент осевого перекрытия косозубой цилиндрической передачи ε_β равен отношению угла осевого перекрытия к его угловому шагу и устанавливается по формуле

$$\varepsilon_\beta = \varphi_\beta / \tau = b_w / p_x, \quad (2.54)$$

где b_w - рабочая ширина венца; p_x - осевой шаг, равный $p_x = \pi m / \sin \beta$.

Рекомендуется $\varepsilon_\beta \geq 1$.

2.4 Силовой анализ

Равнодействующая F_n всех удельных сил, действующих по линии контакта в плоскости зацепления, действует по нормали к профилю зуба. Составляющая нормальной силы F_n , которая направлена по касательной к начальным поверхностям элементов зацепления, называется окружной силой F_t . Составляющая нормальной силы F_n , которая направлена к центру вращения колес называется радиальной силой F_r . Составляющая нормальной силы F_n , которая направлена вдоль оси вращения называется осевой силой F_x . Схема сил в зубчатом механизме, где элементы, входящие в зацепление, имеют эвольвентный профиль показан на рисунке 2.15.

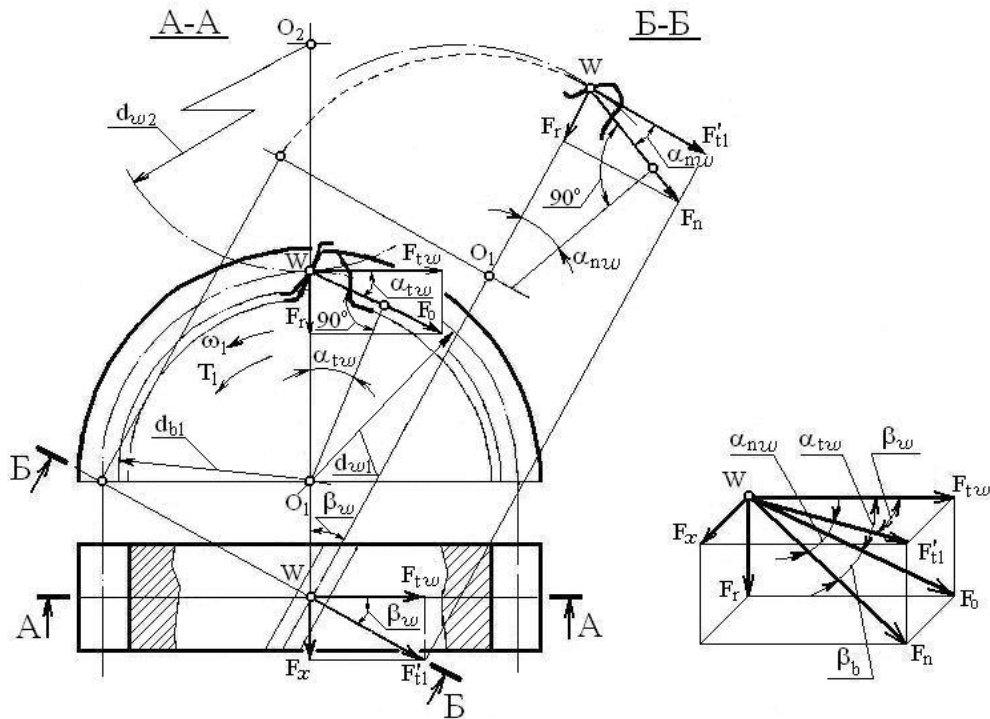


Рисунок 2.15 – Силы в зацеплении цилиндрических колес с эвольвентным профилем зуба

Окружная составляющая F_{tw} (Н) нормальной силы F_n (Н) на начальном цилиндре диаметром d_w (мм)

$$F_{tw} = 2 \cdot 10^3 \cdot T / d_w, \quad (2.55)$$

где T - вращающий момент, Н·м.

Радиальная составляющая F_r (Н) нормальной силы F_n (Н)

$$F_r = F_{tw} \cdot \tan \alpha_{tw}, \quad (2.56)$$

где α_{tw} угол зацепления передачи в торцовом сечении.

Осевая составляющая F_x (Н) нормальной силы F_n (Н)

$$F_x = F_{tw} \cdot \tan \beta_w, \quad (2.57)$$

где β_w – угол наклона линии зуба на начальном цилиндре.

Нормальная сила F_n (Н)

$$F_n = 2 \cdot T / (d \cdot \cos \alpha_t \cdot \cos \beta_b) = F_{tw} / (\cos \alpha_{tw} \cdot \cos \beta_b), \quad (2.58)$$

где β_b – угол наклона линии зуба на основном цилиндре.

3 Энерго-кинематические параметры механического привода

Основными характеристиками привода являются мощность P_i (кВт) на валах и вращающий момент T_i (Н·м). Валы вращаются с соответствующими угловыми скоростями ω_i (рад/с) при частоте вращения n_i (об/мин).

$$\omega_i = \pi \cdot n_i / 30. \quad (3.1)$$

Вращающий момент и мощность на валах связаны соотношениями через угловую скорость

$$T_i = 10^3 \cdot P_i / \omega_i. \quad (3.2)$$

При работе механизма происходят потеря мощности, которая отражается коэффициентом полезного действия η_m . Для многоступенчатого привода общий коэффициент полезного действия η_m равен произведению КПД каждой кинематической пары и других звеньев привода, где существует рассеивание энергии (подшипники, муфты и т.п.) $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$

$$\eta_m = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n. \quad (3.3)$$

Таким образом, эти потери обуславливают превышение требуемой мощности $P_{тр}$ по отношению к потребляемой (рабочей) P_p

$$P_{тр} = P_p / \eta_m. \quad (3.4)$$

В случае, когда выходные параметры заданы вращающим моментом T_p (Н·м) и угловой скоростью ω_p (рад/с) величина рабочей мощности P_p равна

$$P_p = 10^{-3} \cdot T_p \cdot \omega_p \quad (3.5)$$

В случае, когда кинематическая схема привода состоит из нескольких передач, работающих совмещенно, то мощность передаваемая каждым последующим валом, рассчитывают с учетом потерь на соответствующей ступени:

$$P_1 = P_{дв}; P_2 = P_1 \cdot \eta_1; \dots; P_k = P_{k-1} \cdot \eta_{k-1}, \quad (3.6)$$

где $P_1, P_2, \dots, P_k$ – мощность на 1-м, 2-м, ..., k-м валах привода; $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_{k-1}$ – коэффициенты полезного действия 1-й, 2-й, ..., (k-1)-й ступени соответственно.

Частоты вращения последовательно расположенных валов привода $n_1, n_2, \dots, n_k$ определяется соотношениями:

$$n_1 = n_{вх}; n_2 = n_{вх} / i_1; \dots; n_k = n_{k-1} / i_k. \quad (3.7)$$

где $i_1, i_2, \dots, i_k$ передаточные отношения 1-й, 2-й, ..., k-й ступени привода.

Вращающий момент T (Н·м) для каждого вала рассчитывают по формулам

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot P_1 / n_1; T_2 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot P_2 / n_2; \dots; T_k = 9,55 \cdot 10^3 \cdot P_k / n_k. \quad (3.8)$$

БИБЛИОГРАФИЯ

1. ГОСТ 2.770-68. Группа Т52. Единая система конструкторской документации. Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики. = Unified system for design documentation. Graphic designations in diagrams. Cinematic elements МКС 01.080.40 31.180. Дата введения 1971-01-01. – Москва: Издательство стандартов, 2004. – 13 с. Текст: непосредственный.
2. ГОСТ 16530-83. Группа Г00. Передачи зубчатые. Общие термины, определения и обозначения = Gears. General terms, definitions and symbols: МКС 01.040.21 21.200 ОКСТУ 3101: Межгосударственный стандарт: дата введения 1984-01-01: взамен ГОСТ 16530-70. – Москва: Издательство стандартов, 2004. – 13 с. – Текст: непосредственный.
3. ГОСТ 16531-83. Группа Г00. Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения = Cylindrical gears. Terms, definitions and symbols: МКС 01.040.21 21.200 ОКСТУ 3101: Межгосударственный стандарт: дата введения 1984-01-01: взамен ГОСТ 16531-70. Москва: Издательство стандартов, 2004. – 29 с. – Текст: непосредственный.
4. ГОСТ 16532-70. Группа Г15. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии = Cilindrical involute external gear pairs. Calculation of geometry: национальный стандарт Российской Федерации: дата введения 1972-01-01. – Москва: Издательство стандартов, 1983. – 43 с. – Текст: непосредственный.
5. ГОСТ 13755-81 (СТ СЭВ 308-76) Группа Г15. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур = Basic requirements for interchangeability. Gearings cylindric evolvent. Basic rack: национальный стандарт Российской Федерации: дата введения 1981-07-01. – Москва: Издательство стандартов, 1981. – 4 с. – Текст: непосредственный.
6. ГОСТ 9563-60 (СТ СЭВ 310-76) Группа Г15. Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули. = Basic norms for interchangeability. Modules of gears: национальный стандарт Российской Федерации: дата введения 1962-07-01. – Москва: Издательство стандартов, 1994. – 4 с. – Текст: непосредственный.
7. ГОСТ 19672–74. Передачи червячные цилиндрические. Модули и коэффициенты диаметра червяка = Cylindrical worm gear pairs. Modules and coefficients of worm diameter: национальный стандарт Российской Федерации: дата введ. 01–01–76: дата последнего изменения 22.05.2013: дата актуализации 01.08.2013. – Москва, Издательство стандартов, 1984. – 5 с. – Текст: непосредственный.
8. ГОСТ 19036-94. Группа Г15. Передачи червячные цилиндрические. Исходный червяк и исходный производящий червяк = Cylindrical worm gear pairs. Basic worm and basic generating worm: МКС 21.200 ОКСТУ 0073 0090: дата введения 1997-01-01. . – Москва, Издательство стандартов, 2003. – 9 с. – Текст: непосредственный.

9. Гоц, А. Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей : учебное пособие / А.Н. Гоц. — 3-е изд., испр. и доп. — Москва : ФОРУМ : ИНФРА-М, 2020. — 384 с. — (Высшее образование. Бакалавриат). - ISBN 978-5-91134-951-6. — Текст: электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1062091>. (дата обращения: 21.06.2022). — Режим доступа: по подписке.

10. Евдокимов, Ю. И. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин в примерах: учеб.-метод. пособие / Новосиб. гос. аграр. ун-т; сост.: Ю.И. Евдокимов. — Новосибирск, 2011. — 177 с. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/515945>. (дата обращения: 21.06.2022). — Режим доступа: по подписке.

11. Леонов, И. В. Теория механизмов и машин. Основы проектирования по динамическим критериям и показателям экономичности : учебник для вузов / И. В. Леонов, Д. И. Леонов. — Москва : Издательство Юрайт, 2022. — 239 с. — (Высшее образование). — ISBN 978-5-534-00882-1. — Текст : электронный // Образовательная платформа Юрайт [сайт]. — URL: <https://urait.ru/bcode/488587>. (дата обращения: 21.06.2022).

12. Мкртычев О. В. Теория механизмов и машин : практикум / О.В. Мкртычев. — Москва : Вузовский учебник : ИНФРА-М, 2021. — 327 с. — DOI 10.12737/textbook_5a310f98ebafa7.40493232. — URL: <https://znanium.com/catalog/product/1426330>. (дата обращения: 21.06.2022). — Режим доступа: по подписке. - ISBN 978-5-9558-0541-2. - Текст: электронный.

13. Соболев, А. Н. Теория механизмов и машин (проектирование и моделирование механизмов и их элементов): Учебник. / Соболев А.Н., Некрасов А.Я., Схиртладзе А.Г. - Москва: КУРС, НИЦ ИНФРА-М, 2018. - 256 с.: - (Бакалавриат). - ISBN 978-5-906818-44-7. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/949269>. (дата обращения: 21.06.2022). — Режим доступа: по подписке.

14. Теория механизмов и машин: Учебное пособие / Мерко М.А., Колотов А.В., Меснянкин М.В. - Краснояр.:СФУ, 2015. - 248 с.: ISBN 978-5-7638-3362-1. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/967843> (дата обращения: 21.06.2022). — Режим доступа: по подписке.

15. Тимофеев, Г. А. Теория механизмов и машин : учебник и практикум для вузов / Г. А. Тимофеев. — 4-е изд., перераб. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2022. — 432 с. — (Высшее образование). — ISBN 978-5-534-12245-9. — Текст : электронный // Образовательная платформа Юрайт [сайт]. — URL: <https://urait.ru/bcode/488589>. (дата обращения: 21.06.2022).

Приложение А (рекомендуемое)

Пример алгоритма синтеза привода распределительного вала ДВС

Исходные данные

Частота вращения коленчатого вала $n_1 = 650$ об/мин.

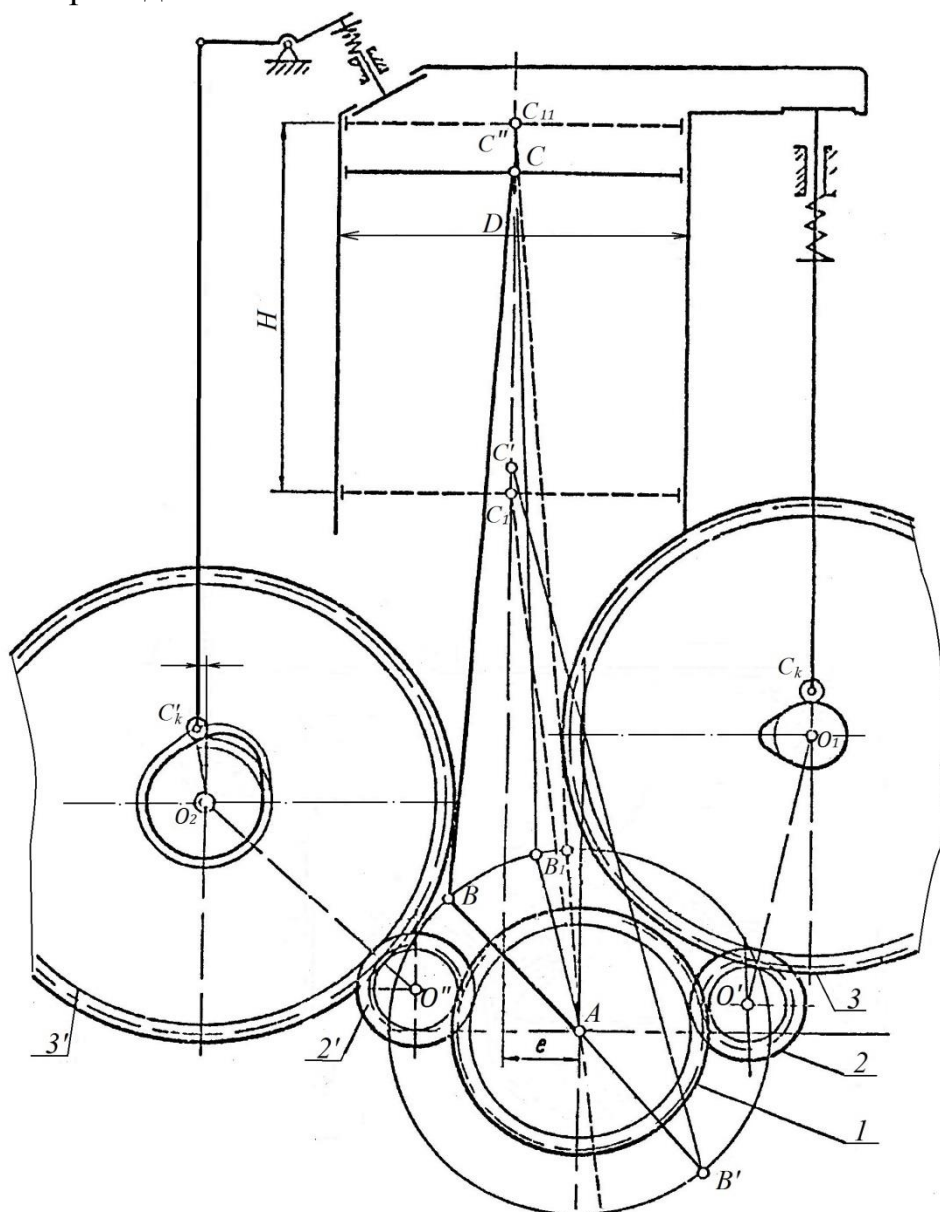
Количество зубьев колёс:

$$z_1 = 36; z_2 = z'_2 = 14; z_3 = z'_3 = 72.$$

Модуль зубчатых колёс: $m = 3,5$ мм.

Зацепление зубчатых колёс исправленное (равносмещённое).

Схема привода



Привод распределительных валиков состоит из центральной шестерни ($z_1 = 36$ зубьев, $m = 3,5$), расположенной на оси вращения AB (оси коленчатого вала), двух паразитных шестерен ($z_2 = z'_2 = 14$) и двух зубчатых колёс ($z_3 = z'_3 = 72$), расположенных на распределительных валиках.

Передаточное отношение i_{13} привода

$$i_{13} = \frac{n_1}{n_3} = \frac{n_{AB}}{n_k} = (-1)^2 \cdot \frac{z_3}{z_1} = \frac{72}{36} = 2.$$

Скорость вращения распределительного валика (кулачка)

$$n_k = \frac{n_{AB}}{i_{13}} = \frac{650}{2} = 325 \frac{\text{об}}{\text{мин}}.$$

Расчет геометрии передачи производим для передачи на основании ГОСТ 16532 – 70 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии». Расчет произведем для прямозубой передачи, где угол наклона зубьев β отсутствует ($\beta = 0$).

Коэффициент смещения, заданного вида исправления для пары сопряженных колес

$$x_1 = x_3 = -0,375; \quad x_2 = 0,375.$$

Диаметры делительных окружностей колес:

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos\beta} = 3,5 \cdot 36 = 126 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{mz_2}{\cos\beta} = 3,5 \cdot 14 = 49,0 \text{ мм};$$

$$d_3 = \frac{mz_3}{\cos\beta} = 3,5 \cdot 72 = 252 \text{ мм}.$$

Делительное межосевое расстояние:

$$a_{12} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2\cos\beta} = \frac{3,5}{2}(36 + 14) = 87,5 \text{ мм}$$

$$a_{23} = \frac{m(z_2 + z_3)}{2\cos\beta} = \frac{3,5}{2}(14 + 72) = 150,5 \text{ мм}.$$

Начальные окружности для колес с равносмещенным зацеплением совпадают с делительными окружностями, поэтому их диаметры равны

$$d_{w1} = d_1 = 126 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = d_2 = 49 \text{ мм};$$

$$d_{w3} = d_3 = 252 \text{ мм};$$

Диаметры основных окружностей при $\alpha = 20^\circ$:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos\alpha = 126 \cdot \cos 20^\circ = 126 \cdot 0,939 = 118,3 \text{ мм};$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos\alpha = 49,0 \cdot \cos 20^\circ = 49,0 \cdot 0,939 = 46,0 \text{ мм};$$

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos\alpha = 252 \cdot \cos 20^\circ = 252 \cdot 0,939 = 236,63 \text{ мм}.$$

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot (h_a^* + x_1 - \Delta y) m = 126 + 2(1 + 0,375) \cdot 3,5 = 135,625 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (h_a^* + x_1 - \Delta y) m = 49 + 2(1 + 0,375) \cdot 3,5 = 58,625 \text{ мм};$$

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot (h_a^* + x_1 - \Delta y) m = 252 + 2(1 + 0,375) \cdot 3,5 = 261,625 \text{ мм},$$

где h_a^* – коэффициент высоты головки зуба ($h_a^* = 1$); Δy – коэффициент уравни-
тельного смещения ($\Delta y = 0$).

Диаметры окружностей впадин, мм:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x_1) \cdot m = 126 - 2(1 + 0,25 - 0,375) \cdot 3,5 = 119,875 ;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x_2) \cdot m = 49 - 2(1 + 0,25 - 0,375) \cdot 3,5 = 42,875;$$

$$d_{f3} = d_3 - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x_3) \cdot m = 252 - 2(1 + 0,25 - 0,375) \cdot 3,5 = 245,875,$$

где c^* – коэффициент радиального зазора ($c^* = 0,25$).

Нормальная толщина зуба:

$$s_{n1} = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) = 3,5 \cdot \left(\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0,375 \cdot 0,364 \right) = 6,45 \text{ мм};$$

$$s_{n2} = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) = 3,5 \cdot \left(\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0,375 \cdot 0,364 \right) = 6,45 \text{ мм};$$

$$s_{n3} = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_3 \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) = 3,5 \cdot \left(\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0,375 \cdot 0,364 \right) = 6,45 \text{ мм}$$

Шаг зацепления

$$p_a = \pi m \cos \alpha = 3,14 \cdot 3,5 \cdot 0,939 = 10,319 \text{ мм}.$$

Коэффициенты торцового перекрытия:

$$\varepsilon_{\alpha(12)} = \left(1,88 - 3,2 \frac{z_1 + z_2}{z_1 z_2} \right) \cdot \cos \beta = \left(1,88 - 3,2 \frac{36 + 14}{36 \cdot 14} \right) \cdot 1 = 1,562;$$

$$\varepsilon_{\alpha(23)} = \left(1,88 - 3,2 \frac{z_2 + z_3}{z_2 z_3} \right) \cdot \cos \beta = \left(1,88 - 3,2 \frac{14 + 72}{14 \cdot 72} \right) \cdot 1 = 1,607.$$

Для прямозубых передач рекомендуется $\varepsilon_{\alpha} \geq 1,2$.

Условие достаточности выполнено:

$$\varepsilon_{\alpha(12)} = 1,562 \geq 1,2;$$

$$\varepsilon_{\alpha(23)} = 1,607 \geq 1,2.$$

Приложение Б (справочное)

Справочные данные

Таблица Б.1 – Номинальные передаточные числа $u_{\text{ном}}$ цилиндрических зубчатых передач (по ГОСТ 2185–66)

Ряд1	1,0	-	1,25	-	1,6	-	2,0	-	2,5	-	3,15	-
Ряд2	-	1,12	-	1,4	-	1,8	-	2,24	-	2,8	-	3,55
Ряд1	4,0	-	5,0	-	6,3	-	8,0	-	10,0	-	12,5	-
Ряд2	-	4,5	-	5,6	-	7,1	-	9,0	-	11,2	-	-

Таблица Б.2 – Межосевые расстояния a_w , мм, цилиндрических зубчатых передач

Ряд1	40	50	63	-	80	-	100	-	125	-	160	-	200	-
Ряд2	-	-	-	71	-	90	-	112	-	140	-	180	-	224
Ряд1	250	-	315	-	400	-	500	-	630	-	800	-	1000	-
Ряд2	-	280	-	355	-	450	-	560	-	710	-	900	-	-

Таблица Б.3 – Параметры исходного контура (ГОСТ 13785 – 81).

Угол главного профиля	α	$\alpha=20^\circ$
Коэффициент высоты головки	h_a^*	$h_a^*=1$
Коэффициент радиального зазора в паре исходных контуров	c^*	$c^*=0,25$

Примечание—Допускается увеличение радиального зазора c цилиндрической зубчатой передачи до $0,35t$ при обработке колес долбяками и до $0,40t$ при обработке под зубошлифование

Таблица Б.4 – Модули нормальные m цилиндрических зубчатых колес, мм, ГОСТ 9563-60

Ряд1	0,05		0,06		0,08		0,1		0,12		0,15
Ряд2		0,055		0,07		0,09		0,11		0,14	
Ряд1		0,2		0,25		0,3		0,4		0,5	
Ряд2	0,18		0,22		0,28		0,35		0,45		0,55
Ряд1	0,6		0,8		1,0		1,25		1,5		2,0
Ряд2		0,7		0,9		1,125		1,375		1,75	
Ряд1		2,5		3,0		4,0		5,0		6,0	
Ряд2	2,25		2,75		3,5		4,5		5,5		7,0
Ряд1	8,0		10,0		12,0		16,0		20,0		25,0
Ряд2		9,0		11,0		14,0		18,0		22,0	

Таблица Б.5 – Значения эвольвентной функции $\operatorname{inv} \alpha$

Угол α , град.	Порядок	0,0'	10'	20'	30'	40'	50'
15	0,0	61488	63611	65773	67985	70248	72561
16	0,0	07493	077350	07982	08234	08492	08756
17	0,0	09025	09299	09580	09866	10158	10456
18	0,0	10760	11071	11387	11709	12038	12373
19	0,0	12715	13063	13418	13779	14148	14523
20	0,0	14904	15293	15689	16092	16502	16920
21	0,0	17345	17777	18217	18665	19120	19583
22	0,0	20054	20533	21019	21514	22018	22529
23	0,0	23044	23577	24414	24660	25214	25778
24	0,0	26350	26931	27521	28121	28729	29348
25	0,0	29975	30613	31260	31917	32583	33260

Таблица Б.6 – Нормальные линейные размеры, мм, по ГОСТ 6636 –69

Ra 20	Дополнительные	Ra 20	Дополнительные	Ra 20	Дополнительные	Ra 20	Дополнительные	Ra 20	Дополнительные
1,0	1,25 1,35 1,45 1,55 1,65 1,75 1,85 1,95 2,05 2,15 2,30 2,7 2,9	4,0	4,1	16	16,5	63	65	250	270 290 310 330 350 370 390 410 440 460 490 515 545 580 615 650 690 730 775 825 875 925
1,1		4,5	4,4	18	17,5	71	70	280	
1,2		5,0	4,6	20	18,5	80	73	320	
1,4		5,6	4,9	22	19,5	90	78	360	
1,6		6,3	5,2	25	20,5	100	82	400	
1,8		7,1	5,5	28	21,5	110	88	450	
2,0		8,0	5,8	32	23	125	92	500	
2,2		9,0	6,2	36	27	140	98	560	
2,5		10	6,5	40	29	160	102	630	
2,8		11	7,0	45	31	180	108	710	
			7,3	50	33	200	112	800	
3,2		12	7,8	56	35	220	115	900	
			8,2		37		118		
			8,8		39		135		
			9,2		41		145		
			10,2		44		155		
			10,8		46		165		
			11,2		49		175		
					52		185		
					55		195		
					58		205		
					62		215		
							230		

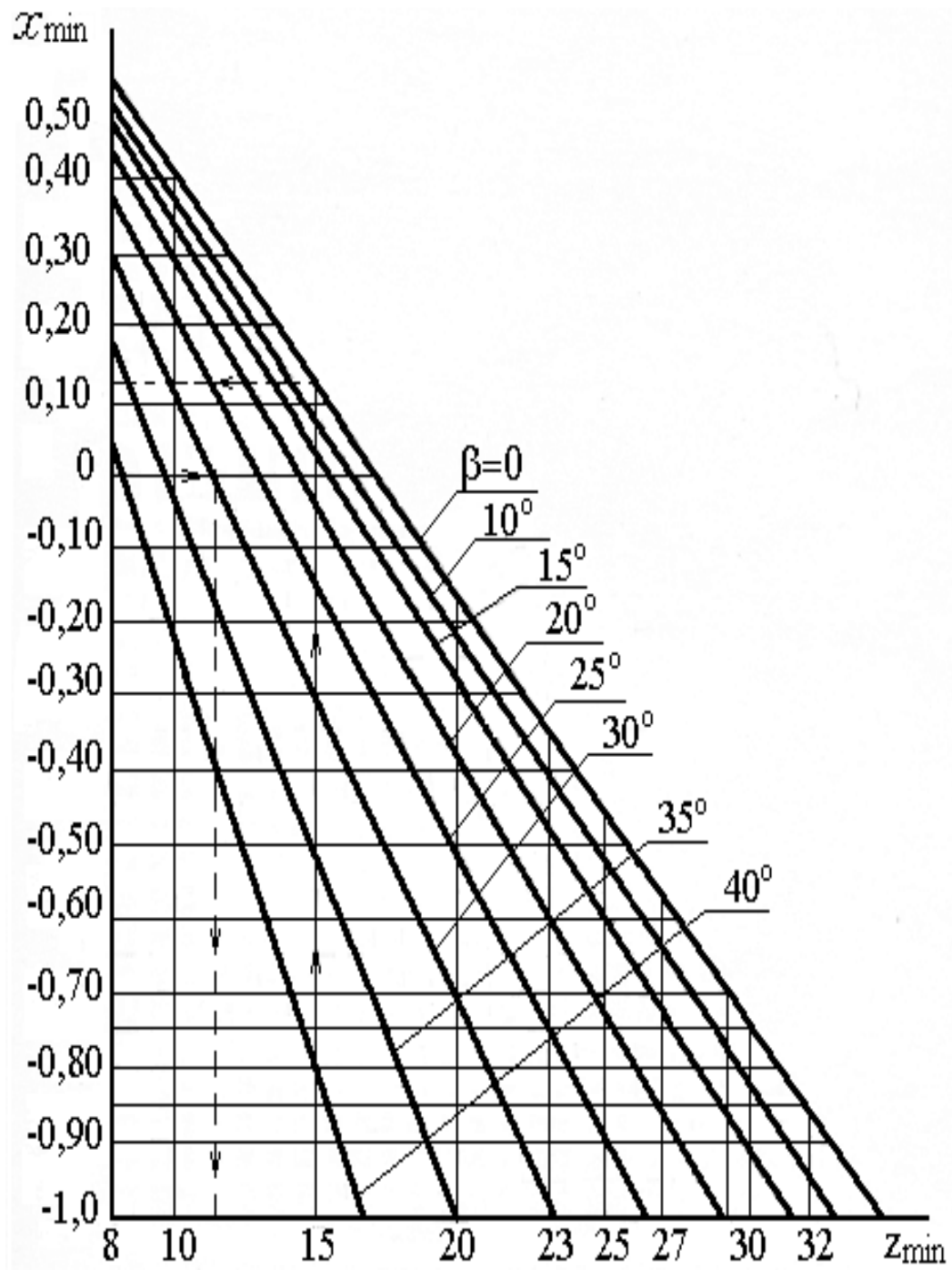


Рисунок Б.1 – График для определения $x_{\min}$ в зависимости от z и β

Учебное издание

Неменко Александра Васильевна

**МЕХАНИЗМЫ ДВИГАТЕЛЯ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.
ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ**

Учебно-методическое пособие

В авторской редакции

Изд. № 16/2022. Зак. 34/2022. Тираж 40 экз.
Объем 4 п.л. Усл. печ. л. 3,72. Уч. изд. л. 3,92.
РИИЦМ ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»
299015 г. Севастополь, ул. Курчатова, 7