

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**ДЕТАЛИ МАШИН.
СОСНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ**

*Рекомендовано Учебно-методическим объединением
по аграрному техническому образованию
в качестве учебно-методического пособия
для студентов учреждений высшего образования,
обучающихся по группе специальностей 74 06 «Агроинженерия»
и специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство
сельскохозяйственной техники»*

Минск
БГАТУ
2024

УДК 621.81(07)

ББК 34.44я7

Д38

Авторы:

кандидат технических наук, доцент, ректор *Н. Н. Романюк*,
старший преподаватель *И. Н. Кононович*,
старший преподаватель *В. В. Михалков*,
старший преподаватель *К. Л. Сергеев*

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автомобили»
Белорусского национального технического университета *Ю. Д. Карпиевич*;
кандидат технических наук, старший научный сотрудник отдела новых
технологий и техники РУП «НПЦ НАН Беларуси по продовольствию» *С. И. Корзун*

Детали машин. Соосные зубчатые передачи : учебно-методическое пособие /
Д38 **Н. Н. Романюк [и др.]**. – Минск : БГАТУ, 2024. – 300 с.
ISBN 978-985-25-0235-1.

Рассмотрены классификация, теория и расчеты соосных зубчатых передач общемашиностроительного применения. Содержит примеры расчета, методические рекомендации, нормативные материалы и выдержки из стандартов, необходимые для выполнения расчетов и проектирования.

Для студентов инженерных специальностей учреждений высшего образования и учащихся механических и машиностроительных специальностей учреждений среднего специального образования; для технических работников промышленных предприятий и конструкторских организаций отраслей машиностроения.

УДК 621.81(07)

ББК 34.44я7

ISBN 978-985-25-0235-1

© БГАТУ, 2024

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1. Особенности и область применения зубчатых передач в приводах.....	5
1.1. Виды передач в приводах.....	5
1.2. Зубчатые передачи в приводах.....	7
2. Конструктивные решения механизмов с соосными передачами.....	12
2.1. Двухступенчатые соосные цилиндрические зубчатые передачи.....	12
2.2. Соосные планетарные зубчатые передачи в приводах.....	17
2.3. Соосные зубчатые волновые передачи в приводах.....	26
3. Расчет и конструирование составных элементов соосных цилиндрических зубчатых передач в простых (рядовых) механизмах.....	34
3.1. Кинематика и геометрия цилиндрических зубчатых передач с зацеплением двух колес без смещения и со смещением.....	34
3.2. Материалы зубчатых колес и термообработка.....	83
3.3. Виды повреждения зубьев и критерии работоспособности зубчатых передач. Допускаемые напряжения.....	87
3.4. Расчетная нагрузка. Коэффициент нагрузки.....	116
3.5. Расчеты и проектирование цилиндрических зубчатых передач.....	131
3.5.1. Общие сведения.....	131
3.5.2. Расчет зубьев цилиндрических передач на контактную прочность.....	132
3.5.3. Расчет зубьев цилиндрических передач на прочность при изгибе ...	145
4. Расчет и конструирование планетарных передач.....	177
4.1. Основные кинематические и геометрические соотношения планетарных передач.....	177
4.2. Силы, действующие в зацеплении.....	190
4.3. Расчет планетарных передач на прочность.....	192
4.4. Расчет осей, валов и подшипников.....	212
4.5. Исполнение конструкций элементов соосных зубчатых планетарных передач.....	231
4.6. Смазывание соосных зубчатых планетарных передач.....	236
5. Расчет и конструирование волновых передач.....	237
5.1. Кинематика и геометрия.....	237
5.2. Расчет волновых передач.....	243
5.2.1. Соосная зубчатая волновая передача.....	243
5.2.2. Соосная волновая передача с телами качения.....	290
Список использованной литературы.....	299

ВВЕДЕНИЕ

Обучение методике расчета и конструирования деталей машин, их сборочных единиц является важнейшей задачей при подготовке инженеромехаников. Этому во многом способствует учебный курс «Детали машин», который изучается на инженерных факультетах учреждений высшего образования, включая сельскохозяйственные. Основной задачей курса является познание общих методов инженерных расчетов на базе типовых элементов машин, к которым относятся детали и узлы, входящие в состав большинства машин. Это разборные и неразборные соединения (резьбовые, шпоночные, шлицевые, сварные, заклепочные, прессовые, клеевые и т. д.), передачи и элементы передач (валы, оси, подшипники, муфты и др.). По этому принципу структурирована и дисциплина «Детали машин». В ранее изданных пособиях [1...3] значительное внимание уделено общим принципам расчета и проектирования соединений, передач с гибкой связью, фрикционным, зубчатым, червячным передачам, а также валам и подшипникам.

Наиболее серьезной частью как по важности, так и по многообразию материала являются цилиндрические, конические и червячные передачи. Они распространены в сельскохозяйственных машинах, в оборудовании перерабатывающих отраслей, в различных областях современного машиностроения. Создание зубчатых и червячных передач, отвечающих высокому научно-техническому и производственному уровню, являются сложной задачей, требующей рассмотрения многих факторов, один из которых – качество проектируемой передачи. Поэтому в пособии [3] нашли надлежащее отражение основные положения теории, расчета и конструирования цилиндрических, конических и червячных передач, сопровождаемые справочными нормативными материалами и примерами расчетов кинематических развернутых схем.

В данном издании выделены и рассмотрены теории, расчет и проектирование передач с кинематическими связанными зубчатыми колесами, образующими соосный механизм – рядовой, планетарный и волновой.

1. ОСОБЕННОСТИ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ В ПРИВОДАХ

1.1. Виды передач в приводах

Исполнительные элементы (рабочие механизмы) машин и оборудования (колеса автомобиля, трактора, жатка зерно- и кормоуборочного комбайна, шпиндель токарного станка, режущий диск деревообрабатывающего автомата, лента транспортера, сита зерноочистительной машины, валки сортировочной машины картофеля, емкость бетономешалки и др.) приводятся в движение с помощью передаточного механизма (привода). Обычно привод состоит из двигателя (электродвигатель, двигатель внутреннего сгорания, гидромотор, турбина), передачи (зубчатая, червячная, ременная, цепная, фрикционная), соединительных элементов (муфт) и аппаратуры управления.

Использование передач в приводах обуславливается необходимостью согласования высокой скорости вращения вала двигателя и низкой скорости движения рабочего (исполнительного) органа машин или оборудования. В редких случаях, когда частота вращения валов двигателя и приводного механизма одинаковы по значению, применяют непосредственное их соединение муфтой (в приводах насосов) или креплением на валу двигателя шлифовального круга.

В зависимости от способа и конструктивного исполнения механизма передачи энергии от двигателя к исполнительному элементу машины различают механические, гидравлические, электрические и пневматические приводы. Наиболее широкое применение нашли механические приводы для передачи энергии вращательного движения или преобразования вращательного в поступательное. В них используют унифицированные и стандартные изделия (сборочные единицы) – редукторы, муфты, карданные валы, вариаторы, а также детали общего назначения – зубчатые колеса, червяки, ремни, цепи, шкивы, звездочки, валы, подшипники, крепежные изделия и др.

На рис. 1.1 показан привод цепного транспортера, используемого практически во всех отраслях народного хозяйства. Он состоит из электродвигателя 1, муфт 2, 4 с защитными щитками, редуктора 3, приводной звездочки 5 тяговой цепи транспортера, подшипниковых опор 6, вала 7 приводной звездочки, рамы (основания) привода 8 и крепежных изделий 9.

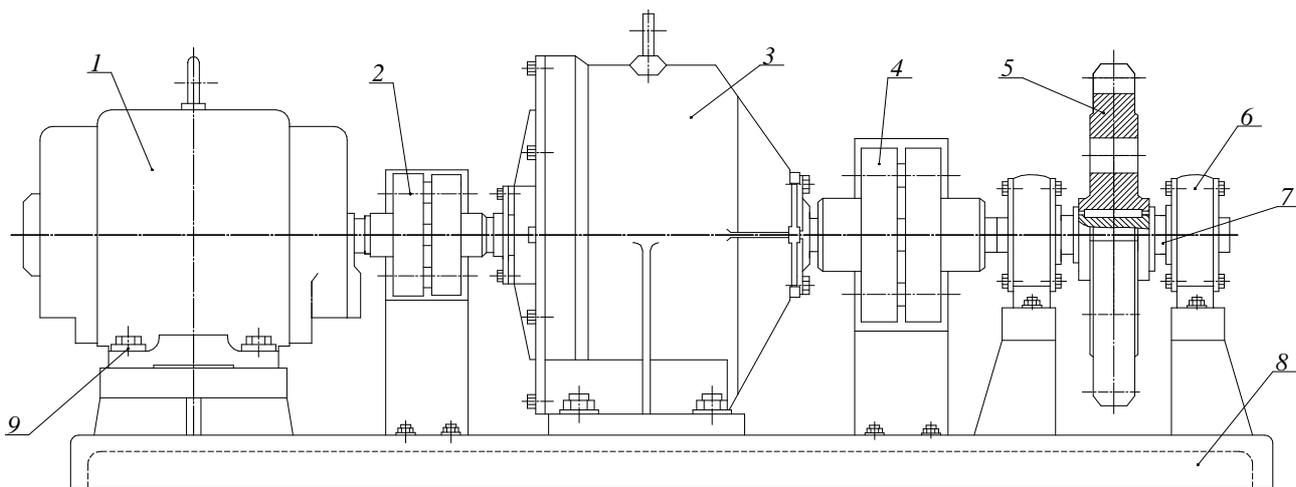


Рис. 1.1. Привод цепного транспортера

Возможен и другой набор элементов передачи вращательной энергии. Так, в металлорежущем оборудовании (станках) энергия от электродвигателя через зубчатые механизмы передается к резцу или фрезе; в автомобиле – от двигателя внутреннего сгорания через муфту сцепления, коробку передач, карданный вал, зубчатые зацепления приводного органа (моста) к колесам; в подборщике зерноуборочного комбайна – от гидромотора через редуктор и цепные передачи к шнеку и подбирающему устройству.

Используемая современными отраслями хозяйственной деятельности энергия передается в основном механическим приводом, в котором ключевым звеном является передача. Передачами в машинах называются устройства, используемые для передачи энергии механического движения на расстояние и изменения его параметров. Они могут быть как замедляющими, так и ускоряющими угловую скорость (частоту вращения) двигателя до заданной угловой скорости рабочего органа машины. Понижение частоты вращения называют редуцированием, а устройства с понижающими передачами – редукторами. Устройства, повышающие частоты вращения, называют ускорителями или мультипликаторами. Более распространены редукторы.

По способу передачи энергии (движения) от ведущего вала к ведомому различают механические передачи трением и зацеплением. К передачам трением относятся фрикционные (рис. 1.2, а) и ременные (рис. 1.2. е), а зацеплением – зубчатые (рис. 1.2, б), червячные (рис. 1.2, в), цепные (рис. 1.2, ж), передачи «винт–гайка» (рис. 1.2, з, д).

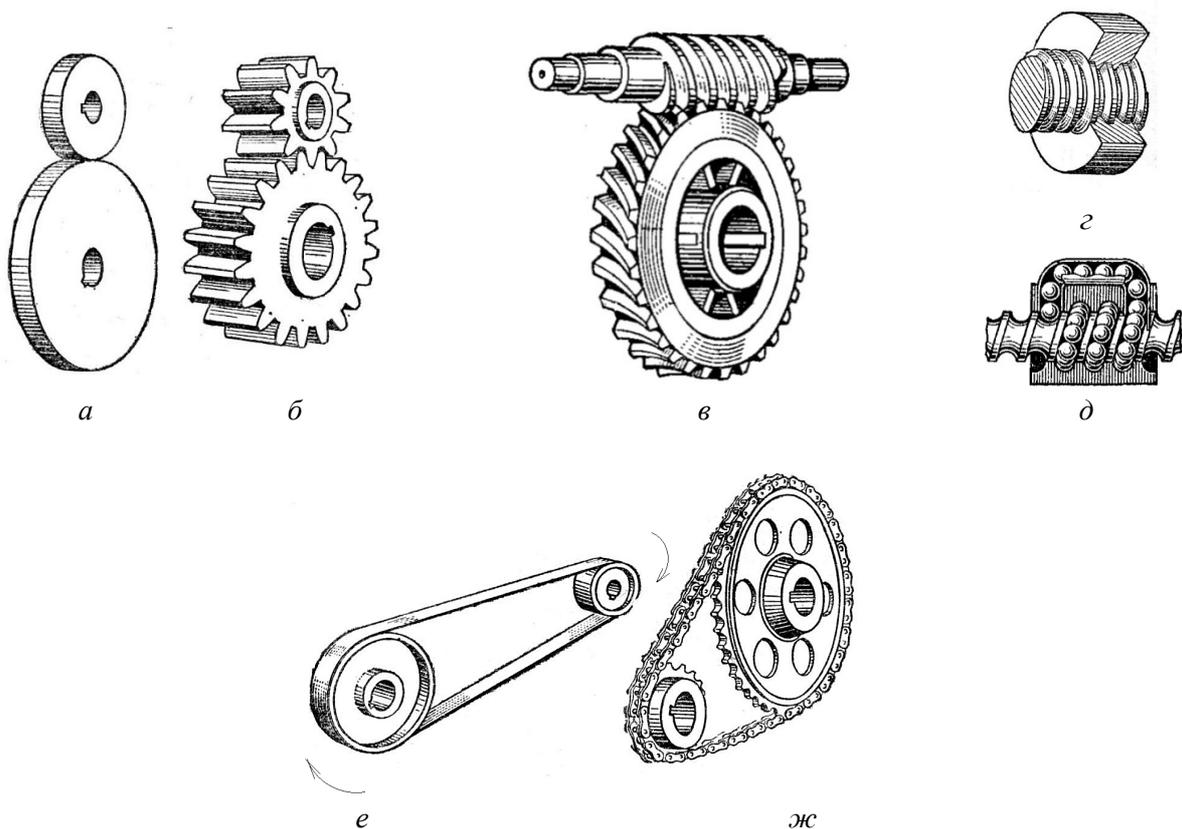


Рис. 1.2. Передачи трением и зацеплением

По взаимному расположению составных элементов в пространстве передачи бывают: непосредственного касания (контакта) – фрикционные, зубчатые, червячные, винтовые; с гибкой связью – ременные и цепные. Конструктивно передачи могут оформляться без корпуса (открытые) и иметь общий жесткий корпус, в котором располагаются все составные элементы передачи (закрытые).

Выбор механической передачи для привода является одной из типичных инженерных задач, решаемых при разработке проекта машин, прибора или аппарата на основе технико-экономического сопоставления. Внешние характеристики передачи: тип машины и назначение передачи, передаваемая мощность, момент и частоты вращения входного (ведущего) $P_{вщ}$, $T_{вщ}$, $n_{вщ}$ и выходного (ведомого) $P_{вм}$, $T_{вм}$, $n_{вм}$ валов, взаимное расположение и расстояние между этими валами, условия сервисного обслуживания, ресурс привода и др. Варианты передач сравнивают по коэффициенту полезного действия (КПД), массе, габаритам, стоимости проектирования, производства, эксплуатации и т. п.

1.2. Зубчатые передачи в приводах

Наиболее широкое применение во всех областях техники получили зубчатые передачи (передачи зацеплением) – важная группа механических звеньев

передачи энергии. Их применяют для согласования передаваемых мощностей P , моментов вращения T и частот вращения n , для передачи вращательного движения между валами с параллельными осями (цилиндрические передачи), пересекающимися (конические) и перекрещивающимися осями (гипоидные, червячные, зубчатовинтовые), а также для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот.

Зубчатые цилиндрические передачи создаются цилиндрическими колесами с прямыми (рис. 1.3, *а, з*), косыми (рис. 1.3, *б*) и шевронными (рис. 1.3, *в*) зубьями. Передачи между валами с пересекающимися осями (конические) бывают с прямыми, косыми или круговыми зубьями (рис. 1.3, *е-з*), а с перекрещивающимися осями – винтовые и гипоидные (рис. 1.3, *и, к*). В зависимости от относительного расположения зубчатых колес передачи могут быть с внешним (рис. 1.3, *а*) или внутренним (рис. 1.3, *з*) зацеплением. Зубчатые передачи преобразовывают вращательное движение в поступательное и наоборот цилиндрическим колесом и рейкой (рис. 1.3, *д*).

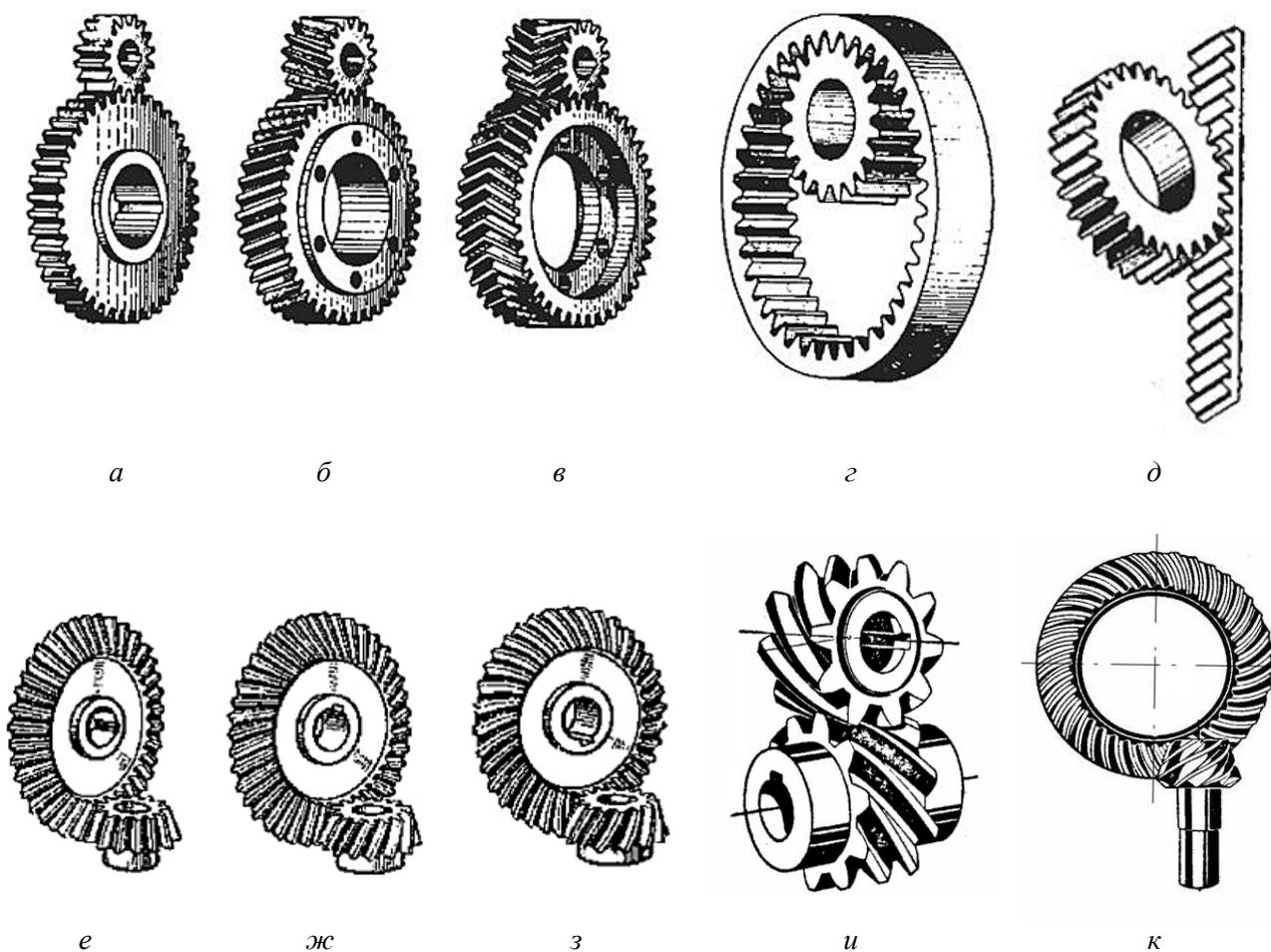


Рис. 1.3. Виды зубчатых передач

Рассмотренные передачи классифицируются также по следующим признакам:

а) окружная скорость колес, м/с: весьма тихоходные ($< 0,5$); тихоходные ($0,5 \dots 3,0$); среднеходные ($3 \dots 15$); быстроходные (> 15);

б) профиль зуба: эвольвентные, циклоидные, круговинтовые системы Новикова;

в) твердость НВ рабочих поверхностей зубьев: до 350 и свыше 350;

г) степень защищенности: открытые, полузакрытые и закрытые (коробки передач, редукторы);

д) «подвижность» (перемещение) валов: обыкновенные (простые), планетарные (сателлитные) и волновые;

е) точность: 12 степеней (для коробок передач и редукторов применяются степени точности 7, 8 и 9).

Достоинства зубчатых передач: высокая нагрузочная способность в широком диапазоне моментов, скоростей и передаточных отношений; надежность и высокий КПД (до 0,995). Характеризуются сравнительно малыми нагрузками на валы и опоры валов. Недостатки: требуемая высокая точность изготовления, шум при работе в режиме значительных скоростей и сравнительно большая стоимость изготовления.

Зубчатые и червячные передачи в приводах могут выступать отдельными механизмами или в виде сформированных ими редукторов. Эти механизмы являются неотъемлемой составной частью современного оборудования. Разнообразие требований, предъявляемых к редукторам, предопределяет широкий ассортимент их типов, типоразмеров, конструктивных исполнений, передаточных отношений и схем сборки.

По ГОСТ 16162–82Е к редукторам общемашиностроительного применения относят: цилиндрические одно-, двух- и трехступенчатые с относительным расположением валов в пространстве горизонтально или вертикально; конические одноступенчатые; коническо-цилиндрические двух- и трехступенчатые; червячные, глобоидные одно- и двухступенчатые; червячно-цилиндрические двухступенчатые.

Кинематические схемы (а) и общие виды (б) наиболее распространенных типов редукторов представлены на рис. 1.4...1.12. На схемах буквой Б обозначен входной (быстроходный) вал редуктора, буквой Т – выходной (тихоходной).

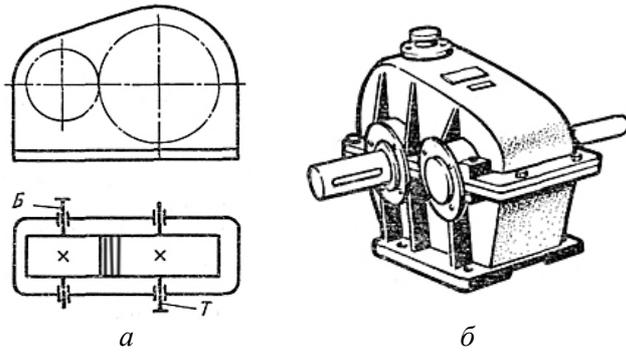


Рис. 1.4. Одноступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими прямозубыми зубчатыми колесами

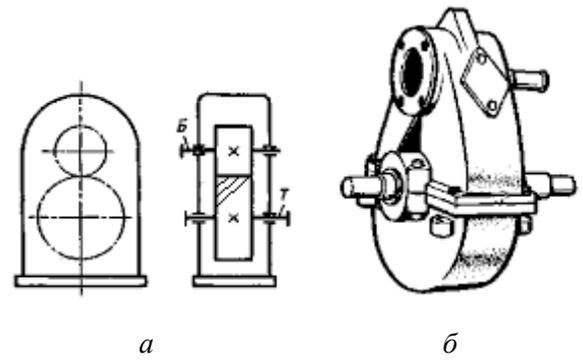


Рис. 1.5. Одноступенчатый вертикальный редуктор с цилиндрическими косозубыми зубчатыми колесами

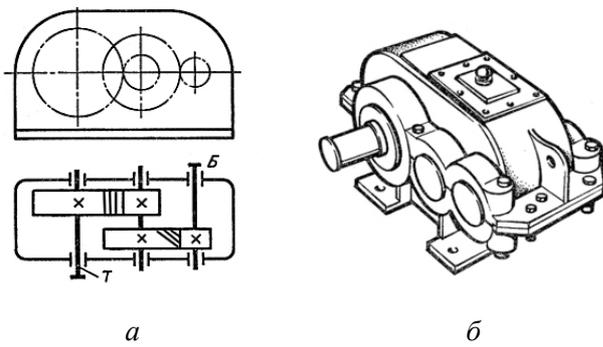


Рис. 1.6. Двухступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими колесами

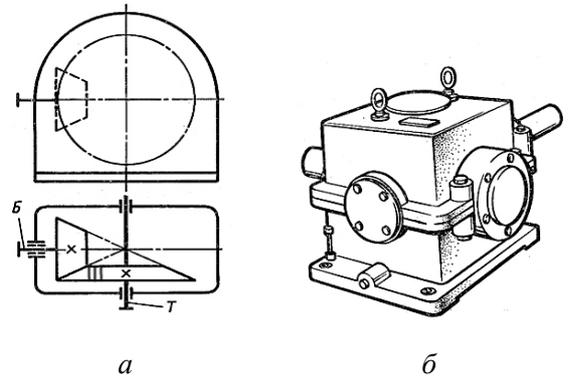


Рис. 1.7. Одноступенчатый редуктор с коническими прямозубыми колесами

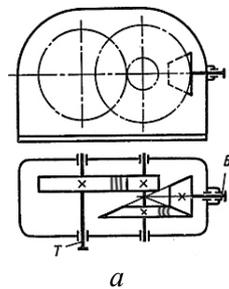


Рис. 1.8. Двухступенчатый горизонтальный коническо-цилиндрический редуктор с косыми зубьями (коническая пара) и прямыми зубьями (цилиндрическая пара)

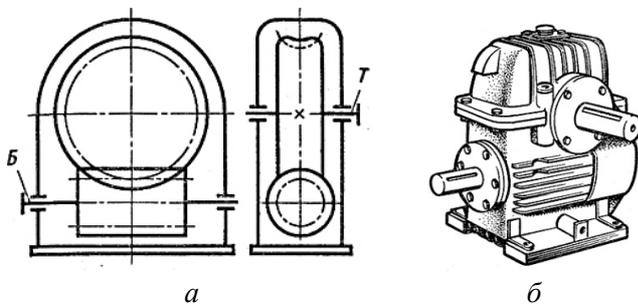


Рис. 1.9. Червячный редуктор с нижним расположением червяка

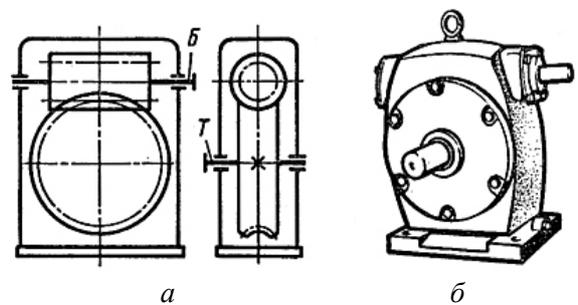


Рис. 1.10. Червячный редуктор с верхним расположением червяка

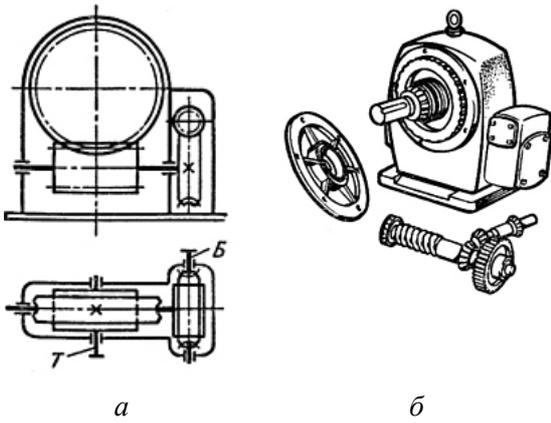


Рис. 1.11. Двухступенчатый червячный редуктор

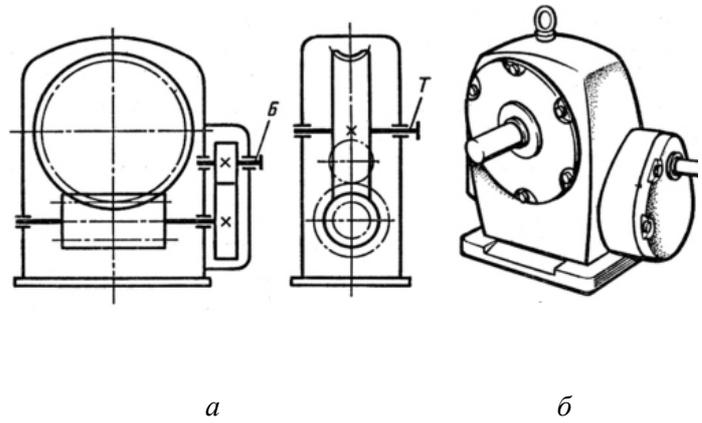


Рис. 1.12. Двухступенчатый зубчато-червячный редуктор

В качестве внешних характеристик редукторов могут выступать КПД, передаточное отношение (частота вращения выходного вала), вращательный момент и допускаемая консольная нагрузка на выходном валу.

Рассмотренные схемы редукторов в основном выполнены по развернутой схеме, где геометрическая ось не совпадает с осями звеньев подводящих и отводящих крутящие моменты. Они отличаются несимметричным расположением колес на валах, из-за чего повышается концентрация нагрузки по длине зуба. Поэтому в таких конструкциях применяются жесткие валы.

2. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ МЕХАНИЗМОВ С СООСНЫМИ ПЕРЕДАЧАМИ

2.1. Двухступенчатые соосные цилиндрические зубчатые передачи

Механизм, у которого геометрическая ось совпадает с осями звеньев, подводящих и отводящих крутящие моменты, называют соосным. Если звеньями механизма служат зубчатые цилиндрические колеса, то такой механизм образует соосный зубчатый механизм или соосную зубчатую цилиндрическую передачу. По условиям компоновки таких механизмов оси быстроходного и тихоходного валов находятся на одной линии. В конструктивном решении соосные зубчатые передачи формируют зубчатые, двух-, трехступенчатые, планетарные и волновые редукторы.

На рис. 2.1, *а*, *в* показана наиболее простая кинематическая схема и общий вид по разьему соосного механизма (редуктора), состоящего из четырех цилиндрических зубчатых колес внешнего зацепления с неподвижными в пространстве валами I на входе и II на выходе из редуктора, имеющими общую геометрическую ось. Механизм, у которого в пространстве геометрические оси зубчатых колес неподвижны, называют рядовым, или простым.

На рис. 2.1, *б* показан другой вариант кинематической схемы соосного механизма, образованного из зубчатых колес 1, 2 внешнего и 3 внутреннего зацепления с неподвижными в пространстве осью и валами I и II, имеющими, как и в первом случае, общую геометрическую ось. Зубчатое колесо 2, расположенное между зубчатыми колесами 1, 3, называют сателлитом. В рядовом механизме это колесо, находясь на неподвижной оси, не влияет на его передаточное отношение.

Схема редуктора с горизонтальным разъемом по соосным зубчатым передачам позволяет получать меньшие габариты по длине, и это ее основное преимущество. Из-за необходимости размещения подшипников быстроходного и тихоходного валов внутри корпуса конструкция его усложняется и увеличивается в осевом направлении. Кроме того, наблюдение за работой и контроль состояния внутренних подшипников и их смазывание при эксплуатации затруднены. Большое расстояние между опорами промежуточного вала вызывает необходимость увеличения его диаметра с целью обеспечения достаточной прочности и жесткости.

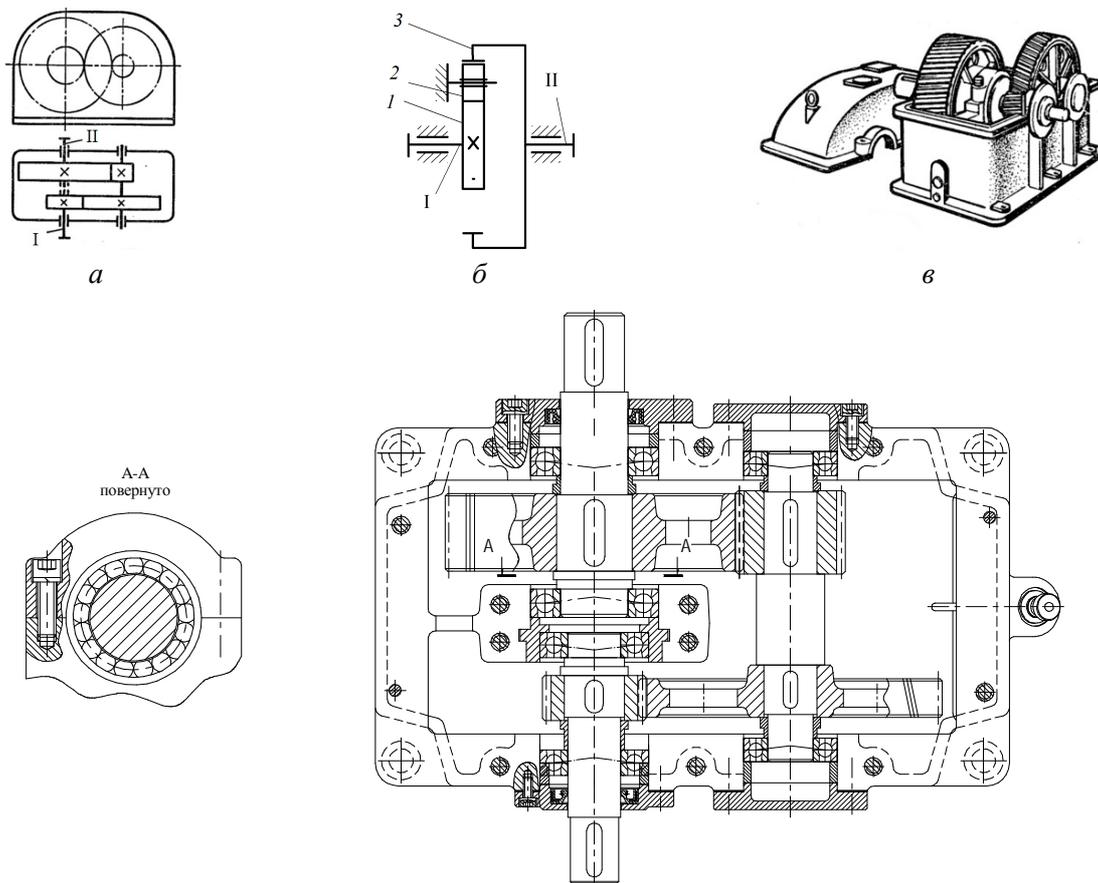
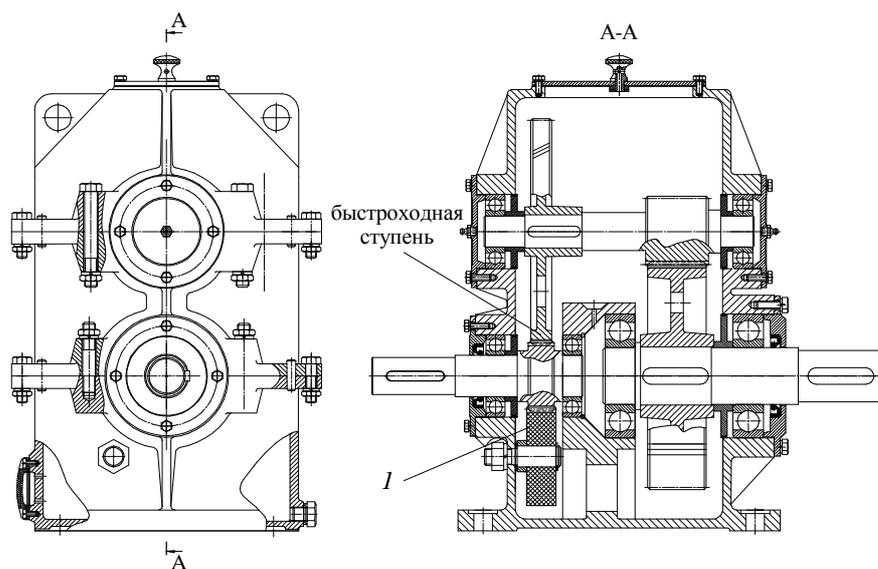


Рис. 2.1. Горизонтальный соосный редуктор:
а, б – два варианта кинематической схемы; *в* – общий вид с разрезом по разьему

В конструкциях редукторов вертикального расположения соосных зубчатых передач (рис. 2.2) затруднено смазывание зубчатых зацеплений быстроходной и тихоходной ступеней. Проявляется необходимость проектирования и установки дополнительной шестерни или крыльчатки разбрызгивателя смазочного материала.



а
 13

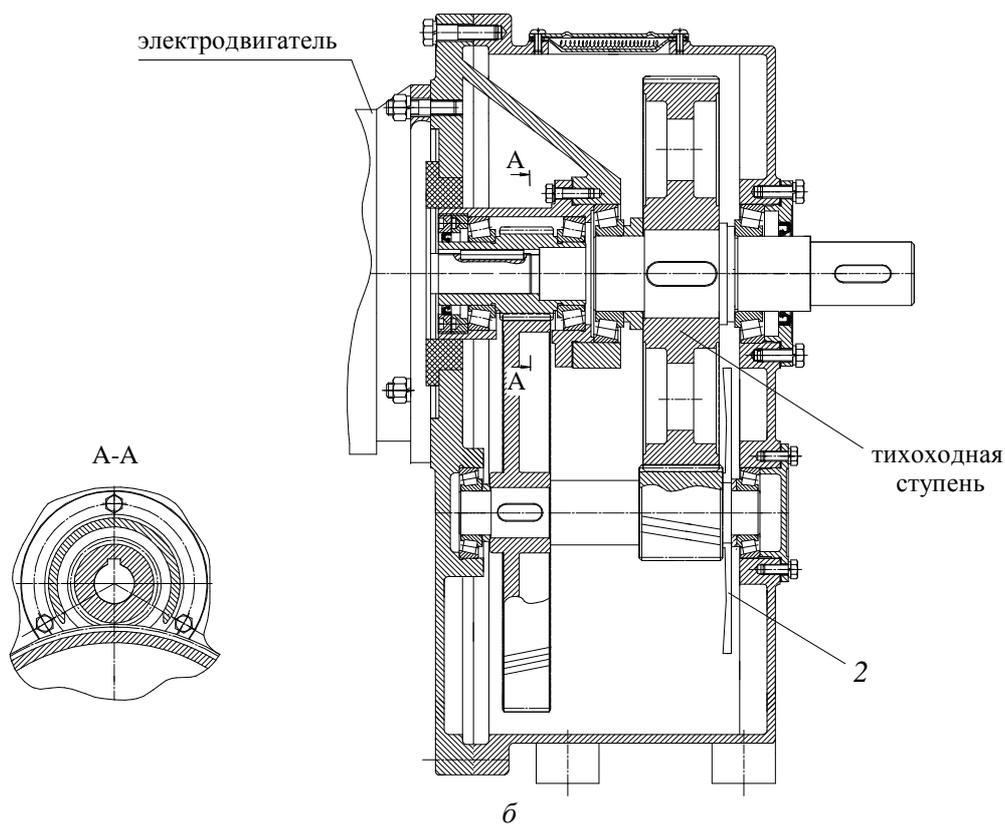


Рис. 2.2. Двухступенчатые соосные редукторы вертикальной компоновки:
a – нижнее расположение валов; *б* – верхнее расположение входного и выходного валов;
 1 – дополнительная шестерня; 2 – крыльчатка разбрызгивателя

С целью уменьшения размеров в осевом направлении исключают внутреннюю опору подшипников, вводя стаканы и перегородки для них. На рис. 2.3 показаны схемы механизмов с соосными зубчатыми цилиндрическими передачами горизонтальной (*a*) и вертикальной (*б*) компоновки валов.

На рис. 2.3, *a* оба подшипника входного вала размещены в стакане, который одновременно предназначен для установки на нем одного из подшипников выходного вала. Для увеличения жесткости стакан выполнен с толстыми оребренными стенками. Колесо тихоходной ступени, в отверстии которого размещен подшипник, изготовлено совместно с выходным валом.

В вертикальном редукторе (рис. 2.3, *б*) быстроходный вал с насаженной на него ведущей шестерней также смонтирован в стакане и вращается в двух конических роликоподшипниках. Стакан присоединен снаружи к боковой несущей крышке – перегородке корпуса, в которой с одной стороны в конических роликоподшипниках монтируется промежуточный вал-шестерня и выходной вал. С другой стороны эти валы опираются аналогичными подшипниками на боковую стенку корпуса. Подшипники регулируются нажимными крышками и наборами стальных прокладок.

Смазывание зубчатых зацеплений и подшипников осуществляется из общей масляной ванны. В горизонтальных цилиндрических соосных механизмах колеса быстроходной и тихоходной пары, погружаясь в масляную ванну, разбрызгивают смазочный материал. В вертикальных соосных передачах при скорости зацепления быстроходной ступени $\geq 3,0$ м/с колеса и подшипники также смазываются из общей масляной ванны разбрызгиванием смазочного материала колесом быстроходной ступени. При меньшем значении скорости устанавливаются смазочные шестерни или крыльчатки. Смазывание подшипников ведущего (быстроходного) вала в стаканах (см. рис. 2.3, б) осуществляется индивидуально пластичным смазочным материалом, нагнетаемым систематически через пресс-масленку.

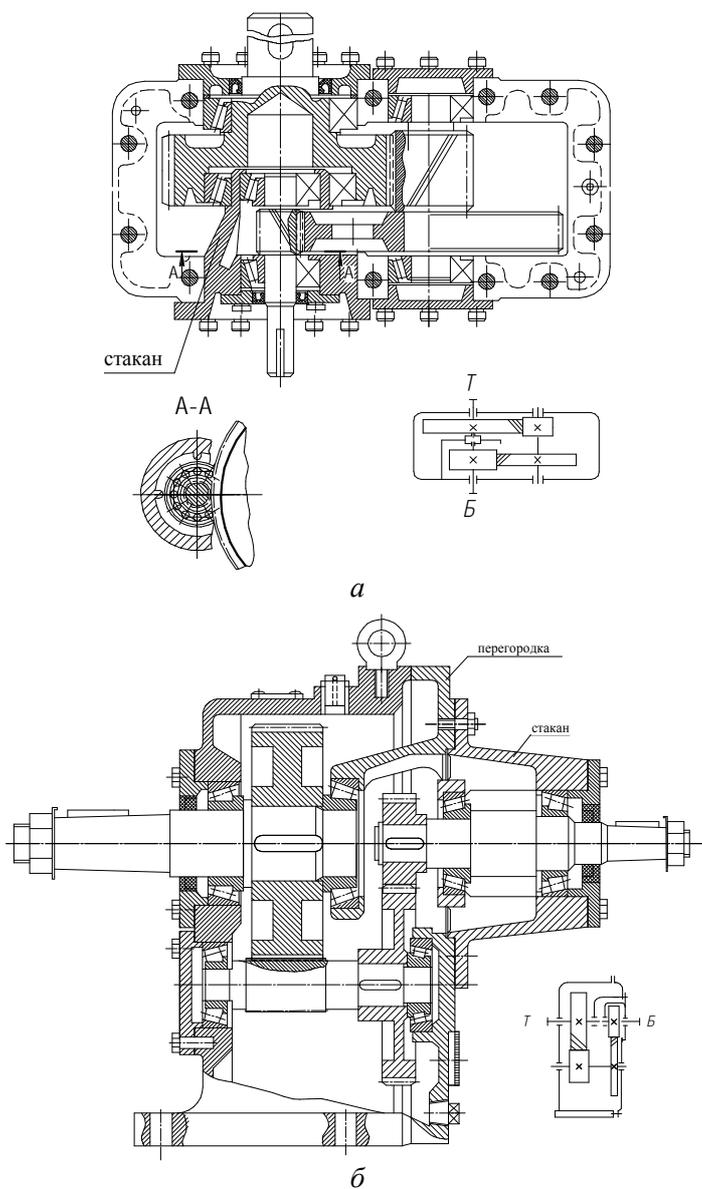


Рис. 2.3. Двухступенчатые редукторы:
 а – горизонтальный цилиндрический соосный;
 б – вертикальный с цилиндрическими соосными зубчатыми передачами

Еще один вариант исполнения двухступенчатых агрегатов с цилиндрическими соосными зубчатыми передачами представлен на рис. 2.4, а, б. Устройство выполнено по соосной схеме с расположением осей валов в вертикальной плоскости.

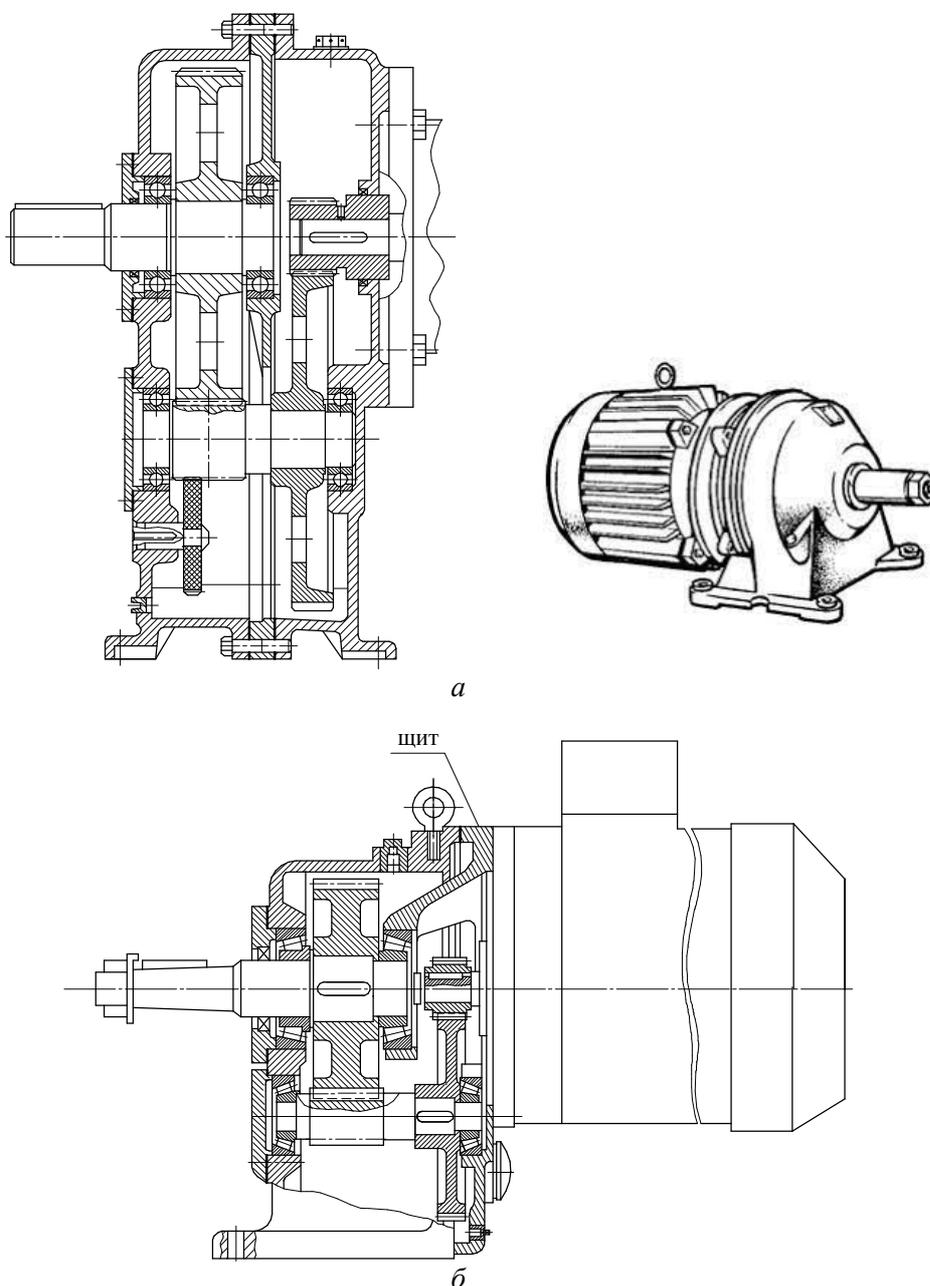


Рис. 2.4. Мотор-редукторы на опорных лапах с цилиндрическими двухступенчатыми соосными передачами:
а – конструктивное исполнение корпуса из трех частей (два щита и промежуточная пластина);
б – корпус с правой стороны закрывается щитом

На рис. 2.4 вместо стакана, подшипников и быстроходного вала (см. рис. 2.3, б) в правом щите выполнены расточка и резьбовые отверстия под

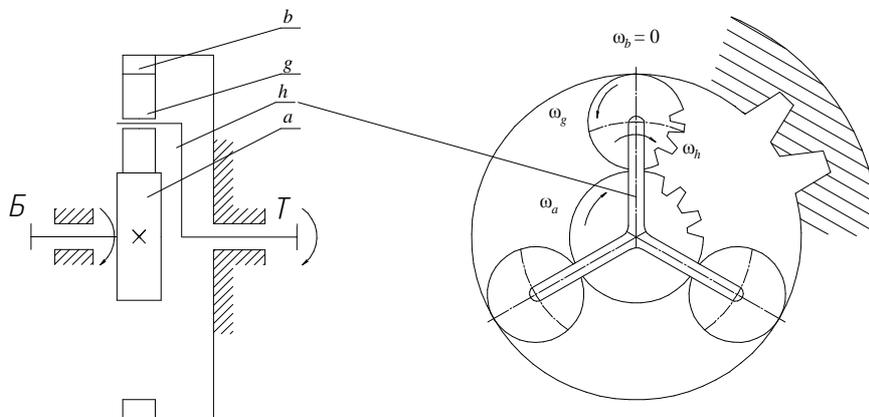
фланец электродвигателя. Когда электродвигатель устанавливают в щит, на вал электродвигателя насаживается ведущая шестерня, которая входит в зацепление с зубчатым колесом, напрессованным на вал-шестерню, являющийся промежуточным валом. Эти агрегаты получили название мотор-редукторов.

Расположение опор валов в корпусе и щитах исключило необходимость обустройства соосного механизма дополнительной опорой и позволило создавать технологичные конструкции, уменьшить его осевой габарит и массу. Промышленность серийно выпускает цилиндрические двухступенчатые соосные мотор-редукторы типа МЦ2С (рис. 2.4, б), в которых конструктивно объединены электродвигатель и редуктор. Электродвигатели, поставляемые в составе мотор-редукторов, это 2-, 4- или 6-полюсные асинхронные двигатели серии 4А...РЗ с фланцевым присоединением к щиту корпуса редуктора впереди

Мотор-редукторы с соосными зубчатыми передачами из-за меньших габаритно-массивных показателей и большей экономичности по сравнению с системами, состоящими из отдельного электродвигателя, соединенного с редуктором муфтой, широко используются в приводах оборудования перерабатывающих отраслей агропромышленного комплекса – на зерно-, молоко-, мясо- и овощеперерабатывающих предприятиях.

2.2. Соосные планетарные зубчатые передачи в приводах

Планетарными называются передачи, имеющие зубчатые колеса с подвижными осями вращения. Эти передачи позволяют осуществлять сложение и деление движений в различных механизмах и машинах. Простейшая планетарная зубчатая передача (рис. 2.5, 2.6) представляет собой расположенные соосно центральное колесо a и водило h с сателлитами g , вращающимися вокруг осей, установленных в водиле, которое также вращается.



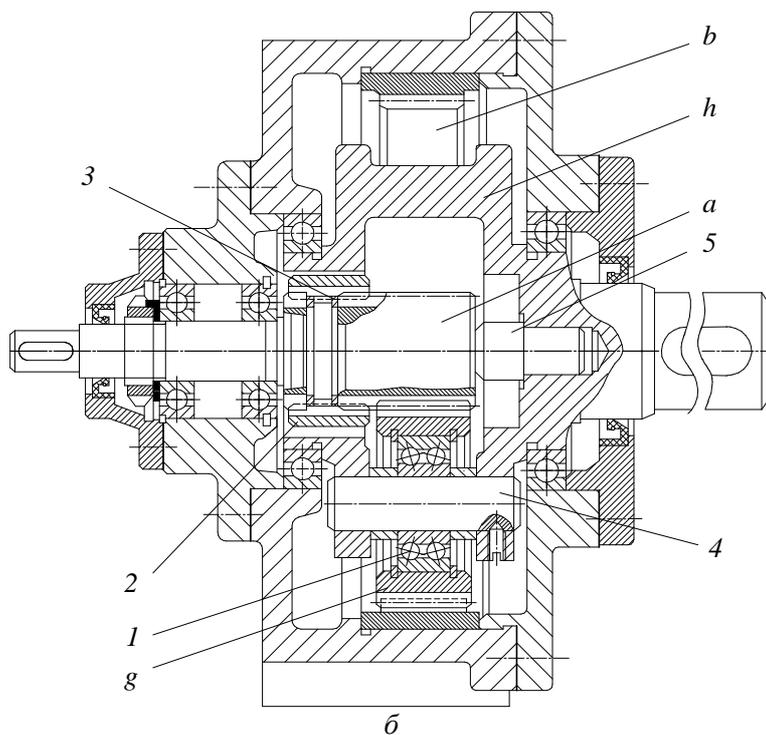


Рис. 2.5. Кинематическая схема соосной планетарной передачи (а) и вариант планетарного редуктора (б), исполненного по этой схеме: 1 – подшипник; 2 – муфта зубчатая; 3 – кольцо упорное пружинное; 4 – ось; 5 – штырь упорный

Признаком осуществления передачи вращения планетарной зубчатой схемой является то, что в механизме имеется заторможенное неподвижное звено. В представленной схеме таким является звено b , закрепленное в корпусе, а звенья a и h являются соответственно ведущим и ведомым или наоборот.

Если в планетарной передаче подвижны все звенья, т. е. колеса a , b и водило h , то такую передачу называют дифференциальной.

В схеме звенья a , b обозначаются как $2K$, а водило – h (в целом – $2K-h$). Передаточное отношение в соосной зубчатой планетарной передаче, когда вращательное движение при остановленном звене b передается от a к h , сокращенно записывается как i_{ah}^b .

В планетарных соосных передачах применяют цилиндрические колеса с прямыми и косыми зубьями. Так как в этих передачах вращающий момент распределяется по потокам (по числу сателлитов), то планетарные передачи оформляются компактнее обычных зубчатых передач. Из-за симметричного расположения сателлитов силы в передачах взаимно уравновешиваются, поэтому зубья колес испытывают меньшую нагрузку, это позволяет уменьшить их размеры и в целом снизить массу конструкции. Также благодаря соосности ведущего и ведомого валов проявляется удобство компоновки этих передач в машинах и посредством одной степени

можно получать бóльшие передаточные отношения, чем исключается использование многоступенчатых передач.

Благодаря этим преимуществам в последнее время планетарные передачи широко используются во многих отраслях машиностроения, агропромышленного комплекса, строительства, транспорта с мощностями от нескольких ватт (приборы) до мегаватт (ветроэлектростанции).

Наряду с этим данные передачи более требовательны к точности изготовления и монтажу. Для нарезания колес с внутренними зубьями требуется зубодолбежный станок, парк которых меньше, чем зубофрезерных. Для компенсации погрешности изготовления и сборки соосных планетарных редукторов, вызывающих неравномерности распределения нагрузки между сателлитами, колесо a или b делают самоустанавливающимся (плавающим). В варианте компоновки редуктора (рис. 2.5, б) принята шестерня a , самоустанавливающаяся в радиальном направлении, т. е. не имеющая радиальных опор-подшипников. Это дает возможность выровнять распределение нагрузки между сателлитами g и повысить несущую способность передачи. В осевом направлении шестерня a фиксируется штырем 5 и упорными кольцами 3, установленными в зубчатой муфте 2, передающей вращение шестерни от быстроходного вала Б. Сателлиты g самоустанавливаются по центральному колесу b (неподвижно закреплено в корпусе) благодаря установке их на осях 4 водила h на сферических подшипниках качения 1.

Во втором варианте (рис. 2.6) конструкция однорядного соосного планетарного редуктора предусматривает плавающее положение колеса b . Это колесо закрепляется также неподвижно относительно корпуса посредством зубчатой муфты 2 и пружинных колец 3. За счет муфты колесо b самоустанавливается по зубьям сателлитов, этим выравнивается передача нагрузки по трем потокам мощности в редукторе. Ведущий вал выполнен заодно с ведущей (центральной) шестерней a . Вал вращается в двух подшипниках скольжения, запрессованных в крышке корпуса, и торце вала водила.

Принцип работы таких соосных планетарных зубчатых передач при закрепленном колесе b ($\omega_b = 0$): вращение шестерни a (ω_a) вызывает вращение сателлита g относительно собственной оси со скоростью ω_g . Качение сателлита по колесу b перемещает его ось и вращает водило со скоростью ω_h . Его движения аналогичны движению планет, поэтому передача называется планетарной.

При работе редукторов с закрепленным колесом крутящие моменты передаются центральной шестерней a сателлитам g , которые, обкатываясь по внутренним зубьям колеса b , увлекают водило h и в соответствии с выходным моментом ведомый вал. Этот вал в первом варианте (рис. 2.5) изготовлен совместно с водилом, а во втором (рис. 2.6) вставлен шлицевым концом в шлицевое отверстие водила и зафиксирован штифтом.

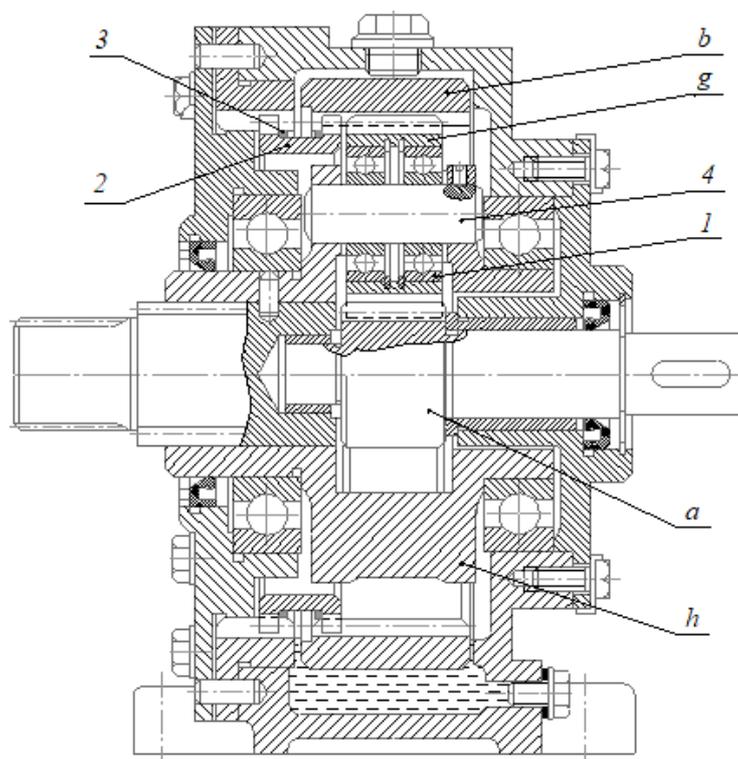


Рис. 2.6. Конструкция соосного планетарного редуктора с плавающим колесом *b*:
 1 – подшипник; 2 – муфта зубчатая; 3 – кольцо упорное пружинное; 4 – ось сателлита

Передаточное отношение таких редукторов $i = 3 \dots 8$. Наиболее распространенное число сателлитов – три, но может быть два, четыре и более. Для получения большого передаточные отношения объединяют несколько одноступенчатых соосных планетарных передач, последовательно соединяя их.

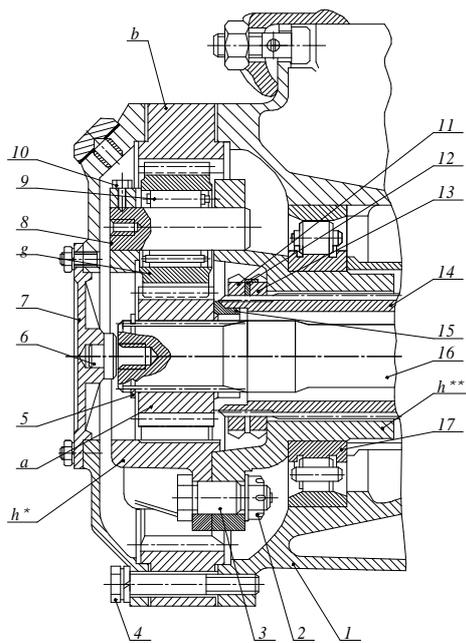
В отраслях хозяйствования большое распространение получили приводы, в которых используются соосные зубчатые планетарные передачи. Благодаря сложению и делению движений им обеспечено широкое применение в приводах, в т. ч. с разделением потоков мощности, например в трансмиссиях автомобилей и тракторов [10, 11], спаренных винтов самолетов, в приводах энергетических установок, металлорежущих станков и др.

У автомобилей при большом передаточном отношении ведущих мостов с целью снижения габаритов главной передачи с дифференциалом и муфтой блокировки применяются колесные редукторы (бортовые передачи). Помещаемые в ступицах колес переднего моста зубчатые планетарные передачи позволяют увеличить клиренс машины и рационально разместить двигатель. Получили признание зубчатые планетарные редукторы, встраиваемые в ступицы задних колес, резко снизившие нагруженность полуосей и повысившие их долговечность. Используются колесные редукторы двух исполнений: с застопоренным (заторможенным) водилом или коренным колесом с внутренними зубьями.

Учитывая, что планетарные передачи встраиваются в сборочные единицы машин и механизмов, дальнейшее их рассмотрение детализировано, что облегчит рассмотрение их расчета и проектирования.

Так как в зубчатых планетарных редукторах (см. рис. 2.5, 2.6) использованы схемы с застопоренными колесами b (коренное колесо с внутренними зубьями), то в качестве примера следует рассмотреть колесный редуктор с соосной зубчатой планетарной передачей, в которой застопорено водило h (рис. 2.7). Колесная передача является второй ступенью главной передачи задних приводных мостов.

Соосная зубчатая планетарная передача, как и рассмотренные на рис. 2.5, 2.6, состоит из центрального колеса (шестерни) a , сателлитов g с зубьями внешнего зацепления и колеса b с венцом из зубьев внутреннего зацепления. Центральные шестерни a устанавливаются на эвольвентные шлицы полуосей 16 и фиксируются стопорным кольцом 5 . Вторые концы полуосей при помощи шлицев соединяются с полуосевыми коническими шестернями центральной передачи (дифференциалами). Осевое перемещение полуоси в сторону центральной передачи ограничивается шестерней a , упирающейся посредством втулки 15 в торец кожуха 14 корпуса моста, а в обратную сторону – упорным сухарем 6 , установленным в крышке 7 . Сателлиты g вращаются за счет подшипников 9 на осях 8 , закрепленных в разъемном водиле стопорными винтами 10 . Водило состоит из внутренней чашки h^{**} и наружной h^* , соединенных между собой тремя болтами 3 и гайками 2 . Оно посажено на конец кожуха 14 с фиксацией гайками $11, 13$ и стопорным кольцом 12 и связано с кожухом шлицевым соединением, поэтому не вращается (застопорено). Колесо b является ведомым элементом передачи и прикреплено винтами 4 к ступице колеса 1 .



a

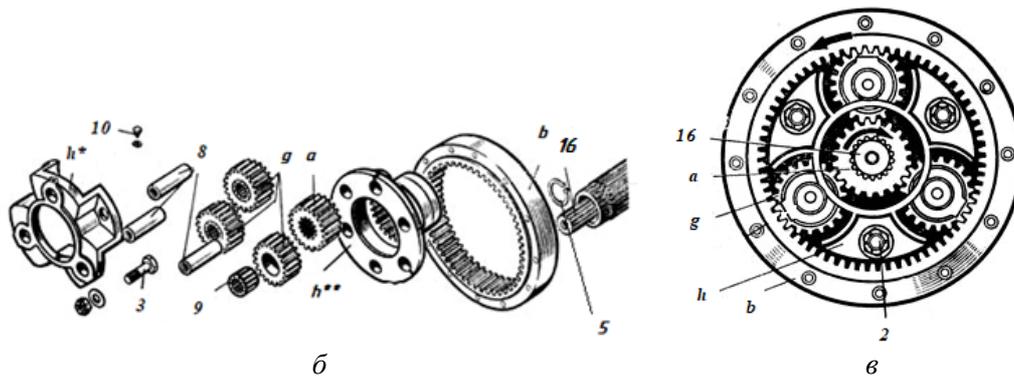


Рис. 2.7. Конструкция колесной передачи (а), ее детали (б) и схема (в)

От дифференциала центральной передачи крутящий момент передается полуоси 16, а с нее – на центральную шестерню *a* планетарного механизма колесных редукторов. От этой шестерни вращение через три сателлита *g* передается зубчатому колесу *b* внутреннего зацепления, а с него – ступице 1 с колесом (колесами).

Передаточное отношение такой передачи равно отношению чисел зубьев колеса *b* и центральной шестерни *a* и обычно находится в пределах 3,2...3,6.

На рис. 2.8 изображена зубчатая планетарная передача, смонтированная на поворотном кулаке 10 переднего управляемого моста трактора соосно с полуосевым валом, изготовленным совместно с центральной шестерней *a*. Ведомой частью, связанной с колесом трактора, является водило *h* с тремя сателлитами *g*. Заторможенной деталью в этом механизме выступает зубчатое колесо *b*. Шестерня *a* – плавающая между зубьев трех сателлитов, а ее шлицевой концевик соединяется с помощью сдвоенного карданного соединения и вала с центральным дифференциальным редуктором переднего моста. Как и в предыдущей колесной передаче, осевое смещение шестерни ограничивается втулкой справа и упорным сухарем 2 слева.

Сателлиты с помощью двух рядов цилиндрических роликов 5 вращаются на осях 4, установленных в расточках водила, и фиксируется в нем штифтами 6. От перемещения в осевом направлении сателлиты и ролики удерживаются шайбами 3. Водило прикреплено к корпусу 1 механизма посредством винтов с пружинными шайбами. С другой стороны этот корпус, вращающийся на двух конических роликоподшипниках 11, сцентрирован и прикреплен шпильками 8 к ступице 12. Опорой корпусу служит поворотный кулак 10. В результате на подшипниках 11 вращается ведомый механизм передачи, состоящий из водила с сателлитами, корпуса и ступицы, к которому с помощью шпилек 8 крепится колесо трактора. К торцу поворотного кулака с помощью втулок 9 и винтов крепится

диск 7, который наружной шлицевой частью удерживает колесо *b* от поворота. С помощью винтов крепления диска и набора прокладок, установленных между ним и торцом поворотного кулака, регулируются конические роликоподшипники. Колесо *b* удерживается от осевого перемещения двумя проволоочными пружинными кольцами 13, вставленными в кольцевые проточки колеса.

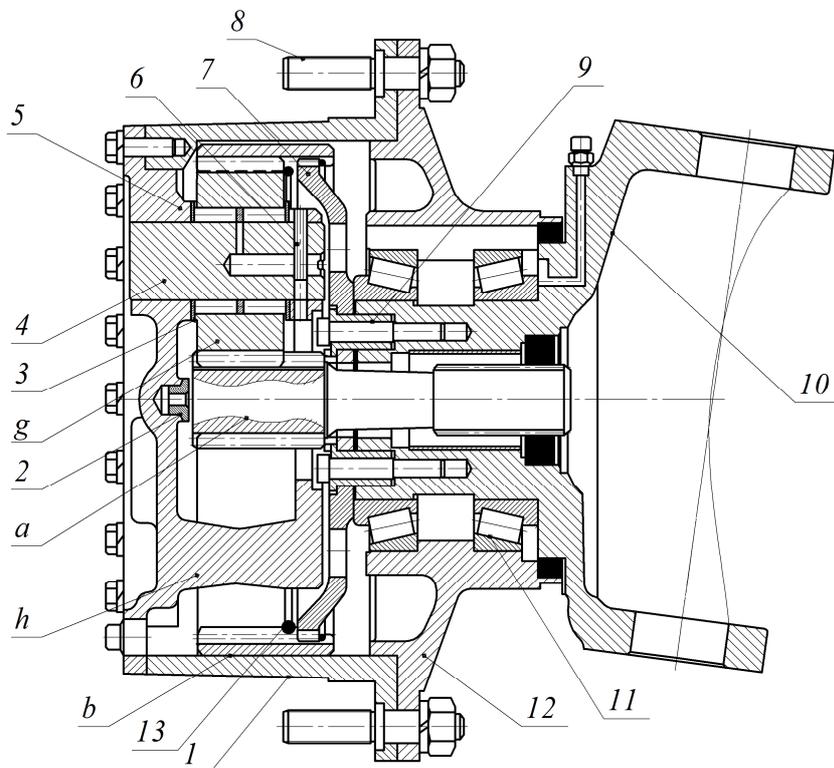


Рис. 2.8. Колесная зубчатая планетарная передача переднего ведущего (управляемого) моста

При вращении полуоси с шестерней *a* приводятся во вращение сателлиты *g*, которые, обкатываясь по зубьям неподвижного колеса *b*, приводят в вращение водило *h*, корпус 1 со ступицей 12 и колесом трактора. Следовательно, в этой соосной зубчатой планетарной передаче осуществляется дальнейшая трансформация крутящего момента, передаваемого к ведущим управляемым колесам, определяемая передаточным отношением планетарного ряда. Диапазон передаточных отношений $i = 3,15 \dots 8,00$, КПД передачи $\eta = 0,96 \dots 0,98$.

Далее рассматривается несколько конструкций из наиболее широко применяемых кинематических схем. С другими употребляемыми схемами можно ознакомиться в работах [5...7].

Для получения больших передаточных отношений в силовых приводах применяют многоступенчатые соосные зубчатые планетарные передачи.

На рис. 2.9 соосная зубчатая планетарная передача составлена из двух последовательно соединенных однорядных планетарных передач с передаточными отношениями $i_{a_1h_1}^{b_1}$, $i_{a_2h_2}^{b_2}$.

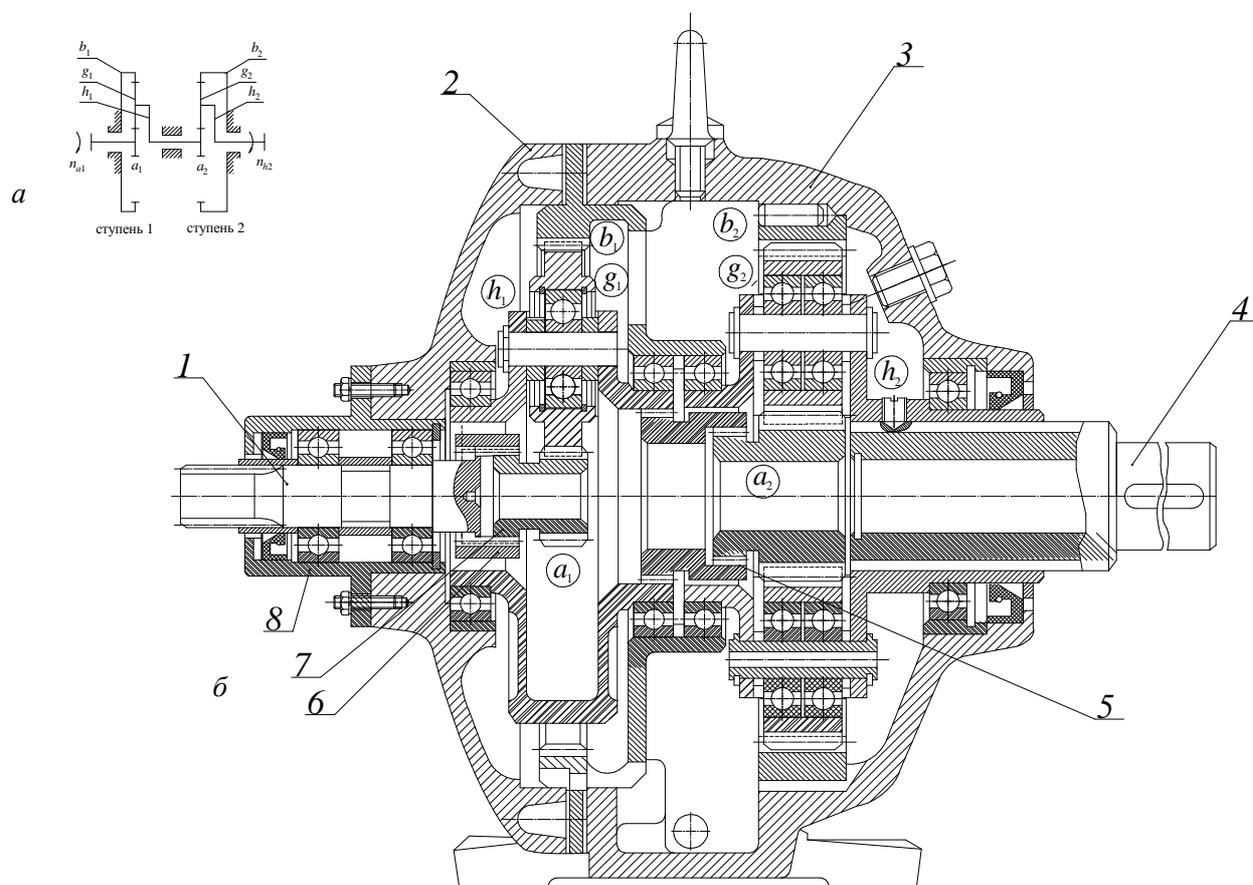


Рис. 2.9. Кинематическая схема двухрядной соосной зубчатой планетарной передачи (а) и конструкция редуктора по этой схеме (б)

Чугунный корпус 3 закрывается крышкой 2, содержащей горловину 8, в которой монтируется узел ведущего вала 1. Плавающая центральная шестерня первого (левого) планетарного ряда a_1 связана с ведущим валом зубчатой муфтой 6. Для этого на втулке шестерни и конце вала 1 нарезаны зубья. Колесо этого ряда с внутренними зубьями b_1 неподвижно, т. к. зажато своим фланцем между крышкой и корпусом редуктора. Конструкция колеса имеет промежуточную внутреннюю перегородку с бугелем, в котором монтируются наружными обоймами два шарикоподшипника водил. Водило первого планетарного ряда h_1 опирается слева на шарикоподшипник в крышке корпуса, а справа – на аналогичный подшипник в бугеле. Каждый из трех сателлитов g_1 с шарикоподшипником установлен на пальце водила.

Плавающая шестерня a_2 второго (правого) планетарного ряда связана зубчатой муфтой 5 с водилом h_1 первого ряда. В этом ряду четыре сателлита g_2 , которые с помощью двух шарикоподшипников и пальца монтируются в водиле h_2 . Это водило связано шлицами с тихоходным валом 4 и опирается также на два шарикоподшипника: слева на подшипник в бугеле, справа на подшипник в корпусе. Колесо с внутренними зубьями b_2 запрессовано и зафиксировано штифтами в расточке корпуса. Регулировка подшипников водил осуществляется прокладками между фланцами корпуса 3, перегородкой колеса b_1 и крышкой 2 корпуса.

Для двухрядных соосных зубчатых планетарных передач рекомендуется принимать $\frac{i_6}{i_7} = 1,4 \dots 1,6$ или $i_6 = 1,15 \dots 1,25 \sqrt{i_{\text{ред}}}$. Вследствие того, что передаточное отношение быстроходной ступени больше, чем тихоходной, колеса b_1 и b_2 планетарных рядов почти одинаковы по диаметру, что позволяет удачно компоновать эти ряды.

Одноступенчатая зубчатая соосная планетарная передача со сдвоенным сателлитом (рис. 2.10) имеет два внешних зацепления. Конструкция механизма в поперечном сечении круглая, поэтому ее удобно стыковать с фланцевым электродвигателем 5 в одну сборочную единицу – мотор-редуктор. С валом электродвигателя посредством втулки 1 связана центральная шестерня a . В чугунном корпусе 3 расположены: водило h со сдвоенными сателлитами g, f и колёса b_1, b_2 . Блоки сателлитов g, f вращаются на подшипниках, установленных на неподвижных осях. Сборное водило из трех элементов покоится на шарикоподшипниках слева в корпусе, а справа – в ступице колеса b_2 . Колесо b_2 своей ступицей установлено на ведомый вал 4 и зафиксировано двумя установочными винтами, а колесо b_1 неподвижно закреплено во внутренней полости корпуса 3. Вал 4 и колесо b_2 вращаются на двух шарикоподшипниках, монтируемых в корпусе 2.

За счет такой конструкции сателлитов и водила механизм позволяет получать большие реализуемые передаточные отношения: $i_{ab_2}^{b_1} \leq 25$ при заторможенном колесе b_1 и вращательном движении, передаваемом шестерней a колесу b_2 на выходной вал. Увеличение передаточного отношения вызывает резкое падение КПД, и при больших значениях i передача вращательного движения от шестерни на выходной вал исключается. Так, в целом $\eta_{ab_2}^{b_1}$ принимает значения от 0,15 и менее до 0,85. При $i_{ab_2}^{b_1} = 100$ значение $\eta_{ab_2}^{b_1} = 0,14$, при $i_{ab_2}^{b_1} \approx 1600$ зна-

чение $\eta_{ab_2}^{b_1} \approx 0,01$ [5]. Передача движения в обратном направлении от вала 4 к шестерне a позволяет реализовать большие передаточные отношения – $i_{4a}^{b_1} \approx 1600$ и более. Такая схема механизма используется преимущественно в приборах с высокой точностью изготовления зубчатых колес.

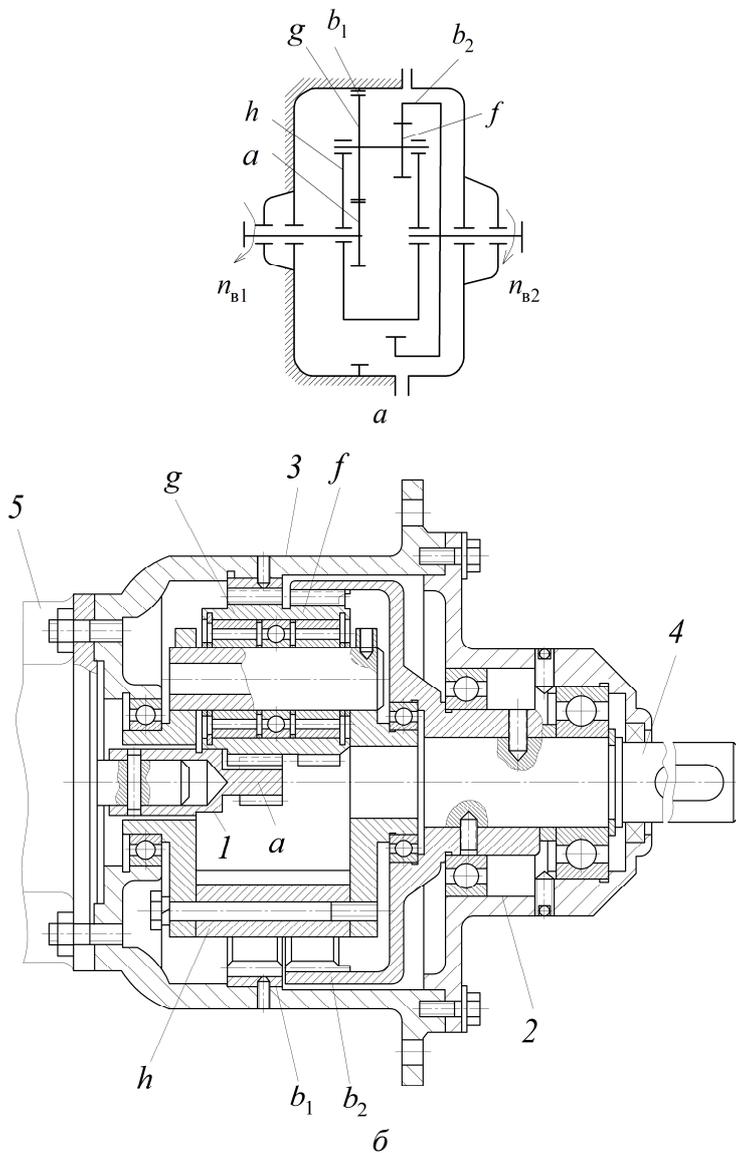


Рис. 2.10. Кинематическая схема соосного планетарного механизма со двойными сателлитами (а) и конструкция редуктора по этой схеме (б)

2.3. Соосные зубчатые волновые передачи в приводах

К соосным механизмам относят также сравнительно новую механическую передачу – волновую. Эта передача основана на принципе преобразования

параметров движения за счет циклического (волнового) деформированного гибкого звена в контакте двух колес внешнего и внутреннего зацепления зубчатых венцов, незначительно отличающихся числом зубьев.

Известны зубчатые, фрикционные и винтовые волновые передачи. Преимущественное распространение получили зубчатые волновые передачи. Габариты и масса этих передач в 2...4 раза меньше, чем у обычных зубчатых, они имеют высокую кинематическую точность, малые нагрузки на валы, большие передаточные отношения и значительные значения КПД. Так, КПД таких передач достигает 0,90...0,92 при передаточном отношении $i \leq 100$ и 0,8 при $i \leq 250$ [14]. Для сравнения, планетарная передача по рис. 2.9 имеет КПД $\eta = 0,85...0,90$ при $i \leq 25$ и $\eta = 0,14$ при $i = 100$ [4]. Благодаря многопарности зацепления волновые передачи обладают высокой нагрузочной способностью, например при $i = 100$ одновременно в зацеплении могут находиться до 50 % зубьев контактирующей зубчатой пары. Специфическим свойством волновых передач является возможность передачи механического движения в герметизированном пространстве. Эти свойства зубчатых волновых передач позволили им за сравнительно короткий срок найти применение как в общем машиностроении (приводах металлорежущих станков, роботов, манипуляторов), машинах и оборудовании строительной, транспортной, нефтехимической, перерабатывающей сельскохозяйственное сырье отраслях, атомной и космической технике.

Недостатками волновых передач являются сложность изготовления их основных деталей, ограничения по модулю зацепления (0,2...2,0 мм) и частоте вращения (1300–3500 мин⁻¹) детали, создающей волновое деформирование зубчатого венца, при малых радиусах этой детали от 12,5 до 50,0 мм.

Волновые передачи можно рассматривать как разновидность планетарных передач, имеющих по три основных звена. Этими звеньями в соосной зубчатой волновой передаче выступают (рис. 2.11): b – жесткое неподвижное колесо с внутренними прямыми зубьями; g – промежуточное гибкое зубчатое колесо, представляющее собой упругое кольцо с нарезанными на внешней поверхности зубьями и переходящее в упругий тонкостенный стакан, связывающий колесо с ведомым валом 2; h – генератор волн упругой деформации, находящийся на ведущем валу 1.

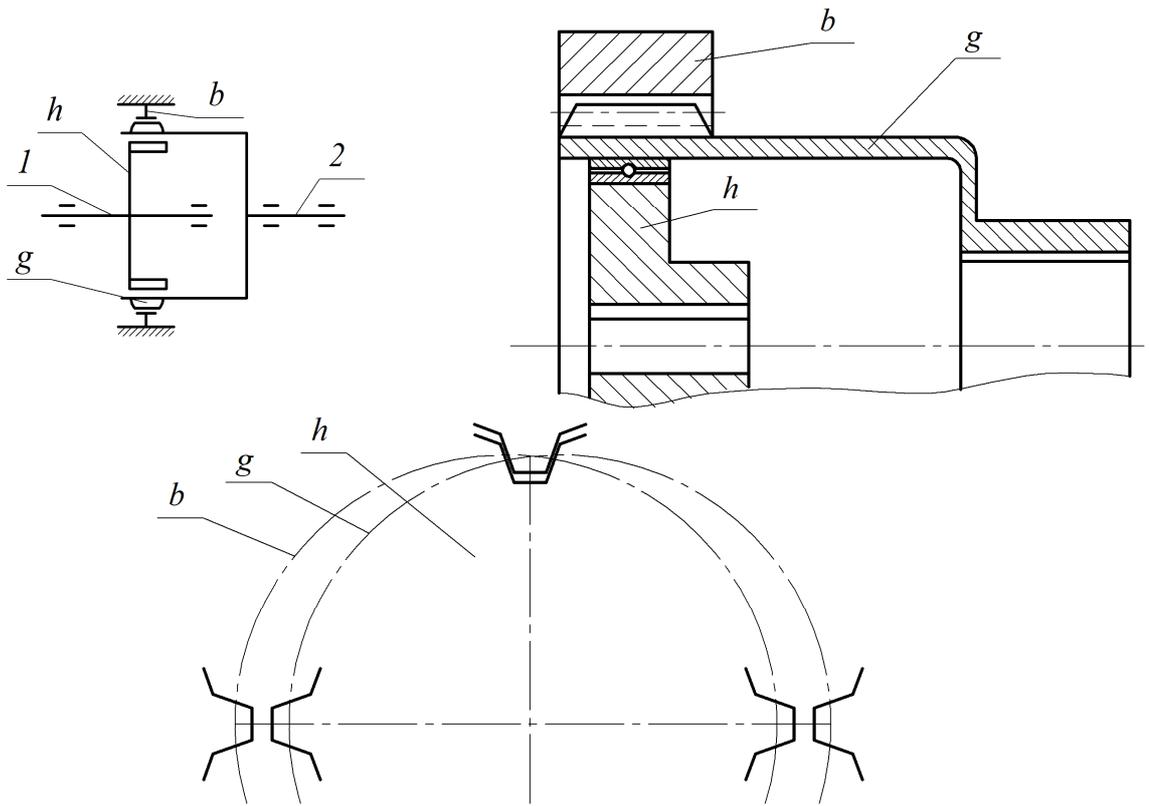
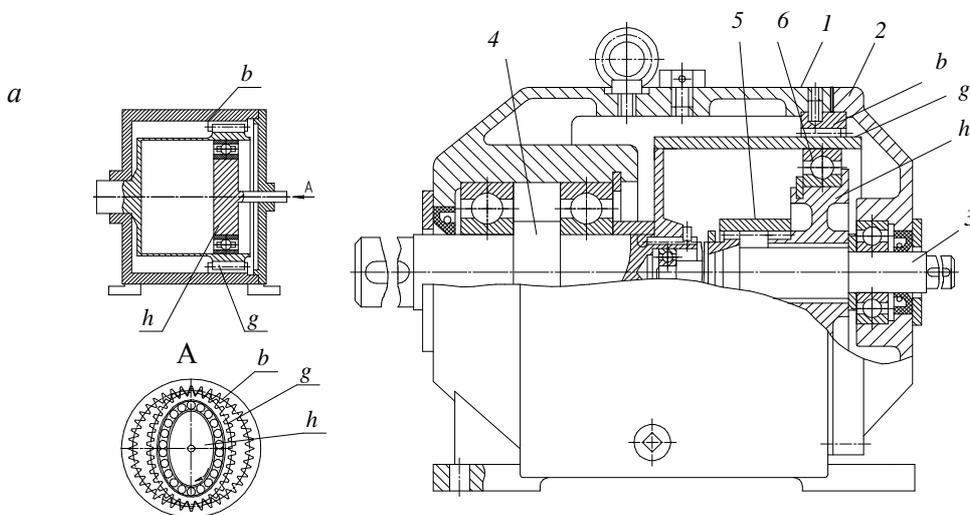


Рис. 2.11. Схема волновой передачи

Согласно рис. 2.11 волновая передача подобна планетарной и является трехзвенным механизмом. Он может работать не только как редуктор или мультипликатор, но и как дифференциал.

С целью более полного рассмотрения соосных зубчатых волновых передач следует ознакомиться с наиболее распространенными кинематическими схемами и примерами их применения в конструкциях механизмов приводов (рис. 2.12). Другие варианты соосных механизмов рассмотрены в работах [6, 9, 12].



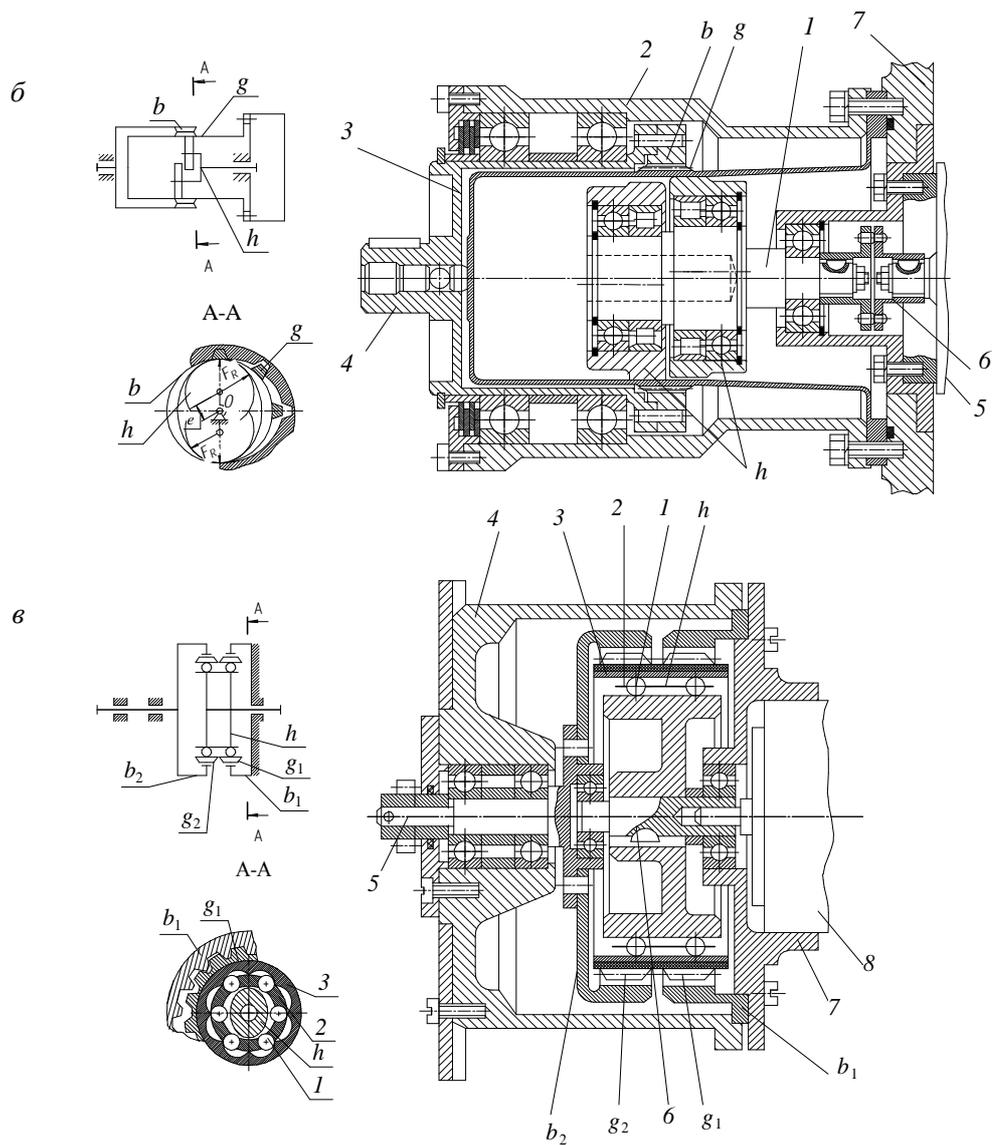


Рис. 2.12. Кинематические схемы соосных зубчатых волновых передач (слева) и их конструктивное исполнение (справа)

В первой схеме (наиболее частый случай) колесо b закреплено неподвижно в корпусе 1 и крышке 2 . Ведущий вал 3 установлен соосно с ведомым валом 4 , и оба вала вращаются в шариковых радиальных подшипниках. Генератор волн h представляет собой кулачок овальной формы (две волны). Для уравнивания сил, действующих на кулачок, жесткость крепления его на валу должна быть малой, что достигается с помощью упругих элементов из резины или шариковых подвижных соединений. Снаружи на кулачок насажен специальный гибкий подшипник 6 (ГОСТ 23179–78), деформирующий гибкое колесо g . Конструкция этой детали сварная. Цилиндрическая оболочка колеса соединена с дном угловым швом, а дно за счет фланцевой отбортовки со шлицами надевается на шлицевой конец выходного (ведомого) вала 4 .

Во втором случае (рис. 2.12, б) герметизированная зубчатая передача, в которой гибкое зубчатое колесо g соединено неподвижно с корпусом 2, а жесткое колесо b – с выходным валом 4, сформированным совместно со стаканом 3. Присоединение к станку жесткого колеса обеспечило выполнение необходимой толщины венца под зубьями, исключая его деформацию и выход зубьев из контакта. Генератор h имеет два диска, каждый из которых посредством двух подшипников устанавливается на эксцентрик ведущего вала 1. Приводное устройство 5, например электродвигатель, соединено с ведущим валом соединительной муфтой 6 и отделено от волновой передачи герметичной стенкой 7.

Волновая передача с двухвенцовой короткой гибкой оболочкой g_1-g_2 , неподвижным жестким колесом b_1 и ведомым колесом b_2 показана на рис. 2.12, в. Колесо b_1 закреплено неподвижно в корпусе 4, а b_2 соединено в одно целое с выходным (ведомым) валом 5 и вращается в двух шарикоподшипниках. Гибкая оболочка двумя венцами с наружными зубьями входит в зацепление с внутренними зубьями колес b_1 и b_2 . Генератор h деформации волн – кулачковый (см. сечение А–А, рис. 2.12, в), вместо гибкого подшипника используются шарики 1 или ролики, вмонтируемые в сепаратор 2. В целях предохранения гибкого колеса от раскалывания и упрощения технологии изготовления канавок в конструкции использовано подкладное кольцо 3. Входной (ведущий) вал 6 с генератором вращаются в двух шарикоподшипниках. Один из них устанавливается во фланце выходного вала, а второй – в крышке 7. В этой же крышке монтируется приводной механизм 8.

Передача с коротким гибким звеном исключительно компактна, имеет значительно меньшие осевые габариты. В ней первая ступень работает так же, как и в первых двух волновых передачах, а вторая ступень может использоваться для увеличения передаточного отношения или выполнять роль зубчатого соединения гибкого звена с выходным валом. Первое направление позволяет получить очень большие передаточные отношения, но имеет низкий КПД, поэтому используется в приводах кратковременного включения (системы управления с передаточным отношением 300...6000).

В волновых передачах при вращающихся трех основных звеньях степень подвижности двойная, такие передачи называются дифференциальными. Однако эти передачи применяются редко. Чаще используются волновые передачи, в которых одно из звеньев (гибкое или жесткое колесо) остановлено, такой механизм имеет одну степень подвижности. В целом волновые передачи находят применение в сервоприводах и других случаях, где не требуются высокие значения

мощности и частоты вращения и необходима высокая компактность передачи, точность и плавность работы с высокими передаточными отношениями. При стальных гибких колесах передаточные отношения волновых передач обычно находятся в пределах 70...300; для пластмассовых, выдерживающих большие деформации, значения передаточного отношения уменьшается до 20.

Жесткие колеса волновых передач по конструкции подобны колесам с внутренними зубьями простых и планетарных передач. Гибкое колесо представляет собой короткую тонкостенную трубу или тонкостенный цилиндр с дном. На кольцевом утолщении трубы и цилиндра нарезаны наружные зубья. Гибкий тонкостенный цилиндр выполняет роль упругой связи между деформируемым кольцевым утолщением и выходным валом (рис. 2.12, *а*) или корпусом (рис. 2.12, *б*). Генератор волн деформации представляет собой водило с двумя или четырьмя роликами (рис. 2.13, *а, б*), дисками (рис. 2.13, *в*) и кулачком (рис. 2.13, *г*), с помощью которых гибкое колесо, деформируясь в форме эллипса, образует по большой оси две зоны зацепления.

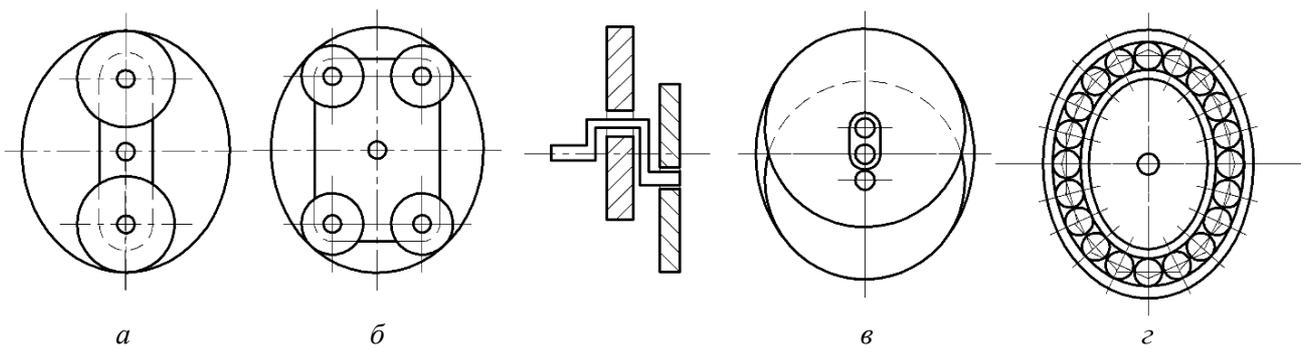


Рис. 2.13. Схемы генераторов волн деформации

Генератор в большинстве конструкций волновых передач является ее ведущим элементом, соединенным с входным валом.

При сборке в круглое внутреннее отверстие гибкого колеса вставляют генератор волн, придающий колесу овальную форму и создающий зоны зацепления с жестким колесом.

Кулачковый генератор лучше других сохраняет заданную форму деформации, поэтому является предпочтительным. Первые работы, связанные с разработкой, изготовлением и эксплуатацией редукторов на основе волновых передач, были связаны с большими затратами. В рассмотренной схеме передачи (см. рис. 2.12, *а*) гибкое колесо соединено с валом при помощи гибкого цилиндра. Длина гибкого цилиндра обычно значительно больше ширины зубчатого венца, она определяет

осевой габарит передачи. Именно эта часть гибкого колеса затрудняет его изготовление. Кроме того, циклические знакопеременные нагрузки на тонкостенную шестерню и на наружное кольцо гибкого подшипника генератора зачастую приводят к поломке этих деталей. Одновременно с исследованием волновых передач и их расчета проведена работа по использованию новых технологий материаловедения и термообработки, которые позволяют получать эти передачи с более высоким ресурсом и надежностью [9, 12]. Уровень разработок волновых передач и редукторов приведен в соответствие со стандартными инженерными расчетами и государственным стандартом [13].

Делительный диаметр недеформированного зубчатого колеса d_1 (рис. 2.14) меньше делительного диаметра зубчатого венца неподвижного (жесткого) колеса d_2 на величину

$$d_2 - d_1 = 2\delta_0,$$

где δ_0 – радиальное перемещение гибкого колеса.

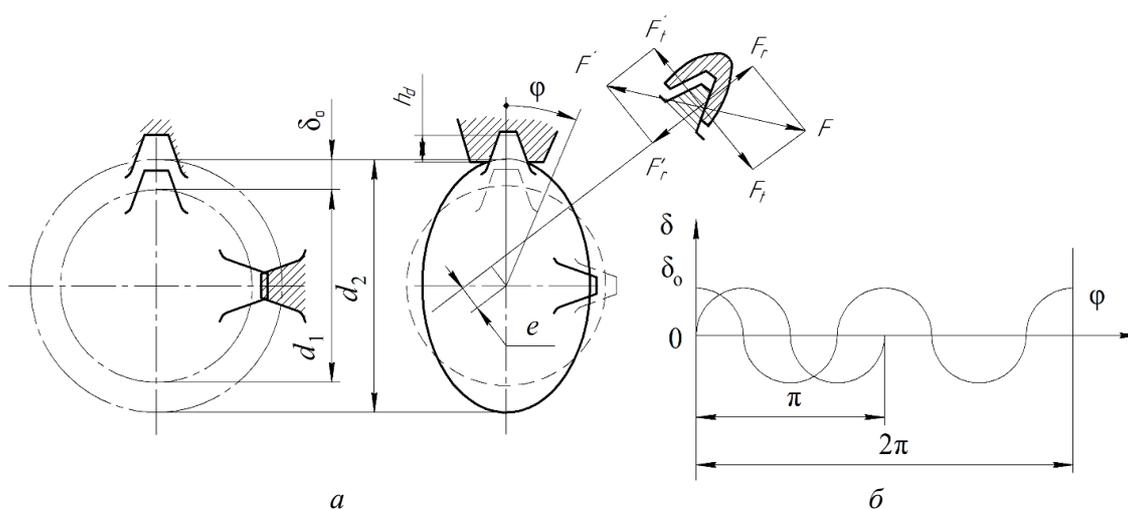


Рис. 2.14. Кинематика зубчатой волновой передачи

На рис. 2.14, *а* штриховыми линиями показано гибкое колесо и положение зубьев на нем до деформирования генератором (окружность), сплошной линией – после деформирования (эллипс). Максимальная радиальная деформация δ_0 получена в направлении большой оси эллипса. Текущее значение δ перемещения точек обода гибкого колеса зависит от угла φ (см. рис. 2.14, *б*). Этот угол отсчитывают от большей оси эллипса, и при угле $\varphi = 2\pi$ образуется две волны. При вращении генератора волна образуется («бежит») вдоль оси абсцисс (по окруж-

ности гибкого колеса) и силовое взаимодействие деталей зубчатой волновой передачи происходит в точках контакта на большой оси эллипса. При этом зубья гибкого колеса, перемещаясь в радиальном направлении, давят на зубья жесткого колеса силой F по нормали к их профилю (см. рис. 2.14). Зацепление зубьев осуществляется по всей их высоте, и при переходе от большой оси к малой зубья гибкого колеса постепенно выходят из зацепления, уменьшая этим силовое взаимодействие между собой. Силу F следует рассматривать в виде составляющих сил: окружной F_t и радиальной F_r . На зуб гибкого колеса действуют реакции F' и F_r' . При неподвижном жестком колесе под действием силы F' гибкое колесо вращается в направлении, противоположном вращению генератора. Если неподвижно гибкое колесо, то под действием силы F жесткое колесо вращается в сторону вращения генератора волн.

В волновой передаче ведущим может быть каждый из трех основных элементов. Так, например, при закрепленном гибком колесе передача работает в режиме мультипликатора. При ведущем жестком колесе и повороте его против часовой стрелки возникает система сил F' , F_t' и F_r' . Линия действия силы F_r' – по нормали к кривой, описывающей форму деформированного колеса. Эта сила (см. рис. 2.14) создает момент $T = 2F_r'e$ (2 – число волн, e – плечо), и под его действием вал генератора (в этом случае ведомое звено) вращается в сторону вращения жесткого колеса.

На генератор волн действуют те же силы, но в обратном направлении. Это окружная сила $F = 2T_g / mZ_g$ (при остановленном жестком колесе) и радиальная $F_r = Ft\alpha$, где T_g – момент на гибком колесе; Z_g – число зубьев на его венце.

3. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ СОСННЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ В ПРОСТЫХ (РЯДОВЫХ) МЕХАНИЗМАХ

3.1. Кинематика и геометрия цилиндрических зубчатых передач с зацеплением двух колес без смещения и со смещением

В качестве примера соосных зубчатых передач в рядовых механизмах (редукторах), чьи кинематические схемы и конструктивные исполнения приведены в разделе 2.1, следует рассмотреть простейший привод с соосными зубчатыми передачами, имеющий две ступени (рис. 3.1): быстроходную, состоящую из шестерни с числом зубьев z_1 и колеса с числом зубьев z_2 , и тихоходную, состоящую аналогично из шестерни (z_3) и колеса (z_4).

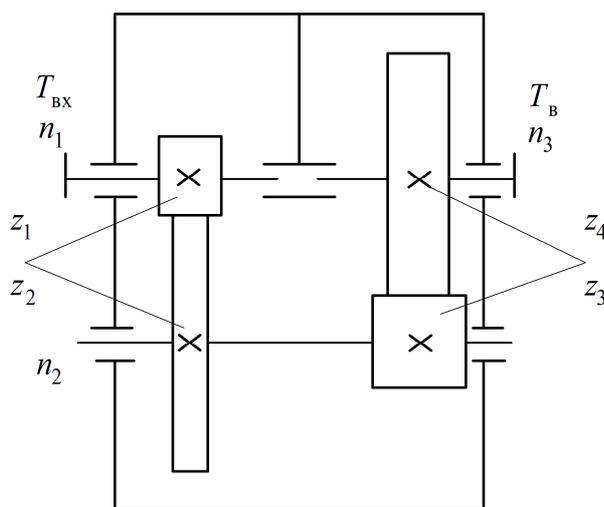


Рис. 3.1. Кинематическая схема привода

Вращательное движение каждой из передач оценивается следующими параметрами: $n_1, P_1, T_1 (T_{вх})$ – соответственно частота вращения, мин^{-1} , мощность, кВт, крутящий момент, Н·м, на ведущем (входном) валу быстроходной ступени привода; n_2, P_2, T_2 – такие же параметры для промежуточного вала; $n_3, P_3, T_3 (T_в)$ – для третьего, выходного (ведомого) вала; коэффициент полезного действия (КПД) η и передаточное число u . ГОСТ 16530–83 устанавливает термины: передаточное число $u = z_2 / z_1$ – отношение числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни; передаточное отношение $i = \omega_1 / \omega_2$ – отношение угловой скорости вала с шестерней к угловой скорости вала с колесом. Передаточное число, являясь

частным случаем передаточного отношения, в понижающих передачах (редукторах) выступает одним из основных параметров. Соответственно, передаточным числом можно назвать отношение $u = n_1 / n_2 = z_2 / z_1 = d_2 / d_1$, которое определяется в направлении потока мощности от ведущего звена к ведомому. В записи u – отношения частот вращения, чисел зубьев и диаметров колеса и шестерни. В приводе рис. 3.1 значение общего передаточного числа определяется произведением передаточных чисел быстроходной и тихоходной степеней

$$u_{об} = u_б u_т = \frac{n_1 n_2}{n_2 n_3},$$

где $u_б$, $u_т$ – передаточные числа быстроходной и тихоходной ступеней привода (редуктора) соответственно.

Если к ведущему валу быстроходной ступени привода подвести мощность $P_{вх}$, то на промежуточный будет передана несколько меньшая из-за потерь на трение в подшипниках и зацеплении, оцениваемых коэффициентом полезного действия η : $P_2 = P_{вх} \eta$. Крутящий (вращающий) момент на каждом последующем валу от входного в редукторе возрастает практически в передаточное число раз, например на промежуточном валу $T_2 = T_{вх} u_б \eta$ в соответствии с уменьшением частоты его вращения $n_2 = n_1 / u_б$. В выражениях P_2 , T_2 на промежуточном валу $\eta = \eta_п \eta_б$, где $\eta_п$, $\eta_б$ – потери в паре подшипников и зубчатого зацепления быстроходной ступени. Вращающий момент T , Н·м, на каждом валу определяется по его мощности P , кВт, и частоте вращения n , мин⁻¹: $T = 9550 P / n$. Для рис. 3.1 вращающий момент на выходе из редуктора $T_в = T_{вх} u_{об} \eta_{об}$ при известном моменте, поступающем на входной вал извне, $T_{вх}$, Н·м, значении общего передаточного числа $u_{об} = u_б u_т$ и общего КПД привода $\eta_{об}$, равного произведению частных КПД отдельных передач, т. е. $\eta_{об} = \eta_п^3 \eta_б \eta_т$. В этом произведении соответственно потери в трех парах подшипников ($\eta_п^3$) и в быстроходной ($\eta_б$) и тихоходной ($\eta_т$) парах зубчатого зацепления.

При отсутствии скольжения окружные скорости, м/с, обоих звеньев (шестерни, колеса) равны, т. е. для быстроходной ступени $V_1 = V_2$, или $V_1 = V_2 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000}$, где d_1 , d_2 – диаметры шестерни и колеса, мм; n_1 , n_2 – значения частоты вращения, мин⁻¹. Выражение для определения угловой скорости

ω , с^{-1} , через частоту вращения n , мин^{-1} : $\omega = \pi n / 30$. Окружная сила в зацеплении быстроходной ступени $F_{t1} = F_{t2} = 2T_1 \cdot 10^3 / d_1 = 2T_2 \cdot 10^3 / d_2$, где T_1, T_2 измеряется в Н·м; d_1, d_2 – в мм. На шестерне (ведущей) направление силы F_{t1} противоположно направлению вращения, на колесе (ведомом) F_{t2} совпадает с ним. Направление вращающего момента на ведущем валу T_1 совпадает с направлением вращения вала, т. к. это момент движущих сил, а направление момента T_2 на ведомом (промежуточном) валу противоположно направлению вращения вала, т. к. это момент его сопротивления.

Поскольку в соосных зубчатых передачах в основном используются зубчатые колеса внешнего и внутреннего зацепления зубьев, следует рассмотреть геометрические параметры зацепления (цилиндрические прямозубые и косозубые передачи).

Основные зависимости для расчета геометрических параметров передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами эвольвентного зацепления рассматриваются на примере вращения пары колес с прямыми зубьями (рис. 3.2). Эвольвентное зацепление нашло широкое применение в машиностроении благодаря несложному процессу изготовления (эвольвентные зубчатые колеса нарезаются простым инструментом), низкой чувствительности к отклонениям межосевого расстояния, обеспечению высокого КПД (в цилиндрической передаче до 0,99), прочности и долговечности колес.

Зацепление зубчатых колес эквивалентно качению без скольжения окружностей с диаметрами d_{w1}, d_{w2} (рис. 3.2), называемых начальными окружностями. У отдельного колеса начальная окружность неизвестна до тех пор, пока отсутствуют парное колесо и основная габаритная характеристика передачи – межосевое расстояние a_w . При качении без скольжения прямой NN по основным окружностям с диаметрами $d_{b1} = d_{w1} \cos \alpha_w$ и $d_{b2} = d_{w2} \cos \alpha_w$ (α_w – угол зацепления) точки этой прямой описывают на каждом из колес эвольвенты. Поэтому нужное движение колес можно получить зацеплением зубьев, очерченных по эвольвентам. Увеличение в зубчатой передаче диаметра основной окружности одного из колес d_{b2} до бесконечности и сохранение при этом соотношения $d_{b2} = d_{w2} \cos \alpha_w$ превращает эвольвенту в прямую, а зубчатое колесо – в рейку с трапецевидным профилем зубьев. Зубчатая рейка является частным случаем зубчатого колеса, и зацепление ее зубьев с зубьями сопрягаемого

колеса подчиняется общим закономерностям эвольвентного зацепления. Поэтому в качестве исходного контура для эвольвентного зацепления принята рейка, а формообразование зубьев в процессе зацепления с реечным инструментом нашло широкое применение.

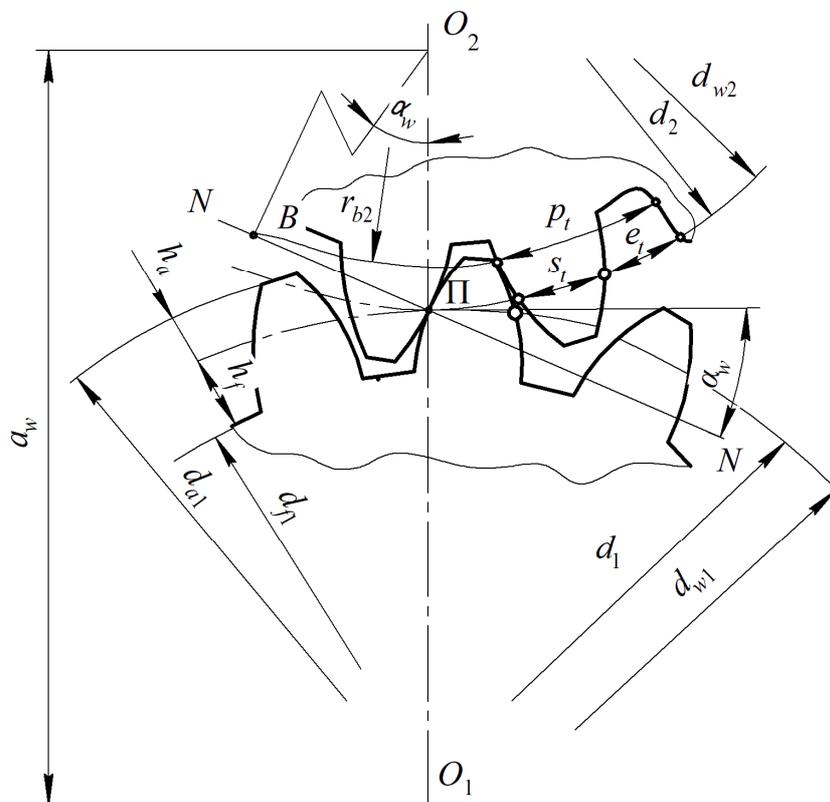


Рис. 3.2. Основные геометрические параметры эвольвентного зацепления

У зубчатой рейки (рис. 3.3, а) шаги зубьев p постоянны вдоль любой прямой, параллельной начальной линии, в то время как у зацепляющегося с рейкой колеса шаги зубьев зависят от радиуса окружности, вдоль которой измеряется шаг, и только по дуге одной из окружностей шаг зубьев колеса равен шагу зубьев рейки – это делительная окружность d (рис. 3.4). Она принадлежит отдельно взятому колесу и делит зуб на две части – головку высотой h_a и ножку – h_f , высота зуба $h = h_a + h_f$. Расстояние p между одноименными профилями соседних зубьев на делительной окружности называется окружным делительным шагом зубьев. Этот шаг складывается из окружной толщины зуба s и ширины впадины e . Так как длина делительной окружности $\pi d = pz$, то ее диаметр $d = zp / \pi$. Здесь z – число зубьев, а отношение $p / \pi = m$ – окружной делительный модуль, или просто модуль (основная геометрическая характеристика зубчатого зацепления).

Значения модулей стандартизированы в диапазоне 0,05...100,00 мм (ГОСТ 9563–80). Наиболее употребительный диапазон, мм:

1-й ряд – 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40;

2-й ряд – 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11,3; 14; 18; 22; 28; 36; 45.

Первый ряд следует предпочитать второму.

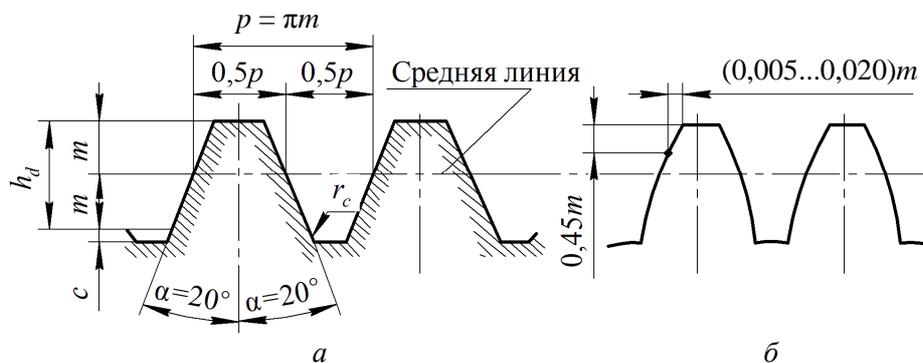


Рис. 3.3. Стандартный исходный контур для цилиндрических зубчатых колес

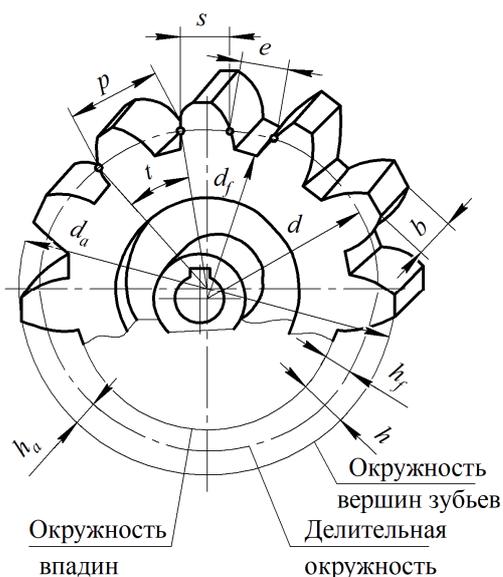


Рис. 3.4. Цилиндрическое зубчатое колесо с прямыми зубьями

Для редукторов также допускают модули 1,6; 3,15; 6,3; 12,5 мм. Через модуль выражаются все геометрические размеры зубчатых колес. От величины модуля зависят форма и размеры зуборезных инструментов, применяемых при изготовлении зубчатых колес. В соответствии со стандартным исходным контуром цилиндрических зубчатых колес (по ГОСТ 13755–2015) высота головки зуба $h_a = m$ (см. рис. 3.3, а, рис. 3.4), высота ножки зуба $h_f = m + c = 1,25m$, где c – радиальный зазор; профиль исходного контура в предельной глубине захода $h_d = 2m$

прямолинейный; у основания зуба радиус закругления $r_c = 0,25$. В быстроходных зубчатых передачах исходный контур цилиндрических зубчатых колес модифицируют, изменяя профиль головки зуба (флакирование). В флакированных колесах исходный контур преднамеренно имеет отклонение от эвольвенты профиля у вершин зубьев (на части высоты головки). Каждая боковая сторона зуба очерчивается двумя прямыми (см. рис. 3.3, б) для $m > 1$ или прямой и дугой при $0,1 \leq m \leq 1$. На рис. 3.3 показаны рекомендуемые параметры модификации, соответствующие стандартному исходному контуру при $m > 1$. Меньшие значения из диапазона принимаются для 6-й степени точности передачи, большие – для 8-й. Угол профиля $\alpha = 20^\circ$.

С учетом принятого:

– высота зубьев цилиндрических колес $h = h_a + h_f = 2,25m$;

– диаметры вершин и впадин зубьев $d_a = d + 2h_a = mz + 2m = m(z + 2)$;
 $d_f = d - 2h_f = mz - 2 \cdot 1,25m = m(z - 2,5)$.

Межосевое делительное расстояние зубчатой передачи $a = (d_1 \pm d_2) / 2 = m(z_1 \pm z_2) / 2$. Знак «–» соответствует внутреннему зацеплению.

Большое значение для ограничения номенклатуры деталей редукторов и коробок скоростей имеет стандартизация межосевых расстояний передач (ГОСТ 2185–66). Межосевое расстояние a , мм, цилиндрических передач редукторов выбирается из следующих рядов:

1-й ряд – 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500;

2-й ряд – 140; 180; 225; 290; 355; 450; 560; 710; 900; 1120; 1400; 1900; 2240.

Первый ряд также следует предпочитать второму.

Расстояние b между торцами зубьев (длина зуба) называется шириной венца (см. рис. 3.4). Определяется с помощью коэффициента ширины $\psi_{ba} = b / a$ редукторных зубчатых колес по межосевому редукторному расстоянию или коэффициента $\psi_{bd} = b / d_1$ по делительному диаметру шестерни. Значения ψ_{ba} стандартизированы: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,009; 1,259. Обычно коэффициент ширины зубчатого венца ψ_{ba} из улучшенных сталей с твердостью HB < 350 при несимметричном расположении колес относительно опор рекомендуют принимать равным 0,315...0,400, а из закаленных сталей 0,250...0,315; при симметричном – 0,4...0,5.

Ширину шестерни в долях делительного диаметра $\psi_{bd} = b / d_1$ определяют через $\psi_{bd} = \psi_{ba} a / d_1 = 0,5\psi_{ba} (u \pm 1)$ или принимают равным 0,8...1,6

при симметричном расположении колес относительно опор, а при несимметричном на жестких валах – 0,7...1,4, на валах пониженной жесткости – 0,5...1,0, при консольном расположении колес – 0,4...0,6.

При окружных скоростях $V \geq 6$ м/с с целью уменьшения шума работы зацепления рекомендуется применять косозубые (рис. 3.5) передачи, у которых зубья наклонены под углом β . Делительный угол β определяется на делительном цилиндре, его значение принимается из диапазона $8^\circ \dots 20^\circ$. Основной угол наклона определяется по зависимости

$$\beta_b = \arcsin(\sin\beta \cos\alpha_{tw}).$$

В отличие от прямых зубьев, косые входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно, что повышает плавность зацепления, уменьшает ударные нагрузки и шум. При косозубом зацеплении нет зоны однопарного зацепления.

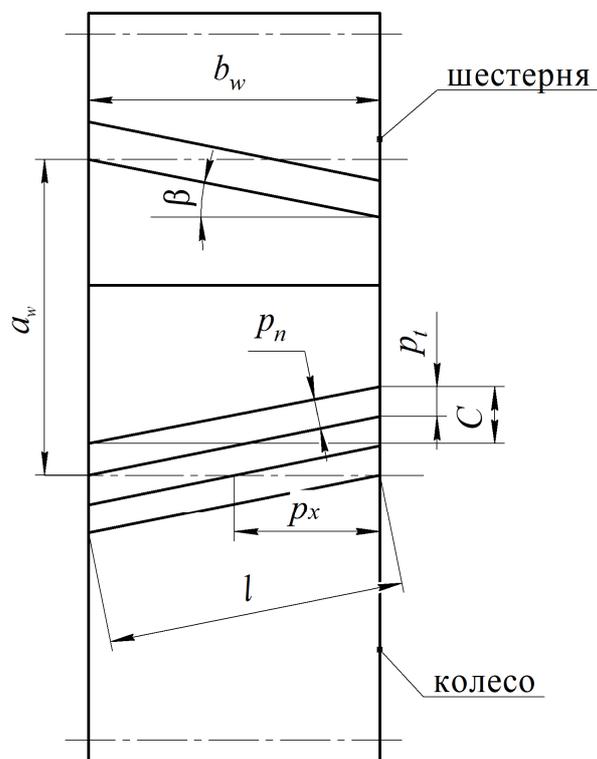


Рис. 3.5. Косозубая передача

При нарезании косозубого колеса червячная фреза (ее исходный производящий контур с модулем m) перемещается вдоль линии наклона зубьев β (рис. 3.6), а т. к. для этого используется тот же зуборезный инструмент, что и для прямозубого, то для косозубого колеса стандартный модуль задается в нормальном сечении $n-n$ к зубу. Расстояние между зубьями можно измерять в этом сечении,

а также в окружном ($t-t$) и осевом ($x-x$) направлениях. В первом случае получают нормальный шаг p_n , во втором – окружной шаг p_t , в третьем – осевой шаг p_x .

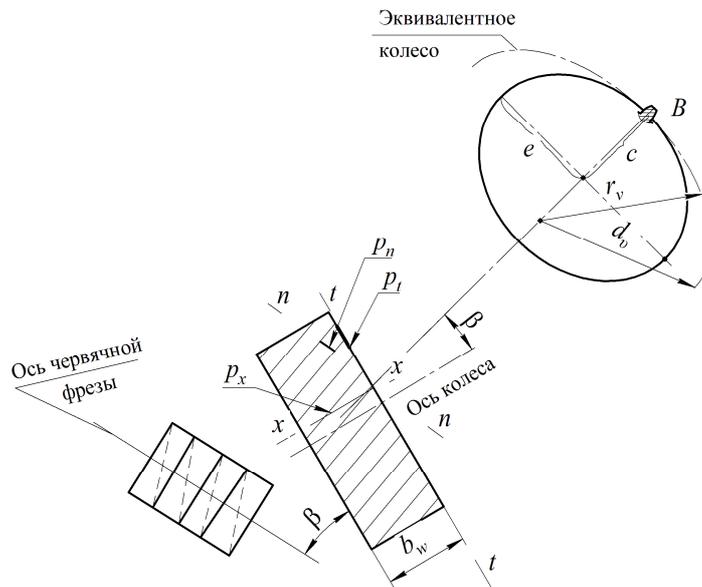


Рис. 3.6. Схема к определению эквивалентного числа зубьев

Для косозубых колес используются три модуля: нормальный $m_n = p_n / \pi$, окружной $m_t = p_t / \pi$ и осевой $m_x = p_x / \pi$, где p_n, p_t, p_x – соответственно нормальный шаг, измеряемый по делительной окружности и равный шагу исходной зубчатой рейки; окружной шаг, измеряемый по дуге делительной окружности в торцевом сечении $t-t$; осевой шаг, измеряемый по образующей делительного цилиндра. Из рис. 3.6 следует, что $p_t = p_n / \cos \beta$; $m_t = m_n / \cos \beta$. Профиль косо́го зуба в нормальном сечении $n-n$ совпадает с профилем условного прямозубого колеса, называемого эквивалентным. Нормальное сочетание делительной цилиндрической поверхности этого колеса представляет собой эллипс с полуосями: большой $e = d / (2 \cos \beta)$ и малой $c = d / 2$, где d – диаметр делительной (или d_w начальной) окружности рассматриваемого колеса. Радиус кривизны в вершине B определяется по формуле из аналитической геометрии

$$r_v = \frac{e^2}{c} = \frac{d^2}{4 \cos^2 \beta} \frac{2}{d} = \frac{d}{2 \cos^2 \beta} = \frac{m_t z}{2 \cos^2 \beta} = \frac{m_n}{\cos \beta} \frac{z}{2 \cos^2 \beta} = \frac{m_n z}{2 \cos^3 \beta}.$$

Этот радиус приняли за радиус делительного цилиндра эквивалентного колеса, делительный диаметр которого $d_0 = m_n z_0$.

С другой стороны, $d_0 = 2r_v = m_n z / \cos^3 \beta$, и из равенства $m_n z_0 = m_n z / \cos^3 \beta$ эквивалентное число зубьев $z_0 = z / \cos^3 \beta$, где z – действительное число зубьев косозубого

колеса. Формула определения z_v показывает, что с увеличением угла β наклона линии зуба эквивалентные параметры возрастают, способствуя повышению прочности передачи. Поэтому в торцевой плоскости $t-t$ косозубое колесо можно рассматривать как прямозубое с модулем m_t и углом зацепления α_{tw} , т. е. $\operatorname{tg}\alpha_{tw} = \operatorname{tg}\alpha / \cos\beta$, где $\alpha = 20^\circ$.

Для колес без смещения делительный d и начальный d_w диаметры $d = d_w = m_t z = m_n z / \cos\beta$. Другие размеры косозубых колес определяют по формулам:

- диаметр вершин зубьев $d_a = d + 2m_n$;
- диаметр впадин $d_f = d - 2,5m_n$;
- межосевое расстояние $a = m_t(z_1 + z_2) / 2 = m_n(z_1 + z_2) / (2\cos\beta)$.

Ширину b_w венца (см. рис. 3.5) выбирают так, чтобы смещение зуба C было равно или больше его окружного шага:

$$C = b_w \operatorname{tg}\beta \geq p_t = \frac{p_n}{\cos\beta} = \frac{\pi m_n}{\cos\beta}, \text{ отсюда } b_w \geq \frac{\pi m_n}{\sin\beta}.$$

Цилиндрические передачи с эвольвентным зацеплением характеризуются коэффициентами торцевого ϵ_α и осевого ϵ_β перекрытия. Продолжительность нахождения передачи в одно- и двухпарном зацеплениях зависит от этих коэффициентов. Прямозубая передача имеет только торцевое перекрытие.

Коэффициент торцевого перекрытия для передач без смещения

$$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{u \pm 1}{z_1 u} \right) \right] \cos\beta,$$

где верхний знак относится к внешнему, а нижний – к внутреннему зацеплению. Для прямозубых передач рекомендуется $\epsilon_\alpha \geq 1,2$, для косозубых – $\epsilon_\alpha \geq 1$.

Коэффициент осевого перекрытия

$$\epsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x} = \frac{b_w \sin\beta}{\pi m_n} \geq 1.$$

Косозубые колеса могут работать без нарушения зацепления при $\epsilon_\alpha < 1$, если обеспечено осевое перекрытие, а суммарный коэффициент перекрытия,

определяющий среднее число пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении:

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta > 2.$$

В косозубой передаче в зацеплении принимают участие 2 или 3 пары зубьев. В связи с этим суммарная длина контактных линий косозубой передачи примерно на 30 % больше, чем прямозубой:

$$l_{\Sigma K} = \frac{b_w}{Z_\varepsilon^2 \cos \beta_b}; \quad l_{\Sigma n} = \frac{b_w}{Z_\varepsilon^2}.$$

Значение коэффициента Z_ε , учитывающего суммарную длину контактных линий:

- для косозубых передач $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$;
- для прямозубых передач $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$.

В отличие от прямозубой передачи, у косозубой нет периода однопарного зацепления. Вследствие этого у нее увеличиваются не только эквивалентные размеры колес, но и число зубьев. В итоге такие колеса могут иметь меньшее фактическое число зубьев по сравнению с зубчатыми колесами с прямыми зубьями, т. е. меньшие размеры. Поэтому эти передачи отличаются небольшим шумом, существенно большей прочностью и плавностью работы. Объем их применения превышает 30 % объема использования всех цилиндрических колес в машиностроении. Косозубые колеса применяют для ответственных передач при средних и высоких скоростях.

Прямозубые колеса используются преимущественно при невысоких и средних окружных скоростях, когда динамические нагрузки невелики по сравнению с постоянными (при большой твердости зубьев и неточности их изготовления), в открытых передачах и коробках передач (передвигаемые по валам зубчатые колеса и их блоки).

Нарезание зубьев зубчатых колес осуществляется методом огибания (обкатки). В первом случае впадина между зубьями формируется инструментом (дисковой или пальцевой фрезой), имеющим профиль впадины (рис. 3.7, а, б). Это наиболее давний способ обработки зубчатых колес; нарезание прямых и косых

зубьев производится на специальных станках с вертикальной или горизонтальной осью установки заготовки, имеющих механизм единичного деления, а также на универсальных фрезерных станках с делительной головкой. Помимо зубчатых колес дисковыми фрезами нарезают также зубья звездочек, шлицы, рейки, храповики и другие колеса со специальным профилем зуба. ГОСТ 10996–64 устанавливает два набора дисковых фрез для модулей от 1 до 16 мм. Наборы бывают из 8 или 18 фрез с применением для нарезания зубчатых колес с определенным числом зубьев. Набор из 8 фрез рекомендуется для колес с модулем до 8 мм включительно, а набор из 18 – для колес с модулем свыше 8 мм. Также зубья нарезают инструментом в виде рейки – гребенки (рис. 3,7, в), червячной фрезы (рис. 3,7, г) и шестерни долбяка (рис. 3,7, д).

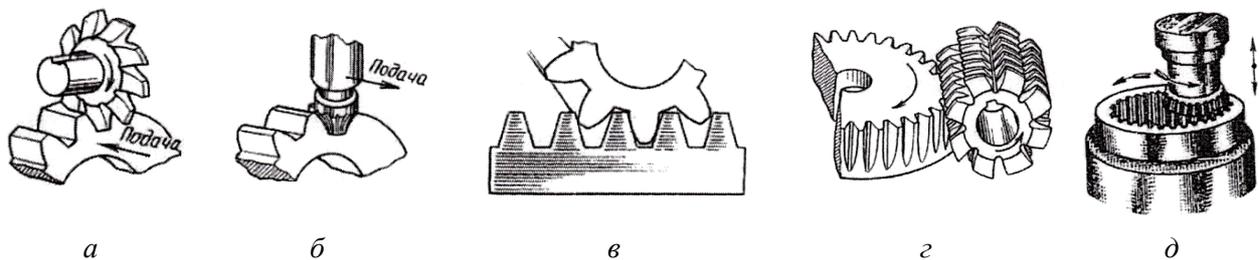


Рис. 3.7. Способы нарезания зубьев

Способ обкатки червячными фрезами благодаря своей универсальности позволяет получать зубья на прямозубых и косозубых колесах с различным числом зубьев одним и тем же инструментом с высокой точностью и производительностью процесса. Также специально спроектированными фрезами можно обрабатывать этим способом храповые колеса, звездочки цепных передач, шлицевые валы, червяки и винты, конические зубчатые колеса, колеса с внутренними зубьями. Модули зубчатых колес, нарезаемых червячными фрезами, находятся в пределах от 0,05 до 25,00 мм, диаметр зубчатых колес может достигать до 5 м, а ширина венца лимитируется возможностью наибольшего перемещения суппорта с фрезой зубофрезерного станка. Большая часть цилиндрических зубчатых колес со стандартизированным исходным контуром изготавливаются червячными фрезами, выполненными по ГОСТ 9324–80.

Получение впадин зубьев долбяками (зубодолбление) наряду с зубофрезерованием также широко распространено при изготовлении зубчатых колес. Особенно при нарезании многовенцовых колес коробок передач, зубчатых колес с внутренними зубьями, колес с внешними зубьями, у которых зубчатый венец близко расположен к выступающему фланцу, зубчатых реек и т. п. Долбление

зубьев экономичнее фрезерования узких венцов, у которых длина врезания фрезы больше ширины нарезаемого зубчатого венца, а также экономичнее обработки зубчатых секторов, при фрезеровании зубьев которых происходит значительная потеря времени на холостые ходы. Зуборезные долбяки по конструктивно-технологическим признакам делятся на дисковые, чашечные, втулочные и хвостовые; по назначению – для нарезания зубчатых колес с внешними и внутренними, прямыми и косыми зубьями. Долбяки изготавливаются по ГОСТ 9323–80. Их применение ограничивается возможностями станочного оборудования. Существующие модели зубодолбежных станков позволяют обрабатывать зубчатые колеса, начиная с 1,5 мм и модуля 0,1 мм до крупногабаритных зубчатых колес диаметром до 7,0 м, модулем 25,0 мм и шириной зубчатого венца до 1,5 м. Кроме нарезания и долбления применяют также метод накатывания зубьев, который повышает прочность на 15 %...20 %, а для получения точных зубчатых колес зубья подвергают отделочным операциям: шевингованию, шлифованию и притирке. Для снижения материалоемкости зубчатой передачи изготавливают колеса с возможно меньшим числом зубьев, что может вызвать срезание части поверхности у основания зуба обрабатываемого колеса – подрезание колеса (рис. 3.8, а), в результате чего прочность зуба уменьшается. Чтобы избежать подрезания, производят смещение нарезаемого инструмента (рейки, фрезы, долбяка). При реечном инструменте кинематическая цепь зуборезного станка настраивается так, чтобы начальная прямая (НП) рейки катилась без скольжения по делительной прямой (ДП), относящейся к делительной окружности нарезаемого колеса (рис. 3.8, б).

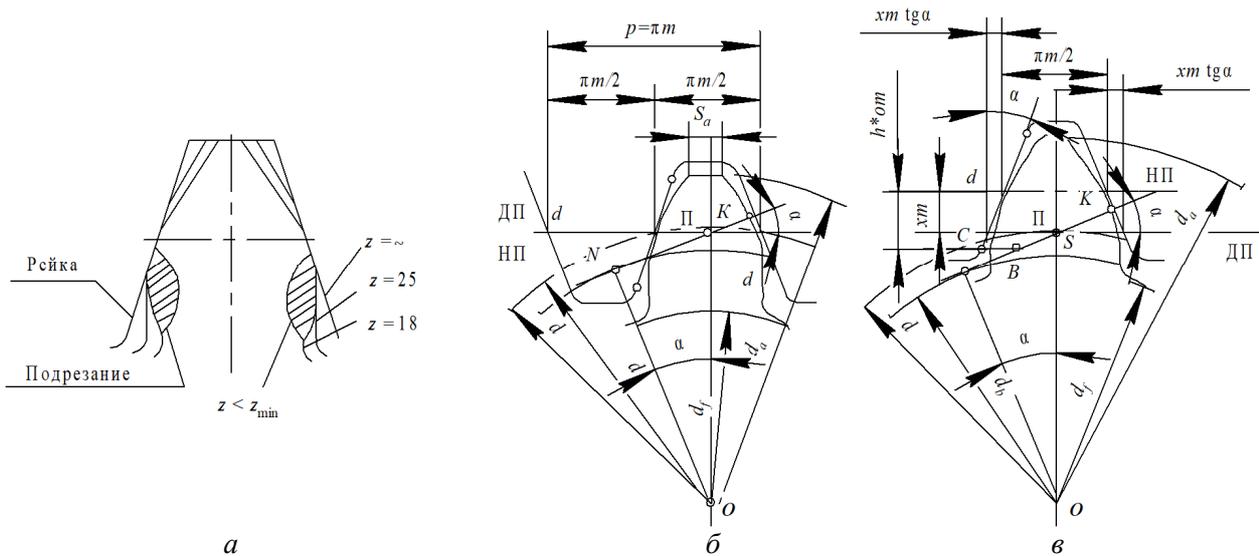


Рис. 3.8. Изменение параметров зуба и колеса в зависимости от смещения инструмента: НК – линия зацепления при нарезании зубьев; К – режущая точка в данный момент времени

Если кинематическая цепь зуборезного станка настраивается так, чтобы НП нарезаемого инструмента катилась без скольжения по делительной окружности d нарезаемого колеса (см. рис. 3.8, б), то будет иметь место нарезание зубьев без смещения.

Если НП инструмента не касается (см. рис. 3.8, в) делительной окружности (делительной прямой ДП) колеса или пересекает ее, то колесо называется колесом со смещением исходного контура, а расстояние xm между НП и ДП – смещением исходного контура. Отношение этого смещения к модулю – коэффициент смещения x . Положительным принято смещение от центра колеса ($+xm$) на рис. 3.8, в, отрицательным – к центру инструмента ($-xm$). При положительном смещении инструмента увеличиваются диаметры вершин зубьев d_a (диаметр заготовки колеса), впадин d_f на величину $2xm$: $d_a = d + 2m(h_a^* + x)$; $d_f = d - 2m(h_a^* + c^* - x)$, где для передач с модулем $m = 1...100$ мм и углом профиля $\alpha = 20^\circ$ значение $h_a^* = 1$ – коэффициент высоты головки и ножки зуба; $c^* = 0,25$ – радиальный зазор. Диаметры делительной и основной окружности остаются без изменения: $d_b = d \cos \alpha = mz \cos \alpha / \cos \beta$. Зубчатая передача обычно состоит из двух зубчатых колес: шестерни и колеса, соответственно имеющих различные по величине и знаку коэффициенты смещения x_1 и x_2 . Как правило, $x_1 \neq 0, x_2 \neq 0$.

Первый вид передачи со смещением: в зубчатом зацеплении шестерня может быть нарезана при положительном коэффициенте смещения x_1 инструмента, а колесо – при равном ему по абсолютному значению отрицательном коэффициенте смещения x_2 , так что сумма смещений $x_\Sigma = 0$. В этом случае на делительной окружности толщина зубьев шестерни S_1 увеличится, а S_2 – на столько же уменьшится. В целях выравнивая напряжений изгиба зубьев шестерни и колеса (при $z_2 > 25$) для шестерни берут $x_1 > 0$, например $x_1 = 0,3$, а у колеса $x_2 = -0,3$, т. е. $x_1 + x_2 = 0$, уравнивающее смещение Δu равно нулю; межосевое расстояние $a_w = a = 0,5m_t(z_2 \pm z_1) = 0,5m_t(z_2 \pm z_1) / \cos \beta$, где знак « \pm » для внутреннего зацепления; $\beta = 0$ для прямозубых колес. Этот вид смещения носит название «высотный» и применяется при значительных передаточных числах и малом числе зубьев шестерни. Толщина зуба S (см. рис. 3.4) по дуге делительной окружности равна ширине впадины инструмента, измеренной по начальной прямой. При $x = 0$ значение $S = \rho / 2 = 0,5\pi m$ (см. рис. 3.8, б), а если $x > 0$, то толщина зуба по делительной

окружности увеличивается на величину $2xmtg\alpha$ (рис. 3.8, в): $S = 0,5\pi m \pm 2xmtg\alpha = d(0,5\pi/2 \pm 2xtg\alpha/z)$. Колеса с положительным смещением имеют более толстые зубья у основания и большие радиусы кривизны эвольвент профиля. Этим и увеличивается несущая способность передачи по изгибу, однако толщина по вершине зуба S_a уменьшается. При больших значениях возможно заострение. Значение этой толщины ограничивают: $S_a \geq 0,25m$.

Второй вид передачи со смещением: в передаче шестерня и колесо нарезаются с разными коэффициентами смещения так, что $x_\Sigma = x_1 + x_2 > 0$. В реальной передаче с такими колесами и беззазорным зацеплением межосевое расстояние a_w должно быть больше делительного, т. е. $a_w > a$, а $d_{w1} \neq d_1$, $d_{w2} \neq d_2$. Такое увеличение a_w при неизменных основных диаметрах колес d_{b1} , d_{b2} приводит к увеличению угла зацепления, т. е. будет иметь место $\alpha_{tw} > \alpha_t$. В варианте зацепления $x_\Sigma = x_1 + x_2 < 0$ значение $\alpha_{tw} < \alpha_t$. Межосевое расстояние в этих случаях $a_w = a \cos\alpha_t / \cos\alpha_{tw}$. Для внешнего и внутреннего зацепления углы зацепления соответственно:

$$\text{inv}\alpha_{tw} = \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \text{tg}\alpha + \text{inv}\alpha_t; \quad \text{inv}\alpha_{tw} = \frac{2(x_2 - x_1)}{z_2 - z_1} \text{tg}\alpha + \text{inv}\alpha_t.$$

Значения inv принимаются из табл. 3.1, а угол α_{tw} – по номограмме на рис. 3.9. Изменение межосевого расстояния при эвольвентных профилях зубьев не равно сумме смещений колес x_Σ и оценивается коэффициентом воспринимаемого смещения

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{a_w - 0,5m(z_2 \pm z_1)}{m}.$$

Разность между коэффициентом суммы смещений x_Σ и коэффициентом воспринимаемого смещения y определяется коэффициентом уравнительного смещения Δy , значение которого для внешнего и внутреннего зацепления соответственно: $\Delta y = (x_1 + x_2) - y$; $\Delta y = (x_2 - x_1) - y$. Определение значений y и Δy возможно по номограммам на рис. 3.10, 3.11.

При $x_\Sigma = 0$ ($x_1 = -x_2$), $a_w = a$, $\alpha_{tw} = \alpha_t$ соответственно $y = 0$, $\Delta y = x_\Sigma - y = 0$. Если при этом $\beta = 0$, то $\alpha_{tw} = \alpha_t = \alpha = 20^\circ$.

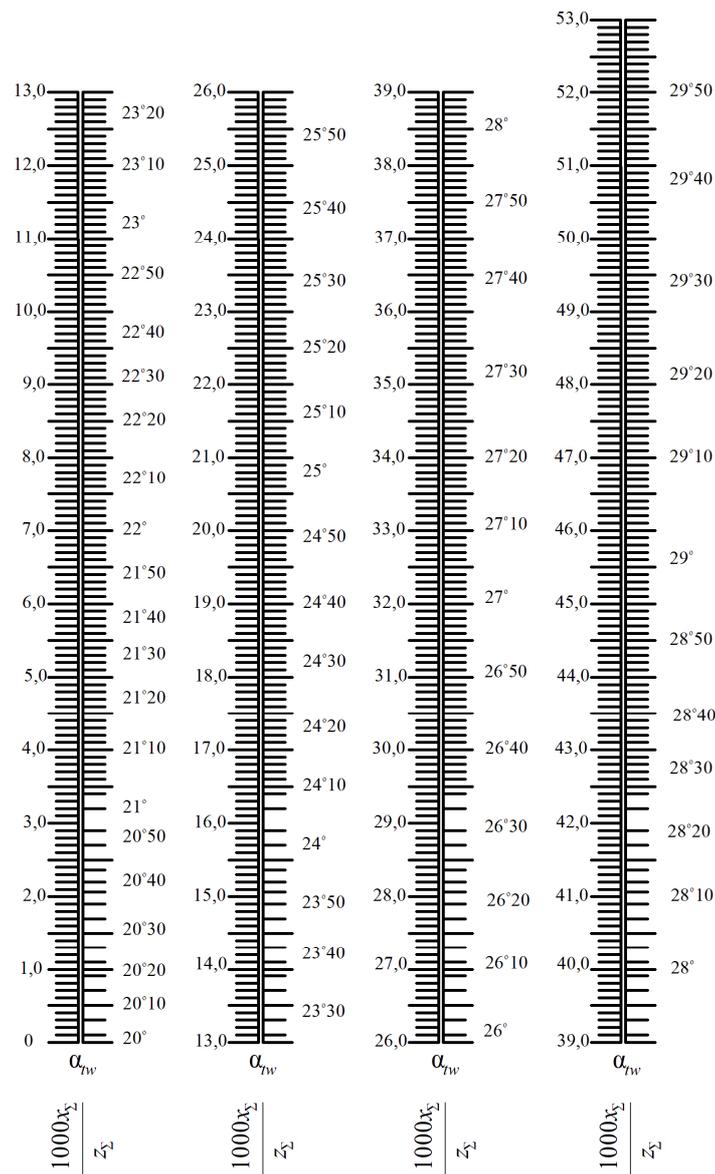


Рис. 3.9. Номограмма для определения α_w в зависимости от x_Σ

Таблица 3.1

Значения $\text{inv}\alpha$

α , град.	Часть числа, общая для всей строки	Значения $\text{inv}\alpha$											
		0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
1	0,000	00177	00225	00281	00346	00420	00504	00598	00704	00821	00950	01092	01248
2	0,000	01418	01603	01804	02020	02253	02503	02771	03058	03364	03689	04035	04402
3	0,000	04790	05201	05634	06091	06573	07079	07610	08167	08751	09362	10000	10668
4	0,000	11364	12090	12847	13634	14453	15305	16189	17107	18059	19045	20067	21125
5	0,000	22220	23352	24522	25731	26978	28266	29594	30963	32374	33827	35324	36864
6	0,00	03845	04008	04175	04317	04524	04706	04897	05093	05280	05481	05687	05898

Продолжение таблицы 3.1

α, град.	Часть числа, общая для всей строки												
		0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
7	0,00	06115	06337	06564	06797	07035	07279	07528	07783	08044	08310	08582	08861
8	0,00	09145	09435	09732	10034	10343	10980	10980	11308	11646	11984	12332	12687
9	0,00	13048	13416	13792	14174	14563	14960	15363	15774	16193	16618	17051	17492
10	0,00	17941	18397	18860	19332	19812	20299	20795	21299	21810	22330	22859	23396
11	0,00	23941	24495	25057	25628	26203	26797	27894	28001	28616	29241	29875	30518
12	0,00	31171	31832	32504	33185	33875	34575	35285	36005	36735	37474	38224	38984
13	0,00	39754	40534	41325	42126	42938	43760	44593	45437	46291	47157	48033	48921
14	0,00	49819	50729	51650	52582	53526	54482	55448	56427	57417	58420	59434	60460
15	0,00	61498	62548	63611	64686	05773	66873	67985	69110	70248	71398	72561	73738
16	0,0	07493	07613	07735	07857	07982	08107	08234	08362	08492	08623	08756	08889
17	0,0	09025	09164	09299	09439	09580	09722	09868	10012	10158	10307	10456	10608
18	0,0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543
19	0,0	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713
20	0,0	14904	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16296	16502	16710	16920	17132
21	0,0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19817
22	0,0	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21765	22018	22272	22529	22788
23	0,0	23049	2312	23577	23845	24114	24386	24660	24936	25214	25495	25778	26062
24	0,0	26350	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29689
25	0,0	29975	30293	30613	30935	31260	31587	31917	32249	32583	32920	33260	33602
26	0,0	33947	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36432	36796	37168	37537	37910
27	0,0	38287	38666	39047	39432	39819	40209	40602	40997	41395	41797	42201	42607
28	0,0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47276	47718
29	0,0	48164	48612	49064	49518	49970	50437	50901	51368	51838	52312	52788	53268
30	0,0	53751	54238	54728	55221	55717	56217	56720	57226	57736	58249	58765	59285
31	0,0	59809	60336	60866	61400	61937	62478	63022	63570	64122	64677	65236	65799
32	0,0	66364	66934	67507	68084	68665	69250	69838	70430	71026	71626	72230	72838
33	0,0	73449	74064	74684	75307	75934	76565	77200	77839	78483	79130	79781	80437
34	0,0	81097	81760	82428	83100	83777	84457	85142	85832	86525	87223	87925	88631
35	0,0	89342	90058	90777	91502	92230	92963	93701	94443	95190	95942	96698	97459
36	0	09822	09899	09977	10055	10133	10212	10292	10371	10452	10533	10614	10696
37	0	10778	10861	10944	11028	11113	11197	11283	11369	11455	11542	11630	11718
38	0	11806	11895	11985	12075	12165	12257	12348	14441	12534	12627	12721	12815
39	0	12911	13006	13102	13199	13297	13395	13493	13592	13692	13792	13893	13995
40	0	14097	14200	14303	14407	14511	14616	14722	14829	14936	15043	15152	15261
41	0	15370	15480	15591	15703	15815	15928	16041	16156	16270	16386	16502	16619
42	0	16737	16855	16974	17093	17214	17336	17457	17579	17702	17826	17951	18076
43	0	18202	18329	18457	18585	18714	18844	18975	19106	19238	19371	19505	19639
44	0	19774	19910	20047	20185	20323	20463	20603	20743	20885	21028	21171	21315
45	0	21460	21606	21753	21900	22049	22198	22348	22499	22651	22804	22958	23112
46	0	23268	23424	23582	23740	23899	24059	24220	24382	24545	24709	24874	25040
47	0	25206	25374	25543	25713	25883	26055	26228	26401	26576	26752	26929	27107
48	0	27285	27465	27646	27828	28012	28196	28381	28567	28755	28943	29133	29324
49	0	29516	29709	29903	30098	30295	30492	30691	30891	31092	31295	31498	31703

α , град.	Часть числа, общая для всей строки	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
50	0	31909	32116	32324	32534	32745	32957	33171	33385	33601	33818	34037	34257
51	0	34478	34700	34924	35149	35376	35604	35833	36063	36295	36529	36763	36999
52	0	37237	37476	37716	37958	38202	38446	38693	38941	39190	39441	39693	39947
53	0	40202	40459	40717	40977	41239	41502	41767	42034	42302	42571	42843	43116
54	0	43390	43667	43945	44225	44506	44789	45074	45361	45650	45940	46232	46526
55	0	46822	47119	47419	47720	48023	48328	48635	48944	49255	49568	49882	50199
56	0	50518	50838	51161	51486	51813	52141	52472	52805	53141	53478	53817	54159
57	0	54503	54849	55197	55547	55900	56255	56612	56972	57333	57698	58064	58433
58	0	58804	59178	59554	59933	60314	60697	61083	61472	61863	62257	62653	63052
59	0	63454	63858	64265	64674	65086	65501	65919	66340	66763	67189	67618	68050

За счет изменения на величину Δy диаметров вершин колес сохраняется неизменным стандартный радиальный зазор в зацеплении: для внешнего зацепления $d_{a1} = d_1 + 2m(h_a^* + x_1 - \Delta y)$; $d_{a2} = d_2 + 2m(h_a^* + x_2 - \Delta y)$; для внутреннего зацепления $d_{a1} = d_1 + 2m(h_a^* + x_1)$; $d_{a2} = d_2 - 2m(h_a^* - x_2 + 0,2)$.

Такая вариация с x_1 и x_2 , при которой сумма коэффициентов смещения $x_1 + x_2 \neq 0$ (как правило, больше 0), носит название угловой модификации. Она имеет значительно большие возможности и распространение, чем высотная.

Приведенные зависимости показывают, что изменение формы зубьев колес может достигаться числом зубьев, а также смещением зубонарезного инструмента при различных значениях x в зависимости от условий работы передачи.

Использование номограммы на рис. 3.9

Пример 1. По известным значениям $x_\Sigma = 1,38$; $z_1 = 17$; $u = 3$ определить α_{tw} .

Решение

$$\text{Рассчитываются } z_\Sigma = (z_1 + z_1 u) = (17 + 17 \cdot 3) = 68; \frac{1000x_\Sigma}{z_\Sigma} = \frac{1000 \cdot 1,38}{68} = 20,3,$$

тогда по номограмме $\alpha_{tw} = 24^\circ 55'$.

Пример 2. По заданным значениям $\alpha_{tw} = 26^\circ 40'$; $z_\Sigma = 63$ определить x_Σ .

Решение

Из номограммы по значению $\alpha_{tw} = 26^\circ 40'$ отношение $\frac{1000x_\Sigma}{z_\Sigma} = 30,0$. Тогда

$$x_\Sigma = \frac{z_\Sigma \cdot 30}{1000} = \frac{63 \cdot 30}{1000} = 1,89.$$

Использование номограммы на рис. 3.10

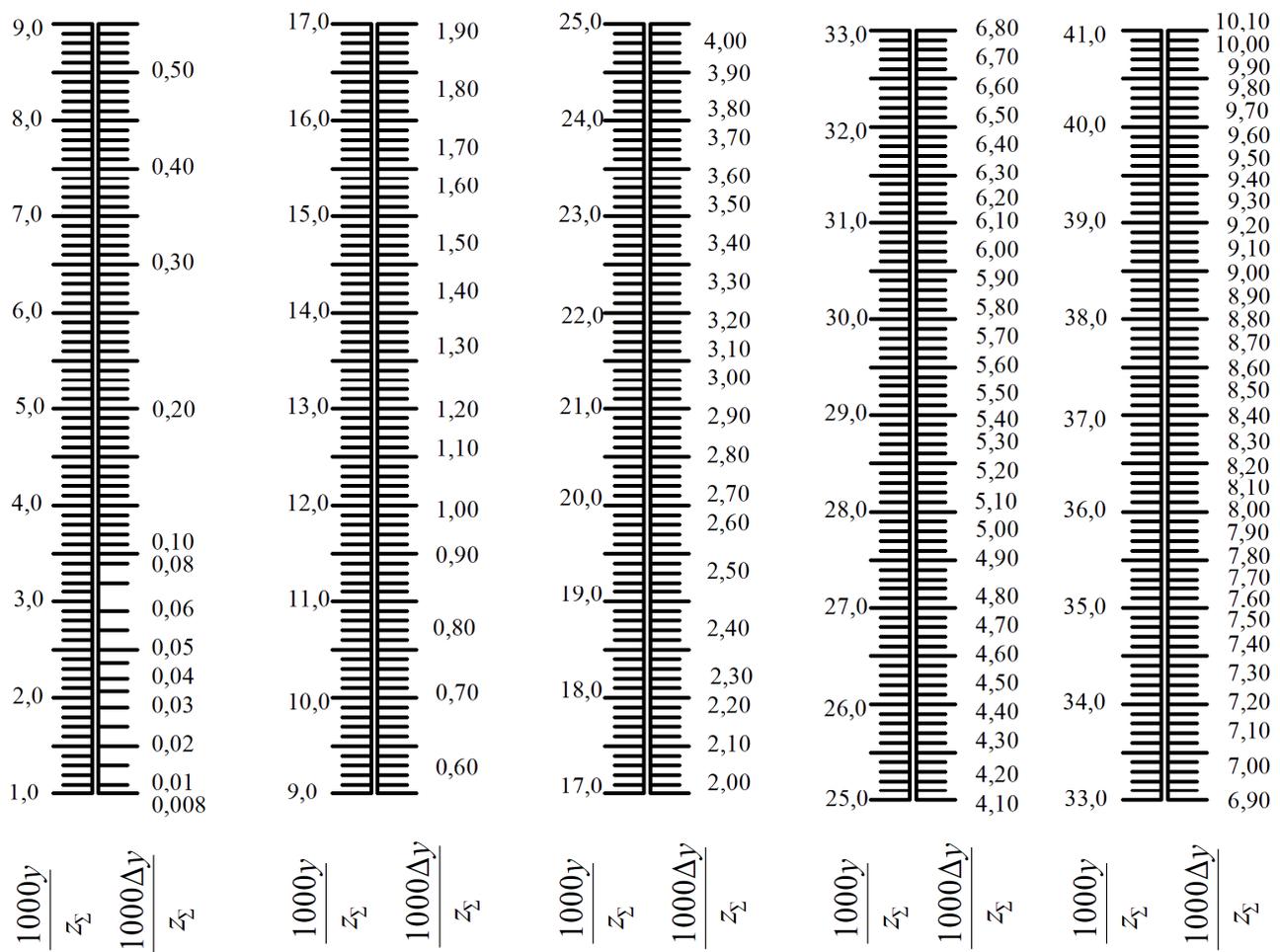


Рис. 3.10. Номограмма для определения зависимости между y , Δy и x_Σ

Пример 3. Известно, что $a_w = 135$ мм; $z_\Sigma = 52$; $m = 5$ мм. Определить значения y , Δy и x_Σ .

Решение

Рассчитывается значение $y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{a_w - 0,5mz_\Sigma}{m} = \frac{135 - 0,5 \cdot 5 \cdot 52}{5} = 1,$

затем $\frac{1000y}{z_\Sigma} = \frac{1000 \cdot 1}{52} = 19,2$. По номограмме этому значению соответствует

$\frac{1000\Delta y}{z_\Sigma} = 2,48$. Отсюда $\Delta y = \frac{z_\Sigma \cdot 2,48}{1000} = \frac{52 \cdot 2,48}{1000} = 0,129$. Тогда $x_\Sigma = y + \Delta y =$

$= 1 + 0,129 = 1,129$.

Использование номограммы на рис. 3.11

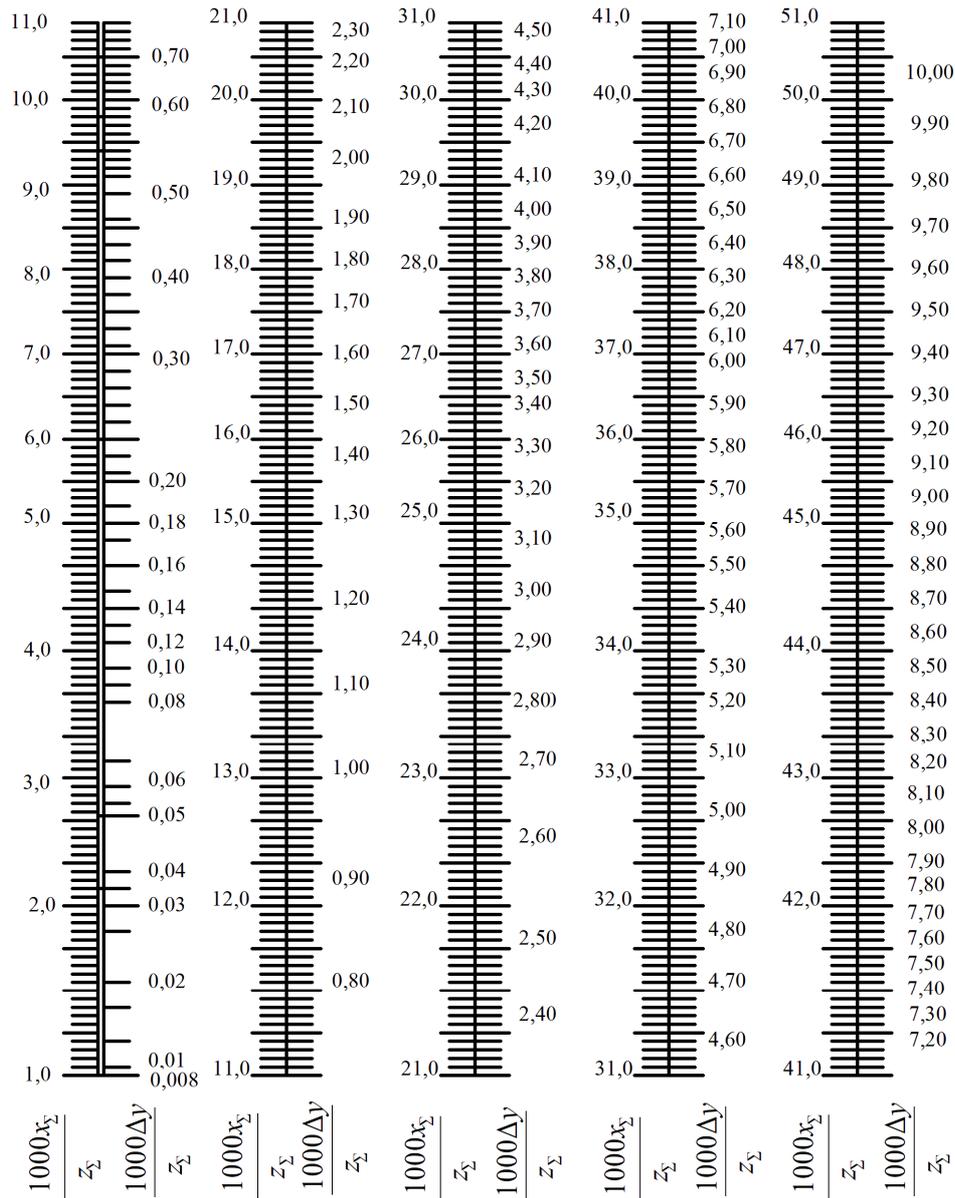


Рис. 3.11. Номограмма для определения зависимости между x_Σ , z_Σ и Δy

Пример 4. Заданы значения $x_\Sigma = 2,04$; $z_\Sigma = 75$; $m = 4$ мм. Определить Δy и a_w .

Решение

Рассчитывается значение $\frac{1000x_\Sigma}{z_\Sigma} = \frac{1000 \cdot 2,04}{75} = 27,2$. Этому числу на номо-

грамме соответствует $\frac{1000\Delta y}{z_\Sigma} = 3,65$. Из этого выражения $\Delta y = \frac{z_\Sigma \cdot 3,65}{1000} =$

$$= \frac{75 \cdot 3,65}{1000} = 0,274.$$

Тогда $a_w = (0,5z_\Sigma + x_\Sigma - \Delta y)m = (0,5 \cdot 75 + 2,04 - 0,274)4 = 157,06$ мм.

Путем назначения соответствующих коэффициентов смещения для шестерни x_1 и колеса x_2 имеется возможность повлиять на геометрические свойства и качественные показатели передачи, существенно повышать нагрузочную способность ее без дополнительных затрат. Посредством смещения можно добиться следующего:

1. При заданных габаритах и материалах колес увеличить изгибную выносливость зубьев. С ростом коэффициента смещения x уменьшается значение коэффициентов формы зуба Y_{F1}, Y_{F2} , входящих в уравнение расчетного напряжения изгиба

$$\sigma_F = \frac{2T_1 Y_F Y_\epsilon Y_\beta K_{F\beta} K_{FV} K_{Fa}}{d_{w1} b_w m_n} \leq [\sigma_F],$$

где Y_ϵ, Y_β – коэффициенты, учитывающие перекрытие зубьев и наклона зубьев;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца;

K_{FV} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении;

K_{Fa} – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между одновременно зацепляющимися парами зубьев.

Смещением можно повысить изгибную прочность зубьев на 100 % и достичь примерной равнопрочности колес $[\sigma_F]_1 / Y_{F1} \approx [\sigma_F]_2 / Y_{F2}$, если применить смещение со значением $x_1 > 0$ и $x_2 < 0$ так, чтобы $x_\Sigma = 0$.

2. Увеличить контактную выносливость зубьев:

$$\sigma_H = Z_E Z_\epsilon Z_H \sqrt{\frac{2T_1 K_{HV} K_{H\beta} K_{Ha}}{d_{w1}^2 b_w} \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma_H],$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес;

Z_ϵ – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряжений поверхности зубьев.

Используются значения коэффициентов K_{HV} , $K_{H\beta}$, K_{Ha} , соответствующие значениям при определении изгибной выносливости, но учитываются характеристики нагрузки при контактной выносливости.

Из приведенного уравнения видно, что значение σ_H уменьшается при уменьшении $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin \alpha_{tw}}}$, т. е. при увеличении α_{tw} принимают положительное смещение x_1 , x_2 и, увеличивая этим диаметры колес d_{w1} , d_{w2} , меняют расстояние a_w . Например, изменением α_{tw} с 20° до 25° можно повысить в проектируемом зубчатом зацеплении нагрузку примерно на 20 %.

3. Вписать передачу в заданное межосевое расстояние a_w , отличное от делительного межосевого расстояния a , применяя $x_\Sigma \neq 0$. Для косозубых передач эту задачу можно решить путем изменения угла β , т. к. $a_w = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$.

4. Устранить подрезание, заострение и недорезание внешних частей зубьев. Это явление возникает при определенном числе зубьев колеса, нарезаемого производящей рейкой или долбяком. Наименьшее число зубьев прямозубого колеса z_{\min} , при котором для данного коэффициента смещения x будет отсутствовать подрезание профиля зуба в станочном зацеплении с производящей рейкой, определяется по формулам:

– для $\beta = 0$:

$$z_{\min} = \frac{2(h_e^* - h_a^* - x)}{\sin^2 \alpha_t};$$

– для $\beta \neq 0$:

$$z_{\min} = 2(h_e^* - h_a^* - x) \cos \beta \left(\frac{\cos^2 \beta}{\operatorname{tg} \alpha_t + 1} \right),$$

где h_e^* , h_a^* , x – коэффициенты граничной высоты, высоты головки и смещения соответственно. При исходном контуре по ГОСТ 13754–81 принимается $h_e^* = 2$, $h_a^* = 1$;

α_t – угол профиля, определенный из $\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$.

Наименьший коэффициент смещения, при котором для данного значения z подрезание не наступает, $x_{\min} = h_e^* - h_a^* - \frac{z \sin \alpha_t}{2}$ при $\beta = 0$; $x_{\min} = h_e^* - h_a^* - \frac{z}{2 \cos \beta (\cos^2 \beta \operatorname{ctg} \alpha_t + 1)}$ при $\beta \neq 0$.

При $\beta = 0$ и $\alpha_t = \alpha = 20^\circ$ значение $h_e^* - h_a^* = 1$, и в первом случае $x_{\min} = 1 - 0,171z$, а во втором $x_{\min} = 1 - 0,058z$.

Заострение зубьев зубчатых колес в станочном зацеплении с производящей рейкой имеет место, когда толщина зубьев на цилиндре вершин $S_a = 0$ (см. рис. 3.8, б, в).

Условие заострения определяется выражением $S_a = d_a \left(\frac{S}{zm} \pm \operatorname{inv} \alpha_t \pm \operatorname{inv} \alpha_{at} \right)$, где углы профиля зуба в точке на окружности вершин шестерни и колеса $\alpha_{a1} = \arccos \left(\frac{d_{b1}}{d_{a1}} \right)$; $\alpha_{a2} = \arccos \left(\frac{d_{b2}}{d_{a2}} \right)$.

Если принять $S_a = 0$, то с учетом

$$S_a = \frac{d(0,5\pi \pm 2x \operatorname{tg} \alpha)}{z}; \quad \frac{(0,5\pi \pm 2x \operatorname{tg} \alpha)}{z} \pm (\operatorname{inv} \alpha_t \pm \operatorname{inv} \alpha_{at}) = 0,$$

откуда

$$x_{\max} = \frac{[2z(\operatorname{inv} \alpha_{at} \pm \operatorname{inv} \alpha_t - \pi)]}{(4 \operatorname{tg} \alpha)}.$$

Ориентировочные значения x_{\min} , ограничивающие подрезание, и x_{\max} заострения приведены на рис. 3.12. В первом случае устанавливается связь между z и x_{\min} при различных значениях β для исходного контура по ГОСТ 13755–2015. Во втором случае – значение x_{\max} при коэффициенте уравнительного смещения $\Delta u = 0$.

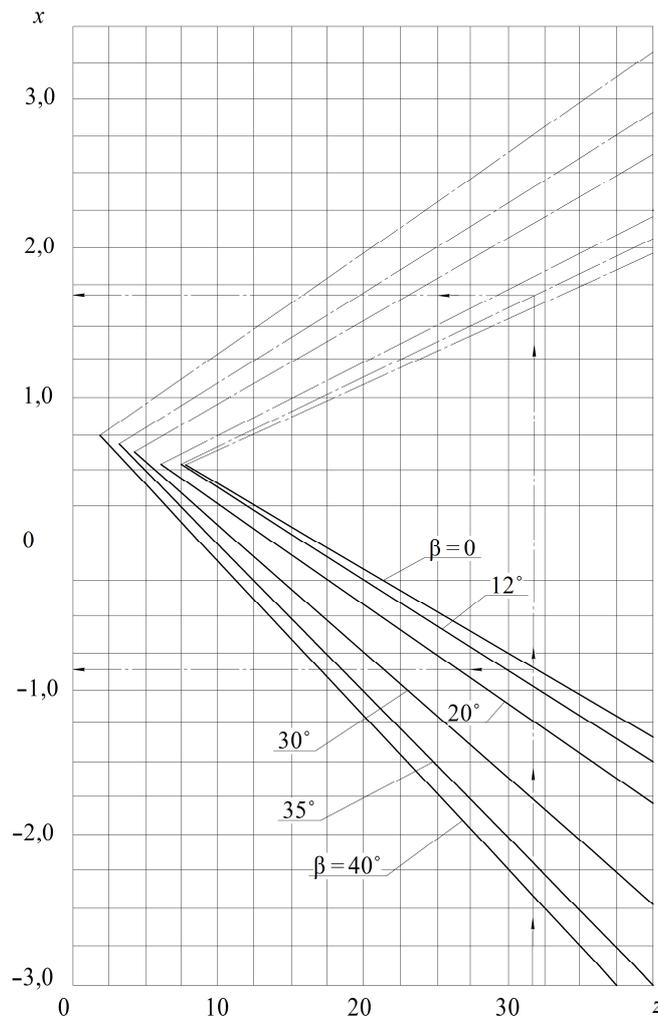


Рис. 3.12. График определения предельных значений коэффициентов смещения, ограничивающих подрезание и заострение

При использовании для нарезания зубьев недлинных червячных фрез может возникать недорезание зубьев – неполная обработка главных боковых поверхностей зубьев. Поэтому при нарезании зубчатых колес с большим числом зубьев и большим значением модуля необходимо выполнить проверку зубьев на недорезание.

Условие недорезания для прямозубых зубчатых колес (рис. 3.13): $T \geq K$, где $T = (x - h_a^*)m \sin \alpha + (0,5L - L^* - e) \cos \omega \cos \alpha$; $K = 0,5(\sqrt{d_a^2 - d_b^2} - d_b \operatorname{tg} \alpha)$. Здесь L – длина фрезы; L^* – ширина буртиков на торцах фрезы; ω – угол подъема винтовой линии фрезы; e – с учетом $h_{\text{ср. ф}}$ высота среза последнего режущего зуба фрезы, приведенная к полному по высоте зубу фрезы и толщина последнего режущего зуба e' на его вершине (радиальном зазоре c^*):

$$e = e' - (h_{\text{ср. ф}} - c^* m) \operatorname{tg} \alpha.$$

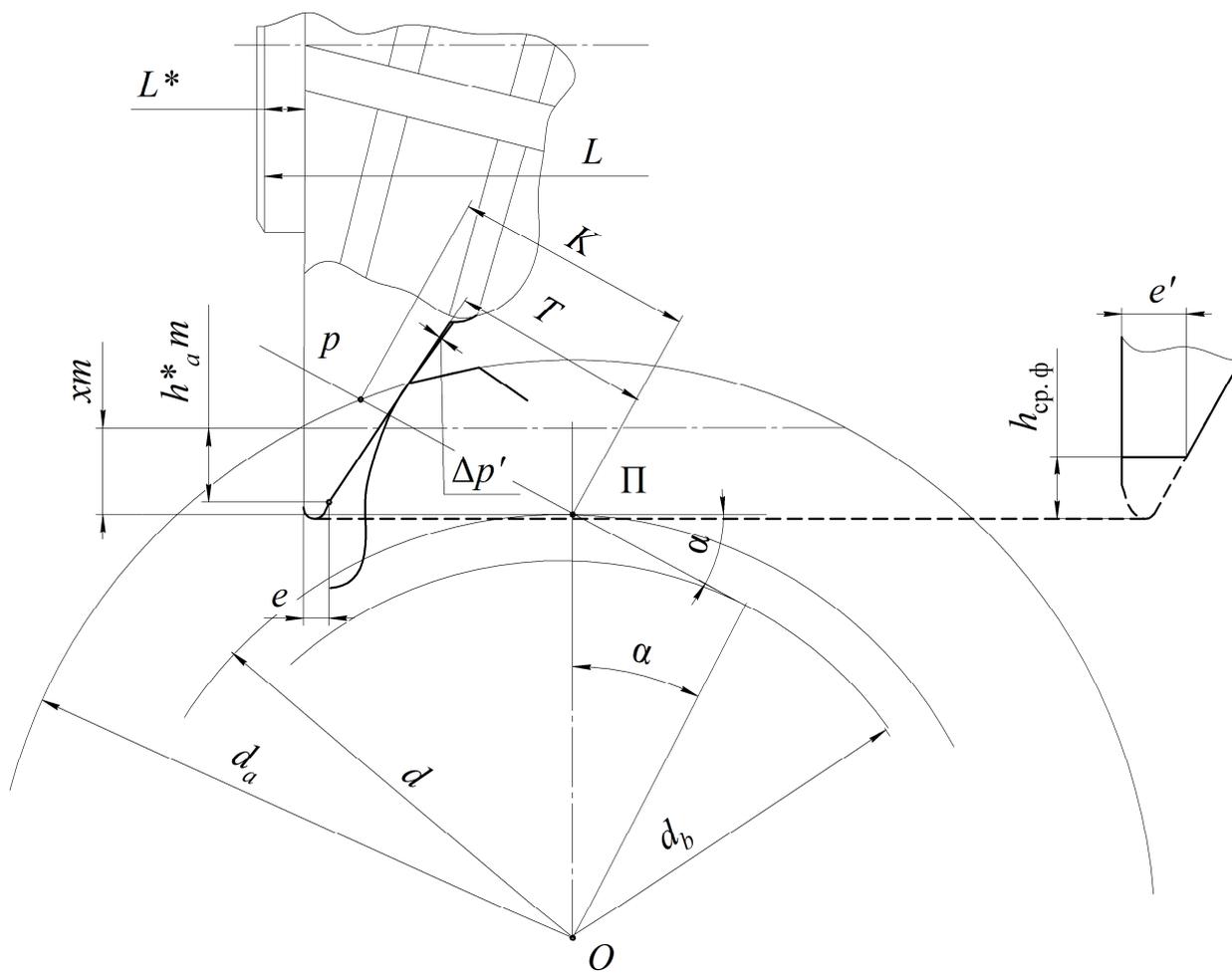


Рис. 3.13. Схема образования недорезания зубьев

В случае несоблюдения условия $T \geq K$ возникает недорезание головки зуба $\Delta p'$ (см. рис. 3.13):

$$\Delta p' = T + 0,5d_b \operatorname{tg} \alpha - \left(\sqrt{d_a^2 - d_b^2} \cos \xi - \frac{d_b}{2} \sin \xi \right),$$

где $\xi = \frac{2(K-T)}{d_b}$.

Величина недорезания не должна превышать допуск на отклонение нормального шага зубчатого колеса.

В станочном зацеплении нарезаемого колеса с долбяком (долбяки для обработки зубчатых колес модификацией профиля у вершины зубьев по ГОСТ 9323–80) могут иметь место два вида ограничений по геометрическим параметрам (рис. 3.14).

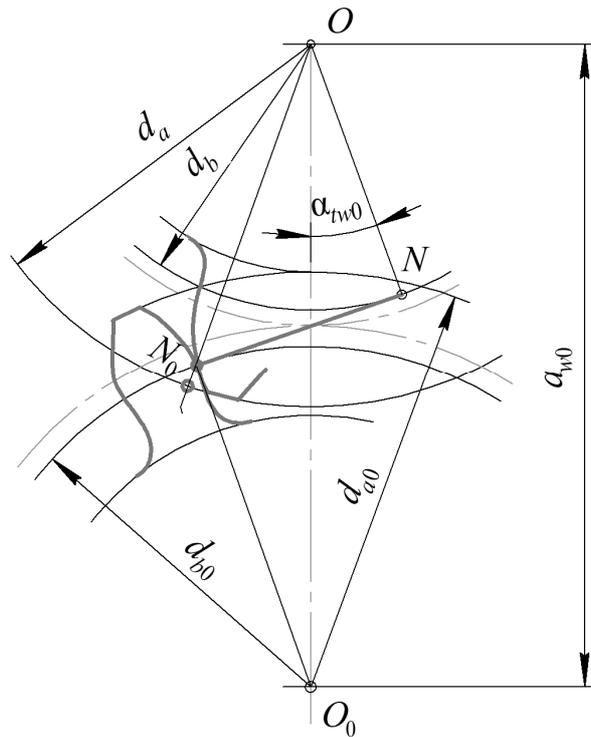


Рис. 3.14. Схема срезания головки и надрезания ножки зуба долбяком

При числе зубьев долбяка z_0 меньше числа зубьев зубчатого колеса z и значении диаметра его выступов $d_a > \sqrt{d_b^2 + (2\alpha_{w0} \sin \alpha_{tw0})^2}$ зацеплением за точкой N_0 и ножки зубьев долбяка срезают головки зубьев нарезаемого зубчатого колеса. Если размеры допустимы (см. рис. 3.8, б), то этим создается естественная модификация профилей зубьев.

Недопустимое срезание головок ограничивается условием

$$d_a < \sqrt{d_b^2 + (2\alpha_{w0} \sin \alpha_{tw0})^2} + \frac{0,45m}{\cos \beta_a}.$$

В этих зависимостях межосевое расстояние в зацеплении долбяка с колесом (см. рис. 3.14) $\alpha_{w0} = \frac{z + z_0}{2 \cos \beta} m \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw0}}$, а угол α_{tw0} – по формуле $\text{inv} \alpha_{tw0} = \frac{2(x + x_0)}{z + z_0} \text{tg} \alpha + \text{inv} \alpha_t$.

Угол торцевого профиля плоского колеса $\alpha_t = \arctg \left(\frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta} \right)$, угол наклона линии вершины зуба $\beta_a = \arctg \left(\frac{d_a}{d} \right) \text{tg} \beta$.

Во втором случае при $z > z_0$ и $d_{a0} > \sqrt{d_{b0}^2 + (2a_{w0} \sin \alpha_{w0})^2}$ зацепление (рис. 3.15) осуществляется за точкой N и головки зубьев долбяка надрезает ножки зубьев колеса. Для исключения этого необходимы значения $z_{\min} = z_0 \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_{a0}}{\operatorname{tg} \alpha_{w0}} - 1 \right)$;

$x_{\min} = \frac{(\operatorname{inv} \alpha_{w0\min} - \operatorname{inv} \alpha_t)(z_{\min} + z_0)}{2\operatorname{tg} \alpha} - x_0$, где α_{a0} – угол профиля долбяка на окружности

вершин: $\cos \alpha_{a0} = \frac{mz_0 \cos \alpha_e}{d_{a0} \cos \beta}$, в котором α_e – угол профиля зуба нарезаемого зубчатого

того колеса в нижней граничной точке $\operatorname{tg} \alpha_e = \operatorname{tg} \alpha_{w0} - \left(\frac{z_0}{z} \right) (\operatorname{tg} \alpha_{a0} - \operatorname{tg} \alpha_{w0})$. Также

$$\operatorname{tg} \alpha_{w0\min} = \frac{z_0}{z + z_0} \operatorname{tg} \alpha_{a0}.$$

5. Исключить интерференцию профилей головок зубьев колес.

В станочном зацеплении с долбяком минимальный радиус кривизны профиля шестерни $\rho_{1\min0}$ может быть больше минимального радиуса кривизны того же профиля $\rho_{1\min}$ (рис. 3.15), который должен быть при зацеплении с парным колесом. В этом случае вершина зубьев колеса, находясь в зацеплении, будет интерферироваться с переходными кривыми зубьев шестерни, вызывая заклинивание передачи.

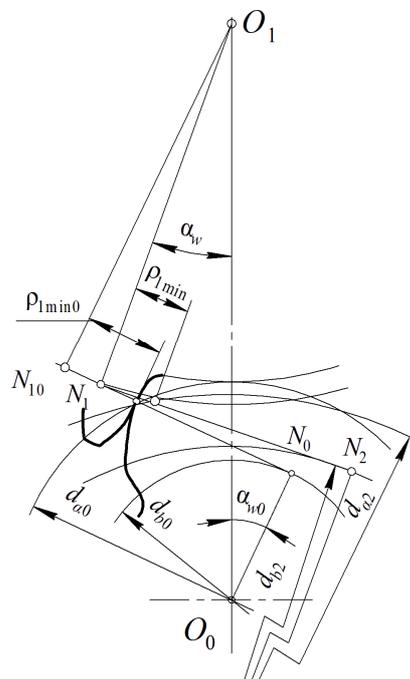


Рис. 3.15. Схема интерференции зуба

Для предотвращения этого в головках зубьев колеса и переходных кривых у ножек зубьев шестерен, обрабатываемых речным инструментом с $x_{\Sigma} \neq 0$,

необходимо, чтобы выполнялось условие $\rho_{1\min} \geq \rho_{1\min 0}$, или

$$a_w \sin \alpha_w - 0,5\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \geq \left[\frac{z_1 \sin \alpha_t}{2 \cos \beta} - \frac{h_a^* - x_1}{\sin \alpha_t} \right] m. \quad \text{И наоборот, для исключения}$$

интерференции профилей головок зубьев шестерни с переходными кривыми у ножек зубьев колеса необходимо выполнение условия $\rho_{2\min} \geq \rho_{2\min 0}$, или

$$a_w \sin \alpha_w - 0,5\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \geq \left[\frac{z_2 \sin \alpha_t}{2 \cos \beta} - \frac{h_a^* - x_2}{\sin \alpha_t} \right] m.$$

Аналогичное явление может иметь место в передачах, колеса которых обрабатываются долбяком. Условие отсутствия интерференции те же:

$$\rho_{1\min} \geq \rho_{1\min 0}; \quad a_w \sin \alpha_w - 0,5\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \geq a_{w0} \sin \alpha_{w0} - 0,5\sqrt{d_{a0}^2 - d_{b0}^2};$$

$$\rho_{2\min} \geq \rho_{2\min 0}; \quad a_w \sin \alpha_w - 0,5\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \geq a_{w0} \sin \alpha_{w0} - 0,5\sqrt{d_{a0}^2 - d_{b0}^2},$$

где d_{a0} , d_{b0} , α_{w0} – параметры стандартных долбяков.

При нарезании зубчатых колес с внутренними зубьями диаметры вершин зубьев колес внутреннего зацепления зависят не только от модуля, числа зубьев и коэффициентов смещения, но и от параметров применяемого зуборезного инструмента. Поэтому, чтобы исключить интерференцию продольных кромок зубьев колеса с переходной поверхностью зубьев шестерни, необходимо, чтобы выполнялось условие со значением диаметра вершин зубьев

$$d_{a2} \geq 2\sqrt{\frac{d_{b2}^2}{4} + (a_w \sin \alpha_{tw} + \rho_{e1})^2}, \quad \text{где } \rho_{e1} \text{ – радиус кривизны профиля зуба шестерни}$$

$$\text{на окружности граничных точек } \rho_{e1} = 0,5d_1 \sin \alpha_t - \left[h_a^* + c^* - \rho_e^*(1 - \sin \alpha) - x_1 \right] \frac{m}{\sin \alpha_t}.$$

Здесь $h_a^* = 1$, $c^* = 0,25$, $\rho_e^* = 0,38$ – коэффициенты высоты головки зуба, радиального зазора в паре исходного контура и радиуса кривизны переходной кривой соответственно.

Если в передаче с внутренним зацеплением зубьев при $x_2 - x_1 = 0$ шестерня обрабатывается инструментом реечного типа, то наименьшее значение диаметра

$$\text{вершин зубьев колеса } d_{a2} \geq 2m\sqrt{\left(\frac{z_2}{2} - h_a^* + x \right)^2 + (h_a^* - x)^2 \operatorname{ctg}^2 \alpha}.$$

6. Увеличить коэффициент перекрытия, что следует из формулы для нахождения ε_a .

7. Повысить износостойкость и сопротивление заеданию, которые зависят от абсолютной скорости скольжения и удельного скольжения. Уменьшая скорость скольжения, повышают износостойкость и понижают опасность заедания.

8. Увеличить окружность впадин с целью получения съемного колеса с вала и исключения изготовления его совместно с валом.

9. Уменьшить число зубьев и, соответственно, увеличить модуль.

Таким образом, выбор оптимальных значений x_1 и x_2 должен быть не исключением, а правилом при проектировании зубчатых передач. Колеса со смещением изготавливаются стандартным зубонарезным инструментом на штатном станочном оборудовании, по стоимости и сложности получения не отличаются от колес без смещения. Назначением коэффициентов смещения x_1 и x_2 имеется возможность влиять на геометрические данные и прочностные показатели зубчатого зацепления. Путем их подбора для шестерни и колеса появляется возможность вписать зубчатую передачу в необходимое (заданное) межосевое расстояние. Для соосных передач, имеющих зацепление с косыми зубьями, можно достичь равенства межосевых расстояний передач $a_1 = a_2$ без смещения колес – изменением угла β : $a_w = m_n z_\Sigma / (2 \cos \beta)$. Чтобы подобрать значения x_1 , x_2 , x_Σ исходя из условий работы передачи и обоснованного критерия работоспособности, необходимо представлять, как изменяются свойства передачи в зависимости от коэффициентов смещения. Для закрытых передач, несущая способность которых определяется контактной выносливостью, смещением обычно обеспечивают максимальное возможное увеличение радиусов кривизны в полюсе зацепления. В этом случае выбирают возможно большую сумму x_Σ коэффициентов смещения, одновременно повышая этим изгибную прочность.

При одинаковых материалах шестерни и колеса, если не принимать во внимание разное число циклов нагружения, коэффициенты формы зубьев шестерни и колеса должны быть равны. Повысить износостойкости можно уменьшением выносливости ножки зуба шестерни.

В высоконагруженных точных передачах, когда ошибка в шаге мала по сравнению с упругими перемещениями зубьев, для равномерного распределения нагрузки между большим числом зубьев обычно увеличивают коэффициент перекрытия. Этим также существенно уменьшается шум передачи.

Предельные значения смещений удобно выбирать по специально рассчитанным графикам блокирующих контуров (рис. 3.16). Блокирующие контуры

для передач с внешним зацеплением при различных сочетаниях зубьев z_1 и z_2 прямозубых колес, нарезанных реечным инструментом без модификации исходного контура, приводятся в приложении к ГОСТ 16532–70. Эти контуры с некоторым ограничением могут быть использованы для косозубых колес с учетом зубьев эквивалентных колес $z_v = \left(\frac{z}{\cos^3 \beta} \right)$. Косозубые передачи в большинстве случаев выполняют без смещений, если $z_1 \geq z_{v\min} = \frac{17}{\cos^3 \beta}$. При больших значениях z_1 и z_2 смещение малоэффективно. Смещения, при которых $x_\Sigma > 0$, для косозубых колес также эффективны менее, чем для прямозубых. Угловая модификация для увеличения приведенного радиуса кривизны малоэффективна из-за отрицательного влияния коэффициента перекрытия. При малых значениях z_1 и относительно малых перепадах значений твердости целесообразна высотная модификация с коэффициентами смещения $x_1 = 0,3$ и $x_2 = -0,3$.

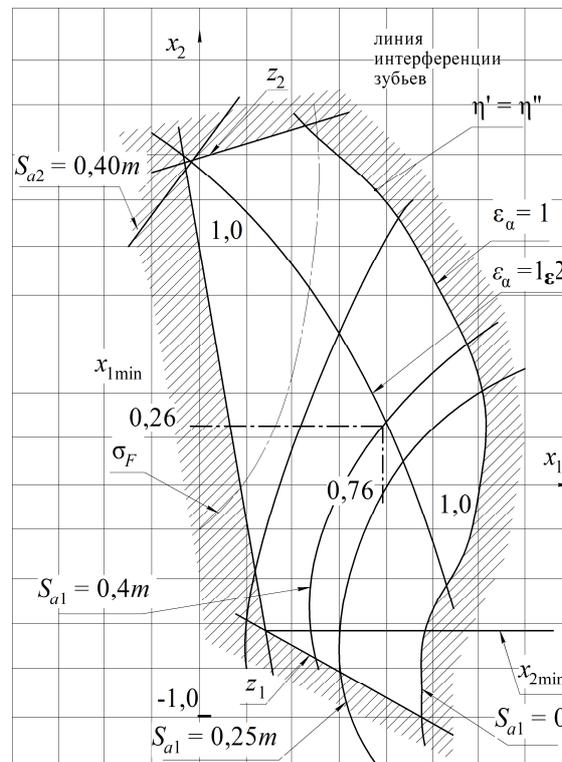


Рис. 3.16. Блокирующий контур передач с внешним зацеплением для значений $z_1 = 14$, $z_2 = 28$

В приложениях к ГОСТ 19274–73 приведены блокирующие контуры для прямозубых передач с внутренним зацеплением, если зубья шестерни нарезаны реечным инструментом или долбяком, а колеса – долбяком.

Блокирующие контуры построены в координатах коэффициентов смещения x_1 и x_2 для определенной пары колес z_1 и z_2 . Линии контура ограничивают

зону допустимых значений коэффициентов смещения по подрезанию зубьев $x_{1\min}$, $x_{2\min}$, коэффициенту перекрытия $\epsilon_\alpha = 1,2$, заострению зубьев $S_a = 0,25m$. На блокирующий контур нанесены линии равнопрочности зубьев колес по изгибу σ_F , одинаковой удельной скорости скольжения $\eta' = \eta''$, минимального коэффициента перекрытия $\epsilon_\alpha = 1$ и максимального – эквидистанция линии $\epsilon_\alpha = 1$ по направлению к началу координат. Например, при $z_1 = 14$, $z_2 = 28$, $S_{a1} = 0,4m$, $\epsilon_\alpha = 1,2$ коэффициенты $x_1 = 0,767$ и $x_2 = 0,267$ (см. рис. 3.16).

В табл. 3.2, 3.3 приведены рекомендуемые ГОСТ 16535–70 значения x_1 , x_2 для прямозубых колес и косозубых передач с внешним зацеплением с исходным контуром по ГОСТ 13755–2015. Рекомендации не распространяются на зубчатые колеса объектов массового производства, сильно нагруженных передач при минимальных их габаритах и особо точных малонагруженных передач. При выборе x_1 , x_2 по табл. 3.2 и использовании их в последующих расчетах диаметров вершин зубьев зубчатых колес $d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 - \Delta y)m$, $d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2 - \Delta y)m$ не требуется производить проверку качества зацепления по геометрическим показателям (отсутствие подрезания и интерференции зуба, проверка соответствия $\epsilon_\alpha \geq 1,2$ – прямозубые, $\epsilon_\alpha \geq 1,0$ – косозубые передачи, $\epsilon_\beta \geq 1,0$), за исключением проверки нормальной толщины на поверхность вершин S_a (см. рис. 3.8, б, в), при $x_1 = x_2 = 0,5$ и $z_1 < 18$, а также при наличии модификации головки и коэффициента перекрытия ϵ_{am} , $x_1 = x_2 = 0$. При $\beta = 0$ значение $\epsilon_{am} \geq 1,1$, при $\beta \neq 0$ значение $\epsilon_{am} \geq 1,0$. Для передач, где $x_1 + x_2 = 0$, соответствие условия определяется по рис. 3.17.

Таблица 3.2

Коэффициенты смещения для зубчатых цилиндрических передач с внешним зацеплением

Угол наклона линии зубьев β	Коэффициент смещения		Область применения передач	
	x_1	x_2	кинематических	силовых
0	0	0	Межосевое расстояние $a_w = a$ или не задано	Межосевое расстояние $a_w = a$, $z_1 \geq 21$
0	0,3	-0,3	$12 \leq z_1 \leq 16$, $z_2 \geq 22$	$14 \leq z_1 \leq 20$, $u \geq 3,5$
0	0	0		Межосевое расстояние не задано, $z_1 > 30$; $z_1 > 20$, если модификация головки обязательна и исходный контур ГОСТ 13755–2015

Угол наклона линии зубьев β	Коэффициент смещения		Область применения передач	
	x_1	x_2	кинематических	силовых
0	0,5	0,5		Межосевое расстояние не задано, $10 \leq z_1 \leq 30; 10 \leq z_2 \leq 16$, предельное нужное значение z_1 определяется по рис. 3.17
> 0	0	0	Межосевое расстояние задано $a_w = a = \frac{(z_1 + z_2)m}{2 \cos \beta}$ или не задано	
			$z_1 \geq z_{\min}$, z_{\min} определяется по табл. 3.4	$z_1 \geq z_{\min} + 2$, z_{\min} определяется по табл. 3.4
> 0	0,3	-0,3	Межосевое расстояние задано $a_w = a = \frac{(z_1 + z_2)m}{2 \cos \beta}$ или не задано	
			$z_1 \geq z_{\min}$, но не менее 10, $z_2 \geq z_{2\min}$, $z_{1\min}, z_{2\min}$ определяются по рис. 3.18 при $x = x_1 = 0,3$, $x = x_2 = -0,3$	$z_1 \geq z_{\min} + 1$, но не менее 10, $u \geq 3,5$, z_{\min} определяется по рис. 3.18 при $x = x_1 = 0,3$ и при $HВ_1 - HВ_2 \leq 70$ и $HВ_1 < 320$

Таблица 3.3

Разбивка коэффициента суммы смещений x_Σ
на составляющие x_1 и x_2 для передач с внешним зацеплением

Коэффициент суммы смещений x_Σ	Коэффициенты смещения		Область применения передач	
	x_1	x_2	кинематических	силовых
$0 < x_\Sigma \leq 0,5$	x_Σ	0	$\beta = 0, z_1 \geq z_{\min}$, но не менее 10, $z_2 \geq 17$, z_{\min} определяется по рис. 3.18 при $x = x_1 = x_\Sigma$, $\beta \neq 0, z_1 \geq z_{1\min}$, но не менее 10, $z_2 \geq z_{2\min}$, $z_{1\min}$ определяется по рис. 3.18 при $x = x_1 = x_\Sigma$, $z_{2\min}$ определяется по табл. 3.4	$\beta = 0, z_1 \geq z_{\min} + 2, z_2 \geq 21$, z_{\min} определяется по рис. 3.18 при $x = x_1 = x_\Sigma$, $\beta \neq 0, z_1 \geq z_{1\min} + 2$, но не менее 10, $z_2 \geq z_{2\min} + 2, z_{1\min}$ определяется по рис. 3.18 при $x = x_1 = x_\Sigma$, $z_{2\min}$ определяется по табл. 3.4; рекомендацией не пользуются, если $HВ_1 - HВ_2 \leq 70$ и $HВ_1 < 320$

Коэффициент суммы смещений x_Σ	Коэффициенты смещения		Область применения передач	
	x_1	x_2	кинематических	силовых
$0,5 < x_\Sigma \leq 1$	0,5	$x_2 - 0,5$	$z \geq 10, \beta = 0$ и $z_2 \geq z_{2\min}$, $z_{2\min}$ определяется по рис. 3.18 при $x = x_2 = x_\Sigma - 0,5$	$z \geq 11, \beta = 0, z_2 \geq z_{2\min} + 2$, $z_{2\min}$ определяется по рис. 3.18 при $x = x_2 = x_\Sigma - 0,5$
<p><i>Примечания:</i></p> <p>1. При заданном межосевом расстоянии a_w требуемое значение коэффициента суммы смещений x_Σ можно получить за счет изменения числа зубьев z_1 и z_2, если это изменение допускается.</p> <p>2. При $0,3 < x_\Sigma < 0,7$ и $u = 2$ наибольшая скорость скольжения в зацеплении будет большей, чем в передаче без смещения.</p> <p>3. При $u = 1$ значения $x_1 = x_2 = 0,5x_\Sigma$</p>				

Таблица 3.4

Значение z_{\min} зубчатого колеса с $x = 0$
при станочном зацеплении с исходной производящей рейкой

β , град.	z_{\min}	β , град.	z_{\min}
До 12	17	24...28	13
12...17	16	28...31	12
17...21	15	31...34	11
21...24	14	Свыше 34	10

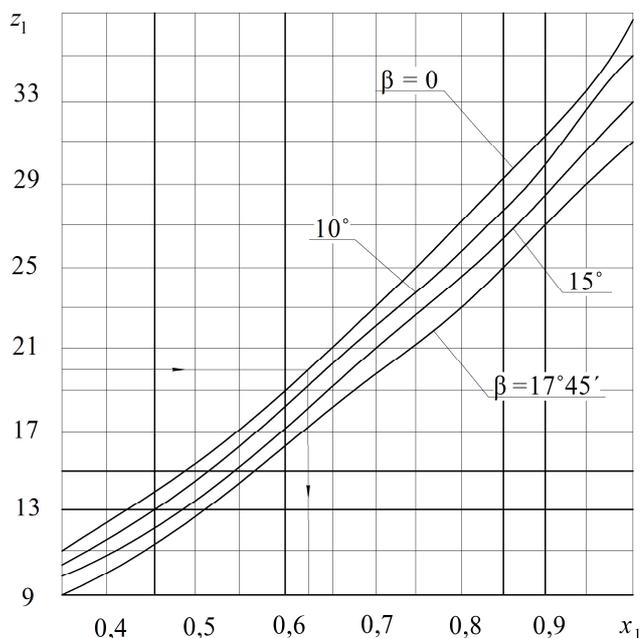


Рис. 3.17. Коэффициент смещения x_1 при x_Σ
для обеспечения условия $\varepsilon_{ам} \geq 1,1$ ($\beta = 0$) и $\varepsilon_{ам} \geq 1,0$ ($\beta \neq 0$)

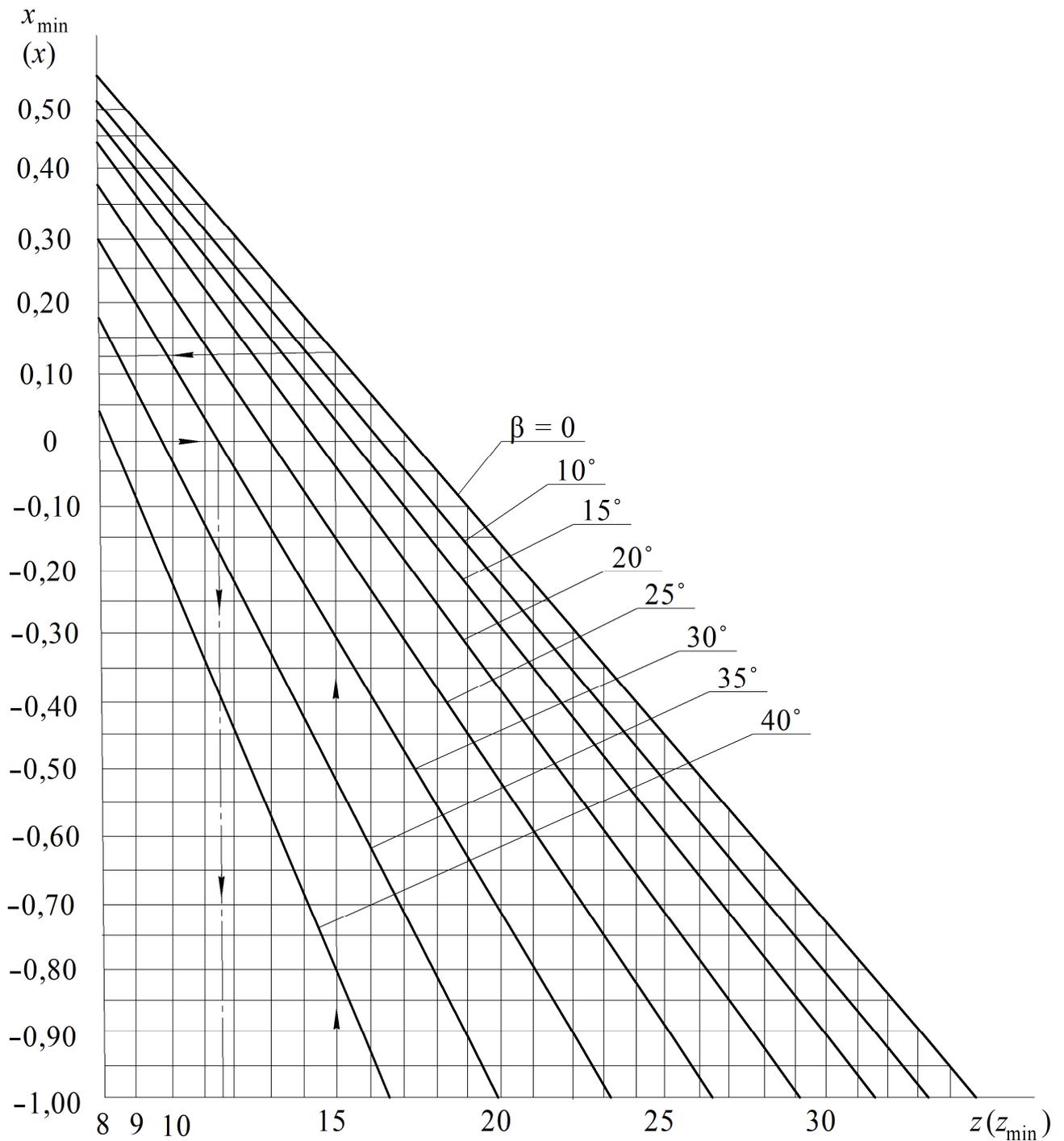


Рис. 3.18. График определения предельных значений коэффициентов

Наибольшие значения коэффициентов смещения x_1, x_2 приведены в табл. 3.5. Зубья прямозубой шестерни и колеса нарезаются реечным инструментом для получения толщины зубьев по окружности выступов $S_{a1} = 0,25m$ и наименьшего значения перекрытия ϵ_α в целях обеспечения:

- наибольшей контактной прочности;

– наибольшей прочности на изгиб и равнопрочности (равенства напряжений изгиба) зубьев шестерни и колеса, изготовленных из одинакового материала с учетом разного направления сил трения на зубьях;

– наибольшей износостойкости и наибольшего сопротивления заеданию (равенства удельных скольжений в крайних точках зацепления).

Таблица 3.5

Рекомендуемые наибольшие значения коэффициентов смещения инструмента x_1, x_2 в зависимости от числа зубьев z_1, z_2

Значение z_2	Значения z_1												Условия наибольшего повышения*
	12		15		18		22		28		34		
	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	
18	0,30	0,61	0,34	0,64	0,54	0,54	–	–	–	–	–	–	К И ИЗ
	0,57	0,25	0,64	0,29	0,72	0,34	–	–	–	–	–	–	
	0,49	0,35	0,48	0,46	0,54	0,54	–	–	–	–	–	–	
22	0,30	0,66	0,38	0,75	0,60	0,64	0,68	0,68	–	–	–	–	К И ИЗ
	0,62	0,28	0,73	0,32	0,81	0,38	0,95	0,39	–	–	–	–	
	0,53	0,38	0,55	0,54	0,60	0,63	0,67	0,67	–	–	–	–	
28	0,30	0,88	0,25	1,04	0,40	1,02	0,59	0,94	0,86	0,86	–	–	К И ИЗ
	0,70	0,26	0,79	0,35	0,89	0,38	1,04	0,40	1,26	0,42	–	–	
	0,57	0,48	0,60	0,63	0,63	0,72	0,71	0,81	0,85	0,85	–	–	
34	0,30	1,03	0,13	1,42	0,30	1,30	0,48	1,20	0,80	1,08	1,01	1,01	К И ИЗ
	0,76	0,22	0,83	0,34	0,93	0,37	1,08	0,38	1,30	0,36	1,38	0,34	
	0,60	0,53	0,63	0,72	0,67	0,82	0,74	0,90	0,86	1,00	1,00	1,00	
42	0,30	1,30	0,20	1,53	0,29	1,48	0,40	1,48	0,72	2,33	0,90	1,30	К И ИЗ
	0,75	0,21	0,92	0,32	1,02	0,36	1,18	0,38	1,24	1,31	1,31	0,27	
	0,63	0,67	0,68	0,88	0,68	0,94	0,76	1,03	0,88	1,12	1,00	1,16	
50	0,30	1,43	0,25	1,65	0,32	1,63	0,43	1,60	0,64	1,60	0,80	1,58	К И ИЗ
	0,58	–0,16	0,97	0,31	1,05	0,36	1,22	0,42	1,22	0,25	1,25	0,20	
	0,63	0,77	0,66	1,02	0,70	1,11	0,76	1,17	0,91	1,26	1,00	1,31	
65	0,30	1,69	0,26	1,87	0,41	1,89	0,53	1,80	0,70	1,84	0,89	1,76	К И ИЗ
	0,55	–0,35	0,80	0,04	1,10	0,40	1,17	0,36	1,19	0,20	1,23	0,15	
	0,64	1,00	0,67	1,22	0,71	1,35	0,76	1,44	0,88	1,56	0,99	1,55	
80	0,30	1,69	0,30	2,14	0,48	2,08	0,61	1,99	0,75	2,03	0,89	1,97	К И ИЗ
	0,54	–0,54	0,73	–0,15	1,14	0,40	1,15	0,26	1,16	0,12	1,19	0,07	
	0,65	1,18	0,67	1,36	0,71	1,61	0,76	1,73	0,87	1,85	0,98	1,81	

Значение z_2	Значения z_1												Условия наибольшего повышения*
	12		15		18		22		28		34		
	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	
100	0,30	2,90	0,36	2,32	0,52	2,31	0,65	2,19	0,80	2,26	0,94	2,22	К И ИЗ
	0,53	-0,76	0,71	-0,22	1,00	0,28	1,12	0,22	1,14	0,08	1,15	0,01	
	0,65	1,42	0,66	1,70	0,71	1,90	0,76	1,98	0,86	2,12	0,97	2,15	
125	-	-	-	-	-	-	0,75	2,43	0,83	2,47	1,00	2,46	К И ИЗ
	-	-	-	-	-	-	1,11	0,21	1,12	0,07	1,20	0,09	
	-	-	-	-	-	-	0,76	2,38	0,86	2,40	0,92	2,40	

* К – контактная прочность; И – прочность на изгиб; ИЗ – износостойкость и сопротивление заеданию

Расчет зубчатых передач с внутренним зацеплением, особенно в связанных соосных передачах (рис. 3.19), требует особого подхода (см. раздел 3.2). Передачи с внутренним зацеплением по данным табл. 3.6 возможно проектировать без интерференции зубьев в станочном и рабочем зацеплениях с коэффициентом перекрытия $\epsilon_\alpha \geq 1,2$, нормальными значениями толщины зубьев S_{a1} и $S_{a2} \geq 0,3m$ и радиальным зазором между вершинами и впадинами колеса больше $0,1m$. В случае выхода числа зубьев шестерни и передаточного числа за пределы, определяемые табл. 3.4, значения $x_1 \geq x_{1\min}$ выбирают по рис. 3.17, а значения $x_2 > x_1$ назначают по данным стандартного долбяка. Если имеется несколько долбяков со значением x_2 для данного z_2 , то следует выбирать долбяк с наибольшим числом зубьев z_{02} . При $z_{02} < z_1$ необходимо проводить проверку на наличие интерференции головок зубьев шестерни с переходной кривой зубьев колеса (при $z_{02} > z_1$ эту проверку можно не проводить).

Таблица 3.6

Рекомендации по выбору коэффициентов смещения x_1, x_2
для передач с внутренним зацеплением

Значение z_2	Значения z_1									
	16	20	25	32	40	50	63	80	100	
$m = 1,00 \dots 2,00$ мм; $d_{02} = 38$ мм при $z_2 = 63 \dots 100$; $d_{02} = 40$ мм и $d_{02} = 50$ мм при $z_2 = 100 \dots 200$										
63	0,5	0,5	0,4	0,4	0,4	-	-	-	-	
	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	-	-	-	-	

Значение z_2	Значения z_1								
	16	20	25	32	40	50	63	80	100
80	<u>0,5</u> 1,0	<u>0,5</u> 1,0	<u>0,5</u> 1,0	<u>0,5</u> 1,0	<u>0,5</u> 1,0	<u>0,5</u> 1,0	– –	– –	– –
100	<u>0,5</u> 1,0	<u>0,5</u> 1,0	<u>0,5</u> 1,0	<u>0,5</u> 1,0	<u>0,5</u> 1,2	<u>0,6</u> 1,2	– –	– –	– –
125	– –	<u>0,5</u> 1,4	<u>0,5</u> 1,4	<u>0,5</u> 1,4	<u>0,5</u> 1,4	<u>0,6</u> 1,4	<u>0,7</u> 1,4	– –	– –
160	– –	– –	– –	<u>0,5</u> 1,0	<u>0,5</u> 1,0	<u>0,6</u> 1,0	<u>0,6</u> 1,0	<u>0,6</u> 1,0	<u>0,8</u> 1,2
200	– –	– –	– –	<u>0,6</u> 1,0	<u>0,6</u> 1,0	<u>0,6</u> 1,0	<u>0,6</u> 1,0	<u>0,8</u> 1,1	<u>1,0</u> 1,0
$m = 2, 25...3,50$ мм; $d_{02} = 50$ мм при $z_2 = 40...80$; $d_{02} = 75$ мм и $d_{02} = 100$ мм при $z_2 = 80...200$									
40	<u>0,5</u> 1,5	<u>0,5</u> 1,4	<u>0,6</u> 1,4	– –	– –	– –	– –	– –	– –
50	<u>0,6</u> 1,0	<u>0,7</u> 1,0	<u>0,8</u> 1,0	<u>0,8</u> 1,0	– –	– –	– –	– –	– –
63	<u>0,7</u> 1,6	<u>0,8</u> 1,6	<u>0,9</u> 1,6	<u>1,0</u> 1,6	<u>1,1</u> 1,6	– –	– –	– –	– –
80	<u>0,8</u> 2,0	<u>0,8</u> 2,0	<u>0,9</u> 2,0	<u>1,0</u> 2,0	<u>1,0</u> 2,0	<u>1,1</u> 2,0	– –	– –	– –
125	– –	<u>0,6</u> 1,0	<u>0,4</u> 1,0	<u>0,6</u> 1,4	<u>0,6</u> 1,4	<u>0,6</u> 1,4	<u>0,8</u> 1,4	<u>0,8</u> 1,4	– –
160	– –	– –	<u>0,6</u> 2,0	<u>0,6</u> 2,0	<u>0,6</u> 2,0	<u>0,6</u> 2,0	<u>0,6</u> 2,0	<u>0,8</u> 1,4	<u>1,0</u> 1,4
200	– –	– –	– –	<u>0,6</u> 1,4	<u>0,6</u> 1,4	<u>0,6</u> 1,4	<u>0,8</u> 1,4	<u>0,8</u> 1,4	<u>1,0</u> 1,4
$m > 3,75$ мм; $d_{02} > 75$ мм при $z_2 > 40...200$									
40	<u>0,4</u> 1,4	<u>0,4</u> 1,4	<u>0,6</u> 1,4	– –	– –	– –	– –	– –	– –
50	<u>0,4</u> 1,2	<u>0,4</u> 1,2	<u>0,6</u> 1,2	<u>0,6</u> 1,2	– –	– –	– –	– –	– –
63	<u>0,3</u> 1,6	<u>0,4</u> 1,6	<u>0,6</u> 1,6	<u>0,8</u> 1,4	<u>1,0</u> 1,4	– –	– –	– –	– –
80	<u>0,5</u> 1,8	<u>0,5</u> 1,8	<u>0,5</u> 1,6	<u>0,8</u> 1,4	<u>0,8</u> 1,4	<u>1,0</u> 1,4	– –	– –	– –
100	<u>0,5</u> 2,0	<u>0,5</u> 2,0	<u>0,6</u> 1,6	<u>0,8</u> 1,4	<u>0,8</u> 1,4	<u>1,0</u> 1,4	<u>1,0</u> 1,4	– –	– –
125	– –	<u>0,5</u> 1,8	<u>0,6</u> 1,6	<u>0,8</u> 1,4	<u>0,8</u> 1,4	<u>0,8</u> 1,4	<u>1,0</u> 1,4	<u>1,0</u> 1,4	<u>1,2</u> 1,6
160	– –	<u>0,8</u> 1,4	<u>0,8</u> 1,4	<u>0,8</u> 1,4	<u>1,0</u> 1,4	<u>1,0</u> 1,4	<u>1,2</u> 1,4	<u>1,3</u> 1,4	<u>1,4</u> 1,4
200	– –	– –	– –	<u>0,8</u> 0,8	<u>0,8</u> 0,8	<u>1,0</u> 1,0	<u>1,2</u> 1,2	<u>1,2</u> 1,4	<u>1,4</u> 1,6
Примечания:									
1. Значения x_1 – в числителе, значения x_2 – в знаменателе.									
2. Минимальные значения x_1 и x_2 при $x_1 = -x_2$ следует выбирать по рис. 3.20									

В соответствии с рис. 3.20 по числу зубьев z_1, z_2 можно выбрать минимальные допустимые значения $x_1, -x_2$, при которых также отсутствует интерференция во внутреннем зацеплении. Для нарезания внутренних зубьев должны использоваться долбяки с числом зубьев $z_{0\min} > 17$.

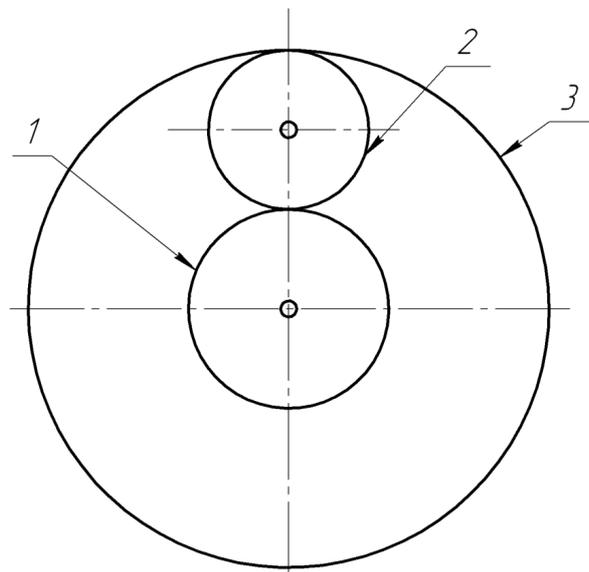
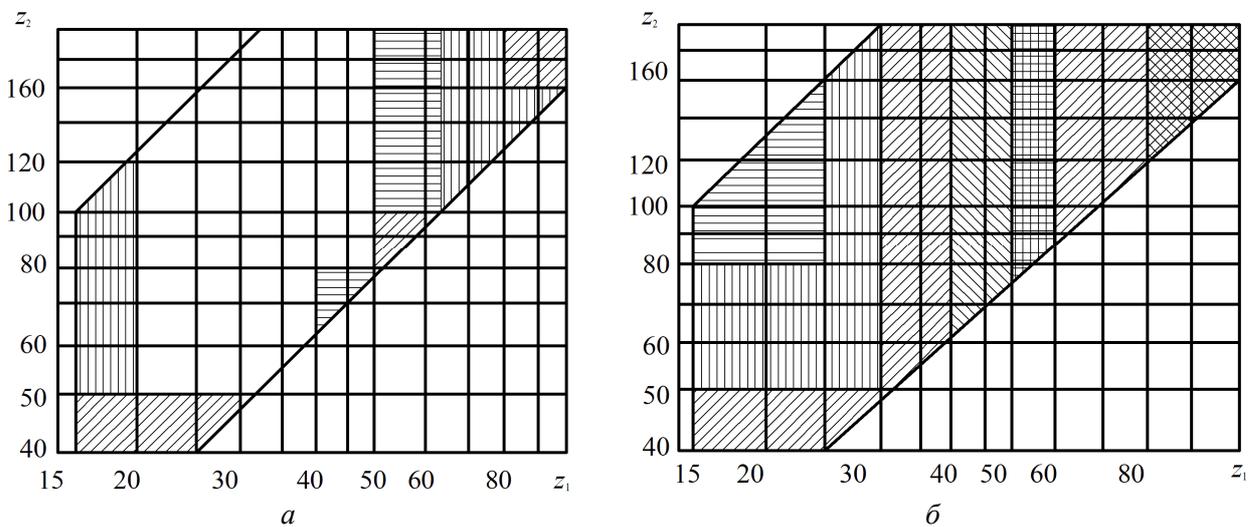


Рис. 3.19. Схема связанной передачи:
1 – шестерня; 2 – шестерня промежуточная; 3 – колесо с внутренними зубьями



Обозначения:

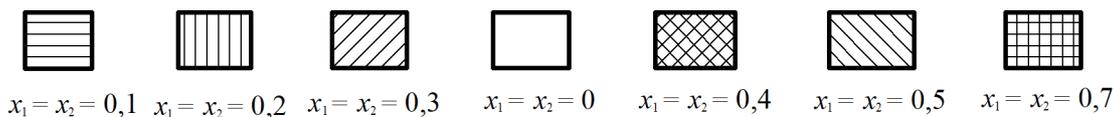


Рис. 3.20. Коэффициенты смещения $x_{1\min}$ и $x_{2\min}$ для внутренних зубьев:
а – для $m = 1,0...3,5$; б – для $m \geq 3,75$

Коэффициенты смещения x_2, x_3 в связанных соосных передачах (см. рис. 3.19) для случая нарезания зубьев на колесе 1 режущим инструментом должны обеспечивать сохранение одинаковых радиальных зазоров в зацеплениях колес 1–2 и 2–3. Это условие может быть выполнено при одновременном определении диаметра вершин колеса 2 по формулам:

$$d_{a2} = m(z_2 + 2h_a^* + 2x_2 - 2\Delta y_{12}); \quad d_{a2} = m(z_2 + 2h_a^* + 2x_2 - 2\Delta y_{23} - 2\Delta y_{03}).$$

Их следует приравнять и получить $\Delta y_{03} - \Delta y_{23} = \Delta y_{12}$.

Затем определяют значения коэффициента уравнительного смещения Δy для каждого из зацеплений передачи:

– для долбяка и колеса 3:

$$\Delta y_{03} = x_3 - x_{03} - y_{03},$$

$$\text{где } y_{03} = \frac{a_{w03}}{m} - \frac{z_3 - z_{03}}{2 \cos \beta}; \quad a_{w03} = \frac{(z_3 - z_{03})m \cos \alpha_t}{2 \cos \beta \cos \alpha_{tw03}}; \quad \text{inv} \alpha_{tw03} = \frac{2(x_3 - x_{03}) \text{tg} \alpha}{z_3 - z_{03}} + \text{inv} \alpha_t;$$

$$\text{tg} \alpha_t = \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta};$$

– для внутреннего зацепления колес 2 и 3:

$$\Delta y_{23} = x_3 - x_2 - y_{23},$$

$$\text{где } y_{23} = \frac{a_{w23} - a_{23}}{m}; \quad a_{w23} = \frac{a_{23} \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw23}}; \quad a_{23} = \frac{0,5(z_3 - z_2)m}{\cos \beta}; \quad \text{inv} \alpha_{tw23} = \frac{2(x_3 - x_2) \text{tg} \alpha}{z_3 - z_2} + \text{inv} \alpha_t;$$

– для внешнего зацепления колес 1 и 2:

$$\Delta y_{12} = (x_1 + x_2) - y_{12},$$

$$\text{где } y_{12} = \frac{a_{w12} - a_{12}}{m}; \quad a_{w12} = \frac{a_{12} \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw12}}; \quad a_{12} = \frac{0,5(z_1 + z_2)m}{\cos \beta}; \quad \text{inv} \alpha_{tw12} = \frac{2(x_1 + x_2) \text{tg} \alpha}{z_1 + z_2} + \text{inv} \alpha_t.$$

После преобразований формула определения коэффициента смещения x_1 примет вид:

$$x_1 = \frac{2a_{w23}}{m - 0,5z_1 - 0,5z_{03} - x_{03} - \frac{a_{w03}}{m}}.$$

Выбрав для заданных z_2, z_3 значения x_2, x_3 , используя табл. 3.5 и вычислив значение межосевого расстояния a_{w23} , а также подобрав долбяк z_{03} с использованием табл. 3.6 и определив значение a_{w0} , рассчитывают коэффициент смещения x_1 . Должно соблюдаться условие $x_1 \geq x_{1\min}$.

Таким путем определяется условие сохранения равенства радиальных зазоров в двух зацеплениях при нарезании зубьев колеса I также долбяком:

$$a_{w01} = z_3 - z_2 - \frac{a_{w03}}{m} - x_{03} - x_{01} - 0,5(z_{03} - z_{01}).$$

В приведенных формулах x_2 и x_3 взяты из табл. 3.5 и рис. 3.20, инструмент для долбления колес I и 3 взят из табл. 3.7. Определив a_{w01} , при известных z_1, z_{01}, x_{01} находят требуемое значение x_1 . В случае, если $x_1 < x_{1\min}$, увеличивают число зубьев колеса I , а при необходимости – и колес $2, 3$ и повторным расчетом находят коэффициенты смещения.

Таблица 3.7

Основные параметры зуборезных прямозубых долбяков (ГОСТ 9323–80) и минимальное число нарезаемых ими внутренних зубьев колеса $z_{2\min}$ при различных значениях x_2

m_0	z_0	d_0	x_0	z_{\min} при x_2						
				0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
1	25	25	0,1	46	42	38	39	33	32	31
	26	26	0,1	47	43	39	36	34	33	32
	38	38	0,1	59	55	51	48	46	45	44
	50	50	0,1	71	67	63	60	58	57	56
	76	76	0,6	–	108	102	97	94	91	89
	100	100	1,0	–	164	148	134	128	122	118
1,25	20	25,0	0,10	41	37	33	30	28	27	26
	30	37,5	0,10	51	47	43	40	38	37	36
	40	50,0	0,10	61	57	53	50	48	47	46
	60	75,0	0,58	107	90	84	80	77	74	71
	62	77,5	0,58	108	91	85	81	78	75	72
1,5	18	27	0,10	39	35	31	28	26	25	24
	25	37	0,10	46	42	38	35	33	32	31
	26	39	0,10	47	43	39	36	34	33	32
	34	51	0,10	55	53	47	44	42	41	40
	50	75	0,50	90	83	76	71	66	62	59
	68	102	0,73	126	110	95	89	85	80	77
1,75	14	24,50	0,10	35	31	27	24	22	21	20
	22	38,50	0,10	43	39	35	32	30	29	28
	29	50,75	0,10	50	46	42	39	37	36	35
	30	52,50	0,10	51	47	43	40	38	37	36
	43	75,25	0,46	80	68	62	58	54	51	49
	44	77,00	0,46	81	69	70	59	55	52	50
	58	101,50	0,66	110	95	84	78	73	69	67

Продолжение таблицы 3.7

m_0	z_0	d_0	x_0	z_{\min} при x_2						
				0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
2	12	24	0,08	32	28	25	22	20	18	17
	19	38	0,10	40	36	32	29	27	26	25
	20	40	0,10	41	37	33	30	28	27	26
	25	50	0,10	46	42	38	35	33	32	31
	26	52	0,10	47	43	39	36	34	33	32
	38	76	0,42	72	62	57	53	50	47	45
	50	100	0,58	96	79	73	69	66	63	60
2,25	12	27,00	0,08	32	28	25	22	20	18	17
	16	36,00	0,07	36	32	29	26	24	22	21
	22	49,50	0,10	43	39	35	32	30	29	28
	34	76,50	0,26	60	55	50	47	44	42	41
	44	99,00	0,53	86	70	65	60	56	53	51
2,5	10	25,0	0,04	30	26	23	20	18	16	15
	15	37,5	0,06	35	31	28	25	23	21	20
	16	40,0	0,06	36	32	29	26	24	22	21
	20	50,0	0,10	41	37	33	30	28	27	26
	30	75,0	0,23	55	50	46	43	40	38	36
	40	100,0	0,44	75	64	59	54	51	48	46
2,75	10	27,5	0,03	30	26	23	30	18	16	15
	14	38,5	0,05	34	30	27	24	22	20	19
	18	49,5	0,10	39	35	31	28	26	25	24
	28	77,0	0,22	52	47	43	40	37	35	34
	36	99,0	0,44	71	60	55	50	47	44	42
3	9	27	0,03	29	25	22	19	17	15	14
	10	30	0,03	30	26	23	20	18	16	15
	12	36	0,03	32	28	25	22	20	18	17
	17	51	0,10	38	34	30	27	25	24	23
	18	54	0,10	39	35	31	28	26	25	24
	25	75	0,17	47	43	39	36	34	32	31
	26	78	0,17	48	44	40	37	35	33	32
	34	102	0,34	62	56	51	48	45	43	41
3,25	12	39,00	0,03	32	28	25	22	20	18	17
	15	48,75	0,10	36	32	28	25	23	22	21
	16	52,00	0,10	37	33	29	26	24	23	22
	24	78,00	0,15	46	41	38	35	33	31	30
	30	97,50	0,27	56	50	46	43	40	38	36
	31	100,75	0,27	57	51	47	44	41	39	37
3,5	11	38,5	0	31	27	24	21	19	17	16
	12	42,0	0	32	28	25	22	20	18	17
	14	49,0	0,10	35	31	27	24	22	21	20
	22	77,0	0,12	43	39	36	33	30	29	28
	28	98,0	0,23	53	48	44	41	38	36	34
3,75	10	37,50	0	30	26	23	20	18	16	15
	20	75,00	0,10	41	37	33	30	28	27	26
	27	101,25	0,18	50	45	41	38	36	34	33
	28	105,00	0,18	51	46	42	39	37	35	34
4	10	40	0	30	26	23	20	18	16	15
	19	6	0,10	40	36	32	29	27	26	25
	20	80	0,10	41	37	33	30	28	27	26

m_0	z_0	d_0	x_0	z_{\min} при x_2						
				0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
	25	100	0,16	47	43	39	36	34	32	31
	26	104	0,16	48	44	40	37	35	33	32
4,25	18	76,5	0,10	39	35	31	28	26	25	24
	24	102	0,12	45	41	38	35	32	31	30
4,5	17	76,5	0,1	38	34	30	27	25	24	23
	18	81,0	0,1	39	35	31	28	26	25	24
	22	99,0	0,1	43	39	35	32	30	29	28
5	16	80	0,10	37	33	29	26	24	23	22
	20	100	0,10	41	37	33	30	28	27	26
	25	125	0,13	47	42	39	36	34	32	31
	26	130	0,13	48	43	40	37	35	33	32
5,5	18	99,0	0,1	39	35	31	28	26	25	24
	23	126,5		44	40	36	33	31	30	29
	24	132,0		45	41	37	34	32	31	30
6	17	102	0,1	38	34	30	27	25	24	23
	18	108		39	35	31	28	26	25	24
	21	126		42	38	34	31	29	28	27
	22	132		43	39	35	32	30	29	28
	26	156		47	43	39	36	34	33	32
	27	162		48	44	40	37	35	34	33
6,5	16	104,0	0,1	37	33	29	26	24	23	22
	19	123,2		40	36	32	29	27	26	25
	20	130,0		41	37	33	30	28	27	26
	24	156,0		45	41	37	34	32	31	30
	25	162,5		46	42	38	35	33	32	31
7	18	126	0,1	39	35	31	28	26	25	22
	22	154		43	39	35	32	30	29	28
	23	161		44	40	36	33	31	30	29
8	16	128	0,1	37	33	29	26	24	23	22
	20	160		41	37	33	30	28	27	26
	25	200		46	42	38	35	33	32	31
	26	208		47	43	39	36	34	33	32
9	14	126	0,1	35	31	27	24	22	21	20
	18	162		39	35	31	28	26	25	24
10	14	140	0,1	35	31	27	24	22	21	20
	16	160		37	33	29	26	24	23	22
	20	200		41	37	33	30	28	27	26
11	18	196	0,1	39	35	31	28	26	25	24
12	16	192	0,1	37	33	29	26	24	23	22
	17	204		38	34	30	27	25	24	23

Примечание:

1. Геометрические размеры долбяков с соответствующими параметрами приняты по ГОСТ 9323–86.

2. Таблица составлена из расчета, что главные профили зубьев долбяков доходят до основной окружности, следовательно угол развернутости эвольвенты в граничной точке профиля зуба долбяка $\nu = 0$

Работоспособность зубчатых передач существенно зависит от точности изготовления зубчатых колес. Погрешность изготовления и сборки вызывают отклонение окружного шага, формы профиля, направления зуба; радиальное биение зубчатого венца; отклонение от параллельности и перекос осей колес; колебание измерительного межосевого расстояния и др. В результате этого возникают удары, шум из-за нарушения правильности и плавности зацепления и дополнительных динамических нагрузок.

Точность зубчатых колес регламентируется ГОСТ 1643–81, ГОСТ 1758–81, ГОСТ 3675–81. В них предусмотрены двенадцать степеней точности, обозначаемых в порядке ее убывания цифрами от 1 до 12.

В табл. 3.8 приведены рекомендации по выбору степени точности зубчатых передач в зависимости от допустимой окружной скорости.

Таблица 3.8

Рекомендации по выбору степени точности зубчатых передач
в зависимости от допустимой окружной скорости V , м/с

Передача	Степень точности			
	6	7	8	9
С прямыми зубьями	до 20	до 10	до 8	до 3
С косыми зубьями	до 30	до 16	до 14	до 6

Наиболее часто принимают 6, 7 и 8-ю степени точности:

– 6-я степень соответствует высокоточным, высокоскоростным передачам с более точной кинематикой;

– 7-я – передачам нормальной точности, работающим с повышенными скоростями и умеренными нагрузками или наоборот;

– 8-я – передачам пониженной точности общего машиностроения, не требующей особой точности;

– 9-я – передачам тихоходным низкой точности.

Каждая степень точности характеризуется тремя показателями:

– нормой кинематической точности, определяемой разностью действительных и расчетных номинальных углов поворота ведомого зубчатого колеса передачи. Показатели кинематической точности влияют на внешнюю динамику передачи и точность позиционирования выходного вала по отношению к вход-

ному. Важна для делительных цепей, для передач систем управления и быстроходных силовых передач из-за опасности резонансных колебаний и шума. Кинематическая точность связана с накопленной ошибкой шага и биением;

– нормой плавности работы, регламентирующей за один оборот колеса колебание скорости вращения и существенно влияющей на высокочастотную составляющую динамической нагрузки быстроходных передач. Определяется ошибками шага, профиля зубьев и переменной жесткостью зацепления и опор валов;

– пятном контакта зубьев, регламентирующим прилегание зубьев в собранной передаче и существенно влияющим на концентрацию нагрузки в зацеплении и на работоспособность силовых передач. Для тихоходных тяжело нагруженных передач нужно повышать норму пятна контакта.

Регламентирован также боковой зазор зубчатой передачи – расстояние между боковыми поверхностями зубьев, определяющее свободный поворот одного из зубчатых колес при неподвижном парном зубчатом колесе. Обусловлен видом сопряжения и предотвращает заклинивание зубьев передачи вследствие их расширения при работе (в частности, при разогреве), способствует размещению смазочного материала и обеспечивает свободное вращение колес. Боковой зазор обеспечивает допуски на толщину зубьев и межосевое расстояние.

Для всех степеней точности при значениях $m \geq 1$ устанавливают шесть видов сопряжений цилиндрических колес H, E, D, C, B, A (рис. 3.21) и восемь видов допуска на боковой зазор, обозначаемых в порядке возрастания: h, d, c, b, a, z, y, x . Размер зазора в передаче: H – нулевой (например, в приборах); E – малый; D, C – уменьшенный (при повышенной точности, в реверсивных устройствах, в случаях значительных крутильных колебаний); B – нормальный (в большинстве механических передач); A – увеличенный зазор (тихоходные передачи, низкой точности). Чаще всего принимают сопряжения C или B . На чертежах при $m \geq 1$ обозначают $7-7-6-B$ (7 – кинематическая точность, 7 – плавность работы, 6 – пятно контакта, B – вид сопряжения) или $7-B$ – когда совпадают все показатели точности.

Получение профилей зубьев в обязательном порядке контролируется установленными методами. Для этого расчетом получают номинальные значения контролируемых параметров – постоянную хорду \bar{S}_c и высоту до постоянной хорды \bar{h}_c (рис. 3.22, б, сечение II–II):

$$\bar{S}_c = (0,5\pi \cos^2 \alpha \pm x \sin 2\alpha)m;$$

$$\bar{h}_c = 0,5(\pm d_a m d - \bar{S}_c \operatorname{tg} \alpha).$$

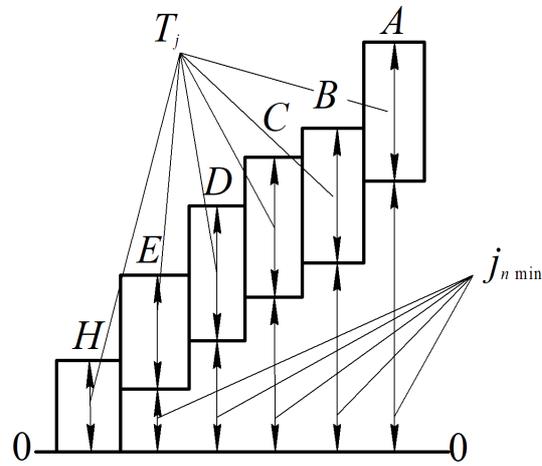


Рис. 3.21. Виды сопряжений:
 $j_{n \min}$ – гарантированные боковые зазоры в зацеплении;
 T_j – поля допусков боковых зазоров

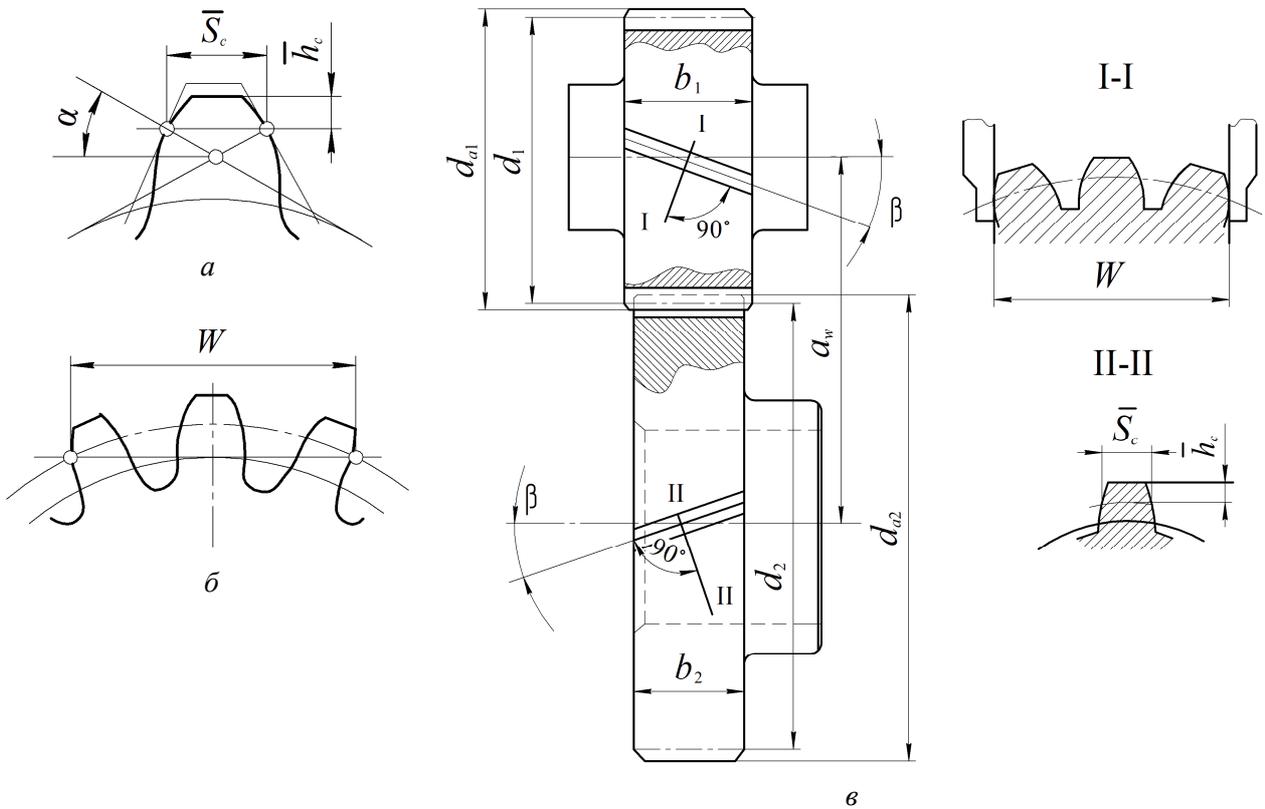


Рис. 3.22. Схемы контроля взаимного положения
 разноименных профилей зубьев зубчатых передач:
 а, б – прямозубой; в – косозубой

Здесь верхние знаки относятся к внешним, нижние – к внутренним зубьям. Значения \bar{S}_c и \bar{h}_c для колес без смещения при $\alpha = 20^\circ$: $\bar{h}_c = 0,748m$, $\bar{S}_c = 1,387m$ (для косозубой передачи $\bar{h}_c = 0,748m_n$, $\bar{S}_c = 1,387m_n$).

Правильность расчета контролируемых параметров проверяется по следующим условиям:

$$\rho_a > \rho_s > \rho_p \text{ для внешних зубьев;}$$

$$\rho_a < \rho_s < \rho_p \text{ для внутренних зубьев,}$$

где $\rho_a = 0,5\sqrt{d_a^2 - d_b^2}$ (или $\rho_a = 0,5d_a \sin \alpha_a$) – радиус кривизны профилей в верхних активных точках x_0 . При модификации головок вместо ρ_a принимают $\rho_q = 0,5d \sin \alpha_t \pm m(h_a^* - h_q^* + x) / \sin \alpha$;

$$\rho_s = 0,5 \left(d_b \operatorname{tg} \alpha_t \pm \frac{\bar{S}_c \cos \beta_b}{\cos \alpha} \right) \text{ – радиус кривизны профилей зуба в точках, опреде-}$$

ляющих постоянную хорду;

$\rho_{пш} = a_w \sin \alpha_{tw} - \rho_{ак}$; $\rho_{рк} = a_w \sin \alpha_w - \rho_{аш}$ – радиусы кривизны активных профилей зуба в нижней точке шестерни и колеса.

В этих выражениях d_a – диаметр вершин зубьев (для внешнего зацепления колеса $d_a = d + 2(h_a^* + x - \Delta y)m$); d_b – основной диаметр ($d_b = d \cos \alpha_t$); h_a^* – коэффициент высоты головки зуба ($h_a^* = 1$); h_q^* – коэффициент высотной модификации ($h_q^* \leq 0,45$ при $m \geq 1$); x – коэффициент смещения; Δy – коэффициент уравнительного смещения ($\Delta y = x_\Sigma - y$); $x_\Sigma = x_1 + x_2$ – коэффициент суммы смещений шестерни x_1 и колеса x_2 ; $y = \frac{a_w - a}{m}$ – коэффициент воспринимаемого смещения, определяемый через межосевое расстояние a_w и делительное межосевое расстояние a ; α_t – угол профиля торцевого исходного контура $\left(\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \right)$; $\alpha = 20^\circ$ – угол профиля зуба рейки (угол главного профиля); β – угол наклона зуба в косозубом колесе; β_b – основной угол наклона линии зуба ($\operatorname{tg} \beta_b = \operatorname{tg} \beta \cos \alpha_t$); α_{tw} – углы зацепления в торцевом сечении $\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha_t$, для прямого зуба

зацепления $\alpha_r = \alpha$ и $\text{inv}20^\circ = 0,014904$ (по табл. 3.1); α_a – угол профиля зуба в точке на окружности вершин $\alpha_a = \arccos\left(\frac{d_b}{d_a}\right)$.

Действительная толщина зуба по хорде, указываемая на чертежах колес, мм:

$$\bar{S}_{\text{сч}} = (\bar{S}_c - E_{SC})_{-T_C},$$

где E_{SC} – отклонение (наименьшее) толщины зуба по постоянной $\bar{S}_{\text{сч}}$ хорде, мм;
 T_C – допуск на толщину зуба по хорде, мм.

При $\alpha = 20^\circ$

$$E_{SC} = 2\text{tg}\alpha E_{HS} = 0,728E_{HS}; \quad T_C = 2\text{tg}\alpha T_H = 0,728T_H.$$

где E_{HS} – наименьшее смещение исходного контура, исходя из ГОСТ 1643–81 выбирается из табл. 3.9 в зависимости от значения делительного диаметра колеса d , мм, степени точности, назначенной по табл. 3.8, и принятому виду сопряжения;

T_H – допуск на смещение исходного контура по ГОСТ 1643–81 (табл. 3.10) и принятому виду сопряжения, а также по заданному допуску на радиальное биение венца F_r (табл. 3.11).

Таблица 3.9

Наименьшее смещение исходного контура E_{HS} для колес с внешними зубьями, мкм

Степень точности	Вид сопряжения	Делительный диаметр d , мм								
		≤ 80	> 80 ≤ 125	> 125 ≤ 180	> 180 ≤ 250	> 250 ≤ 315	> 315 ≤ 400	> 400 ≤ 500	> 500 ≤ 630	> 630 ≤ 800
7	<i>H</i>	14	16	18	20	22	25	28	30	35
7	<i>E</i>	35	40	45	50	55	60	70	80	90
7	<i>D</i>	50	60	70	80	90	100	110	120	140
8		55	70	80	90	100	110	120	140	160
7	<i>C</i>	80	100	110	120	140	160	180	200	220
8		90	110	120	140	160	180	200	220	250
9		100	120	140	160	180	200	200	250	280
7	<i>B</i>	140	160	180	200	250	250	280	300	350
8		140	160	200	220	250	280	300	350	400
9		160	180	200	250	280	300	350	400	400
7	<i>A</i>	200	250	280	300	350	400	450	500	550
8		220	280	300	350	400	450	500	550	600
9		250	280	350	400	400	500	500	600	700

Таблица 3.10

Допуск на смещение исходного контура T_H , мкм

Вид сопряжения	Допуск на боковой зазор	Допуск на радиальное биение венца F_r , мкм								
		> 25 ≤ 32	> 32 ≤ 40	> 40 ≤ 50	> 50 ≤ 60	> 60 ≤ 80	> 80 ≤ 100	> 100 ≤ 125	> 125 ≤ 160	> 160 ≤ 200
H, E	h	55	60	70	80	110	120	160	200	250
D	d	70	80	90	100	140	160	200	250	300
C	c	90	10	120	140	180	200	250	300	400
B	b	100	120	140	180	200	250	300	400	500
A	a	140	160	180	220	250	300	350	450	550
–	z	160	180	220	250	300	350	450	550	700
–	y	200	250	280	350	400	500	600	700	900
–	x	250	300	350	400	500	600	700	900	1100

Таблица 3.11

Допуск на заданное биение зубчатого венца F_r , мкм

Модуль m (m_n), мм	Степень точности											
	6			7			8			9		
	Делительный диаметр d , мм											
	до 125	св. 125	св. 400	до 125	св. 125	св. 400	до 125	св. 125	св. 400	до 125	св. 125	св. 400
$1 \leq m < 3,5$	25	36	45	36	50	63	45	63	80	71	80	100
$3,5 \leq m < 6,3$	28	40	50	40	56	71	50	71	90	80	100	112
$6,3 \leq m < 10$	32	45	56	45	63	80	56	80	100	90	112	125
$10 \leq m < 16$	–	50	63	–	71	90	–	90	112	–	125	160

Также для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев (рис. 3.22, в) определяют и замеряют длину общей нормали со смещением и без смещения соответственно:

$$W = [\pi(z_n - 0,5) + 2x_t \operatorname{tg} \alpha + z_n \operatorname{inv} \alpha_t] m \cos \alpha;$$

$$W = [\pi(z_n - 0,5) + z_n \operatorname{inv} \alpha_t] m \cos \alpha,$$

где z_n – число зубьев (впадин для внутренних зубьев), охватываемых длиной общей нормали, для прямозубых колес при $\alpha_{tw} = \arccos \frac{a \cos \alpha_t}{a_w}$ и $\text{inv} \alpha = \text{inv} 20^\circ = 0,0149$ значение $z_n = \frac{z}{\pi} \left(\text{tg} \alpha_{tw} - \frac{2x \text{tg} \alpha}{z} - \text{inv} \alpha \right) + 0,5$, а для косозубых через расчетное число зубьев z_{nr} при $\alpha_x \rightarrow \cos \alpha_x = \frac{a}{a_w} \cos \alpha$ и $\cos \beta_b = \frac{\cos \alpha \cos \beta_b}{\cos \alpha_t}$ значение $z_{nr} = \frac{z}{\pi} \left(\frac{\text{tg} \alpha_x}{\cos^2 \beta_b} - \frac{2x \text{tg} \alpha}{z} - \text{inv} \alpha \right) + 0,5$, которые для значения z_n округляют до ближайшего целого числа. Если $\frac{z \cos \alpha_t}{z + 2x \cos \beta} \geq 1$, принимают $z_{nr} \geq 3$.

Точки пересечения общей нормали с профилями зубьев обычно выбирают на окружности $d_x = d + 2xm$, тогда профильный угол в этих точках $\cos \alpha_x = \frac{z \cos \alpha_t}{z + 2x \cos \beta}$, где угол профиля $\text{tg} \alpha_t = \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta}$.

Также для косозубых колес должно выполняться дополнительное условие $W < \frac{b}{\sin \beta_b}$ при ширине венца b .

Допустимость принятого числа z_n для внешних зубьев проверяют по условию $\rho_p < \rho_\omega < \rho_a$, а для внутренних зубьев $\rho_p > \rho_\omega > \rho_a$, где ρ_p и ρ_a вычисляются по приведенным формулам, а ρ_ω – радиус кривизны профилей в точке пересечения с общей нормалью ($\rho_\omega = 0,5W \cos \beta_b$). Если проверка не выполняется, необходимо увеличить или уменьшить величину z_n на единицу и снова повторить проверку.

Как и при рассмотрении толщины зубьев по постоянной хорде, на чертежах колес указывается действительная длина общей нормали $W_q = (W - E_\omega)_{-T_\omega}$ (колеса с внешним зацеплением) и $W_q = (W + E_\omega)_{+T_\omega}$ (колеса с внутренним зацеплением), где E_ω – отклонение (наименьшее) средней длины общей нормали, мм, определяемое как сумма двух слагаемых $E = E'_\omega + E''_\omega$: E'_ω – слагаемое 1-го отклонения (табл. 3.12), E''_ω – слагаемое 2-го отклонения (табл. 3.10, 3.13); T_ω – допуск на среднюю длину общей нормали (табл. 3.14).

Таблица 3.12

Наименьшее отклонение средней длины общей нормали E'_ω , мкм (слагаемое 1)

Степень точности	Вид сопряжения	Делительный диаметр d , мм								
		≤ 80	> 80 ≤ 125	> 125 ≤ 180	> 180 ≤ 250	> 250 ≤ 315	> 315 ≤ 400	> 400 ≤ 500	> 500 ≤ 630	> 630 ≤ 800
6	H	8	10	11	12	14	16	18	20	22
7		10	10	12	14	16	18	20	22	25
6	E	20	24	28	30	35	40	45	50	55
7		25	30	30	35	40	45	50	55	60
6	D	30	35	40	50	55	60	70	70	90
7		35	40	50	55	60	70	70	80	100
8		40	50	50	60	70	70	80	90	110
6	C	50	60	70	80	90	100	110	120	140
7		55	70	70	80	100	110	120	140	140
8		60	80	80	100	110	120	140	140	160
9		80	80	100	110	120	140	140	160	200
6	B	80	100	110	120	140	160	180	200	220
7		100	110	120	140	180	180	200	200	250
8		100	110	140	140	180	200	200	250	280
9		110	120	140	160	200	250	250	280	300
6	A	120	140	180	200	220	250	280	300	350
7		140	180	200	200	250	280	300	350	350
8		160	200	200	250	280	300	350	350	400
9		180	200	250	280	280	350	350	400	500

Таблица 3.13

Наименьшее отклонение средней длины общей нормали E''_ω , мкм (слагаемое 2)

Допуск на радиальное биение венца F_r , мкм	> 25 ≤ 32	> 32 ≤ 40	> 40 ≤ 50	> 50 ≤ 60	> 60 ≤ 80	> 80 ≤ 100	> 100 ≤ 125	> 125 ≤ 160	> 160 ≤ 200
E''_ω , мкм	7	9	11	14	18	22	25	35	45

Таблица 3.14

Допуск на среднюю длину общей нормали T_ω , мкм

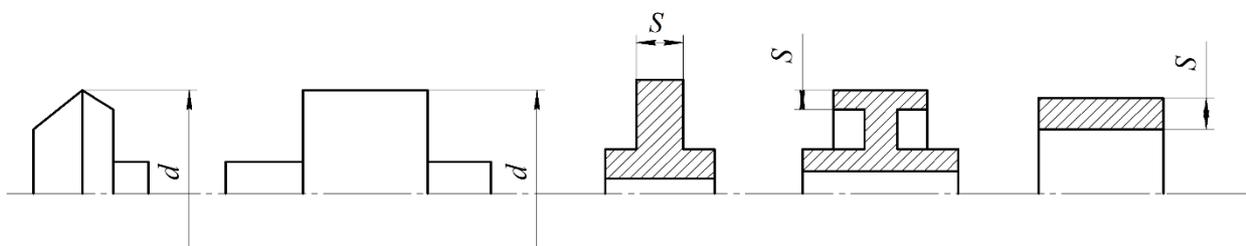
Вид сопряжения	Допуск на боковой зазор	Допуск на радиальное биение венца F_r , мкм (табл. 3.10)								
		> 25 ≤ 32	> 32 ≤ 40	> 40 ≤ 50	> 50 ≤ 60	> 60 ≤ 80	> 80 ≤ 100	> 100 ≤ 125	> 125 ≤ 160	> 160 ≤ 200
H, E	h	22	25	25	28	30	40	55	70	80
D	d	35	40	40	40	60	70	80	100	120
C	c	45	50	60	70	90	110	120	140	180
B	b	55	60	70	100	100	120	140	200	250
A	a	70	90	100	110	140	150	180	240	280
—	z	100	110	120	140	180	200	250	300	400
—	y	120	160	180	220	240	300	350	400	500
—	x	160	180	220	250	300	350	400	550	700

3.2. Материалы зубчатых колес и термообработка

Основные материалы для изготовления зубчатых колес – термически обрабатываемые стали, в отдельных случаях – чугуны и пластмассы, реже – цветные материалы. Передатки со стальными зубчатыми колесами имеют минимальную массу и габариты, тем меньше, чем выше твердость рабочих поверхностей зубьев, которая, в свою очередь, зависит от марки стали и варианта термической обработки (табл. 3.15).

Таблица 3.15

Механические характеристики сталей некоторых марок, используемых для изготовления зубчатых колес



Марка стали	Размер сечения		Твердость		Пределы, МПа		Термообработка
	d , мм	S , мм	сердцевины НВ	поверхности HRC	прочности σ_B	текучести σ_T	
Заготовки – поковка (штамповка или прокат)							
35	любой		163...192	–	550	270	Нормализация
40	120	60	192...228	–	700	400	Улучшение
45	любой		170...200	–	600–700	350	Нормализация
	125	80	235...262	–	780	540	Улучшение
	80	50	269...302	–	890	650	
	любой		335...490	–	1000	750	Объемная закалка
50	160	80	179...228	–	628	350	Нормализация Улучшение
	160	80	228...255	–	700–800	550	
20X	60	60	140...170	56–63	800	650	Цементация и закалка
40X	280	90	230...260	–	800	550	Улучшение
	120	60	250...280	–	900	800	Улучшение
	120	80	260...302	45–50	900	750	Улучшение + закалка при нагреве ТВЧ
45X	200	100	230...280	–	830	640	Улучшение
		130	160...270	–	140	490	
50Г	любой		210...230	–	660–700	400	Улучшение
60Г	–	–	220...250	–	800–900	440	Улучшение

Марка стали	Размер сечения		Твердость		Пределы, МПа		Термо-обработка
	d , мм	S , мм	сердцевины НВ	поверхности HRC	прочности σ_B	текучести σ_T	
35ХМ	315	200	235...262	–	800	670	Улучшение Улучшение Улучшение + закалка ТВЧ
	200	125	269...302	–	920	790	
	200	125	269...302	48–53	920	790	
40ХН	любой		–	28–32	850	700	Улучшение Улучшение Улучшение Улучшение + закалка ТВЧ
	150	75	207...255	–	900	700	
	200	125	269...302	–	920	750	
	200	125	269...302	48–55	920	750	
20ХР	60	–	300...320	58–60	800–850	600–650	Цементация + закалка
20ХНМ	200	125	300...400	56–63	1000	800	
50ХН	200	125	269...302	50–56	1100	900	
35 ХГСА	300	150	235...265	–	750	550	Улучшение
	120	60	270	–	980	880	
	80	40	310	–	1100	960	
40 ХНМА	125	80	269...302	50–56	980	780	Улучшение + азотирование
38 ХМЮА	125	80	350	50–60	1050	900	Азотирование
Заготовки – литье							
35Л	любая		163...207	–	550	270	Нормализация
45Л	315	200	160...200	–	550	320	
45Л	315	200	207...235	–	680	440	Улучшение
45ГЛ	315	200	> 175	–	650	330	Нормализация
50ГЛ	315	200	235...262	–	850	600	Улучшение
30ХГЛ	315	200	320...380	–	700	350	Нормализация
<p><i>Примечание:</i> в обозначении сталей первые цифры – содержание углерода в сотых долях процента, буквы – легирующие элементы (Г – марганец; М – молибден; Н – никель; С – кремний; Х – хром; Ю – алюминий); обозначение качественных легированных сталей – А; стальная отливка – Л</p>							

В зависимости от вида зубчатого колеса, условий его эксплуатации и требования к габаритным размерам выбирают необходимую твердость колес и материалы для их изготовления. Следует учитывать размеры их заготовок – диаметр d шестерни и наибольшей ширины сечения колеса S с припуском на механическую обработку после термообработки.

Стали и чугуны

Для мало- и средненагруженных зубчатых колес общего назначения используют качественные углеродистые стали 35, 40, 45, 50, 50Г, 60Г и легированные стали 20Х, 40Х, 45Х, 40ХН, 50ХН с твердостью $HV \leq 350$.

Основным резервом повышения несущей способности зубчатых передач, уменьшения их габаритов и массы является увеличение твердости активных поверхностей зубьев. Поэтому в ответственных и высоконагруженных передачах применяются стали с $HV > 350$. В этом случае твердость измеряется не по Бринеллю HV (по отпечатку вдавливаемого шарика), а по Роквеллу HRC (вдавливание алмазного конуса). Приблизительно $1 HRC \approx 10 HV$.

При твердости $HV \leq 350$ шестерню выполняют с большей твердостью, чем колесо. Такая твердость обеспечивается обычно нормализацией или улучшением. Зубья колес нарезают после термообработки, благодаря чему не требуются доводочные операции. При чистовом нарезании зубьев можно получить точность 7-й и 8-й степеней. Для лучшей приработки зубьев следует увеличивать твердость зубьев шестерни так, чтобы $HV_1 = HV_2 + (10...15)$, где HV_1 , HV_2 – твердость активных поверхностей зубьев шестерни и колеса соответственно. Для косозубых и шевронных передач твердость рабочих поверхностей зубьев шестерни $HV_1 = HV_2 + (60...80)$ и более. Нагрузочная способность таких передач повышается на 25 %...30 %.

С увеличением твердости $HV > 350$ возрастает сопротивление изнашиванию, затрудняется приработка зубьев и усиливается неравномерность распределения нагрузки по линии зубчатого венца. При этом возрастает необходимость повышения точности изготовления колес и деталей передач, уменьшения ширины зубчатых венцов. Однако повышение твердости предполагает применение более дорогих сортов легированных сталей, а также повышает стоимость передачи. Высокотвердые материалы требуют высокотехнологического оборудования для их обработки.

Нарезание зубьев при $HV > 350$ производится на сырых заготовках до их термообработки. Последующие операции термообработки, в особенности объемная закалка и цементация, не исключают коробления зубьев, и для исправления формы профиля зацепления требуются дополнительные отделочные технологические операции: шлифование, притирка, обкатка и т. п. Эти дополнительные механические процессы лучше окупаются в крупносерийном и массовом производствах зубчатых передач.

Объемная закалка – наиболее простой способ получения высокой твердости практически по всему объему изделия. Применяется главным образом в условиях индивидуального производства. При объемной закалке с низким отпускком возможны значительные деформации зубьев и, что более существенно, уменьшение их усталостной изломной прочности в связи с хрупкой структурой сердцевины. Это не позволяет рекомендовать объемную закалку для ответственных передач.

Объемной закалке, а также поверхностной закалке с нагревом ТВЧ (при малых или средних размерах зубчатых колес) или кислородно-ацетиленовым пламенем (при больших размерах зубчатых колес) подвергаются зубчатые колеса, изготовленные из сталей с углеродом (0,4 %...0,5 %), хрома, никеля, молибдена ≤ 1 %, например из сталей марок 45, 50, 50Г, 40Х, 45Х, 40ХН, 45ХН, 35ХМ и др. Обычно твердость на поверхности составляет HRC = 45...50 и HRC = 48...53.

Поверхностная закалка ТВЧ применяется для сравнительно крупных зубьев ($m_n \geq 3$ мм), т. к. более мелкий зуб прокаливается насквозь и делается хрупким. Зачастую этой способ термообработки применяется для шестерен, работающих с улучшенными колесами (HB < 350), для обеспечения равнопрочности и хорошей прирабатываемости. Поверхностная закалка повышает износостойкость и сопротивление выкрашиванию, но понижает прочность при изгибе, т. к. создает концентратор напряжения у корня зуба. Для колес с модулем $m_n < 6$ мм слой закалки должен распространяться на часть поверхности под зубом и впадиной, повторяя их очертание. Технологически осуществить это возможно при индукционном электронагреве токами двух частот.

Цементация зубьев – насыщение углеродом поверхности слоя на глубину 2 мм с последующей закалкой – дает высокую твердость их активных поверхностей (HRC = 50...63) при достаточно вязкой сердцевине зубьев. При этом используются стали с содержанием углерода 0,12 %...0,50 %, например стали марки 15Х, 20Х, 20ХР, 20ХНМ, 50ХН. Наиболее широко применяют хромистую сталь 20Х, а для ответственных зубчатых колес, работающих с ударными нагрузками, – хромоникелевые молибденовые стали 12ХН3А, 20ХНМ, 18Х2НЧМА, 20Х2Н4А. Цементация или закалка зубьев после шевингования повышают прочность зубьев на изгиб до трех раз. Для устранения погрешностей, возникающих при цементации, применяют шлифование и притирку.

Азотирование – насыщение азотом поверхностного слоя на глубину 0,1...0,5 мм, обеспечивающее особо высокую твердость HRC = 58...65 и износостойкость. Азотируют готовые детали без последующей закалки. Процесс

длительный – 20...60 ч. Для азотирования применяют молибденовую сталь 38ХМЮА, безалюминиевые стали марок 40ХФА, 40ХНА. Зубья после этой термообработки в связи с минимальным короблением не шлифуют, поэтому азотирование применяют для колес с внутренними зубьями и других, шлифование которых трудноосуществимо. При работе передачи требуется повышенная защищенность от загрязнения, поэтому нельзя использовать азотирование колеса как для передачи динамических нагрузок, так и в абразивной среде.

Заготовки для зубчатых колес могут выполняться коваными или штампованными либо из проката. Стальное литье менее прочное, чем поковки, и используется для габаритных колес. Колеса больших размеров получают сварными.

Для изготовления зубчатых колес тихоходных, чаще всего открытых передач при спокойном режиме работы применяют серый чугун марок СЧ18, СЧ21, а при окружных скоростях до 4...5 м/с – СЧ28, СЧ32. Контактная прочность чугунов сравнительно высока, они хорошо сопротивляются усталостному выкрашиванию и заеданию. Чугуны сравнительно дешевле, имеют хорошие литейные качества и хорошо обрабатываются. Высокопрочные магниевые модифицированные чугуны с шаровидным графитом ВЧ40, ВЧ45 даже оказываются конкурентоспособными со стальным литьем. Механические характеристики наиболее распространенных марок чугунов приведены в табл. 3.16.

Таблица 3.16

Основные механические характеристики чугунов, применяемых для изготовления зубчатых колес

Марка чугунов	Твердость НВ	Механические свойства, МПа			Область применения
		σ_b	σ_T	σ_{-1}	
СЧ21	170...230	400	–	100...120	Открытые передачи при $V \leq 3$ м/с
СЧ28	170...240	480	–	120...150	
СЧ32	187...255	520	–	130...150	
ВЧ40	156...197	400	300	200...220	Малонагруженные зубчатые передачи $V = 4...5$ м/с
ВЧ45	170...207	450	330	200...220	

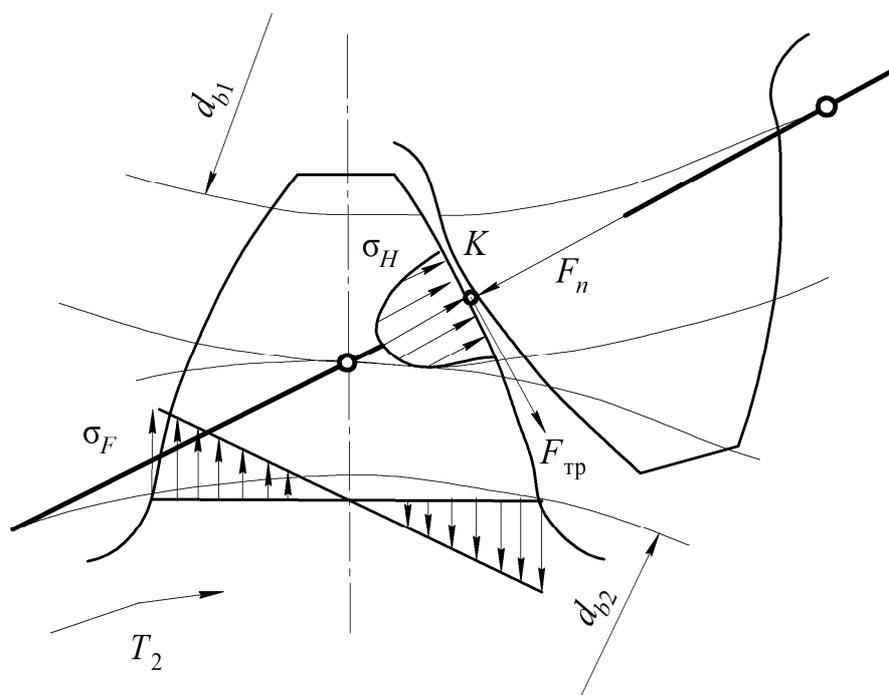
3.3. Виды повреждения зубьев и критерии работоспособности зубчатых передач. Допускаемые напряжения

Передавая соответствующую нагрузку (мощность и крутящий момент), зубья колеса всегда нагружаются нормальной силой F_n и направленной к профилю зуба

благодаря их скольжению силой трения $F_{тр} = fF_n$, где f – коэффициент трения в зацеплении. Зубья колеса испытывают сложные напряженные состояния. Контакт при перекачивании зубьев происходит по малым площадкам (начальный контакт по линии), и в поверхностном слое на контактной линии K возникают высокие контактные напряжения σ_H (см. рис. 3.22). Материал в районе этой площадки испытывает объемное напряженное состояние. У основания зуба от силы F_n возникают напряжения изгиба σ_F .

Впервые исследованием контактных напряжений занимался физик Г. Герц (Hertz), поэтому индекс H приписывается всем параметрам, связанным с расчетами на контактные напряжения. Индекс F используется при расчетах на изгибную прочность (от англ. *foot* – нога), т. к. расчеты на изгиб выполняются для ножки – наиболее нагруженной части зуба.

Контактные σ_H и изгибные σ_F напряжения действуют циклически (прерывисто), чаще всего по отнулевому циклу нагружения (рис. 3.23, б). Если один оборот колеса совершается за время t_1 , то зуб находится под нагрузкой в течение времени $t_2 (t_u) = \frac{t_1}{z}$, где z – число зубьев колеса. Для передач средней быстроходности время $t_1 < 0,1$ с, $t_2 \leq 0,002$ с, что сопоставимо с временем осуществления удара.



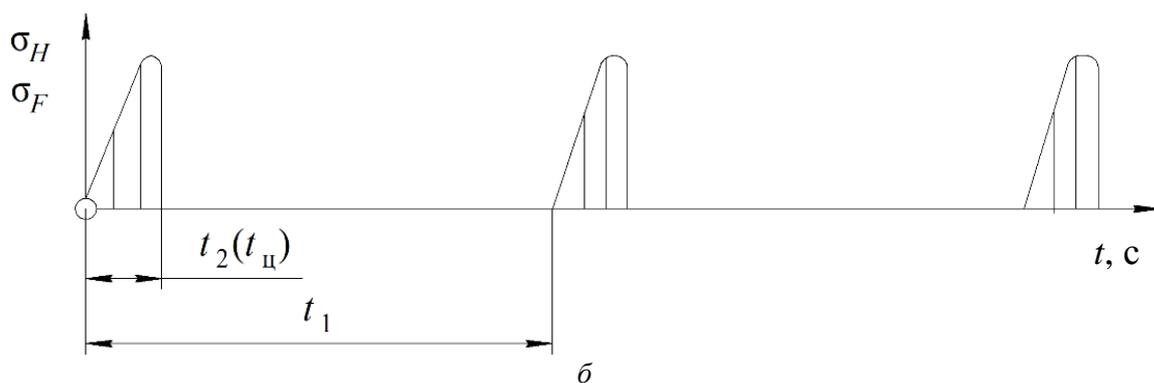


Рис. 3.23. Схема (а) и график (б), иллюстрирующие напряжение в зубьях и характер их нагружения

Из-за сложных условий работы зубьев зубчатых колес, что определяется качеством сталей, чугунов, пластмасс, поверхностной твердостью, характером термообработки и продуктов изнашивания, вызываются *усталостные явления* как на поверхности зубьев, так и в их сердцевинах.

Указанные особенности работы зубчатых передач и причинные явления приводят к различным повреждениям зубьев, которые подразделяются на две группы.

Поломка зубьев. Наиболее опасный вид разрушения, приводящий к выходу из строя передачи и часто к повреждению других деталей (валов, подшипников). Поломка зубьев связана с действием напряжений изгиба из-за концентрации нагрузки обычно в месте перехода зубьев в обод колеса (рис. 3.24).

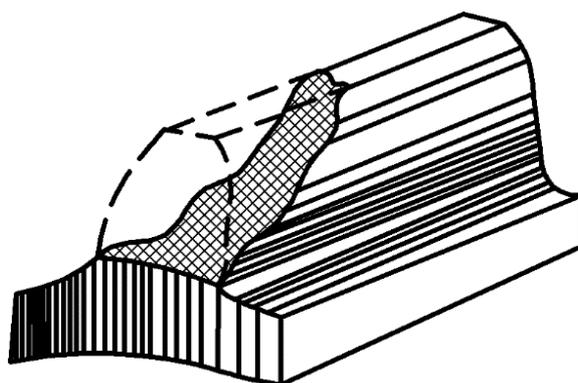


Рис. 3.24. Разрушение зуба от поломки (пунктиром показана отломившаяся часть зуба)

Поломка зубьев наиболее распространена у чугунных зубчатых колес или у стальных с высокой твердостью активных поверхностей зубьев ($HВ > 350$). В зубчатых колесах со средней и низкой твердостью активных поверхностей зубьев поломки встречаются значительно реже, поскольку в этом случае, как

правило, предельная нагрузочная способность зубьев определяется не изгибной, а контактной прочностью их активных поверхностей.

Чаще наблюдаются поломки усталостного характера как результат длительного действия переменных напряжений в растянутой области переходной поверхности зуба, т. к. каждый зуб входит в зацепление периодически, кроме этого в процессе зацепления меняется плечо приложения силы, т. е. величина изгибающего момента. В переходной поверхности со стороны растянутых волокон появляются микротрещины, которые при дальнейшей работе передачи распространяются в глубь зуба по нормали к переходной кривой.

При изломе зубьев косозубых колес трещина проявляется в торцевой поверхности колеса у основания зуба (см. рис. 3.24) и распространяется по длине зуба наклонно к его вершине.

Факторы поломки зубьев от перегрузки ударного или статического действия при расчетах учитываются особыми коэффициентами, а от возможных перегрузок в приводе предусматривают защиту – чаще всего предохранительные муфты.

Воздействие переменных нагрузок учитывают расчетами на сопротивление усталости, понижением влияния технологических и конструктивных концентраторов напряжения, увеличением модуля m и положительных значений коэффициента смещения x , упрочнением переходной поверхности (термообработка, пластическое деформирование), увеличением точности изготовления и монтажа передачи, жесткости валов и опор, что значительно снижает динамические нагрузки.

Выкрашивание активных поверхностей зубьев – наиболее распространенный вид повреждения зубьев для большинства закрытых хорошо смазываемых и защищенных от загрязнения зубчатых колес. Выкрашивание связано с усталостными явлениями в поверхностном слое вследствие действия переменных по величине контактных напряжений. На поверхностях контакта зубьев в результате действия переменных контактных напряжений в поверхностном слое возникают усталостные трещины, последующее развитие которых приводит к отделению частиц металла. Усталостная трещина 2 (рис. 3.25), возникающая в результате повторных микропластических сдвигов, обычно зарождается у поверхности I цилиндра (рис. 3.25, a), в местах концентрации напряжений из-за микронеровностей или неметаллических включений, всегда присутствующих в стали.

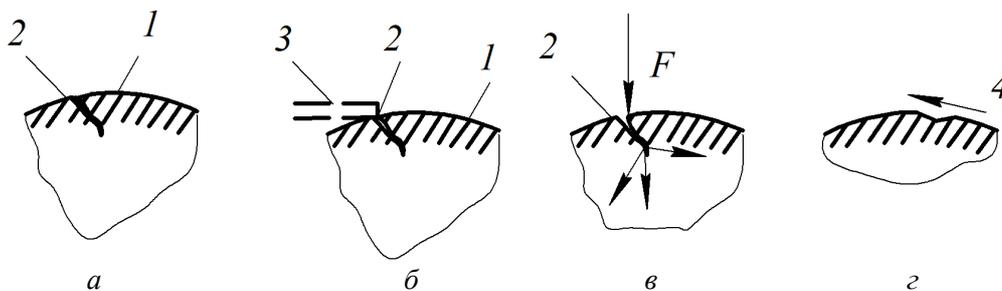


Рис. 3.25. Схемы усталостного выкрашивания

В развитии выкрашивания существенную роль играет смазочный материал. Смазочный материал 3 перед площадкой контакта попадает в раскрытую силами трения трещину 2 (рис. 3.25, б), при дальнейшем движении профиля 1 выдавливается из него и частично заклинивается. В пределах площадки контакта под нагрузкой трещина закрывается, создается повышенное давление смазочного материала (рис. 3.25, в), что способствует развитию трещины вплоть до отрыва частицы металла 4 с поверхности (рис. 3.25, г), образованию вначале мелких выемок, а затем в результате скалывания их краев – и крупных раковин. Существенное влияние на сопротивление зубьев выкрашиванию оказывают тип и вязкость смазочного материала, а также способ его подачи.

При высоких контактных напряжениях, малой толщине упрочненного слоя и большей его твердости (азотирование, цианирование) трещины усталости могут возникать и под упрочненным слоем.

Появление следов выкрашивания не всегда является признаком опасного разрушения активных поверхностей зубьев. В начальный период работы зубчатого зацепления из-за неточности его изготовления и сборки, деформации валов и опор может наблюдаться значительная неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий. Из-за этого появляются места выкрашивания, которые по мере приработки могут частично или полностью завальцеваться, сделаться едва заметными и даже исчезнуть. Такое явление, наблюдаемое в приработочный период, носит название ограниченного выкрашивания. Оно допустимо при твердости хотя бы одного из колес $HВ \leq 350$. При твердости $HВ \geq 350$ число раковин выкрашивания и их размеры могут в процессе работы увеличиваться, такое выкрашивание называется прогрессирующим. Появившееся при выкрашивании искажение профилей зубьев приводит к нарушению правильности зацепления и возникновению дополнительных динамических нагрузок.

Повышение сопротивляемости зубьев выкрашиванию может быть достигнуто с помощью расчетов на контактную усталость активных поверхностей зубьев, увеличения приведенных радиусов кривизны соприкасающихся поверхностей, применения передач с суммарным коэффициентом смещения $x_{\Sigma} > 0$, улучшения механических характеристик материалов зубчатых колес; повышения точности изготовления и сборки шестерни и колеса передачи, правильного подбора смазочного материала и др.

Особым видом повреждения рабочих поверхностей зубьев является *абразивный износ* (рис. 3.26). Это основной вид повреждения зубьев открытых и плохо смазываемых передач, работающих в среде, засоренной абразивами: горные, дорожные, строительные, сельскохозяйственные, транспортные и некоторые другие машины. Заключается в истирании активных поверхностей зубьев, существенно зависящих от величины удельного давления, относительной скорости скольжения, состояния активных поверхностей зубьев, возможности попадания в зацепление абразивных частиц. Изнашивание поверхности происходит так быстро, что усталостные трещины не успевают проявиться. Толщина зуба из-за изнашивания уменьшается, и чаще всего он ломается. Разрушению зубьев предшествует повышенный шум при работе передачи.

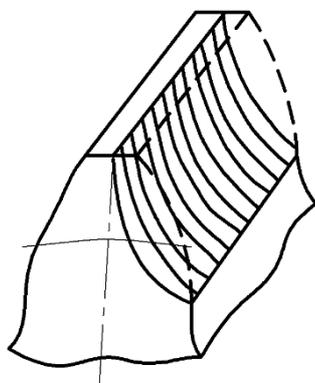


Рис. 3.26. Схема абразивного износа зуба (пунктиром показана износившаяся часть зуба)

При проектировании зубчатых передач следует предусматривать меры, позволяющие существенно уменьшить величину износа зубьев: повышение твердости активных поверхностей зубьев; правильный подбор и осуществление смазки; смещение с целью уменьшения скольжения зубьев; постановку уплотнений, защиты от попадания пыли и грязи.

С увеличением значений σ_H , скорости скольжения, давления возможны разрыв масляной пленки, возникновение сухого контакта и молекулярного

сцепления (микросварки) сопряженных поверхностей. При скольжении зубьев происходит отрыв частиц металла одного зуба и образование наростов на другом парном зубе. Наросты образуют бороздки (задиры) на поверхности менее твердого зуба в направлении скорости скольжения (рис. 3.27).

При особо неблагоприятных условиях возможно появление значительного числа зон сцепления (схватывания), что приводит к большой зоне повреждения контактирующих поверхностей. Эта опасная форма схватывания называется *заеданием*. Явление заедания часто наблюдается у крупномодульных тихоходных зубчатых передач с малым числом зубьев, что связано с большими скоростями относительного скольжения. Различают ограниченное и прогрессирующее заедание. Первая форма заедания может возникать в неприработанных передачах и по мере приработки прекращаться. При второй форме наблюдается обратное, т. е. процесс продолжает развиваться.

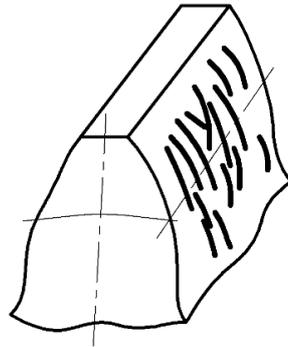


Рис. 3.27. Состояние активной поверхности зуба при заедании

Наибольшее сопротивление заеданию оказывают теплостойкие стали 20ХЗНВФА, 16ХЗНВФМБ, а также смазочные материалы с повышенной вязкостью и химически активными добавками. Кроме этого заедание зубьев предупреждают повышением твердости рабочих поверхностей, снижением их шероховатости, фланкированием зубьев (профильная модификация). Также в таких случаях осуществляют расчеты на заедание, сводящиеся к проверке температуры в местах контакта в сопоставлении ее с температурой вспышки смазочного материала.

Когда под упрочненным поверхностным слоем величина приведенных контактных напряжений достаточно велика, может проявляться *отслаивание поверхностных слоев зубьев*. Отслаивание происходит в случае некачественного выполнения технологического процесса упрочнения: цементации, азотирования, поверхностной закалкой ТВЧ.

В результате периодического действия глубинного напряжения под упрочненным слоем обычно и возникают усталостные трещины, развитие которых приводит к отслаиванию отдельных участков поверхностного упрочненного слоя. Возможность проявления отслаивания зависит от соотношения толщины упрочненного слоя и величины приведенного радиуса кривизны соприкасающихся зубьев.

Повреждение торцов зубьев наблюдается в коробках передач при вводе в зацепление зубчатых колес. Применение синхронизаторов значительно снижает повреждение торцов зубьев.

Кроме этих видов повреждений рабочих поверхностей у контактирующих зубьев невысокой твердости могут наблюдаться пластические сдвиги материала в направлении скольжения. Они возникают вблизи полюсной линии под действием больших значений контактного напряжения и силы трения в тяжело нагруженных тихоходных передачах при низкой твердости материалов колес. Для предотвращения пластической деформации можно увеличить твердость поверхностей зубьев и применять смазочные материалы повышенной вязкости.

Результаты анализа видов разрушения зубьев и их рабочих поверхностей свидетельствуют о том, что наиболее изученными и обоснованными многими теоретическими и экспериментальными исследованиями являются такие выходы из строя зубчатых передач, как усталостное изнашивание и поломка зубьев. Поэтому основные критерии работоспособности зубчатых передач – *контактная прочность рабочих поверхностей зубьев* и *прочность зубьев при изгибе*. Расчеты по ним наиболее полно разработаны для стальных, закрытых в корпусе, хорошо смазываемых эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепления с модулем $m > 1$ (ГОСТ 21354–87). Методы расчета, предупреждающие другие виды повреждений зубьев, разработаны недостаточно полно и в данном пособии не рассматриваются.

Под контактной прочностью понимают способность контактирующих поверхностей зубьев обеспечивать требуемую безопасность против прогрессирующего усталостного выкрашивания. Расчет на предупреждение усталостного разрушения сводится к выполнению условия прочности

$$\sigma_H \leq [\sigma_H],$$

где σ_H – контактное напряжение в полюсе зацепления;

$[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение.

Исходя из этого условия определяются габариты передачи. Затем производится проверка изгибной прочности по условию

$$\sigma_F \leq [\sigma_F],$$

где σ_F – напряжение изгиба в опасном сечении;

$[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба зуба.

Если это условие не выполняется, то при необходимости принимают меры по обеспечению требуемой безопасности против усталостного излома зуба: увеличение модуля, модификации зубьев и другие методы, не изменяющие основных габаритов передачи.

При необходимости производится проверка на смятие при перегрузке $\sigma_{H\max} \leq [\sigma_H]_{\max}$ и поломку от перегрузки $\sigma_{F\max} \leq [\sigma_F]_{\max}$, где $\sigma_{H\max}$, $\sigma_{F\max}$ – фактические контактные и изгибные напряжения, а $[\sigma_H]_{\max}$, $[\sigma_F]_{\max}$ – допускаемые контактные и изгибные напряжения при действии пиковой нагрузки (например, при пуске).

Выбор допускаемых напряжений $[\sigma_H]$ и $[\sigma_F]$ базируется на кривых усталости, полученных при ресурсных испытаниях соответствующих образцов. На рис. 3.28 показана кривая усталости, построенная в системе координат $\sigma - N$ (амплитуда напряжений цикла – число циклов нагружения до разрушения образца). Как показывает опыт испытаний образцов и построения кривых усталости, кривые имеют два характерных участка: левый наклонный и правый горизонтальный. Кривые строят для различных видов напряжений, материалов и видов термической обработки.

Число циклов $N_{H\sigma}$, $N_{F\sigma}$, соответствующие точке перелома G , называются базовыми числами циклов. Напряжение σ_{limb} , соответствующее базовым числам циклов, называется пределом выносливости (для контактных напряжений σ_{Hlimb} ,

для напряжений изгиба σ_{Flimb}). Если при расчете передачи на заданный срок службы суммарные числа циклов N_{HE} , N_{FE} будут меньше, чем $N_{H\sigma}$, $N_{F\sigma}$, то напряжение можно повысить до σ_{Hlim} , σ_{Flim} (см. рис. 3.28).

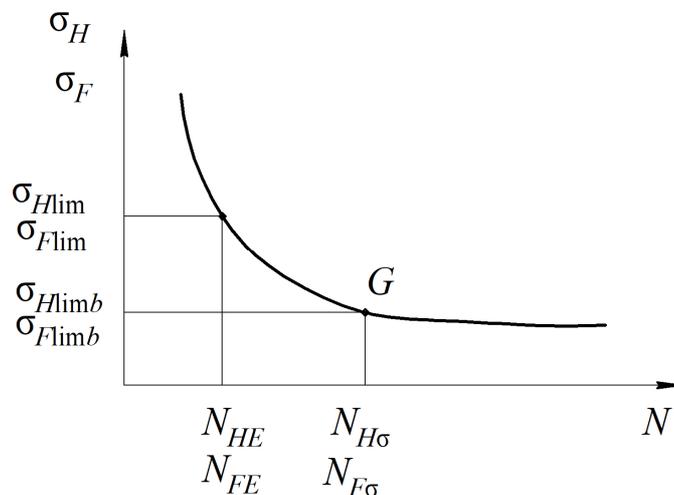


Рис. 3.28. График усталости материала (сталь)

Практически установлено, что допускаемые напряжения при расчете на контактную усталость активных поверхностей зубьев и напряжения изгиба определяется по уравнениям:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} K_{HL} Z_R Z_V Z_L Z_X; \quad [\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim}^0}{S_F} K_{FL} Y_R Y_X Y_\delta, \quad (3.1)$$

где σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости активных поверхностей зубьев, МПа, соответствующий базовому числу циклов $N_{H\sigma}$;

$\sigma_{Flim}^0 = \sigma_{Flimb}^0 Y_T Y_Z Y_q Y_d Y_A$ – предел выносливости зубьев при изгибе, МПа, соответствующий базовому числу циклов $N_{F\sigma}$ изменения напряжений и установленный от нулевого (пульсирующего) цикла напряжений.

Выражение для определения σ_{Hlimb} , σ_{Flimb}^0 выбирается по табл. 3.17, 3.18 исходя из предварительно назначенной в табл. 3.15 марки стали, принятого параметра твердости с ее значением и способа термической или химико-термической обработки.

Для лучшей приработки зубьев рекомендуется увеличить твердость зубьев шестерни так, чтобы $HV_1 \geq HV_2 + (10...25)$. Исключение опасности заедания

и повышение несущей способности передач при твердости поверхностного слоя зубьев с $HB \leq 350 \dots 400$ достигается разностью $HB_1 - HB_2 \geq 40 \dots 50$. Индекс 1 – шестерня, 2 – зубчатое колесо.

Таблица 3.17

Значения σ_{Hlimb} , S_H , $[\sigma_H]_{max}$

Термообработка	Твердость зубьев		Группа сталей	σ_{Hlimb}^{**} , МПа	S_H	$[\sigma_H]_{max}$, МПа
	на поверхности	в сердце-вине				
Нормализация, улучшение	HB = 180...350		40, 45, 40X, 40XH, 45XЦ, 35XM и др.	2HB + 70	1,1	2,8 σ_T
Объемная закалка	HRC = 44...54		40X, 40XH, 45XЦ, 35XM и др.	18HRC + 150	1,1	2,8 σ_T
Закалка при нагреве ТВЧ по всему контуру (модуль $m_n > 3$)*	HRC = = 56...63	HRC = = 25...35	55ПП, У6, 35XM	17HRC ^{***} _{пов} + 200	1,2	(40...44) × × HRC _{пов}
Закалка при нагреве ТВЧ сквозная с охватом впадины	HRC = = 45...55	HRC = = 42...50	40X, 40XH, 35XM и др. 40X, 35XM, 40XH и др.			
Азотирование	HRC = = 55...67 HRC = = 50...59	HRC = = 24...40 HRC = = 24...40	35XЮА 38XMЮА, 40X, 40XФА, 40XHMA и др.	1050		
Цементация и закалка	HRC = = 55...63	HRC = = 30...45	Цементуемые стали всех марок	23HRC _{пов}		40HRC _{пов}
Нитроцементация и закалка	HRC = = 57...63	HRC = = 30...45	Молибденовые стали 25XГМ, 25XГНМ	23HRC _{пов}	1,2	40HRC _{пов}
			Безмолибденовые стали 25XГТ, 30XГТ, 35X и др.	23HRC _{пов}		40HRC _{пов}

* Распространяется на все сечения зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием впадины.

** Значения определяются по средней твердости зубьев $HB = 0,5(HB_{max} + HB_{min})$, где HB_{max} , HB_{min} – максимальное и минимальное значения твердости для марки стали (см. табл. 3.15).

*** HRC_{пов} – твердость поверхности зуба

Значения $\sigma_{F\text{limb}}^0$, Y_q , Y_d , S_F , $[\sigma_F]_{\text{max}}$

Сталь	Способ термической обработки или термохимической обработки	Твердость активной поверхности зубьев	$\sigma_{F\text{limb}}^0$, МПа	Y_q^*	Y_d^{**}	S_F	$[\sigma_F]_{\text{max}}$, МПа
Углеродистая и легированная, содержащая более 0,15 % углерода (например, марок 40, 45 по ГОСТ 1050–88, марок 40Хб, 40ХН, 40ХФА, 40ХН2МА, 18Х2Н4ВА по ГОСТ 4543–2016*)	Нормализация, улучшение	НВ = = 180...350	1,75...1,80 НВ	1,1	1,1...1,3	1,75	2,7НВ
Легированные стали, содержащие 0,40 %...0,55 % углерода (40Х, 40ХН и др. по ГОСТ 4543–2016*)	Объемная закалка с применением средств против обезуглероживания	HRC = = 44...54	500...580 ***	$\frac{0,9}{0,75}$	$\frac{1,05...1,15}{1,1...1,2}$	1,75	1400
Легированные стали, содержащие более 1 % никеля (40ХН, 50ХН и др. по ГОСТ 4543–2016)	Объемная закалка с возможным обезуглероживанием	HRC = = 44...54	500...600	$\frac{1}{0,8}$	$\frac{1,1...1,3}{1,1...1,2}$	1,75	1260
Содержащая алюминий. Прочная легированная (38Х2МЮА, 40ХФА, 40Х2НМА, 40Х, 38Х2Ю)	Азотирование	HV = = 700...950 (для сердцевины HRC = = 24...40)	90+12HRC (для сердцевины)	–	1	1,75	1000

Сталь	Способ термической обработки или термохимической обработки	Твердость активной поверхности зубьев	$\sigma_{F\text{limb}}^0$, МПа	Y_q^*	Y_d^{**}	S_F	$[\sigma_F]_{\text{max}}$, МПа
Легированная сталь всех марок	Цементация в средах с неконтролируемым углеродным потенциалом и закалка с применением средств против обезуглероживания, достигается содержание углерода на поверхности 0,4 %...1,4 %	HRC = 55...63	750...800	$\frac{0,8}{0,65}$	$\frac{1,1...1,2}{1,15...1,30}$	1,55	1200
Прочная легированная (марок 40X, 40XФА по ГОСТ 4573–71*)	Объемная закалка с возможным обезуглероживанием	HRC = 44...54	460	$\frac{1}{0,8}$	$\frac{1,1...1,3}{1,1...1,2}$	1,75	1260
Легированные стали, не содержащие молибден (марок 25ХГТ, 35Х и др. по ГОСТ 4543–2016*)	Нитроцементация (концентрация на поверхности 0,7 %...1,0 % углерода и 0,15 %...0,50 % азота)	HRC = 57...63	750	0,75	$\frac{1,05...1,10}{1,10...1,35}$	1,65	1520
Легированные стали, содержащие молибден (25ХГМ, 25ХГНМ)	Нитроцементация и закалка	HRC = 57...63	1000	0,75	$\frac{1,05...1,10}{1,1...1,3}$	1,55	1520

* Данные в знаменателе принимают, если не гарантировано отсутствие шлифованных прожогов, микротрещин или острой шлифованной ступеньки.

** Данные в знаменателе принимают для зубчатых колес, упрочняемых дробью или роликами после шлифования с образованием ступеньки на переходной поверхности.

*** Более подробно – в ГОСТ 21354–87, табл. 15...18

Коэффициенты в уравнении определения $[\sigma_H]$:

Z_R – учитывает исходную шероховатость сопряженных поверхностей, его значение принимают для того колеса, зубья которого имеют более грубую поверхность, в зависимости от параметра шероховатости поверхности ($Z_R = 1$ при $R_a = 0,63 \dots 1,25$ мкм; $Z_R = 0,95$ при $R_a = 1,25 \dots 2,50$ мкм; $Z_R = 0,9$ при $R_a = 10 \dots 40$ мкм);

Z_V – учитывает влияние окружной скорости и зависит от ее значения, принимают $Z_V = 0,10 \dots 1,15$ или $Z_V = 0,85V^{0,1} \geq 1$ при $HB \leq 230$ и $Z_V = 0,92V^{0,05} \geq 1$ при $HB > 350$;

Z_L – учитывает вязкость смазочного материала, обычно принимают $Z_L = 1$;

Z_X – коэффициент диаметра d (размера) колеса, $Z_X = \sqrt{1,07 - 0,0001d}$, $Z_X = 1$ при $d < 700$ мм.

При предварительных расчетах ГОСТ 21354–87 рекомендует принимать $Z_R Z_V Z_L Z_X = 0,9$.

Также этим ГОСТом рекомендуется определять допускаемые напряжения изгиба для проектировочных расчетов по уравнению

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}^0}{S_F} K_{FL} Y_A. \quad (3.2)$$

В уравнениях определения $[\sigma_F]$ коэффициенты учитывают:

Y_R – шероховатость переходной поверхности (для шлифованной и зубофрезерованной поверхности $Y_R = 1$ при параметрах шероховатости не более $R_z = 40$, для полирования при цементации, нитроцементации, азотировании $Y_R = 1,05$, для нормализации или улучшения $Y_R = 1,2$, при закалке ТВЧ $Y_R = 1,05$);

Y_X – характеризует размеры зубчатого колеса (его делительный диаметр d), $Y_X = 1,05 - 0,000125d$;

Y_δ – учитывает градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений (опорный коэффициент) $Y_\delta = 1,082 - 0,1721 \lg m$ (m – модуль), с достаточной точностью его значение можно принимать $Y_\delta = 1$;

Y_T – характеризует технологию изготовления, $Y_T = 1$ при соблюдении всех условий технологий изготовления, $Y_T < 1$ при отклонении, т. е. проявлении шлифованных прижогов, микротрещин;

Y_Z – определяет способ получения заготовки колеса, $Y_Z = 1$ для поковок и штамповок, $Y_Z = 0,9$ – для проката, $Y_Z = 0,8$ – для литых заготовок;

Y_q, Y_d – определяют способ термической или химико-термической обработки или деформационного упрочнения (см. табл. 3.18);

Y_A – способ приложения нагрузки, $Y_A = 1$ при одностороннем приложении, $Y_A = 0,7...0,8$ – при двустороннем, причем большие значения при $HV > 350$;

S_H, S_F – минимальные значения коэффициентов запаса прочности, принимаются из табл. 3.17, 3.18, интегрально учитывают приближенный характер расчета.

Коэффициенты долговечности K_{HL}, K_{FL} учитывают возможность повышения допускаемого напряжения при режимах нагружения, когда N_{HE}, N_{FE} меньше соответственно $N_{H\sigma}, N_{F\sigma}$ (см. рис. 3.28), т. е. в этом случае значения K_{HL}, K_{FL} увеличиваются, что характерно для колес кратковременно работающих передач.

Коэффициенты долговечности:

$$K_{HL} = \sqrt[m]{\frac{N_{H\sigma}}{N_H}}; \quad K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F\sigma}}{N_F}}, \quad (3.3)$$

где $N_{H\sigma}, N_{F\sigma}$ – базовые числа циклов изменения напряжений шестерни и колеса, соответствующие контактным напряжениям и напряжениям изгиба:

$$N_{H\lim} = N_{H\sigma} = 30HV^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7; \quad N_{F\lim} = N_{F\sigma} = 4 \cdot 10^6. \quad (3.4)$$

Базовое число циклов $N_{H\sigma}$ также определяется по графику на рис. 3.29. В случае выражения твердости в единицах HRC и HV для пересчета в единицы HV можно воспользоваться графиком на рис. 3.30.

Показатель степени $m = 6$, $N_H \leq N_{H\sigma}$, принимается $1 \leq K_{HL} \leq 2,6$ для однородной структуры материалов и не более 1,8 для поверхностного упрочнения. При $N_H \geq N_{H\sigma}$ принимаются $m = 20$, $K_{HL} \geq 0,75$.

В формуле коэффициента долговечности K_{FL} для зубчатых колес из материалов однородной структуры, а также закаленных при нагреве ТВЧ со сквозной закалкой и со шлифованием переходной поверхности независимо от твердости и термообработки $m = 6$ и $1 \leq K_{FL} \leq 4$.



Рис. 3.29. График определения базового числа циклов изменения напряжения $N_{H\sigma}$

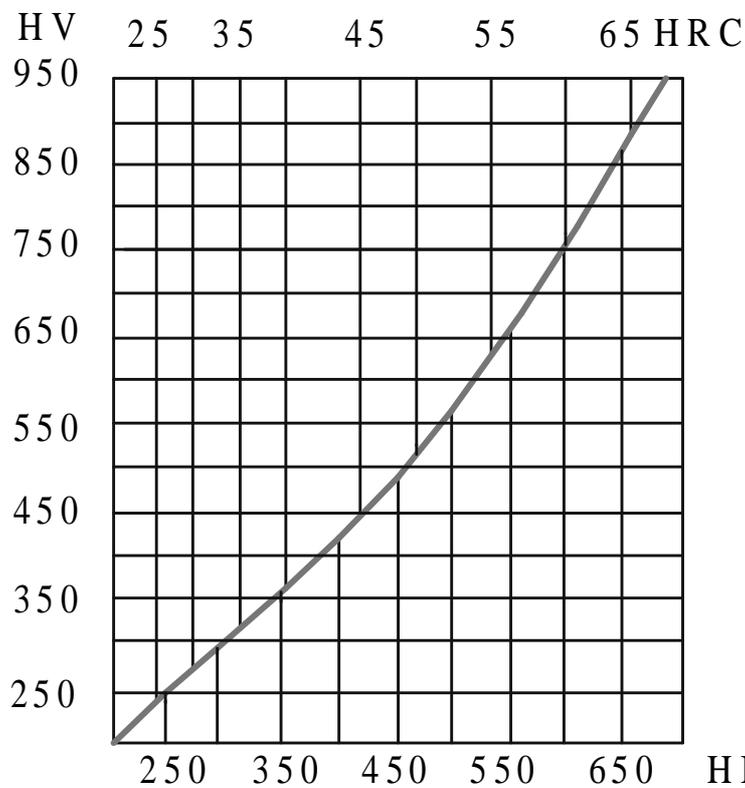


Рис. 3.30. График соотношения твердостей HB, HRC, HV

Для зубчатых колес азотированных, цементированных и нитроцементированных с нешлифованной переходной поверхностью $m = 9$ и $1 \leq K_{FL} \leq 2,5$.

При получении по приведенным формулам значений коэффициентов долговечности K_{HL} и K_{FL} меньше нижнего предела или больше верхнего, то для дальнейших расчетов необходимо принимать предельные значения.

Значения N_H и N_F представляют собой расчетные числа циклов. При постоянном режиме нагружения для шестерни и колеса в отдельности

$$N_k = N_H = N_F = 60ncL_h, \quad (3.5)$$

где n – частота вращения шестерни и колеса, мин^{-1} ;

c – число вхождений в зацепление зуба рассчитываемого колеса за один его оборот (численно равно числу колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым), рис. 3.31;

L_h – расчетный (задаваемый) ресурс работы передачи, ч.

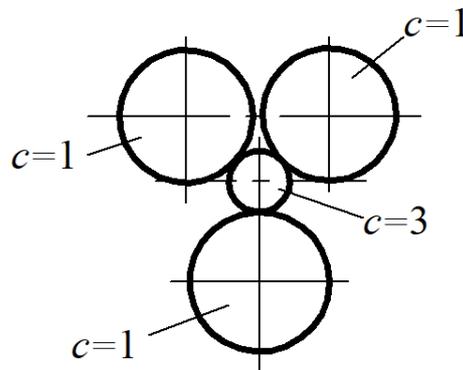


Рис. 3.31. Число зацеплений колес

В общем случае суммарное время L_h работы передачи определяется по формуле

$$L_h = 24K_{\text{сут}} \cdot 365K_{\text{год}} L_{\text{год}}, \quad (3.6)$$

где $K_{\text{сут}}$ – коэффициент суточного использования передачи, $K_{\text{сут}} \leq 1$;

$K_{\text{год}}$ – коэффициент загрузки в году по дням, $K_{\text{год}} \leq 1$;

$L_{\text{год}}$ – число лет работы.

Например, если $L_{\text{год}} = 5$ лет, $K_{\text{сут}} = 0,45$, $K_{\text{год}} = 0,67$, то

$$L_h = 24 \cdot 0,45 \cdot 365 \cdot 0,67 \cdot 5 = 13\ 206 \text{ ч.}$$

При переменных режимах нагружения и наличии циклограммы моментов нагружения (рис. 3.32) эквивалентное число циклов

$$\begin{aligned}
N_{HE(FE)} &= K_{HE(FE)} \cdot 60cn \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^m L_{hi} n_i = \\
&= K_{HE(FE)} \frac{60c}{T_{\max}^m} (T_{\max}^m L_{h1} n_1 + T_2^m L_{h2} n_2 + T_3^m L_{h3} n_3),
\end{aligned}
\tag{3.7}$$

где $T_{\max} = T_1$ – наибольший момент, передаваемый рассчитываемым колесом в течение времени L_{h1} , ч, за весь срок службы передачи при частоте вращения n_1 , мин⁻¹;

T_2, T_3 – моменты, передаваемые в течение времени L_{h2}, L_{h3} при n_2, n_3 .

В продолжительность времени цикла не включается время $L_{h\text{пик}}$ (рис. 3.32) действия кратковременных перегрузок, общее число действия которых менее $0,03N_{HE}$, т. е. менее 3 % суммарного рабочего времени и для напряжения изгиба $\leq 10^3$ циклов нагружения. Кратковременные перегрузки учитываются при проверке контактной и изгибной прочности зубьев по $\sigma_{H\max}$ и $\sigma_{F\max}$.

Для большинства приводов машин $n_i = n = \text{const}$, в общем виде

$$N_{HE(FE)} = \frac{K_{HE(FE)} \cdot 60cn}{T_{\max}^m} (T_{\max}^m L_{h1} + T_2^m L_{h2} + \dots + T_i^m L_{hi}),
\tag{3.8}$$

где n – частота вращения того из колес зубчатой передачи, по материалу которого определяются допускаемые напряжения;

c – число колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым (см. рис. 3.31);

m – показатель степени наклона левой ветви кривой усталости ($m = 3$ для N_{HE} при любом виде термообработки сталей, для чугунных колес).

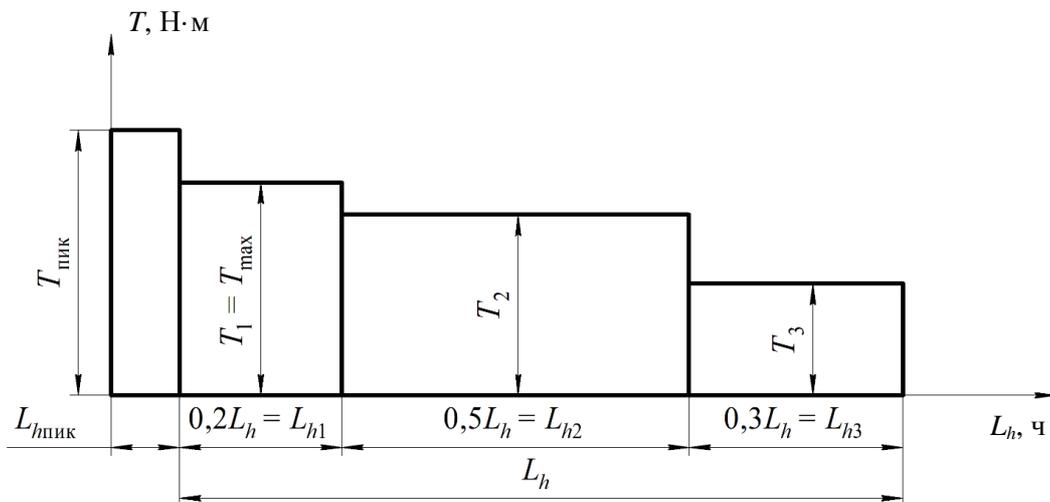


Рис. 3.32. Циклограмма моментов нагружения передачи

Значение $m = 6$ при расчетах на изгибную усталость зубчатых колес с твердостью поверхностного слоя зубьев $HВ \leq 350$, а также закаленных с нагревом ТВЧ (переходная поверхность не термообрабатывается, но шлифуется), $m = 9$ для зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью при твердости поверхности зубьев $HВ > 350$.

В передачах, где преимущественным критерием работоспособности является выносливость зубьев по контактным напряжениям, основной резерв увеличения несущей способности – высокотвердые материалы. Многочисленные исследования, проведенные с зубчатыми передачами в различных условиях эксплуатации, показывают, что с переходом от твердости $HВ \leq 350$ (улучшение) до $HRC \leq 50...60$ (цементация, азотирование, закалка ТВЧ) значение $[\sigma_H]$ увеличивается в два раза, а несущая способность – почти в четыре раза.

Обычно расчет на сопротивление усталости при нестационарных нагрузках заменяется расчетом при стационарной нагрузке, т. е. эквивалентным. Эквивалентное число циклов вычисляется для контактных напряжений и напряжений на изгибе по зависимости $N_{HE} = N_H K_{HE}$ и $N_{FE} = N_F K_{FE}$, где N_H, N_F – число циклов за срок службы, определяется по приведенным зависимостям по режимам нагружения; K_{HE}, K_{FE} – коэффициенты приведения, зависящие от типового режима нагружения (табл. 3.19).

Тогда обобщенные коэффициенты долговечности $K_{HL} = \sqrt[m]{\frac{N_{H\sigma}}{N_H}}$,

$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F\sigma}}{N_F}}$ со значениями показателей степени m , коэффициентов K_{HL}, K_{FL}

при $n = \text{const}, T = \text{const}$. На основании статического анализа нагруженности различных машин установлено, что при всем многообразии циклограмм моментов (нагрузок) их можно свести к нескольким типовым, если использовать

при их построении координаты $\frac{T_i}{T_{\max}}, \frac{N_i}{N_{(K)F}}$ (T_{\max} – момент при расчете на вы-

носливость, $N_{(K)F}$ – суммарное число циклов за срок работы). Ступенчатые циклограммы заменены кривыми линиями.

В приложении к ГОСТ 21354–87 приведены изображения постоянного (0) и пяти переменных (1...5) типов режимов нагружения (рис. 3.33).

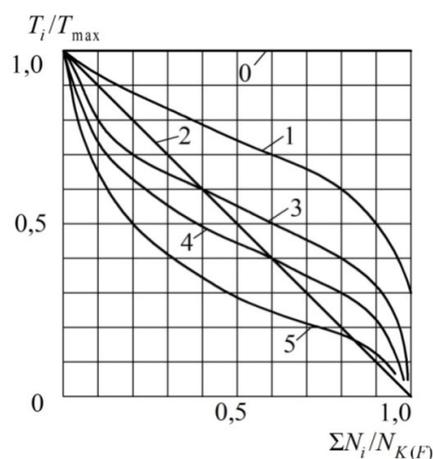


Рис. 3.33. Типовые режимы нагружения:
 0 – постоянный; 1 – тяжелый; 2 – средний равновероятный;
 3 – средний нормальный; 4 – легкий; 5 – особо легкий

Таблица 3.19

Значения коэффициентов K_{HE} , K_{FE} для типовых режимов

Типовой режим нагружения (рис. 3.33)	Расчет на контактную прочность			Расчет на изгибную прочность					
	Термо-обработка	m	K_{HE}	Термо-обработка	m	K_{FE}	Термо-обработка	m	K_{FE}
0	Любая	3	1,000	Улучшение, нормализация, азотирование	6	1,000	Закалка объемная, поверхностная, цементация	9	1,000
1			0,500			0,300			0,200
2			0,250			0,143			0,100
3			0,180			0,065			0,036
4			0,125			0,038			0,016
5			0,063			0,013			0,004

Тяжелый режим (1) характерен для зубчатых передач горных машин, дробильного оборудования, землеройных установок, средне- и равновероятностный (2) и нормальный (3) – для приводов транспортных машин, транспортеров, основного оборудования переработки природного сырья, легкий (4) и особо легкий (5) – для зубчатых передач универсальных металлорежущих станков.

Использование типовых режимов существенно упрощает расчеты определения допускаемых напряжений $[\sigma_H]$, $[\sigma_F]$.

При проектных и проверочных расчетах зубчатых передач в качестве допустимого напряжения используют:

– для прямозубых цилиндрических передач – минимальное из допустимых контактных напряжений зубьев шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$, определенных по выражению

$$[\sigma_H]_{1(2)} = 0,9 \frac{\sigma_{H \text{ lim } b1(2)}}{S_{H1(2)}} K_{HL1(2)}; \quad (3.9)$$

– для косозубых цилиндрических передач значение напряжения, вычисляемое по выражению $[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \geq [\sigma_H]_{\text{min}}$, где $[\sigma_H]_{\text{min}}$ – меньшее из значений $[\sigma_H]_1$, $[\sigma_H]_2$, МПа.

При этом должно выполняться условие $[\sigma_H] \leq 1,25[\sigma_H]_{\text{min}}$ для косозубых цилиндрических передач.

Пример 5. Определить допускаемые напряжения на контактную и изгибную прочность косозубой цилиндрической зубчатой передачи, используемой в двухступенчатом редукторе (рис. 3.34). Для шестерни (1) и колеса (2) частота вращения $n_1 = 280 \text{ мин}^{-1}$, $n_2 = 70 \text{ мин}^{-1}$, крутящие моменты $T_1 = 87,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 339 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Передаточное число $u_{\text{шт}} = 4$, срок службы передачи $L_h = 10\,000 \text{ ч}$, нагрузка спокойная, равномерная, работа не реверсивная, несимметричное расположение колес относительно опор.

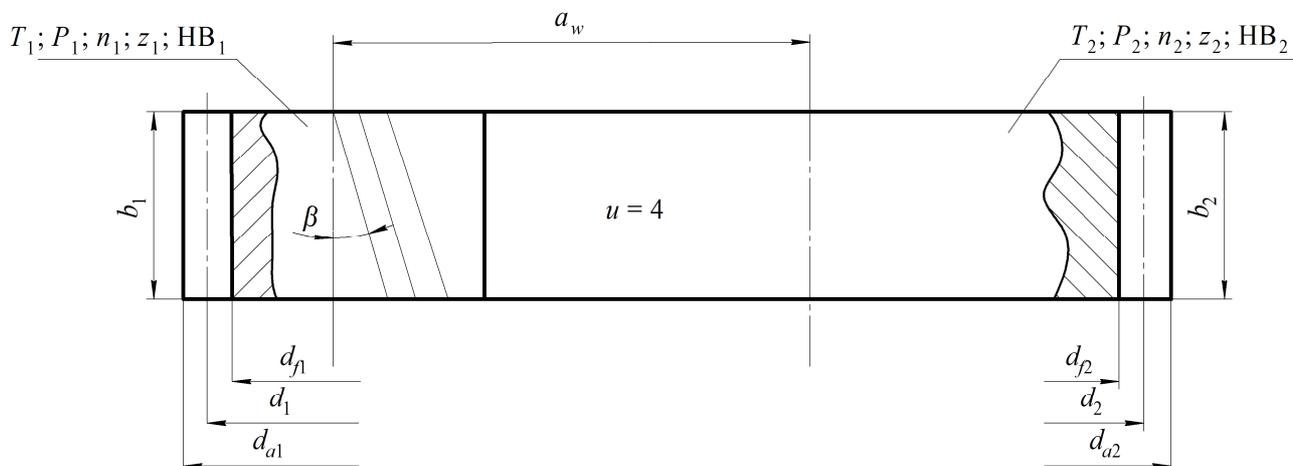


Рис. 3.34. Схема к расчету цилиндрической косозубой передачи:

d_1, d_2 – делительные диаметры шестерни, колеса;

d_{a1}, d_{a2} – диаметры выступов шестерни, колеса;

d_{f1}, d_{f2} – диаметры впадин шестерни, колеса;

b_1, b_2 – ширина венца шестерни, колеса; a_w – межосевое расстояние

Решение

1. Из табл. 3.15 для шестерни и колеса выбирают сталь 40Х с $HB_1 = 260 \dots 300$ и $HB_2 = 240 \dots 280$ (индекс 1 – шестерня, 2 – колесо). Принимают

$HV = 0,5 (HV_{\min} + HV_{\max})$, следовательно $HV_1 = 280$ и $HV_2 = 260$. Термическая обработка – улучшение.

2. Расчетное число циклов нагружений (формула (3.5)) при значениях n_1, n_2 , сроке службы $L_h = 10\ 000$ и числе вхождений зуба в зацепление $c = 1$ (см. рис. 3.31):

$$N_{K1} = 60n_1cL_h = 60 \cdot 280 \cdot 1 \cdot 10 \cdot 10^3 = 16,8 \cdot 10^7;$$

$$N_{K2} = 60n_2cL_h = 60 \cdot 70 \cdot 1 \cdot 10 \cdot 10^3 = 4,2 \cdot 10^7.$$

3. Базовое число циклов изменения контактных напряжений (формула (3.4)):

$$N_{H\lim1} = 30HV_1^{2,4} = 30 \cdot 280^{2,4} = 2,24 \cdot 10^7;$$

$$N_{H\lim2} = 30HV_2^{2,4} = 30 \cdot 260^{2,4} = 1,9 \cdot 10^7.$$

Условие $N_{H\lim1(2)} < 12 \cdot 10^7$ соблюдается.

4. Коэффициенты долговечности при $N_{K1} > N_{H\lim1}$ и $N_{K2} > N_{H\lim2}$ (формула (3.3)):

$$K_{HL1} = \sqrt[20]{\frac{N_{H\lim1}}{N_{K1}}} = \sqrt[20]{\frac{2,24 \cdot 10^7}{16,8 \cdot 10^7}} = 0,9 > 0,75;$$

$$K_{HL2} = \sqrt[20]{\frac{N_{H\lim2}}{N_{K2}}} = \sqrt[20]{\frac{1,9 \cdot 10^7}{4,2 \cdot 10^7}} = 0,96 > 0,75.$$

5. Предел контактной выносливости зубьев (см. табл. 3.17):

$$\sigma_{H\lim1} = 2HV_1 + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H\lim2} = 2HV_2 + 70 = 2 \cdot 260 + 70 = 590 \text{ МПа}.$$

6. Допускаемые контактные напряжения (формула (3.9)) при коэффициенте запаса прочности для зубчатых колес $S_{H\min} = 1,1$ (табл. 3.17):

$$[\sigma_H]_1 = 0,9 \frac{\sigma_{H\lim b1}}{S_{H\min}} K_{HL1} = 0,9 \frac{630}{1,1} 0,9 = 464,0 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = 0,9 \frac{\sigma_{H\lim b2}}{S_{H\min}} K_{HL2} = 0,9 \frac{590}{1,1} 0,96 = 464,0 \text{ МПа}.$$

Так как допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса одинаковы, то для дальнейшего расчета устанавливают $[\sigma_H] = 464,0$ МПа.

7. Для определения допускаемых напряжений изгиба устанавливают по табл. 3.18: коэффициент запаса прочности $S_{F\min} = 1,75$, предел выносливости зубьев при изгибе $\sigma_{F\lim}^0 = 1,8$ НВ (табл. 3.18), базовое число циклов изменения напряжений при изгибе $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$ (формула (3.4)). Тогда коэффициент долговечности (формула (3.3)) $K_{FL1(2)} = \sqrt[6]{\frac{N_{F\lim}}{N_{K1(2)}}}$, а т. к. $N_{K1(2)} > N_{F\lim}$, то $K_{FL1(2)} = 1$.

Допускаемые напряжения изгиба (формула (3.2)):

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F\lim b1}^0}{S_{F\min}} K_{FL1} Y_A = \frac{1,8 \cdot 280}{1,75} 1 \cdot 1 = 288 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F\lim b2}^0}{S_{F\min}} K_{FL2} Y_A = \frac{1,8 \cdot 260}{1,75} 1 \cdot 1 = 267 \text{ МПа},$$

где Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, а т. к. передача неререверсивная, то $Y_A = 1$.

Пример 6. Определить допускаемые напряжения на контактную и изгибную прочности для неререверсивных соосных цилиндрических зубчатых передач (косо-зубой быстроходной и прямозубой тихоходной ступеней, рис. 3.35, а) простого (рядового) двухступенчатого редуктора, который установлен в приводной станции шнекового маслопресса предварительного отжима из семян масла. Редуктор соединен с электродвигателем и прессом муфтами. Пресс используется 320 дней

в году в три смены, $K_{\text{год}} = 1$. Срок эксплуатации $L_{\text{год}} = 8$ лет. Коэффициент использования в течении суток $K_c = 0,75$. Рабочий режим осуществляется трех-скоростным электродвигателем со следующими частотами вращения, мин^{-1} , и мощностями, кВт: $n_{\text{э}1} = 730$, $n_{\text{э}2} = 970$, $n_{\text{э}3} = 1460$, $P_{\text{э}1} = 28$, $P_{\text{э}2} = 36$, $P_{\text{э}3} = 40$. Передаточное число редуктора $u_{\text{ред}} = 27,0$, быстроходной косозубой ступени $u_6 = 6,0$, тихоходной прямозубой $u_7 = 4,5$.

Нагрузка переменная, соответствует циклограмме нагружения, изображенной на рис. 3.35, б и типовому среднему равновероятному режиму нагружения (см. рис. 3.33).

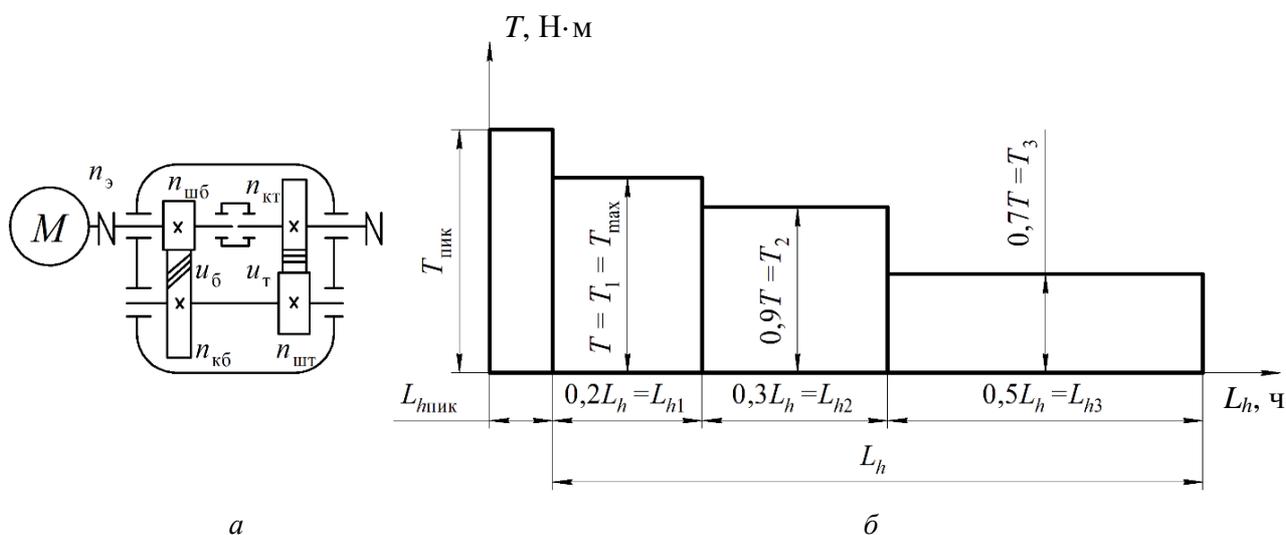


Рис. 3.35. Схема простого редуктора с соосными цилиндрическими зубчатыми передачами (а) и циклограмма вращающих моментов зубчатых зацеплений редуктора (б)

Решение

1. Расчетный срок службы зубчатых передач (формула (3.6))

$$L_h = 24K_{\text{сут}} \cdot 320K_{\text{год}} L_{\text{год}} = 24 \cdot 0,75 \cdot 320 \cdot 1 \cdot 8 = 46\,080 \text{ ч.}$$

2. Частота вращения шестерен и колес при трех режимах работы:
– шестерен быстроходной ($n_{\text{шб}}$) и тихоходной ступеней ($n_{\text{шт}}$):

$$n_{\text{шб}} = n_{\text{э}};$$

$$n_{\text{шб}1} = 730 \text{ мин}^{-1}; n_{\text{шб}2} = 970 \text{ мин}^{-1}; n_{\text{шб}3} = 1460 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{шт} = \frac{n_3}{u_6};$$

$$n_{шт1} = \frac{730}{6,0} = 121,7 \text{ мин}^{-1}; n_{шт2} = \frac{970}{6,0} = 161,7 \text{ мин}^{-1}; n_{шт3} = \frac{1460}{6,0} = 243,3 \text{ мин}^{-1};$$

– колес быстроходной ($n_{кб}$) и тихоходной ступеней ($n_{кт}$):

$$n_{кб} = n_{шт};$$

$$n_{кб1} = 121,7 \text{ мин}^{-1}; n_{кб2} = 161,7 \text{ мин}^{-1}; n_{кб3} = 243,3 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{кт} = \frac{n_{шт}}{u_7};$$

$$n_{кт1} = \frac{121,7}{4,5} = 27; n_{кт2} = \frac{161,7}{4,5} = 36 \text{ мин}^{-1}; n_{кт3} = \frac{243,3}{4,5} = 54 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Материал шестерен и колес.

Учитывая задействованную для привода маслопресса большую мощность, принимается сталь марки 20Х (в целях уменьшения номенклатуры используемых сталей и снижения размеров редуктора) (см. табл. 3.15) с термообработкой: цементация шестерен и колес с последующей закалкой до твердости на поверхности зубьев HRC = 56...63 при диаметре заготовки $d_{заг} \leq 400$ мм и пределе текучести $\sigma_T = 750$ МПа.

Средняя твердость $H_{cp} = 0,5(56 + 63) = 59,5$ МПа.

4. Допускаемые контактные напряжения.

4.1. Базовое число циклов перемены напряжений для шестерен и колес, соответствующее пределу контактной выносливости при значении 1 HRC ≈ 10 HB:

$$N_{HO1(2)} = 30HB^{2,4} = 30 \cdot 59,5^{2,4} = 13,7 \cdot 10^7,$$

что не соответствует условию $N_{Hlim1(2)} < 12 \cdot 10^7$, но соответствует значениям базовых чисел согласно графику (см. рис. 3.29), поэтому устанавливается $N_{HO1(2)} = 12 \cdot 10^7$.

4.2. Эквивалентное число цикло N_{HE} нагружения зубьев, соответствующее: заданному режиму (значение коэффициента $K_{HE} = 0,25$ по табл. 3.19); числу колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым ($c = 1$, т. к. зацепление однопарное); циклограмме вращающихся моментов зубчатых зацеплений (см. рис. 3.35, б); показателю степени $m = 3$ для N_{HE} при любом виде термообработки сталей (табл. 3.19):

$$\begin{aligned} N_{HE} &= K_{HE} N_H = K_{HE} \cdot 60c \left[\left(\frac{T_1}{T_{\max}} \right)^m L_{h1} n_1 + \left(\frac{T_2}{T_{\max}} \right)^m L_{h2} n_2 + \left(\frac{T_3}{T_{\max}} \right)^m L_{h3} n_3 \right] = \\ &= K_{HE} \cdot 60c \left(T_1^m 0,2 L_h n_1 + \left(\frac{0,9 T_{\max}}{T_{\max}} \right)^m 0,3 L_h n_2 + \left(\frac{0,7 T_{\max}}{T_{\max}} \right)^m 0,5 L_h n_3 \right) = \\ &= K_{HE} \cdot 60c L_h (1^m \cdot 0,2 n_1 + 0,9^m \cdot 0,3 n_2 + 0,7^m \cdot 0,5 n_3). \end{aligned}$$

Тогда:

– для шестерни быстроходной

$$N_{HE16} = 0,25 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 46\,080 (1^3 \cdot 0,2 \cdot 730 + 0,9^3 \cdot 0,3 \cdot 970 + 0,7^3 \cdot 0,5 \cdot 1460) = 42,1 \cdot 10^7;$$

– для колеса быстроходного и шестерни тихоходной

$$\begin{aligned} N_{HE26} &= N_{HE1\tau} = \\ &= 0,25 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 46\,080 (1^3 \cdot 0,2 \cdot 121,7 + 0,9^3 \cdot 0,3 \cdot 161,7 + 0,7^3 \cdot 0,5 \cdot 243,3) = 7,0 \cdot 10^7; \end{aligned}$$

– для колеса тихоходного

$$N_{HE2\tau} = 0,25 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 46\,080 (1^3 \cdot 0,2 \cdot 27 + 0,9^3 \cdot 0,3 \cdot 36 + 0,7^3 \cdot 0,5 \cdot 54) = 1,6 \cdot 10^7.$$

4.3. Коэффициенты долговечности:

– для шестерни быстроходной ступени, т. к. $N_{HE16} > N_{HO(1,2)}$:

$$K_{HL16} = \sqrt[20]{\frac{N_{HO(1,2)}}{N_{HE16}}} = \sqrt[20]{\frac{12,0 \cdot 10^7}{42,1 \cdot 10^7}} = 0,94 > 0,75;$$

– для колеса быстроходной ступени, т. к. $N_{HE26} > N_{HO(1,2)}$:

$$K_{HL26} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO(1,2)}}{N_{HE26}}} = \sqrt[6]{\frac{12,0 \cdot 10^7}{7,0 \cdot 10^7}} = 1,10;$$

– для шестерни и колеса тихоходной ступени, т. к. $N_{HE(1T,2T)} < N_{HO(1,2)}$:

$$K_{HL1T} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO(1,2)}}{N_{HE1T}}} = \sqrt[6]{\frac{12,0 \cdot 10^7}{7,0 \cdot 10^7}} = 1,10;$$

$$K_{HL2T} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO(1,2)}}{N_{HE26}}} = \sqrt[6]{\frac{12,0 \cdot 10^7}{1,6 \cdot 10^7}} = 1,40.$$

4.4. Предел контактной выносливости (см. табл. 3.17) для шестерен и колес

$$\sigma_{H \text{ limb}} = 23H_{cp} = 23 \cdot 59,5 = 1368,5 \text{ МПа.}$$

4.5. Коэффициент запаса прочности для шестерен и колес $S_H = 1,2$ (см. табл. 3.17).

4.6. Допускаемые контактные нагружения (по рекомендации ГОСТ 21354–87):

– для шестерен:

$$[\sigma_H]_{16} = \frac{\sigma_{H \text{ limb}16}}{S_H} K_{HL16} = \frac{1368,5}{1,2} 0,94 = 1072,0 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma_H]_{1T} = \frac{\sigma_{H \text{ limb}1T}}{S_H} K_{HL1T} = \frac{1368,5}{1,2} 1,10 = 1254,0 \text{ МПа;}$$

– для колес:

$$[\sigma_H]_{26} = \frac{\sigma_{H \text{ limb}26}}{S_{H \text{ min}}} K_{HL26} = \frac{1368,5}{1,2} 1,10 = 1254,0 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma_H]_{2T} = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b_{2T}}}{S_H} K_{HL2T} = \frac{1368,5}{1,2} 1,40 = 1597,0 \text{ МПа.}$$

Допускаемое контактное напряжение (формула (3.9)) для расчета цилиндрической косозубой (быстроходной) передачи на контактную выносливость

$$[\sigma_H]_6 = 0,45([\sigma_H]_{16} + [\sigma_H]_{26}) = 0,45(1072,0 + 1254,0) = 1047 \text{ МПа,}$$

а т. к. $[\sigma_H]_{6\text{min}} = [\sigma_H]_{16} = 1072 \text{ МПа} > 1047 \text{ МПа}$, то принимается $[\sigma_H]_6 = [\sigma_H]_{16} = 1072 \text{ МПа}$.

Допускаемое контактное напряжение для расчета цилиндрической прямозубой (тихоходной) передачи на контактную выносливость

$$[\sigma_H]_T = [\sigma_H]_{T\text{min}} = [\sigma_H]_{1T} = 1254,0 \text{ МПа.}$$

4.7. Допускаемые предельные контактные напряжения $[\sigma_H]_{\text{max}}$ для расчета на контактную статическую прочность при действии пиковой нагрузки (см. табл. 3.17)

$$[\sigma_H]_{\text{max}(6,T)} = 40H_{\text{cp}} = 40 \cdot 59,5 = 2360 \text{ МПа.}$$

5. Допускаемые напряжения $[\sigma_F]$ при изгибе для расчета на изгибную выносливость.

5.1. Базовое число циклов изменения напряжений $N_{F\sigma} = 4 \cdot 10^6$, соответствующее пределу выносливости зубьев при изгибе.

5.2. Эквивалентное число циклов N_{FE} нагружения зубьев, соответствующее: заданному режиму (значение коэффициента $K_{FE} = 0,1$, $m = 9$ по табл. 3.19); числу колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым ($c = 1$, т. к. однопарное зацепление); циклограмме вращающихся моментов зубчатых зацеплений (см. рис. 3.35, б); расчетному сроку службы зубчатых передач ($L_h = 46\,080$ ч, см. п. 1 примера):

$$N_{FE} = K_{FE} \cdot 60c(T_1^m 0,2L_h n_1 + \left(\frac{0,9T_{\max}}{T_{\max}}\right)^m 0,3L_h n_2 + \left(\frac{0,7T_{\max}}{T_{\max}}\right)^m 0,5L_h n_3) =$$

$$= K_{FE} \cdot 60cL_h (1^m \cdot 0,2n_1 + 0,9^m \cdot 0,3n_2 + 0,7^m \cdot 0,5n_3).$$

Тогда:

– для шестерни быстроходной

$$N_{FE16} = 0,1 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 46\,080(1^9 \cdot 0,2 \cdot 730 + 0,9^9 \cdot 0,3 \cdot 970 + 0,7^9 \cdot 0,5 \cdot 1460) = 8,0 \cdot 10^7;$$

– для колеса быстроходного и шестерни тихоходной

$$N_{FE26} = N_{FE1T} =$$

$$= 1 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 46\,080(1^9 \cdot 0,2 \cdot 121,7 + 0,9^9 \cdot 0,3 \cdot 161,7 + 0,7^9 \cdot 0,5 \cdot 243,3) = 1,3 \cdot 10^7;$$

– для колеса тихоходного

$$N_{FE2T} = 1 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 46\,080(1^9 \cdot 0,2 \cdot 27 + 0,9^9 \cdot 0,3 \cdot 36 + 0,7^9 \cdot 0,5 \cdot 54) = 0,3 \cdot 10^7.$$

5.3. Так как N_{FE} , за исключением колеса тихоходной ступени, больше $N_{F\sigma} = 4 \cdot 10^6$, то по условию, что коэффициент долговечности

$$1 \leq K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}} \leq 4, \text{ для шестерен и колеса быстроходной ступени}$$

$K_{HL16} = K_{HL26} = K_{HL1T} = 1$, а для колеса тихоходной ступени $K_{HL2T} =$

$$= \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{0,3 \cdot 10^7}} = 1,05.$$

5.4. Коэффициент запаса прочности для шестерен и колес $S_F = 1,55$ (см. табл. 3.18).

5.5. Пределы выносливости зубьев при изгибе из табл. 3.18

$$\sigma_{Flim(1,2)}^0 = 750 \dots 800 \text{ МПа,}$$

принимается $\sigma_{Flim(1,2)}^0 = 770 \text{ МПа.}$

5.6. Допускаемые напряжения при изгибе (по рекомендациям ГОСТ 21354–87):

– для шестерен и быстроходного колеса

$$[\sigma_F]_{FL} = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b(1,2)}^0}{S_F} K_{FL} = \frac{770}{1,55} 1 = 497 \text{ МПа};$$

– для тихоходного колеса

$$[\sigma_F]_{FL2т} = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b2т}^0}{S_F} K_{FL2т} = \frac{770}{1,55} 1,05 = 522 \text{ МПа}.$$

5.7. Допускаемые предельные напряжения $[\sigma_F]_{\text{max}}$ при изгибе по табл. 3.18 для шестерен и колес $[\sigma_F]_{\text{max б,т}} = 1200 \text{ МПа}$.

3.4. Расчетная нагрузка. Коэффициент нагрузки

Расчет зубчатых передач на прочность начинается с определения расчетной нагрузки. В общем случае под расчетной нагрузкой, Н/мм, понимается наибольшая удельная нагрузка, распределенная по линии контакта зубьев. Если отнести нормальную силу в зацеплении F_n к суммарной длине линии контакта зубьев l_Σ , получится номинальное значение удельной нагрузки $q_{\text{ном}} = \frac{F_n}{l_\Sigma}$.

Однако в передачах возникают дополнительные нагрузки, обусловленные ошибками изготовления деталей и их деформацией. В зацеплении может находиться несколько пар зубьев, но нагрузки, передаваемые каждой из них, одинаковы. Поэтому действительная нагрузка в зацеплении определяется с учетом неравномерности ее распределения между парами зубьев, по ширине венца и дополнительных динамических нагрузок. Поскольку точное определение этих нагрузок невозможно, их действие приближенно оценивают соответствующими коэффициентами нагрузки – при расчете контактных напряжений K_H и напряжений изгиба K_F .

Тогда за расчетную нагрузку принимают максимальное значение удельной нагрузки с учетом упомянутых коэффициентов: $q_H = K_H q_{ном}$; $q_F = K_F q_{ном}$.

Коэффициенты K_H и K_F определяют по произведению четырех их составляющих:

$$K_H = K_{HA} K_{H\beta} K_{HV} K_{Ha}; \quad K_F = K_{FA} K_{F\beta} K_{FV} K_{Fa}.$$

Коэффициентом K_A оценивают внешнюю динамическую нагрузку, не учтенную в циклограмме нагружения передачи при совместной работе с приводной установкой (электродвигателем, двигателем внутреннего сгорания, гидро-, пневмодвигателем, турбиной и др.) исполнительного звена (приводной барабан транспортера, колесо автомобиля, вал бетономешалки и моечной машины и др.). Значение $K_A = 1$, если динамическая внешняя нагрузка учтена в циклограмме, в других случаях ее определяют экспериментально для конкретного привода. В приложении ГОСТ 21354–87 дается значение $K_A = 1...2$ (табл. 3.20) в зависимости от равномерности работы двигателя и приводимой в движение машины (табл. 3.21).

Таблица 3.20

Значения коэффициента K_A

Режим нагружения двигателя	Коэффициент K_A для нагружения приводной машины			
	равномерный	с малой неравномерностью	со средней неравномерностью	со значительной неравномерностью
Равномерный	1,00	1,25	1,50	1,75
С малой неравномерностью	1,10	1,35	1,60	1,85
Со средней неравномерностью	1,25	1,50	1,75	свыше 2,00
Со значительной неравномерностью	1,50	1,75	2,00	свыше 2,25

Примечание:

1. Табличные значения равны отношению эквивалентных нагрузок к номинальным и распространяются на передачи привода, работающие вне резонансной области.
2. При наличии в приводной станции машины гидравлических и упругих муфт, демпфирующих колебаний табличные значения коэффициента K_A могут быть уменьшены на 20 %...30 % при условии, что $K_A \geq 1,0$

Режимы нагружения двигателя и приводной машины

Режим нагружения двигателя	Приводной двигатель	Приводные машины
Равномерный	Электродвигатели, паровые и газовые турбины со стабильными режимами эксплуатации и незначительные пусковые моменты	Равномерно работающие ленточные, винтовые, скребковые и пластинчатые конвейеры; подъемники с легким режимом работы; упаковочные машины; вентиляторы; мешалки для материалов равномерной плотности; легкие центрифуги; механизмы с вращающимися деталями
С малой неравномерностью	Гидравлические двигатели, паровые и газовые турбины при больших часто возникающих пусковых моментах	Транспортирующие машины штучных грузов, шестеренные и ротационные насосы, главные приводы машин и станков, подъемники среднего и тяжелого режимов работы, центрифуги, перемешивающие устройства продуктов (веществ) с изменяющейся плотностью, компрессоры, гидравлические насосы, экструдеры, каландры, резательные машины и устройства
Со средней неравномерностью	Многоцилиндровые двигатели внутреннего сгорания	Экструдеры; ведущие колеса транспорта; мешалки с прерывающимися процессами, легкие мельницы; деревообрабатывающее оборудование; одноцилиндровые поршневые насосы, подъемные машины
Со значительной неравномерностью	Одноцилиндровый двигатель внутреннего сгорания	Экскаваторы, черпалки, тяжелые шаровые мельницы, смесители липких материалов, дробилки, кузнечные машины, тяжелые дозировочные устройства (насосы), буровые машины, прессы

Коэффициент учета концентрации K_{β} ($K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$). Концентрация, или неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии, вызыва-

ется многими причинами – упругими деформациями валов (изгиб и закручивание), опор и корпусных деталей, зубчатых колес; погрешностями изготовления (погрешностями направления зуба) и неточностями сборки деталей передач. Вследствие перечисленных факторов сопряженные профили зубьев соприкасаются не по всей поверхности (рис. 3.36, *a*) даже без приложения нагрузки.

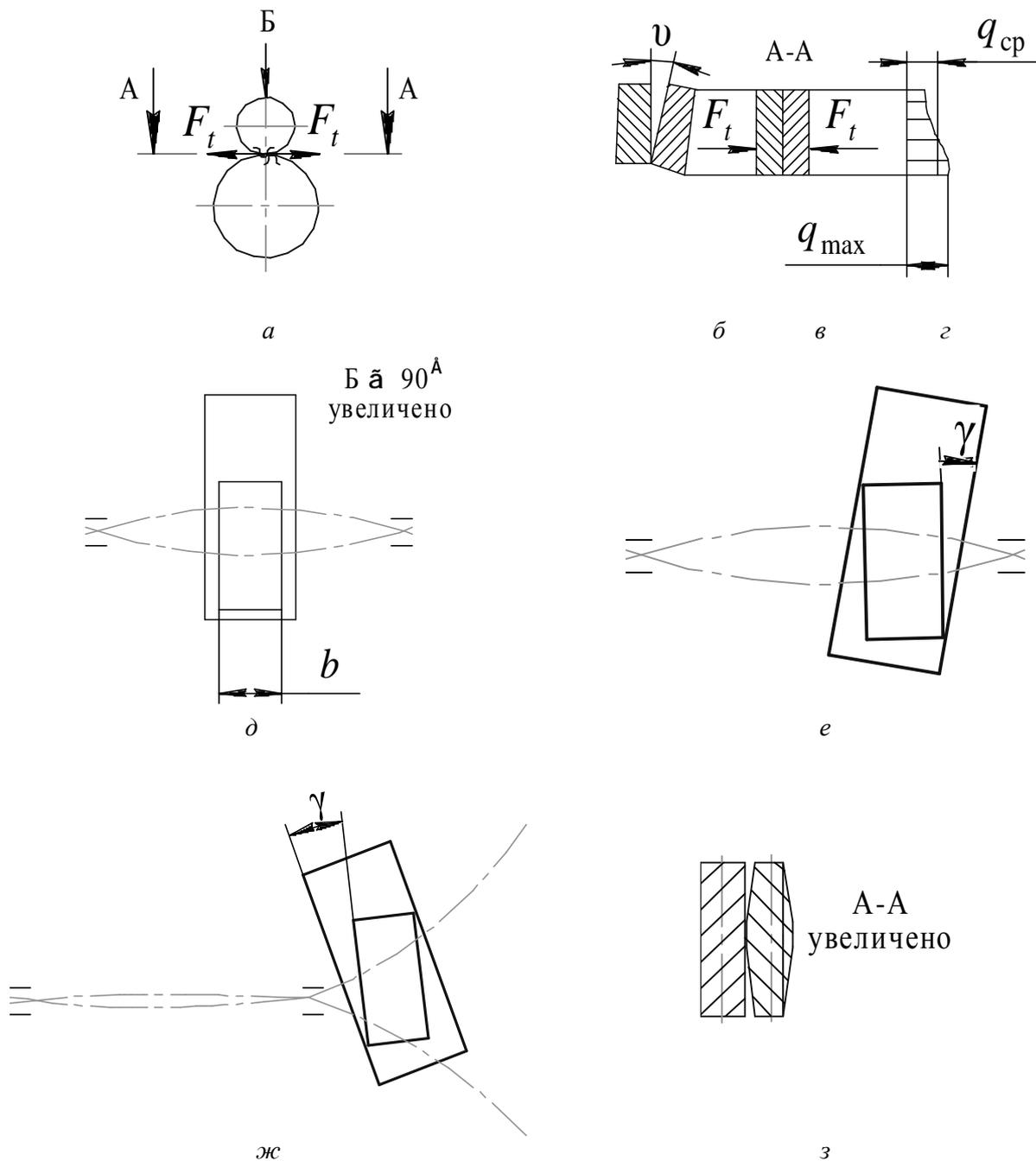


Рис. 3.36. Схемы расположения колес относительно опор и их влияние на концентрацию нагрузки

При нагружении вращающимися моментами зубья деформируются и контактируют не по всей длине (см. рис. 3.36, б), что вызывает относительный перекося зубьев при начальном контакте. Сила F_t действует в зацеплении не по всей длине (см. рис. 3.36, в), что способствует неравномерному распределению нагрузки, оцениваемому отношением $K_\beta = \frac{q_{\max}}{q_{\text{cp}}}$ (см. рис. 3.36, г).

Аналогичная картина возникает при закрутке тела шестерни, в случае выполнения заодно с валом (вал-шестерня).

Относительный перекося зубьев связан с определением угла перекося γ , вызванного упругой деформацией вала при изгибе, и во многом зависит от схемы расположения зубчатого зацепления относительно опор (см. рис. 3.36, д...ж): при симметричном расположении перекося зубьев нет; при консольном перекося наибольший.

Зубья зубчатых колес имеют способность прирабатываться, что положительно влияет на распределение нагрузки (частично или почти полностью может выровняться). Способность к приработке резко понижается с повышением твердости и скорости зубчатого зацепления, вызывающим повышение толщины масляной пленки смазочного материала между зубьями. Поэтому рассматривают начальные эффективные (действующие после приработки) коэффициенты $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ с учетом начальных теоретических $K_{H\beta}^0$, $K_{F\beta}^0$ распределения нагрузки по длине контактной линии и коэффициента $K_{H\omega}$, учитывающего приработку зубьев:

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1)K_{H\omega}; \quad (3.10)$$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_F}; \quad K_{F\beta} = 0,18 + 0,82K_{H\beta}^0. \quad (3.11)$$

Значение коэффициента $K_{H\beta}^0$ находят по табл. 3.22 в зависимости от коэффициента ширины колес по делительному диаметру шестерен $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1}$, расположению передачи в соосном зубчатом механизме (рис. 3.37, а) и твердости поверхности зубьев.

Значение коэффициента $K_{H\beta}^{\circ}$

Ψ_{bd}	Твердость поверхностей зубьев НВ	Схема передачи (рис. 3.37)				
		I	II	III	IV	V
0,2	≤ 350	1,70	1,40	1,18	1,08	1,05
	> 350	1,35	1,20	1,09	1,05	1,05
0,4	≤ 350	2,40	1,90	1,36	1,20	1,12
	> 350	1,70	1,45	1,18	1,10	1,06
0,6	≤ 350	3,10	2,40	1,60	1,34	1,24
	> 350	2,05	1,70	1,30	1,17	1,12
0,8	≤ 350	4,00	3,00	1,86	1,54	1,40
	> 350	2,50	2,00	1,43	1,27	1,20
1,0	≤ 350	–	3,60	2,12	1,80	1,60
	> 350	–	2,30	1,56	1,40	1,30
1,2	≤ 350	–	–	2,44	2,08	1,80
	> 350	–	–	1,72	1,54	1,40
1,4	≤ 350	–	–	2,80	2,40	2,00
	> 350	–	–	1,90	1,70	1,52
1,6	≤ 350	–	–	–	2,80	2,40
	> 350	–	–	–	1,90	1,70

Наиболее детально их определение рассматривается ГОСТ 21354–87 в зависимости от степени точности по нормам контакта, отношения ширины венца колеса к делительному диаметру шестерни $\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1}$, схемы расположения передачи относительно опор и твердости зубьев. Значения ψ_{bd} принимаются по рекомендации из табл. 3.22 или вычисляются по формуле $\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u \pm 1)$, где ψ_{ba} – коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию $\psi_{ba} = \frac{b}{a}$. Значение ψ_{ba} принимают из ряда стандартных чисел: 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63 в зависимости от положения колес относительно опор. Так, при симметричном расположении $\psi_{ba} = 0,315 \dots 0,500$, при несимметричном $\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,40$, при консольном расположении одного или обоих колес $\psi_{ba} = 0,20 \dots 0,25$. Для коробок передач $\psi_{ba} = 0,1 \dots 0,2$, для передач внутреннего зацепления $\psi_{ba} = \frac{0,2(u+1)}{(u-1)}$. Меньшие значения ψ_{ba} принимаются для зубчатых зацеплений с твердостью зубьев НВ ≥ 350 .

Значение коэффициента $K_{H\omega}$, учитывающего приработку зубьев, (табл. 3.23), зависит от окружной скорости для зубчатого колеса с меньшей твердостью.

Таблица 3.23

Значение коэффициента $K_{H\omega}$ для зубчатого колеса с меньшей твердостью

Твердость поверхностей зубьев	V, м/с					
	≤ 1	≤ 3	≤ 5	≤ 8	≤ 10	≤ 15
HB = 200	0,19	0,20	0,22	0,27	0,32	0,54
HB = 250	0,26	0,28	0,32	0,39	0,45	0,67
HB = 300	0,35	0,37	0,41	0,50	0,58	0,87
HB = 350	0,45	0,46	0,53	0,64	0,73	1,00
HRC = 43	0,53	0,57	0,63	0,78	0,89	1,00
HRC = 47	0,63	0,70	0,78	0,88	0,92	1,00
HRC = 51	0,71	0,85	0,86	0,92	1,00	1,00
HRC = 60	0,80	0,86	0,91	0,97	1,00	1,00

В определении $K_{F\beta}$ показатель степени N_F зависит от отношения b / m (ширина зубчатого венца к модулю зацепления) и вида передачи – прямозубая или косозубая. Так, для передачи со значением $b / m = 4...20$ и прямыми зубьями $N_F = 0,57...0,90$. Если значение $b / m = 7$, то $N_F = 0,83$ (прямозубое зацепление), $N_F = 0,73$ (косозубое); если $b / m = 10$, то $N_F = 0,85$ (прямозубое), $N_F = 0,81$ (косозубое).

На начальной стадии расчетов принимаются приблизительные значения $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ по графику (рис. 3.37) в зависимости от параметра $\psi_{bd} = b_2 / d_1 = 0,5\psi_{ba}(u \pm 1)$, твердости поверхности зубьев и расположения колес относительно опор. С увеличением относительной ширины колес ψ_{bd} коэффициенты концентрации растут, в особенности для колес с высокой твердостью поверхности зубьев.

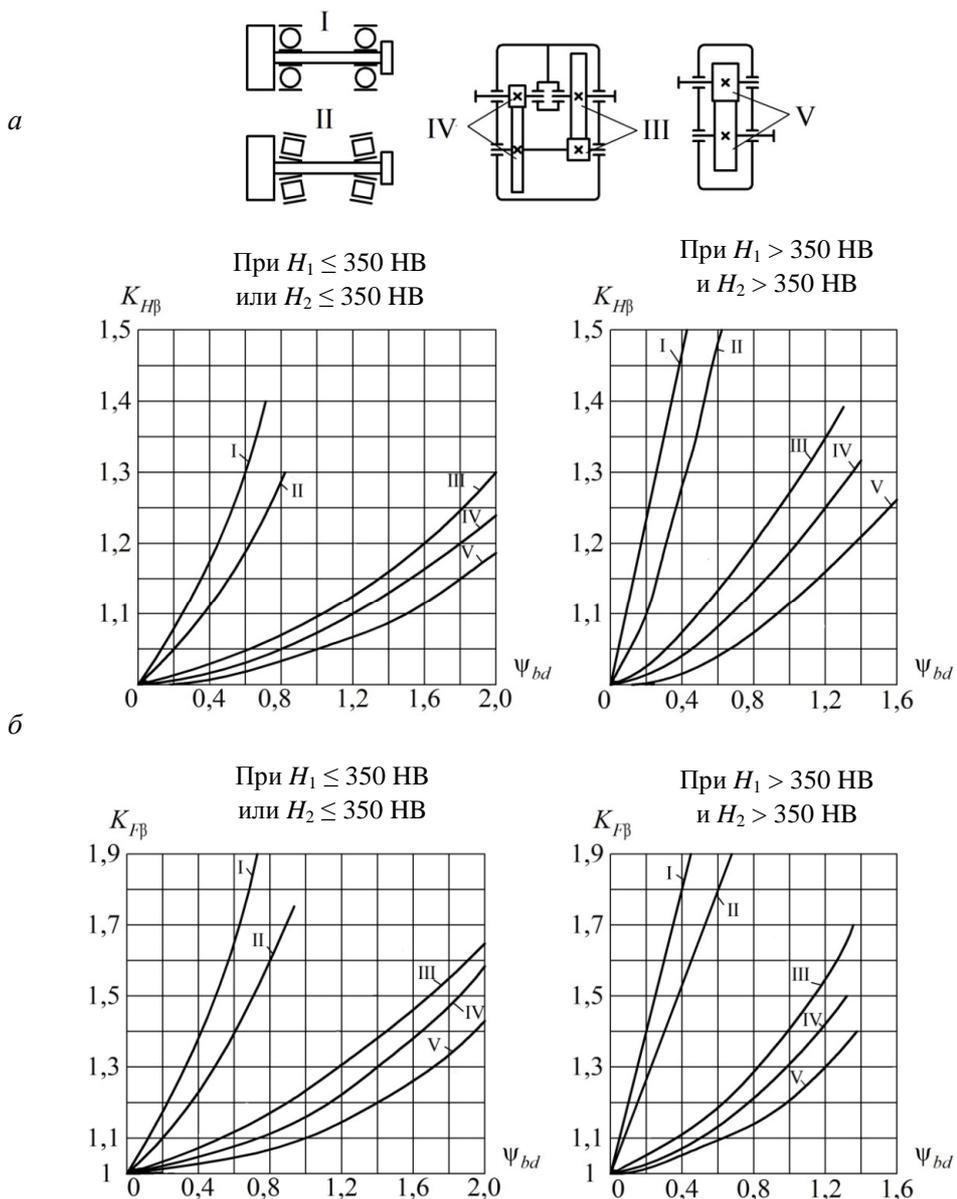


Рис. 3.37. Графики определения ориентировочных значений $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$:
a – конструктивные схемы; *б* – графики зависимости
(более точно $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ определяют по прилож. 3 ГОСТ 21354–87)

Для уменьшения коэффициента $K_{H\beta}$ неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии следует расположить колеса симметрично относительно опор, увеличить жесткость зубчатых колес, валов, опор (применять роликовые подшипники вместо шариковых), повысить точность изготовления самих зубчатых колес, посадочных мест под подшипники, применять бочкообразные зубья. Бочкообразность (см. рис. 3.36, з) в определенной мере исключает кромочное зацепление при наличии в зубьях взаимного перекоса. Эту модификацию целесообразно придавать зубьям только одного из колес.

Коэффициенты K_{Ha} , K_{Fa} учитывают распределение нагрузки между зубьями, которая зависит от средней квадратичной суммарной погрешности шагов зубьев шестерни и колеса, суммарной податливости пары зацепляющихся зубьев и их склонности к приработке.

Для ориентировочных расчетов можно принять для прямозубых колес $K_{Ha} = K_{Fa} = 1$. Для косозубых передач на начальной стадии проектирования по примерному значению скорости колес

$$V = \frac{n_1}{10^3 \cdot c_v} \sqrt[3]{\frac{T_{2\max}}{u^2 \psi_{ba}}} \quad (3.12)$$

и назначенной степени точности по нормам плавности работы (см. табл. 3.8) можно принимать значения коэффициентов по табл. 3.24.

В приведенной формуле n_1 – частота вращения шестерни, мин^{-1} ; c_v – коэффициент, зависящий от типа, вида зубьев колес и от термообработки, табл. 3.25 (У – улучшение, нормализация; ТВЧ – закалка при нагреве ТВЧ; Ц – цементация; З – закалка объемная); $T_{2\max}$ – крутящий момент на валу колеса, Н·мм; u – передаточное число зубчатого зацепления; ψ_{ba} – коэффициент ширины венца колеса по межосевому расстоянию (см. прим. к табл. 3.31).

Таблица 3.24

Ориентировочные значения коэффициентов K_{Ha} , K_{Fa}

Окружная скорость V , м/с	Степень точности	K_{Ha}	K_{Fa}
До 6	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
Свыше 6 до 10	7	1,05	1,20
	8	1,10	1,30
Свыше 10 до 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

Таблица 3.25

Значение коэффициента c_v

Передача соосная цилиндрическими колесами	$У_1 + У_2$	ТВЧ ₁ + $У_2$	$З_1 + У_2$	ТВЧ ₁ + ТВЧ ₂	Ц ₁ + Ц ₂
Прямозубая	13	14	15,5	17,5	21
Косозубая	15	16	17,5	19,5	23,5

В проверочных расчетах соосных зубчатых зацеплений при известных размерах шестерни и колеса $K_{H\alpha}$ определяют по формуле

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1)K_{H\omega}, \quad (3.13)$$

где $K_{H\omega}$ – коэффициент, значение которого находят в табл. 3.23 для колес с меньшей твердостью;

$K_{H\alpha}^0$ – начальное значение коэффициента распределения нагрузки между зубьями исходя из степени точности ($n_{ст} = 5 \dots 9$) по нормам плавности:

– для прямозубых передач

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,06(n_{ст} - 5) \quad (3.14)$$

с ограничением $1 \leq K_{H\alpha}^0 \leq 1,25$;

– для косозубых передач

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + A(n_{ст} - 5) \quad (3.15)$$

с ограничением $1 \leq K_{H\alpha}^0 \leq 1,6$; $A = 0,15$ для зубчатых колес с твердостью НВ зубьев шестерни и колеса больше 350, $A = 0,25$ при твердости НВ, меньшей или равной 350, или в том случае, если твердость зубьев шестерни больше 350, а колеса – меньше или равна 350.

В связи с менее благоприятным влиянием приработки на изгибную прочность, чем на контактную, и более тяжелыми последствиями из-за неточности при определении напряжений изгиба приработку зубьев не учитывают. Принимают $K_{F\alpha} = 1$ для прямозубых и косозубых колес с коэффициентом осевого

перекрытия $\varepsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} \leq 1,0$.

При $\varepsilon_\beta > 1,0$

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n_{ст} - 5)}{4\varepsilon_\alpha}, \quad (3.16)$$

где ε_α – коэффициент торцевого перекрытия для зацепления с числом зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 :

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,22 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (3.17)$$

При получении $K_{Fa} < 1$ принимают $K_{Fa} = K_{Ha}^0$.

Коэффициенты, учитывающие внутреннюю динамику передач, K_{HV} , K_{FV} .

Деформация зубьев, а также погрешность в шаге и профиле зубьев вызывают их колебания и появление динамических нагрузок в зацеплении. Влияние этих нагрузок на надежность и ресурс зубчатых колес может быть весьма существенным, особенно в быстроходных передачах недостаточно высокой степени точности и в передачах, работающих значительную часть времени с недогрузкой и с разными частотами вращения.

В отечественном машиностроении и в ГОСТ 21354–87 учет и расчет динамических нагрузок в зубчатых передачах выполняется по ударной теории. Рассматриваются удары двух основных видов: кромочный и срединный.

Ошибки основного шага зубьев и деформация зубьев при изгибе вызывают ударные нагрузки на входе в зацепление (рис. 3.38, а). Эти нагрузки отсутствуют, если контакт зубьев происходит по линии зацепления NN , а их основные шаги равны $p_{tb1} = p_{tb2}$.

Если $p_{tb2} > p_{tb1}$, то вторая пара зубьев (рис. 3.38, а) вступает в зацепление в точке B до выхода на линию зацепления в точку B_1 . При этом изменяется мгновенное значение передаточного отношения, происходит преждевременный вход в зацепление кромки колеса 2 и наблюдается кромочный (по вершине зуба) удар. При $p_{tb2} > p_{tb1}$ образуется зазор $S = p_{b1} - p_{b2}$ и пара зубьев колеса 1 (рис. 3.38, в) выходит в контакт на линии зацепления вблизи точки A_1 , после того как точка контакта зубьев колеса 2 отойдет от линии зацепления. В этом случае возникает срединный удар.

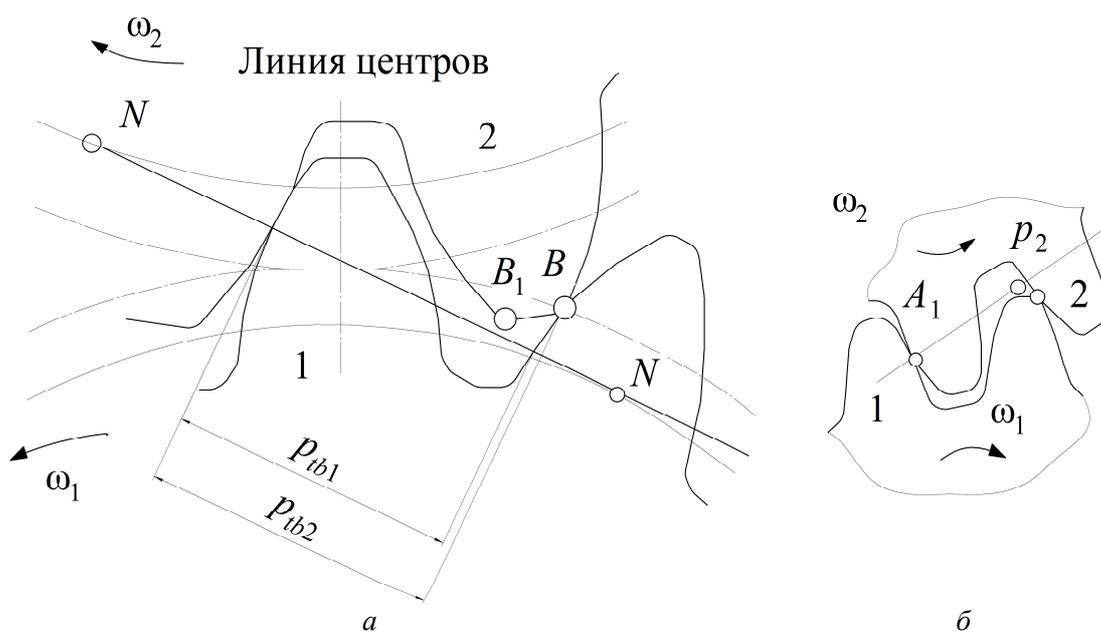


Рис. 3.38. Схемы возникновения удара зуба

Наиболее эффективным средством понижения динамической нагрузки в передаче является повышение точности изготовления колес, особенно по основному шагу. Также для уменьшения динамических нагрузок выполняют зубья фланкированными (верхний участок эвольвенты выполняют с отклонением в тело зуба) для снижения удара на входе зубьев в зацепление (рис. 3.39, а). Увеличение коэффициента перекрытия $\varepsilon_\alpha > 2$ позволяет распределить динамическую силу на несколько зубьев и уменьшить ее влияние. В этом плане применение косозубого зацепления также увеличивает общий коэффициент перекрытия при ширине колеса больше осевого шага $b > p_x$.

В быстроходных передачах ($V > 10$ м/с) зубчатые колеса выполняют с уменьшенной массой обода и ступицы, для чего проектируют и изготавливают тонкими с ребрами жесткости (рис. 3.39, б), снижая этим момент инерции массы. Эффективным средством снижения динамических нагрузок являются демпфирующие опоры (подшипники качения ставят в обоймы из твердой резины в центрифугах, сепараторах). Конструктивное демпфирование колебаний нагрузки применяют в составных зубчатых колесах (рис. 3.39, б). Использование упругих элементов (пружин) допускает небольшое угловое смещение зубчатого венца 1 относительно ступицы 3. Пружины 4 в сжатом состоянии размещаются между выступами на ступице 3 и зубчатым венце со сферическими опорами 2. При работе половина пружин передает вращающий момент, другая половина необходима для амортизации динамической нагрузки.

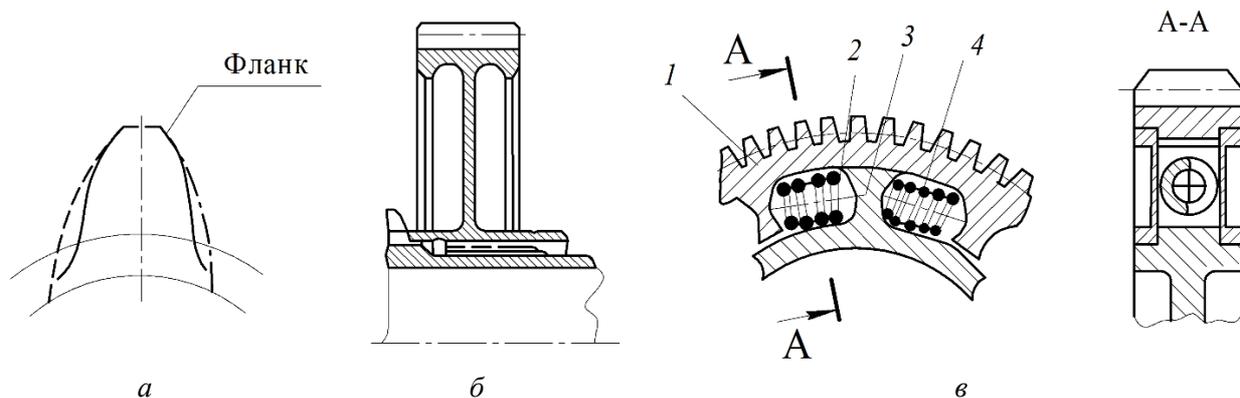


Рис. 3.39. Схемы снижения динамических нагрузок:
a – фланкирование; *б, в* – конструктивное демпфирование

Для приближенных расчетов прямозубых и косозубых передач коэффициенты K_{HV} , K_{FV} определяются в зависимости от окружной скорости, степени точности и твердости рабочих поверхностей зубьев по табл. 3.26, 3.27. Примерное значение скорости для соосных передач цилиндрических внешнего и внутреннего зацепления определяется по формуле (3.12).

Таблица 3.26

Значения коэффициента K_{HV} *

Степень точности	Твердость поверхностей зубьев HB	V, м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	≤ 350	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,04}$	$\frac{1,23}{1,06}$	$\frac{1,28}{1,07}$
	> 350	$\frac{1,02}{1,00}$	$\frac{1,04}{1,00}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,10}{1,02}$	$\frac{1,15}{1,03}$	$\frac{1,18}{1,04}$
7	≤ 350	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,07}{1,03}$	$\frac{1,14}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,07}$	$\frac{1,36}{1,08}$
	> 350	$\frac{1,03}{1,00}$	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,03}$	$\frac{1,19}{1,03}$	$\frac{1,24}{1,04}$
8	≤ 350	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,08}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,04}$	$\frac{1,24}{1,06}$	$\frac{1,32}{1,07}$	$\frac{1,40}{1,08}$
	> 350	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,03}$	$\frac{1,22}{1,04}$	$\frac{1,26}{1,05}$
9	≤ 350	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,05}$	$\frac{1,30}{1,07}$	$\frac{1,40}{1,09}$	$\frac{1,50}{1,12}$
	> 350	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,01}$	$\frac{1,13}{1,02}$	$\frac{1,20}{1,03}$	$\frac{1,26}{1,04}$	$\frac{1,32}{1,05}$

* В числителе – для прямозубых колес, в знаменателе – для косозубых

Значения коэффициента K_{FV} *

Степень точности	Твердость поверхностей зубьев НВ	V, м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	≤ 350	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,26}{1,10}$	$\frac{1,40}{1,15}$	$\frac{1,58}{1,20}$	$\frac{1,67}{1,25}$
	> 350	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,14}{1,06}$	$\frac{1,17}{1,07}$
7	≤ 350	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,33}{1,11}$	$\frac{1,50}{1,16}$	$\frac{1,67}{1,22}$	$\frac{1,80}{1,27}$
	> 350	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,22}{1,08}$
8	≤ 350	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,06}$	$\frac{1,38}{1,11}$	$\frac{1,58}{1,17}$	$\frac{1,78}{1,23}$	$\frac{1,96}{1,29}$
	> 350	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,07}$	$\frac{1,26}{1,08}$
9	≤ 350	$\frac{1,13}{1,04}$	$\frac{1,28}{1,07}$	$\frac{1,50}{1,14}$	$\frac{1,77}{1,21}$	$\frac{1,98}{1,28}$	$\frac{2,25}{1,35}$
	> 350	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,04}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,27}{1,08}$	$\frac{1,34}{1,09}$

* В числителе – для прямозубых колес, в знаменателе – для косозубых

После геометрического расчета зубчатых колес осуществляется проверка зубьев на выносливость по изгибным и контактным напряжениям. При выполнении условия $\frac{Vz_1}{1000} < 1$ для прямозубых и $\frac{Vz_1}{1000} < 1,4$ для косозубых передач (V – окружная скорость на делительном цилиндре, м/с; z_1 – число зубьев шестерни) значения коэффициентов динамичности K_{HV} , K_{FV} уточняются по формулам:

$$K_{HV} = 1 + v_H = 1 + \frac{\omega_{HV} b_w}{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta}}; \quad (3.18)$$

$$K_{FV} = 1 + v_F = 1 + \frac{\omega_{FV} b_w}{F_t K_{F\alpha} K_{F\beta}}, \quad (3.19)$$

где v_H , v_F – динамические добавки;

ω_{HV} , ω_{FV} – удельные расчетные динамические нагрузки к расчетам на контактную прочность и на изгиб, Н/мм:

$$\omega_{HV} = \delta_H \rho_0 V \sqrt{\frac{a_w}{i}}; \quad \omega_{FV} = \delta_F \rho_0 V \sqrt{\frac{a_w}{i}}; \quad (3.20)$$

b_w – рабочая ширина венца, мм;

F_t – окружная сила на делительном цилиндре, Н:

$$F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1},$$

где T_1 – момент на шестерне, Н·мм;

d_1 – диаметр делительной окружности шестерни, мм.

В выражениях удельных расчетных динамических нагрузок:

δ_H , δ_F – коэффициенты пропорциональности, учитывающие влияние косо-зубости, модификации профиля головки зуба, приработку и твердости рабочих поверхностей зубьев (табл. 3.28, 3.29);

ρ_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса, принимается по табл. 3.30;

V – окружная скорость передачи, м/с;

a_w – межосевое расстояние передачи, мм;

i – передаточное число передачи.

Если значения ω_{HV} , ω_{FV} , вычисленные по уравнениям, превышают предельные, приведенные в табл. 3.30, то их следует принимать равными предельным значениям.

Таблица 3.28

Значение коэффициента δ_H при расчете контактной прочности

Твердость поверхностей зубьев по Бринеллю	Виды зубьев	Значение коэффициента
При твердости $H_1 < 350$ НВ или $H_2 \leq 350$ НВ	Прямые без модификации головки	0,006
	Прямые с модификацией головки	0,004
	Косые	0,002
При твердости $H_1 > 350$ НВ. То же $H_2 > 350$ НВ	Прямые без модификации головки	0,014
	Прямые с модификацией головки	0,010
	Косые	0,004

Таблица 3.29

Значение коэффициента δ_F при расчете изгибной прочности

Вид передачи	Значение коэффициента
Косозубые	0,006
Прямозубые с модификацией	0,011
Прямозубые без модификации	0,016

Таблица 3.30

Значение коэффициента ρ_0 (числитель)
и предельные значения ω_{HV} , ω_{FV} , Н/мм (знаменатель)

Модуль m , мм	Степень точности по нормам плавности			
	6	7	8	9
До 3,55	38/160	47/240	56/380	73/700
Свыше 3,55 до 10	42/194	53/310	61/410	82/880
Свыше 10	48/250	64/450	73/590	100/1050

3.5. Расчеты и проектирование цилиндрических зубчатых передач

3.5.1. Общие сведения

Расчет может быть проверочным или проектировочным.

Первый вид расчета производится для контроля работоспособности уже созданной зубчатой передачи в конструкции машины. ГОСТ 21354–87 содержит проверочные расчеты на выносливость по изгибным и контактным напряжениям. Стандарт действителен для эвольвентных цилиндрических металлических зубчатых колес внешнего зацепления с исходным контуром по ГОСТ 13755–2015, модулем $m \geq 1$ мм, работающих со смазочным материалом при окружных скоростях $V \leq 25$ м/с.

Второй преследует цель определения основных параметров зубчатой передачи, удовлетворяющих прочностным, триботехническим, кинематическим, геометрическим и экономическим требованиям. Для большинства передач общемашиностроительного применения расчет сводится к выбору материалов (с учетом технологии изготовления) и определению размеров шестерни и колеса. Первичные подходы к проектировочному расчету (выбор материалов, расчет допускаемых контактных и изгибных напряжений, расчетной нагрузки) рассмотрены в разделах 3.2–3.4.

3.5.2. Расчет зубьев цилиндрических передач на контактную прочность

Контактная выносливость, как правило, служит основным критерием работоспособности для закрытых передач с обильным смазыванием, имеющих низкую и среднюю твердость рабочих поверхностей зубьев. В передачах, работающих со значительным присутствием абразивных частиц, в частности в открытых передачах, контактное изнашивание встречается редко.

Разрушение зубьев начинается вблизи полюса зацепления, т. к. именно здесь наблюдается однопарное зацепление и эта зона обладает наибольшей контактной напряженностью. Поэтому расчетные напряжения определяют на линии контакта, проходящей через полюс Π (рис. 3.40).

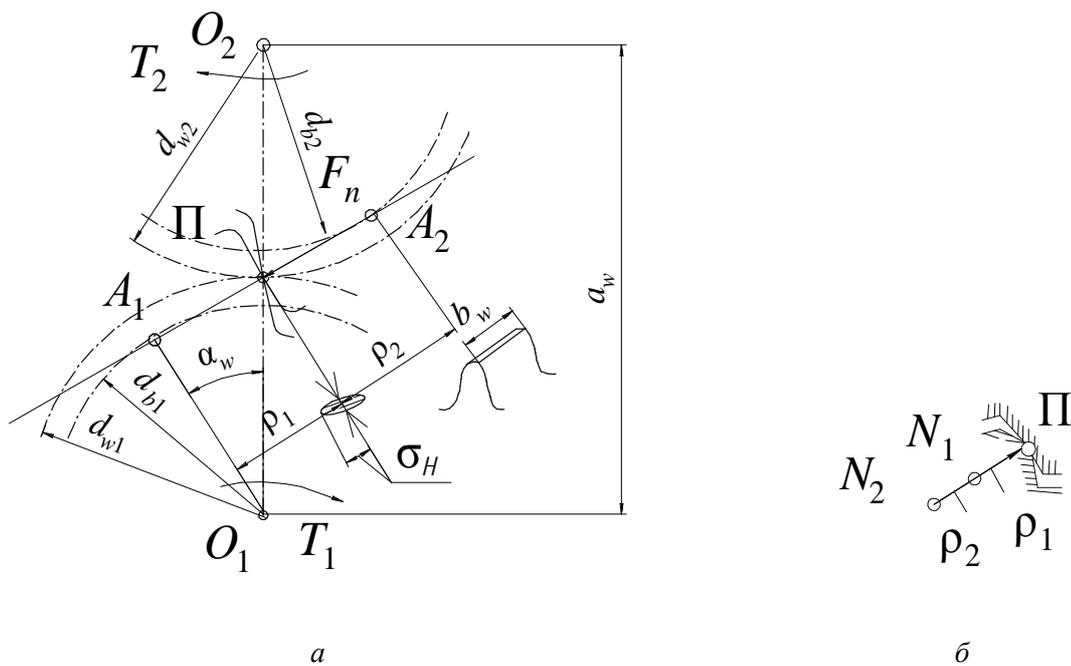


Рис. 3.40. Схема контакта зубьев колес и радиусы кривизны зубьев для внешнего (а) и внутреннего (б) зацеплений

На рис. 3.40 обозначены: $O_1O_2 = a_w$ – межосевое расстояние; A_1A_2 – линия зацепления (касательная к основным окружностям); α_w – угол зацепления; d_{b1} , d_{b2} – диаметры основных окружностей; d_{w1} , d_{w2} – диаметры начальных окружностей. В передачах без смещения делительные и начальные окружности зубчатых колес совпадают: $d = d_w$.

Силы в зацеплении определяются в полюсе зацепления в зоне однопарного зацепления (рис. 3.41). Распределенную нагрузку q по линии контакта $K-K$ в зацеплении заменяют равнодействующей F_n в нормальной плоскости к поверхности зуба (рис. 3.41, *a*). Ее следует разложить на составляющие: F_t – окружная сила; F_r – радиальная; в косозубой передаче F_a – осевая сила.

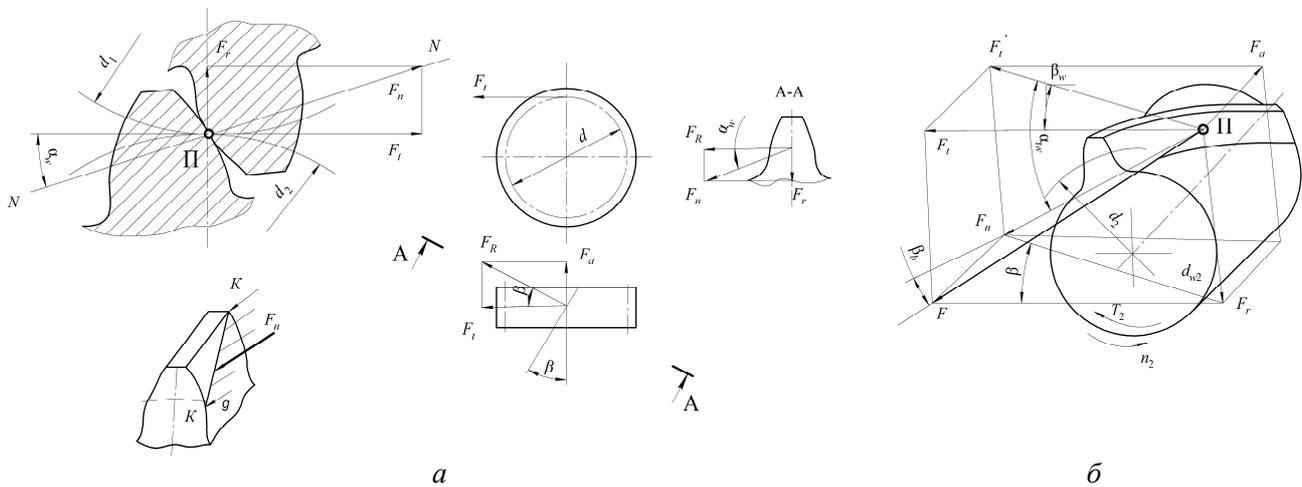


Рис. 3.41. Схемы сил, действующих в зацеплении цилиндрической зубчатой передачи без смещения (*a*) и со смещением (*б*)

В передаче без смещения ($x_1 = 0$; $x_2 = 0$) или равносмещенной ($x_2 = -x_1$; $x_1 + x_2 = 0$) окружная сила F_t , как составляющая силы F_n , получается из соотношения $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}$. Из рис. 3.41, *a* сила $F_R = \frac{F_t}{\cos \beta}$, тогда радиальная F_r и осевая F_a (см. сечение *A-A*):

$$F_r = F_R \operatorname{tg} \alpha_w = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}; \quad F_a = F_t \operatorname{tg} \beta. \quad (3.21)$$

Если моменты T_1, T_2 , Н·м, заданы, то окружная сила, Н, при d_1, d_2 , мм:

$$F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}. \quad (3.22)$$

На ведомом колесе направление окружной силы F_t совпадает с направлением вращения, на ведущем противоположно ему. Осевая сила F_a параллельна

оси колеса, направление зависит от направлений линии зуба и вращения колеса. У колес с внешним зацеплением радиальные силы F_r направлены к оси, а у колес с внутренним – от оси зубчатого колеса.

Для прямозубой передачи $\beta = 0$, осевая сила $F_a = 0$, $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

Передача со смещением исходного контура ($x_1 \neq 0$; $x_2 \neq 0$; $x_1 + x_2 \neq 0$).

На рис. 3.41, б показаны силы в зацеплении передачи.

Так, равнодействующая $F_n = \frac{F}{\cos\beta_b} = \frac{F_t}{\cos\alpha_{tw} \cos\beta_b}$. Окружную силу опреде-

ляют через вращающий момент $F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_2}$, где $d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos\beta}$,

$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos\beta}$ в передаче без смещения и в передаче со смещением исходного кон-

туре $d_{w1} = \frac{2a_w u}{u+1}$, $d_{w2} = \frac{2a_w}{u+1}$ (здесь межосевое расстояние $a_w = \frac{(z_1 + z_2)m_n \cos\alpha_t}{2\cos\beta \cos\alpha_{tw}}$

при угле профиля $\text{tg}\alpha_t = \frac{\text{tg}\alpha}{\cos\beta}$ и угле зацепления $\cos\alpha_{tw} =$

$= \frac{a}{a_w} = \text{inv}\alpha_{tw} = \frac{2(x_1 + x_2)\text{tg}\alpha}{z_1 + z_2} + \text{inv}\alpha_t$ и основной угол наклона линий зуба

$\cos\beta_b = \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_t} \cos\beta$).

Например, для зубчатой цилиндрической передачи с $z_1 = 20$, $z_2 = 80$,

$\alpha = 20^\circ$, $\beta = 15^\circ$, $x_1 = x_2 = 1$ получено $\text{tg}\alpha_t = \frac{\text{tg}\alpha}{\cos\beta} = \frac{\text{tg}20^\circ}{\cos15^\circ} = 0,3769$, а $\alpha_t = 20,65^\circ$;

$$\begin{aligned} \text{inv}\alpha_{tw} &= \frac{2(x_1 + x_2)\text{tg}\alpha}{z_1 + z_2} + \text{inv}\alpha_t = \frac{2\left(\frac{x_1}{\cos\beta} + \frac{x_2}{\cos\beta}\right)\text{tg}\alpha}{z_1 + z_2} + \text{inv}\alpha_t = \\ &= \frac{2\left(\frac{1}{\cos15^\circ} + \frac{1}{\cos15^\circ}\right)\text{tg}20^\circ}{20 + 80} + \text{inv}\alpha_t 20,65^\circ = 0,0151 + 0,0165 = 0,0316, \end{aligned}$$

тогда $\alpha_{tw} = 25^\circ 25'$ (значения $\text{inv}\alpha_t$ и $\text{inv}\alpha_{tw}$ приведены в табл. 3.1);

$$\cos\beta_b = \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_t} \cos\beta = \frac{\cos 20^\circ}{\cos 20,65^\circ} \cos 15^\circ = \frac{0,9397}{0,9358} \cdot 0,9659 = 0,97 \text{ и } \beta_b = 14,08^\circ.$$

Осевая сила F_a дополнительно нагружает опоры (подшипники) валов, поэтому для уменьшения ее в косозубых цилиндрических передачах угол наклона зубьев ограничивают $\beta = 8^\circ \dots 20^\circ$.

В случае, когда на одном валу находятся два косозубых колеса, для уравновешивания осевых усилий направление зубьев этих колес должно быть противоположным и углы наклона зубьев различны, чтобы выполнялось равенство $F_{a1} = F_{a2}$. С этой целью один угол, например β_1 , получают при расчете передачи, а другой вычисляют из условия $F_{t1} \text{tg}\beta_1 = F_{t2} \text{tg}\beta_2$, откуда $\text{tg}\beta_2 = \frac{F_{t1} \text{tg}\beta_1}{F_{t2}}$.

Чтобы избежать выражения межосевого расстояния дробным числом, применяют зубчатые колеса со смещением.

Для расчета контактных напряжений используется формула Герца, полученная из условий контактного взаимодействия двух цилиндров с радиусом кривизны эвольвенты в полюсе зацепления:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right]} \frac{q_H}{\rho_{пр}}},$$

где μ_1, μ_2 – коэффициент Пуассона для каждого из колес;

E_1, E_2 – модули упругости (модули Юнга), МПа;

q_H – расчетная нормальная нагрузка, Н/мм;

$\rho_{пр}$ – приведенный радиус кривизны профилей зубьев в полюсе зацепления.

Для вывода расчетной зависимости следует выразить входящие в формулу Герца величины через параметры зацепления косозубой передачи. Прямозубая передача рассчитывается как частный случай косозубой ($\beta = 0$).

Под расчетной нагрузкой понимается наибольшая удельная нагрузка, распределенная по линии контакта зубьев:

$$q_H = \frac{F_n K_H}{l_\Sigma},$$

где K_H – коэффициент нагрузки, при расчете контактных напряжений определяют по формуле $K_H = K_{HA} K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha}$. Составляющие рассчитываются или принимаются по графикам и таблицам, рассмотренным в разделе 3.4;

l_Σ – суммарная длина контактных линий. Для колес шириной b_w при значении коэффициента торцевого перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1$ длина контактирования одного зуба $l = \frac{b_w}{\cos\beta_b}$. При значении $\varepsilon_\alpha > 1$ средняя суммарная длина контактных линий $l_\Sigma = \frac{b_w \varepsilon_\alpha}{\cos\beta_b} K_E$, где K_E – коэффициент точности взаимодействия зубчатых колес. Этот коэффициент увеличивают для зубьев, выполненных с более высокой точностью, значение приближается к единице; $K_E = 0,92...0,97$.

Число зубьев, одновременно находящихся в зацеплении при данном основном угле наклона линии зуба β_b , можно увеличить за счет увеличения ширины венца и повысить таким образом ε_α и l_Σ . Но при этом возникает необходимость повышения точности изготовления как самих колес, так и деталей передач.

$$\text{Следовательно } q_H = \frac{F_n K_H \cos\beta_b}{K_E b_w \varepsilon_\alpha} = \frac{F_t K_H \cos\beta_b}{K_E \cos\beta_b \cos\alpha_t b_w \varepsilon_\alpha} = \frac{F_t K_H}{K_E \cos\alpha_t b_w \varepsilon_\alpha}.$$

Контакт двух зубьев в зацеплении можно рассматривать как контакт двух цилиндров с радиусами кривизны $\rho_1 = A_1\Pi$, $\rho_2 = A_2\Pi$ в полюсе зацепления Π (см. рис. 3.40, *a*) или в торцевом сечении $\rho_{t1} = \frac{d_{b1}}{2} \operatorname{tg}\alpha_{tw}$, $\rho_{t2} = \frac{d_{b2}}{2} \operatorname{tg}\alpha_{tw}$. Учитывая, что диаметры основных окружностей $d_{b1} = d_1 \cos\alpha_t$, $d_{b2} = d_2 \cos\alpha_t$.

$$\text{Радиусы кривизны в нормальной плоскости } \rho_{n1} = \frac{\rho_{t1}}{\cos\beta_b} = \frac{d_{b1}}{2 \cos\beta_b} \operatorname{tg}\alpha_{tw},$$

$$\text{аналогично } \rho_{n2} = \frac{\rho_{t2}}{\cos\beta_b} = \frac{d_{b2}}{2 \cos\beta_b} \operatorname{tg}\alpha_{tw}.$$

Приведенная кривизна определяется по формуле

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_{n1}} \pm \frac{1}{\rho_{n2}} = \frac{2 \cos \beta_b}{d_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{tw}} \pm \frac{2 \cos \beta_b}{d_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{tw}} = \frac{2 \cos \beta_b}{d_1 \cos \alpha_t \operatorname{tg} \alpha_{tw}} \pm \frac{2 \cos \beta_b}{d_2 \cos \alpha_t \operatorname{tg} \alpha_{tw}},$$

и, учитывая, что $d_2 = d_1 u$, получено $\frac{1}{\rho_{np2}} = \frac{2 \cos \beta_b}{d_1 \cos \alpha_t \operatorname{tg} \alpha_{tw}} \frac{u \pm 1}{u}$, где знак «плюс» –

внешнее зацепление, «минус» – внутреннее. Так как угол профиля торцевого

исходного контура $\alpha_t = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \right)$, угол зацепления косозубой цилиндриче-

ской передачи в торцевом сечении $\alpha_{tw} = \arccos \alpha_{tw} = \frac{a}{a_w} \cos \alpha_t$ и основной угол

наклона линии зуба $\beta_b = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} \beta}{\cos \alpha_t} \right)$, то для прямозубых колес

$\cos \beta = 1$, $\alpha = 20^\circ$, а выражение для определения приведенной кривизны взаимодействия поверхностей зубьев значительно упрощается. Для внутреннего зацепления приведенный радиус больше, чем для внешнего, в результате чего напряжение уменьшается. Это объясняется контактированием зубьев по большим площадям их взаимодействия, т. к. выпуклость профиля зуба шестерни взаимодействует с некоторой вогнутостью профиля зуба колеса (см. рис. 3.40, б).

В выражении

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right]} \frac{q_H}{\rho_{np}}}$$

можно обозначить $\sqrt{\frac{1}{\pi \left[\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right]}} = Z_E$ – коэффициент, учитывающий упру-

гие свойства материалов сопряженных колес; $Z_E = 194,0 \text{ МПа}^{\frac{1}{2}}$ для стальных колес при $E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$.

Тогда $\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{q_H}{\rho_{np}}}$. Подставив в это уравнение значения

$$q_H = \frac{F_t K_H \cos \beta_b}{K_E \cos \beta_b \cos \alpha_t b_w \varepsilon_\alpha} \text{ при } K_E = 1 \text{ и } \frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2 \cos \beta_b}{d_{w1} \cos \alpha_t \operatorname{tg} \alpha_{tw}} \frac{u \pm 1}{u}, \text{ можно получить}$$

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{F_t K_H 2 \cos \beta_b \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \cos \beta_b d_1 \operatorname{tg} \alpha_{tw} \varepsilon_\alpha b_w} \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma_H].$$

В этом выражении $Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}}$ – коэффициент, учитывающий

форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, например при $\beta = 12^\circ$, $\alpha_n = \alpha = 20^\circ$.

Тогда $\sin \beta_b = \sin \beta \cos \alpha_n = \sin 12^\circ \cos 20^\circ = 0,195$, $\beta_b = 11^\circ 20'$,

$$\cos \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \beta_b}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{\operatorname{tg} 11^\circ 20'}{\operatorname{tg} 12^\circ} = 0,94; \alpha_t = 20^\circ 15'.$$

Тогда $Z_H = \frac{1}{\cos 20^\circ 15'} \sqrt{\frac{2 \cos 11^\circ 20'}{\operatorname{tg} 20^\circ 15'}} = 2,45$, а для прямозубых передач при

$$x_\Sigma = 0 \text{ значения } \alpha_{tw} = \alpha_t = 20^\circ; Z_H = \frac{1}{\cos \alpha} \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg} \alpha}} = \frac{1}{\cos 20^\circ} \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg} 20^\circ}} = 2,49.$$

Также можно обозначить $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$ – коэффициент, учитывающий сум-

марную длину контактных линий. Здесь $\varepsilon_\alpha \geq 1$ (косозубая передача),

$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$ – при $\varepsilon_\beta = 0$, т. е. для прямозубой передачи;

$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta$. После преобразования выражения посредством

Z_H , Z_ε можно получить формулу для проверочного расчета зубчатого зацепления на контактную прочность (по ГОСТ 21354–87)

$$\sigma_H = Z_E Z_\varepsilon Z_H \sqrt{\frac{F_t K_H (u \pm 1)}{b_w d_{w1} u}} \leq [\sigma_H]. \quad (3.23)$$

Эта формула предназначена для проверочного расчета, когда все параметры передачи известны. Недогрузка и перегрузка не более $\pm 5\%$.

Из полученной формулы следует, что контактная прочность зубьев колес зависит от материала (коэффициент Z_E) и размеров передачи (b_w, d_{w1}) и не зависит от модуля и числа зубьев в отдельности. Простейшим способом достижения $\sigma_H = [\sigma_H]$ является изменение ширины зубчатого венца b_w . Для проектного расчета необходимы формулы, где по заданным крутящим моментам T_1, T_2 , передаточному числу u и другим параметрам определялись бы основные параметры передачи.

Следует преобразовать формулу σ_H в формулу, удобную для проектировочных расчетов. Для этого заменить $F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}$ и $\sqrt{(Z_H Z_E Z_\varepsilon)^2 \cdot 2K_{H\alpha} K_{HV}} = K_d$, а также ввести отношение $\frac{b_w}{d_{w1}} = \psi_{bd}$ (коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра) и провести расчет по формуле (3.23) относительно диаметра шестерни d_{w1} , мм:

$$d_{w1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} (u+1)}{[\sigma_H]^2 \psi_{bd} u}}. \quad (3.24)$$

Здесь ψ_{bd} рассчитывается как $\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u+1)$ или выбирается по табл. 3.31.

Чаще всего d_{w1} определяется в том случае, когда передачу необходимо вписать в ограниченное пространство.

Чтобы получить основной параметр передачи – межосевое расстояние a_w , следует ввести в формулу (3.24) коэффициент $\psi_{ba} = \frac{b_w}{a} = \frac{2\psi_{bd}}{u+1}$ – ширину шестерни относительно a_w . Так как $T_1 = \frac{T_2}{u}$ и $d_w = \frac{2a_w}{u \pm 1}$, после подстановки и преобразования формула примет вид:

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{ba} [\sigma_H]^2}},$$

где

$$K_a = \sqrt[3]{(Z_E Z_H Z_\varepsilon)^2 0,5 K_{H\alpha} K_{HV}}. \quad (3.25)$$

В формулах расчета σ_H , d_{w1} , a_w значения Z_E , K_d , K_a принимаются по табл. 3.32.

Таблица 3.31

Рекомендуемые значения ψ_{bd}

Расположение колес относительно опор	Твердость рабочих зубьев	
	HB ≤ 300...350	HB > 350
Симметричное	0,8...1,4 или $(0,20...0,25)(u+1)$	0,4...0,9 или $(0,15...0,20)(u+1)$
Несимметричное	0,6...1,2 или $(0,16...0,20)(u+1)$	0,3...0,6 или $(0,125...0,160)(u+1)$
Консольное	0,3...0,4	0,20...0,25
Передвижные колеса коробок скоростей	$(0,06...0,75)(u+1)$	—

Примечание:

1. Меньшие значения ψ_{bd} предпочтительны.
2. Большие значения – для тихоходных (выходных) ступеней многоступенчатых редукторов, колес, насаженных на жесткие валы в жестких опорах.
3. Если ψ_{bd} вычисляется по зависимости $\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u+1)$, где ψ_{ba} для редукторных колес из улучшенных сталей – 0,250...0,315; при симметричном расположении – 0,4...0,5; для передвижных колес коробок скоростей – 0,12...0,18.
4. Для редукторов рекомендуется ряд ψ_{ba} : 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0 и 1,25.
5. Для многоступенчатых редукторов коэффициенты ψ_{ba} , ψ_{bd} увеличиваются от предыдущей ступени к последующей на 20 %...30 % вследствие увеличения крутящего момента

Значения коэффициентов Z_E , K_a , K_d

Коэффициент	Вид колес	Материалы шестерни и колеса						
		Сталь– сталь	Сталь– чугун	Сталь– бронза	Чугун– чугун	Текстолит– сталь	ДСП– сталь	Капролон– сталь
K_a , МПа ^{$\frac{1}{3}$}	Прямозубые	495	445	430	415	200	225	155
	Косозубые	460	390	375	360	170	195	135
K_d , МПа ^{$\frac{1}{3}$}	Прямозубые	770	700	680	645	310	360	240
	Косозубые	675	610	600	565	270	310	210
Z_E , МПа ^{$\frac{1}{2}$}	–	192	166	160	148	49	25	34

В формулах d_{w1} , a_w результат измеряется в мм, если T_1 , T_2 в Н·м, $[\sigma_H]$ в МПа, K_a , K_d – по табл. 3.32. Межосевое расстояние косозубой цилиндрической передачи примерно на 20 % меньше межосевого расстояния прямозубого зацепления.

Межосевые расстояния часто рекомендуется округлять до стандартизированных в общем машиностроении значений, мм:

1-й ряд – 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400;

2-й ряд – 140; 180; 225; 280; 355; 450...

Для нестандартизированных редукторов межосевое расстояние желательно округлять по ряду R_d : 40; 50; 63; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 120; 125; 130 и далее через 10.

При проектировании соосных передач постоянного зацепления (см. рис. 3.1) межосевое расстояние определяется для одной пары колес, когда частота вращения колеса n_2 является наименьшей, т. е. для наиболее тяжело нагруженной тихоходной пары. Для другой быстроходной пары колес при неизменном межосевом расстоянии определяется ширина зубчатых венцов колес по формуле

$$b_w = K_a^3 (u \pm 1)^3 \frac{T_2 K_H}{(a_w u [\sigma_H])^2}. \quad (3.26)$$

При повышающих передачах необходимо подставлять в расчетную формулу $u \leq 1$, при понижающих $u \geq 1$.

Обычно расчетное значение b_w округляют до желаемых целых миллиметров, причем ширину шестерни делают еще немного шире колеса (на 2...5 мм) для надежности зацепления по всей длине зубьев. С уменьшением ширины зубчатых

венцов уменьшается неравномерность распределения нагрузки вдоль контактных линий, ускоряется приработка зубьев, в меньшей мере сказывается влияние на несущую способность передач погрешностей изготовления колес, опор, корпусов, уменьшаются осевые габариты передач, возрастает жесткость несущих деталей. Применение зубчатых колес с широкими венцами способствует снижению радиальных габаритов и массы передач, но при этом возрастает неравномерность распределения нагрузки вдоль контактных линий и опасность косоугольного излома зубьев, особенно при их твердости $HВ > 350$, скорости колес 15 м/с и выше. Колеса с широкими венцами применяются для зубчатых передач постоянного зацепления, смонтированных на жестких тихоходных валах вблизи опор или симметрично им.

После определения основных размеров передачи подбирают модуль зубьев. Задача обычно решается по двум направлениям. Мелкомодульные колеса с большим числом зубьев имеют большую плавность хода, меньше шумят, в них уменьшаются потери на трение по сравнению с крупномодульными. Кроме того, уменьшается диаметр $d = mz$, а следовательно, при изготовлении колес срезается меньше материала, но понижается изгибная выносливость (особенно при $HВ > 350$), возрастает чувствительность к перегрузкам. Крупномодульные колеса более прочны на изгиб, дольше противостоят абразивному изнашиванию, менее чувствительны к перегрузкам. Для передач редукторного типа модуль следует выбирать по следующим зависимостям: $m_n = (0,01...0,02)a_w$ для улучшенных колес $HВ \leq 350$; $m_n = (0,0125...0,0250)a_w$ при твердости зубьев шестерни $HRC > 45$ и колеса $HВ \leq 350$; $m_n = (0,0160...0,0315)a_w$ для обоих закаленных колес с $HRC > 45$.

Меньшие значения принимаются для колес, работающих в продолжительном режиме, с малыми перегрузками, на больших скоростях, большие – при возможности абразивного изнашивания, значительных перегрузках, средних скоростях и кратковременных режимах работы.

Для лучшего конструктивного использования назначенного и согласованного со стандартным значением (по ГОСТ 9563–80) модуля m_n желательного выдерживать отношение $\psi_{bm} = \frac{b_w \cos \beta}{m_n}$ в зависимости от конструкции передачи

(не более):

– высоконагруженная передача с повышенной точностью и жесткостью валов, опор и корпусов:

$$HB \leq 350 \quad 45...30;$$

$$HB > 350 \quad 30...20;$$

– обычная передача редукторного типа в отдельном достаточно жестком корпусе:

$$HB \leq 350 \quad 30...20;$$

$$HB > 350 \quad 20...15.$$

В приведенной зависимости ψ_{bm} ширина венца определяется исходя из контактной усталости $b_w = \psi_{ba} a_w$. Кроме модуля в формулах определения диаметров колес присутствует количество зубьев. Количество зубьев z_1 можно определить, например, исходя из условия неподрезания по формуле $z_{1min} = \frac{2 \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t}$, где угол профиля α_t из $\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$. Для прямозубых колес без смещения $z_{1min} = 17$. Для редукторов рекомендуется принимать $z_1 = 20...30$ – первая (быстроходная) ступень, $z_2 = 17...24$ – последующие ступени. Для колес со смещением x наименьшее число зубьев, при котором еще отсутствует подрезание (при высоте ножки зуба $h_f^* = 1,25$ и головки зуба $h_a^* = 1$),

$$z_{1min} = \frac{2(h_f^* - h_a^* - x) \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t} \text{ или по следующим данным:}$$

β , град.	до 12	свыше 12	свыше 17	свыше 21	свыше 24	свыше 28
		до 17	до 21	до 24	до 28	до 31
z_{min}	17	16	15	14	13	12

С увеличением z_1, z_2 возрастает ϵ_α и повышается КПД, но если в конструкции зубчатого зацепления задан диаметр d , то понижаются m_n и изгибная прочность зубьев. При проверке зубчатого зацепления значение σ_F может превышать $[\sigma_F]$,

что характерно для колес с высокой твердостью (HRC = 50...60). В таком случае целесообразно применить смещение или увеличить m_n .

Кратковременные перегрузки, не учтенные при расчете на усталость, могут привести к потере статической прочности зубьев. Поэтому после определения размеров передачи наряду с выполнением проверочных расчетов по сопротивлению усталости $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ следует проверить статическую прочность при перегрузках. Расчет проводят в целях предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя или самих зубьев при действии пикового момента $T_{\text{пик}}$. Тогда максимальное расчетное контактное напряжение при перегрузке моментом $T_{\text{пик}}$

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T}} \leq [\sigma_H]_{\max}, \quad (3.27)$$

где σ_H , T – напряжение и момент, определенные при проверочном расчете на выносливость рабочих поверхностей зубьев. Кратковременные перегрузки $T_{\text{пик}}$, число циклов действия которых $N < 5 \cdot 10^4$ или не более $0,002L_h$, принимаются по циклограммам нагружения или находят значение по специфике работы машины: по пусковому моменту электродвигателя, по предельному моменту предохранительных элементов, по инерционному моменту, возникающему при внезапном торможении т. п. В проверочных расчетах обычно принимают

$$\sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T}} = 1,8.$$

Допускаемое предельное напряжение $[\sigma_H]_{\max}$, МПа, определяется по рекомендациям табл. 3.17:

– для улучшенных и объемно-закаленных сталей $[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T$, где σ_T – предел текучести, МПа;

– для зубьев, подвергнутых цементации или закалке с нагревом ТВЧ $[\sigma_H]_{\max} = (40...44)\text{HRC}$;

– для азотированных (твердость по Виккерсу) $[\sigma_H]_{\max} = 3\text{HV} \leq 2000$ МПа.

Проверочный расчет выполняется отдельно для шестерни и колеса.

3.5.3. Расчет зубьев цилиндрических передач на прочность при изгибе

Вторым из двух основных критериев работоспособности зубчатых передач является прочность зубьев на изгиб. Расчетом определяются напряжения в опасном сечении на переходной поверхности зуба для каждого зубчатого колеса или размеры колес и передач. Для передач, эксплуатируемых сравнительно длительно (8000...10 000 ч и более), выполняется только проверочный расчет. Для закаленных до высокой твердости колес и открытых передач (трансмиссии сельскохозяйственных, транспортных, строительных и специальных машин), у которых основным видом разрушения зубьев является абразивный износ, делается проектировочный расчет по условиям изгибной выносливости. Чугунные колеса с целью предотвращения усталостного излома зубьев обычно также рассчитываются по изгибным напряжениям.

При расчете зубьев на изгиб вводятся следующие допущения:

- вся нагрузка при зацеплении зубьев передается одной парой зубьев;
- зуб рассматривают как консольную балку, для которой справедливы теоретические аспекты и методы расчета механики материалов;

- силы трения малы, и их не учитывают;

- нагрузка в зацеплении приложена к вершине зуба и равномерно распределена по ширине зубчатого венца. Равнодействующая сила $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}$, лежа-

щая в плоскости зацепления, действует под углом $(90 - \alpha')$ к оси симметрии зуба (рис. 3.42, а), причем угол α' несколько больше угла зацепления α_w , из-за того что сила F_n действует на верхнюю кромку зуба, которая может быть фланкированной (при большой твердости) или самоприработанной (при малой твердости). Для выявления напряженного состояния зуба силу F_n переносят вдоль линии N_1N_2 зацепления до пересечения с осью зуба в точке C (рис. 3.42, б) и раскладывают для прямозубого зацепления на составляющие, направленные и вдоль оси зуба, и перпендикулярно ей: $F'_r = F_n \sin \alpha' = \frac{F_t \sin \alpha'}{\cos \alpha_w}$,

$F'_t = F_n \cos \alpha' = \frac{F_t \cos \alpha'}{\cos \alpha_w}$. Под действием составляющей, направленной вдоль оси,

в основании зуба действуют напряжения сжатия $\sigma_{сж} = \frac{F'_t \sin \alpha'}{S b_w \cos \alpha_w}$, эпюра которых показана на рис. 3.42, б. Здесь S – ширина основания, а b_w – длина зуба.

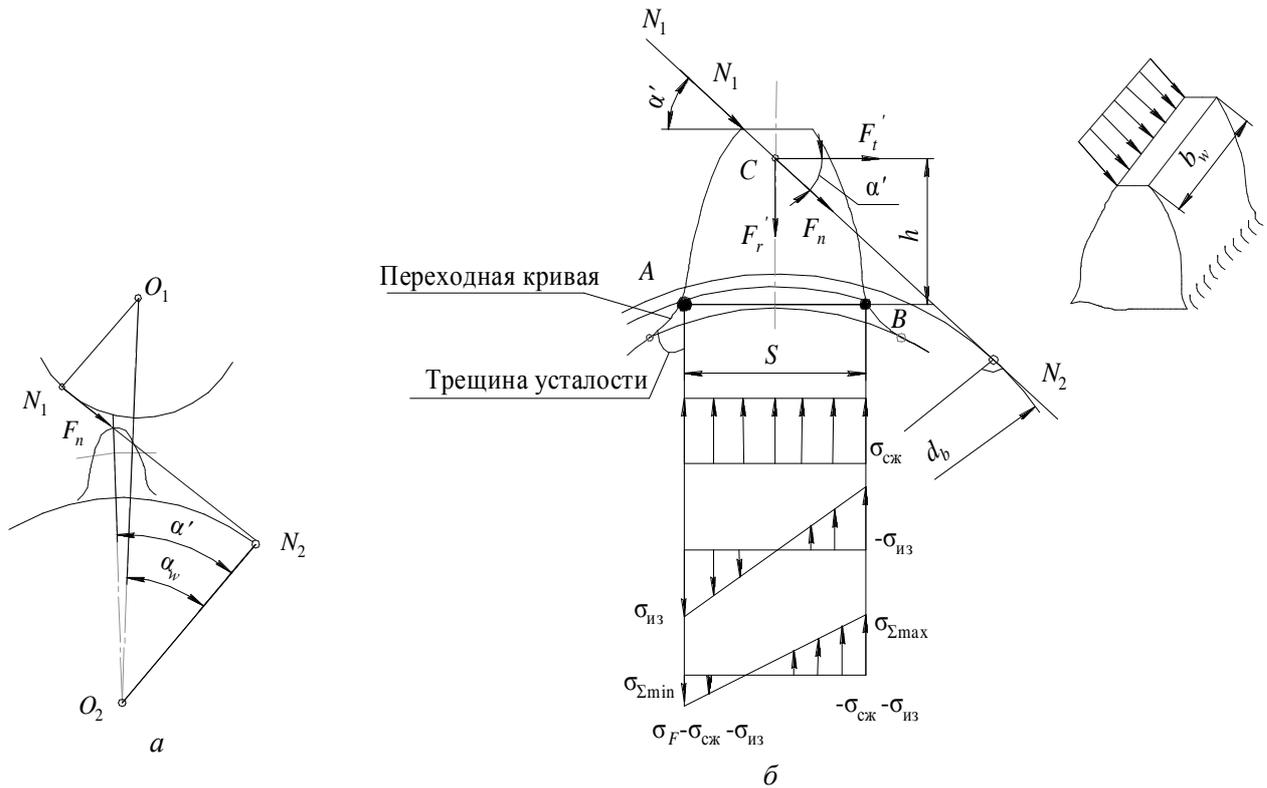


Рис. 3.42. Схема к расчету зубьев по напряжениям изгиба

Точки A и B определяют положение опасного сечения зуба при изгибе.

Зуб в этом сечении нагружен изгибающим моментом $M = \frac{F_t \cos \alpha' h}{\cos \alpha_w}$, который

вызывает слева от оси зуба в его основании растяжение, а справа – сжатие. Критической стороной с точки зрения поломки зуба оказывается сторона от точки A , несмотря на то что результирующее напряжение $\sigma_{\Sigma \min}$ меньше, чем на стороне сжатия (точка B) – $\sigma_{\Sigma \max}$. Как показывает опыт эксплуатации зубчатых зацеплений, трещина усталости зарождается именно со стороны растянутых волокон в точке A и приводит к выламыванию зуба. Поэтому расчет ведут по напряжениям растяжения с учетом нагрузок концентрации напряжений коэффициентом K_T и дополнительных нагрузок коэффициентом $K_F = K_{F\beta} K_{FV} K_{Fa}$:

$$\begin{aligned} \sigma_F = \sigma_{\Sigma \min} &= (\sigma_{\text{из}} - \sigma_{\text{сж}}) K_T K_F = \left(\frac{M}{W_x} - \frac{F_t \sin \alpha'}{S b_w \cos \alpha_w} \right) K_T K_F = \\ &= \left(\frac{F_t \cos \alpha' \cdot 6h}{S^2 b_w \cos \alpha_w} - \frac{F_t \sin \alpha'}{S b_w \cos \alpha_w} \right) K_T K_{F\beta} K_{FV} K_{Fa}, \end{aligned}$$

где $W_x = \frac{b_w S^2}{6}$ – осевой момент сопротивления опасного сечения AB .

Величины h, S следует выразить через модуль $h = \mu m; S = jm$, где μ, j – коэффициенты, зависящие от формы зуба.

Тогда

$$\sigma_F = \left(\frac{F_t \cos \alpha' \mu m \cdot 6}{\cos \alpha_w b_w j^2 m^2} - \frac{F_t \sin \alpha'}{j m b_w \cos \alpha_w} \right) K_T K_{F\beta} K_{FV} K_{F\alpha} =$$

$$= \frac{F_t K_{F\beta} K_{FV} K_{F\alpha}}{b_w m} \left(\frac{6\mu \cos \alpha'}{\cos \alpha_w j^2} - \frac{\sin \alpha'}{j \cos \alpha_w} \right) K_T.$$

Коэффициент K_T учитывает влияние сдвига зуба по его корню и концентрацию напряжений. Значения $K_{F\beta}, K_{FV}, K_{F\alpha}$ рассмотрены в разделе 3.4, приводятся на рис. 3.37, в табл. 3.24, 3.27 и рассчитываются по формулам (3.11), (3.16), (3.19).

Сомножитель $\left(\frac{6\mu \cos \alpha'}{\cos \alpha_w j^2} - \frac{\sin \alpha'}{j \cos \alpha_w} \right) K_T$ можно обозначить через Y_F , называемый коэффициентом формы зуба и концентрации напряжений. Значение зависит от числа зубьев z (прямозубое зацепление) и эквивалентного числа зубьев $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ (косозубое зубчатое зацепление), а также от относительной толщины зуба s/m (от смещения исходного контура). Коэффициент Y_F уменьшается с увеличением положительного смещения исходного контура при увеличении числа зубьев (уменьшаются и напряжения). При минимальном числе зубьев ($z = 17$) $Y_F = 4,3$; при $z = 40$ значение $Y_F = 3,7$; при дальнейшем увеличении числа зубьев Y_F меняется незначительно. Значения Y_F для внешнего зацепления приведены в табл. 3.33, для колес с внутренними зубьями можно принимать $Y_F = 3,5 \dots 4,0$. Большие значения принимают при меньших z .

Таблица 3.33

Значение Y_F при коэффициенте смещения инструмента

z или z_v	Коэффициент Y_F смещения инструмента						
	-0,6	-0,4	-0,2	0	+0,2	+0,4	+0,6
12	–	–	–	–	–	3,67	–
14	–	–	–	–	4,00	3,62	3,30

z или z _v	Коэффициент X _F смещения инструмента						
	-0,6	-0,4	-0,2	0	+0,2	+0,4	+0,6
17	–	–	–	4,30	3,89	3,58	3,32
20	–	–	–	4,08	3,78	3,56	3,34
25	–	–	4,22	3,91	3,70	3,52	3,37
30	–	4,38	4,02	3,80	3,64	3,51	3,40
40	4,37	4,06	3,86	3,70	3,60	3,51	3,42
60	3,98	3,80	3,70	3,62	3,57	3,52	3,46
80	3,80	3,71	3,63	3,60	3,57	3,53	3,49
100	3,71	3,66	3,62	3,59	3,58	3,53	3,51
200	3,62	3,61	3,61	3,59	3,59	3,59	3,56

Таким образом, уравнение для проверки расчетных напряжений на выносливость прямых зубьев при изгибе в сравнении с допускаемыми $[\sigma_F]$

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_{F\beta} K_{FV} K_{F\alpha}}{b_w m} \leq [\sigma_F]. \quad (3.28)$$

Так как $F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}$, а $d_1 = mz_1$ и $b_w = d_1 \psi_{bd} = mz_1 \psi_{bd}$, то

$$\sigma_F = \frac{2T_1 Y_F K_{F\beta} K_{FV} K_{F\alpha}}{m^3 z_1^2 \psi_{bd}} \leq [\sigma_F].$$

В проектном расчете прямозубого зацепления принимают значение коэффициентов $K_{FV} = 1,5$, $K_{F\alpha} = 1$. Тогда при выбранном числе зубьев и коэффициенте ширины шестерни относительно ее делительного диаметра

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1} \quad (\text{см. табл. 3.31})$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{3T_1 Y_{F1} K_{F\beta}}{z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]_1}} \quad \text{или при } T_1, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad m \geq 14 \sqrt[3]{\frac{T_1 Y_{F1} K_{F\beta}}{z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]_1}}. \quad (3.29)$$

Косозубые передачи, у которых зубья наклонены под углом β (см. рис. 3.5), имеют по сравнению с прямозубыми повышенную нагрузочную способность, плавность зацепления, поэтому их используют при окружных скоростях $V > 5$ м/с с целью уменьшения шума. В этих передачах окружной шаг p_t связан с нормальным

шагом: $p_t = \frac{p_n}{\cos\beta}$, окружной модуль $m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$. Модуль в нормальном сечении m_n принимают стандартным.

Из-за наклонного расположения контактных линий по отношению к линии зуба косые зубья, в отличие от прямых, входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно. При косозубом зацеплении нет зоны однопарного зацепления. Характер этого зацепления определяется коэффициентом торцевого перекрытия ε_α , значение которого для некорректированных передач, а также в случае только высотного корректирования

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos\beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{u \pm 1}{z_1 u} \right) \right] \cos\beta. \quad (3.30)$$

Для колес с прямыми зубьями $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$, с косыми $\varepsilon_\alpha \geq 1$. Обычно этот коэффициент назначается в пределах $\varepsilon_\alpha \approx 1,1 \dots 1,4$. Косозубые передачи могут удовлетворительно работать при $\varepsilon_\alpha < 1$, но в этом случае необходимо, чтобы выполнялось условие, когда коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \sin\beta}{\pi m} \geq 1$.

Именно вследствие осевого перекрытия возможна плавная работа колес с косыми зубьями даже при $\varepsilon_\alpha < 1$, однако такое уменьшение торцевого перекрытия не рекомендуется.

Расчет на изгибную прочность косозубых зубчатых колес производится по формулам прямозубых колес с параметрами эквивалентного прямозубого колеса, диаметр которого $d_v = \frac{d}{\cos^2\beta}$, число зубьев $z_v = \frac{z}{\cos^3\beta}$. Увеличение d_v и z_v с увеличением β является одним из факторов повышенной нагрузочной способности косозубых колес. Но при этом увеличивается значение осевой силы F_α в зацеплении, поэтому рекомендуется $\beta = 8^\circ \dots 20^\circ$.

Коэффициент формы зуба Y_F выбирают из табл. 3.33 исходя из эквивалентного числа зубьев $z_v = \frac{z}{\cos^3\beta}$. Вводятся также коэффициенты, учитывающие

наклон зуба $Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ} \geq 0,7$ и перекрытие зубьев $Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha}$ при $\varepsilon_\beta < 1$

и $Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$ при $\varepsilon_\beta \geq 1$.

С учетом изложенного проверочное уравнение по изгибной прочности косозубых колес

$$\sigma_F = \frac{2T_1 Y_F Y_\beta Y_\varepsilon K_{F\beta} K_{FV} K_{F\alpha}}{d_1 b_w m_n} \leq [\sigma_F]. \quad (3.31)$$

Необходимо подставить в уравнение значения $b_w = d_1 \Psi_{bd}$, $d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}$ и $K_F = K_{F\beta} K_{FV} K_{F\alpha}$, тогда при T_1 , Н·мм, уравнение относительно модуля

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2T_1 Y_F K_F \cos^2 \beta Y_\varepsilon Y_\beta}{z_1^2 \Psi_{bd} [\sigma_F]}}. \quad (3.32)$$

Это выражение справедливо и для прямозубых колес ($\beta = 0$; $Y_\varepsilon = 1$; $Y_\beta = 1$). Полученное значение модуля округляют до ближайшего по ГОСТ 9563–80, а диаметры шестерни и колеса рассчитывают с учетом реального числа зубьев.

Для редукторов общего машиностроения расчет по модулю производится редко, в основном для передач с очень высокой твердостью ($HRC \geq 59$), также используется для открытых зубчатых зацеплений (например, передачи сельскохозяйственных машин) и колес из чугуна.

Проверочные расчеты $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ выполняют по тому из колес пары, у которого отношение $[\sigma_F] / Y_F$ меньше. Предпочтительно $[\sigma_F]_1 / Y_{F1} \approx [\sigma_F]_2 / Y_{F2}$. Этим характеризуется приближительная изгибная равнопрочность шестерни и колеса.

Также производится расчет зубьев при изгибе максимальной нагрузкой. Прочность зубьев, необходимая для исключения проявления остаточных деформаций или хрупкого излома, оценивается соотношением

$$\sigma_{F \max} \leq [\sigma_F]_{\max},$$

где $[\sigma_F]_{\max}$ – максимальное допускаемое напряжение;

$\sigma_{F \max}$ – максимальное расчетное напряжение:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\text{пик}}}{T}, \quad (3.33)$$

где σ_F – расчетное напряжение и соответствующая ему расчетная нагрузка T при расчете на изгибную выносливость зубьев (см. формулу (3.27));

$T_{\text{пик}}$ – максимальная из нагрузок, действующая за расчетный срок службы (пиковый момент при ударах или пуске двигателя под нагрузкой).

Значение $[\sigma_F]_{\text{max}}$, МПа, принимается из табл. 3.18 или определяется как $[\sigma_F]_{\text{max}} = 0,8\sigma_T$ при $HВ \leq 350$ и $[\sigma_F]_{\text{max}} = 0,6\sigma_B$ при $HВ > 350$ (σ_T , σ_B – пределы текучести и прочности материала, см. табл. 3.15).

Если значение $T_{\text{пик}}$ не задано (отсутствует гистограмма нагрузки), то для привода с асинхронным двигателем серии 4А: $T_{\text{пик}} / T = \gamma$, где значение γ принимается из таблиц на электродвигатели).

Расчет и конструирование корпусов, валов, подшипниковых опор редукторов с соосными зубчатыми цилиндрическими передачами рассмотрены в изданиях [1, 3].

Пример 7. Рассчитать закрытые соосные цилиндрические зубчатые передачи в редукторе (рис. 3.43). Редуктор используется в приводной станции маслопресса шнекового предварительного отжима масла из маслосемян. Данные к расчету аналогичны примеру 6 по определению допускаемых напряжений на контактную и изгибную прочности зубчатых зацеплений.

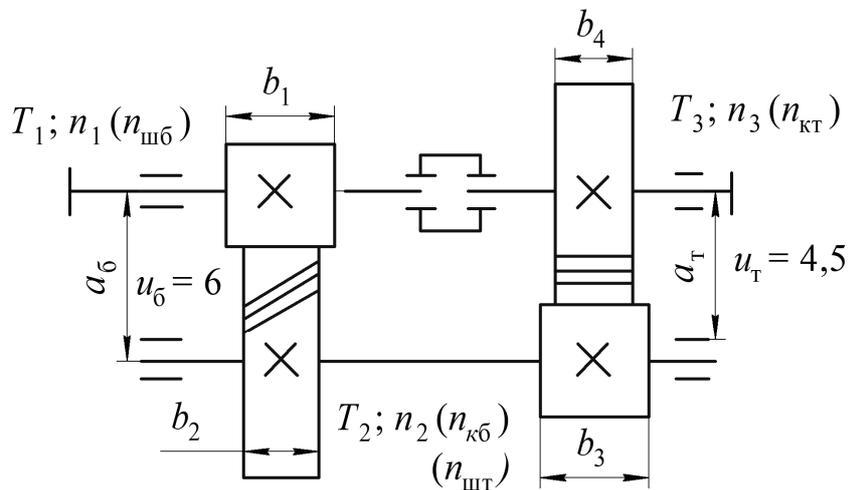


Рис. 3.43. Схема редуктора с соосными цилиндрическими зубчатыми передачами

Решение

1. Общие вопросы для обеих ступеней редуктора.

Крутящие моменты:

– на ведущем (входном) валу, на шестерне быстроходной $T_1 = 9550 \cdot \frac{P\eta_{\text{п}}}{n_1}$,

где $P_{\text{э}1} = 28$, $P_{\text{э}2} = 36$, $P_{\text{э}3} = 40$ – значения мощности электродвигателя, кВт, соответствующие частотам, мин^{-1} , его вращения $n_{\text{э}1} = 730$, $n_{\text{э}2} = 970$, $n_{\text{э}3} = 1460$; $\eta_{\text{п}} = 0,995$ – КПД пары подшипников качения.

Тогда

$$T_{1-1} = 9550 \cdot \frac{28 \cdot 0,995}{730} = 364,5 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad T_{1-2} = 9550 \cdot \frac{36 \cdot 0,995}{970} = 352,7 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{1-3} = 9550 \cdot \frac{40 \cdot 0,995}{1460} = 260,3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

– на промежуточном валу, на колесе быстроходном, на шестерне тихоходной $T_2 = 9550 \cdot \frac{P\eta_{\text{п}}^2\eta_3}{n_2}$, где $\eta_{\text{п}}^2 = 0,9952$, $\eta_3 = 0,98$ – КПД двух пар подшипников и пары зубчатого зацепления цилиндрическими колесами; n_2 – частота вращения промежуточного вала при передаточном числе быстроходной ступени $u_6 = 6$:

$$n_2 = \frac{n_{\text{э}}}{u_6}; \quad n_{2-1} = \frac{730}{6} = 121,7 \text{ мин}^{-1}; \quad n_{2-2} = \frac{970}{6} = 161,7 \text{ мин}^{-1}; \quad n_{2-3} = \frac{1460}{6} = 243,3 \text{ мин}^{-1}.$$

Тогда

$$T_{2-1} = 9550 \cdot \frac{28 \cdot 0,995^2 \cdot 0,98}{121,7} = 2132 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad T_{2-2} = 9550 \cdot \frac{36 \cdot 0,995^2 \cdot 0,98}{161,7} = 2062 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{2-3} = 9550 \cdot \frac{40 \cdot 0,995^2 \cdot 0,98}{243,3} = 1523 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

– на ведомом (выходном) валу, на колесе тихоходном $T_3 = 9550 \cdot \frac{P\eta_{\text{п}}^3\eta_3^2}{n_3}$

и при $u_{\text{т}} = 4,5$;

$$n_{3-1} = \frac{n_{2-1}}{u_T} = \frac{121,7}{4,5} = 27 \text{ мин}^{-1}; n_{3-2} = \frac{n_{2-2}}{u_T} = \frac{161,7}{4,5} = 36 \text{ мин}^{-1}; n_{3-3} = \frac{n_{2-3}}{u_T} = \frac{243,3}{4,5} = 54 \text{ мин}^{-1}.$$

Тогда

$$T_{3-1} = 9550 \cdot \frac{40 \cdot 0,995^3 \cdot 0,98^2}{27} = 9370 \text{ Н}\cdot\text{м}; T_{3-2} = 9550 \cdot \frac{36 \cdot 0,995^3 \cdot 0,98^2}{36} = 9035 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{3-3} = 9550 \cdot \frac{40 \cdot 0,995^3 \cdot 0,98^2}{54} = 6693 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2. Расчет тихоходной (прямозубой) ступени редуктора (рис. 3.44).

Ожидаемое значение окружной скорости на делительном цилиндре зубчатых колес находят по формуле (3.12)

$$V' = \frac{n_{2\max}}{10^3 c_v} \sqrt[3]{\frac{T_{3\max}}{u_T^2 \psi_{ba}}},$$

где $n_{2\max} = n_{2-3} = 243,3 \text{ мин}^{-1}$ – максимальное значение частоты вращения прямозубой цилиндрической шестерни;

$c_v = 21$ – коэффициент, значение которого принято в зависимости от термообработки зубьев шестерни и колеса (см. формулу (3.12));

$T_{3\max} = T_{3-1} = 9370 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – максимальный крутящий момент на валу прямозубого колеса;

$u_T = 4,5$ – передаточное число зубчатого зацепления тихоходной ступени;

$\psi_{ba} = 0,315$ – коэффициент ширины венца колеса по межосевому расстоянию a_w (см. табл. 3.22).

Тогда

$$V' = \frac{243,3}{10^3 \cdot 21} \sqrt[3]{\frac{9370 \cdot 10^3}{4,5^2 \cdot 0,315}} = 1,32 \text{ м/с}.$$

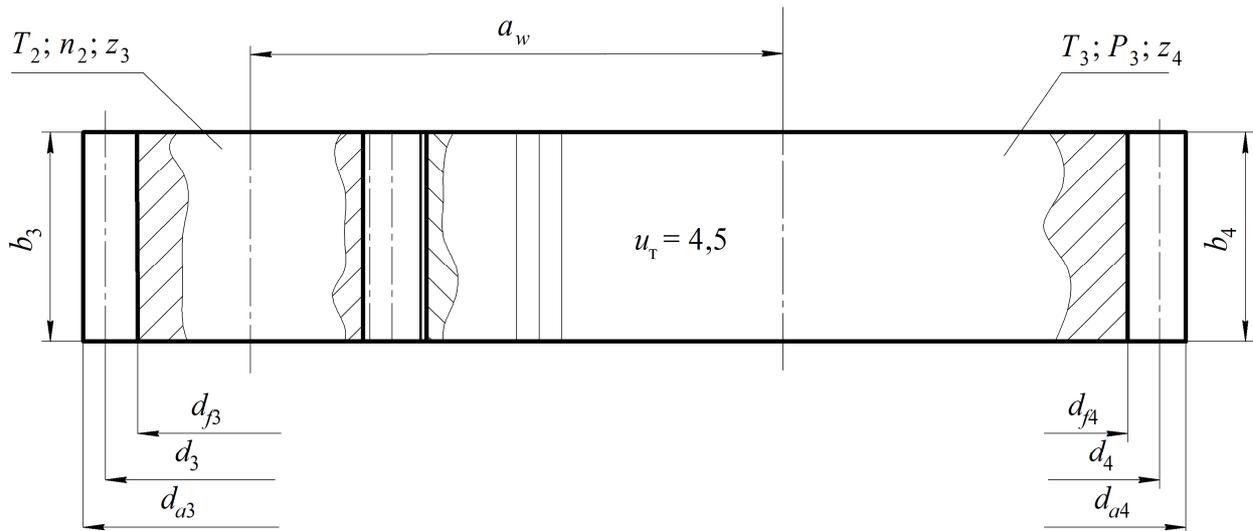


Рис. 3.44. Расчетная схема тихоходной цилиндрической зубчатой передачи

По табл. 3.8, ориентируясь на передачи общего машиностроения, при $V = 1,32$ м/с предварительно назначается 9-я степень точности зубчатых колес ($n_{ст} = 9$).

3. Коэффициенты нагрузки $K_H = K_A K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha}$ и $K_F = K_A K_{F\beta} K_{FV} K_{F\alpha}$.

3.1. Коэффициент K_A , оценивающий внешнюю динамическую нагрузку, принимается как $K_A = 1$, поскольку она учтена в циклограмме.

3.2. При $\psi_{ba} = 0,315$ коэффициент ширины венца колеса по делительному диаметру $\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u_T + 1) = 0,5 \cdot 0,315(4,5 + 1) = 0,87$, и по рис. 3.37 для кривых III при $HВ \geq 350$ значение коэффициентов, учитывающих распределение нагрузки по контактной линии: для шестерни и колеса ($HВ > 350$) $K_{H\beta 1T,2T} = 1,23$ и $K_{F\beta 1T,2T} = 1,36$.

3.3. Коэффициенты K_{HV} , K_{FV} , учитывающие внутреннюю динамику передачи, по табл. 3.26, 3.27 с учетом $HВ > 350$, $n_{ст} = 9$ и $V_T \approx 1,32$ м/с для шестерни и колеса $K_{HV 1T,2T} = 1,05$; $K_{FV 1T,2T} = 1,05$.

3.4. Коэффициенты $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$, учитывающие распределение нагрузки между зубьями, для прямозубой цилиндрической передачи $K_{H\alpha} = 1$, $K_{F\alpha} = 1$.

Тогда $K_{H 1T,2T} = 1 \cdot 1,23 \cdot 1,05 \cdot 1 = 1,29$; $K_{F 1T,2T} = 1 \cdot 1,36 \cdot 1,05 \cdot 1 = 1,43$.

4. Делительное межосевое расстояние при значении $K_\alpha = 495$ (см. табл. 3.32) и $[\sigma_H]_T = 1254,0$ МПа (см. пример 6), $T_{3max} = T_{3-1} = 9370$ Н·м, $K_{Hmax} = K_{H 1T} = 1,29$.

$$a_w = K_a (u_T + 1) \sqrt[3]{\frac{T_{3\max} K_{H\max}}{u_T^2 \psi_{ba} [\sigma_H]_T^2}} = 495(4,5 + 1) \sqrt[3]{\frac{9370 \cdot 1,29}{4,5^2 \cdot 0,315 \cdot 1254,0^2}} = 289,7 \text{ мм.}$$

Принимается предварительное значение $a_w = 290$ мм.

5. Ширина венцов колеса и шестерни:

$$b_4 = \psi_{ba} a_w = 0,315 \cdot 290 = 91,35 \text{ мм, устанавливается } b_4 = 92 \text{ мм;}$$

$$b_3 = b_4 + (2 \dots 4) = 92 + (2 \dots 4) = 94 \dots 96 \text{ мм, принимается } b_3 = 95 \text{ мм.}$$

6. Модуль зубьев для случая, когда $H_1 > 350$ и $H_2 > 350$:

$$m = (0,0125 \dots 0,0250) a_w = (0,0125 \dots 0,0250) 290 = 3,525 \dots 7,250 \text{ мм.}$$

По стандарту (ГОСТ 9563–80) $m = 5$ мм из первого ряда.

7. Число зубьев колес.

$$7.1. \text{ Суммарное число зубьев } z_\Sigma = \frac{2a_w}{m} = \frac{2 \cdot 290}{5} = 116.$$

7.2. Число зубьев шестерни z_3 и колеса z_4

$$z_3 = \frac{z_\Sigma}{u_T + 1} = \frac{116}{4,5 + 1} = 21,1,$$

принимается $z_3 = 22$, тогда $z_4 = z_3 u_T = 22 \cdot 4,5 = 99$.

Значение передаточного числа сохранено заданной величиной

$$u = \frac{z_4}{z_3} = \frac{99}{22} = 4,5.$$

8. Основные геометрические размеры передачи (см. рис. 3.44).

В соответствии с табл. 3.2 при известном значении a_w , числе зубьев $z_1 \geq 21$ для прямозубой цилиндрической передачи внешнего зацепления не производится смещение при нарезании зубьев.

Делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_3 = m z_3 = 5 \cdot 22 = 110 \text{ мм;}$$

$$d_4 = m z_4 = 5 \cdot 99 = 495 \text{ мм.}$$

Диаметры вершин шестерни и колеса:

$$d_{a3} = d_3 + 2m = 110 + 2 \cdot 5 = 120 \text{ мм;}$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m = 495 + 2 \cdot 5 = 505 \text{ мм.}$$

Диаметры впадин шестерни и колеса:

$$d_{f3} = d_3 - 2,5m = 110 - 2,5 \cdot 5 = 97,5 \text{ мм};$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5m = 495 - 2,5 \cdot 5 = 482,5 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние $a_w = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{110 + 495}{2} = 302,5 \text{ мм}$, тогда уточненные значения $b_4 = 0,315 \cdot 302,5 = 95 \text{ мм}$, $b_3 = 95 + (2 \dots 4) = 97 \dots 99 \text{ мм}$, устанавливается $b_3 = 98 \text{ мм}$.

9. Силы в зацеплении (рис. 3.45):

– окружная сила $F_{rt} = F_{t3} = F_{t4} = \frac{2T_3}{d_4}$, $F_{rt \min} = \frac{2T_{3-3}}{d_4} = \frac{2 \cdot 6693 \cdot 10^3}{495} = 27 \ 042 \text{ Н}$,

$$F_{rt \max} = \frac{2T_{3-1}}{d_4} = \frac{2 \cdot 9370 \cdot 10^3}{495} = 37 \ 860 \text{ Н};$$

– радиальная (распорная) сила $F_{rr} = F_{r3} = F_{r4} = F_{rt} \operatorname{tg} \alpha = F_{rt} \operatorname{tg} 20^\circ$, $F_{rr \min} = F_{rt \min} \operatorname{tg} 20^\circ = 27 \ 042 \cdot 0,364 = 9843 \text{ Н}$, $F_{rr \max} = F_{rt \max} \operatorname{tg} 20^\circ = 37 \ 860 \cdot 0,364 = 13 \ 781 \text{ Н}$.

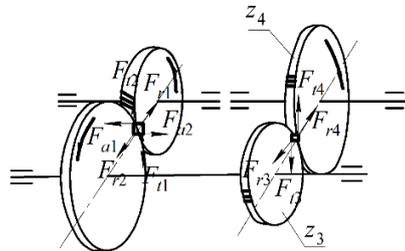


Рис. 3.45. Силы в зацеплении прямозубой тихоходной и косозубой быстроходной передач

10. Фактическая окружная скорость колес

$$V_{t \max} = \frac{\pi d_3 n_{2 \max}}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 110 \cdot 243,3}{6,0 \cdot 10^4} = 1,4 \text{ м/с.}$$

Так как $V < 3 \text{ м/с}$ (см. табл. 3.8), то принятая степень точности в п. 3.2 примера сохраняется, т. е. $n_{ст} = 9$.

11. При $V_{t \max} z_3 / 1000 = 1,4 \cdot 22 / 1000 = 0,03$, что меньше 1, уточняются значения коэффициентов динамичности по формулам (3.18), (3.19):

$$K_{HV} = 1 + \omega_{HV} \frac{b_4}{F_{г\text{min}} K_{H\alpha} K_{H\beta\tau}}; \quad K_{FV} = 1 + \omega_{FV} \frac{b_4}{F_{г\text{min}} K_{F\alpha} K_{F\beta\tau}},$$

где ω_{HV} , ω_{FV} – удельные расчетные динамические нагрузки $\omega_{HV} = \delta_H \rho_0 V_{\text{max}} \sqrt{\frac{a_w}{u_\tau}} \leq \omega_{HV\text{пред}}$,

$$\omega_{FV} = \delta_F \rho_0 V_{\text{max}} \sqrt{\frac{a_w}{u_\tau}} \leq \omega_{FV\text{пред}}.$$

В этих зависимостях: δ_H , δ_F – коэффициенты пропорциональности, учитывающие влияние косозубости, модификации профиля головки зуба, приработку и твердость рабочих поверхностей зубьев (см. табл. 3.28, 3.29), $\delta_{H1\tau} = \delta_{H2\tau} = 0,014$, $\delta_F = 0,016$; ρ_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зубчатого зацепления, по табл. 3.30 $\rho_0 = 82$.

Предельные значения $\omega_{HV1\text{пред}} = \omega_{FV1\text{пред}} = 880$ Н/мм (см. табл. 3.30).

Тогда

$$\omega_{HV1\tau} = \omega_{HV2\tau} = 0,014 \cdot 82 \cdot 1,4 \sqrt{\frac{302,5}{4,5}} = 13,2 \text{ Н/мм};$$

$$\omega_{FV} = 0,016 \cdot 82 \cdot 1,4 \sqrt{\frac{302,5}{4,5}} = 15,1 \text{ Н/мм}.$$

Эти значение значительно меньше предельных.

Аналогично п. 3.4 примера 7 $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$. Относительно коэффициентов $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ первично по значению $\psi_{bd} = b_4 / d_3 = 95 / 110 = 0,864$, твердости материалов $H_3 = H_4 = H_{cp} = 59,0$, скорости $V = 1,4$ м/с, схеме передачи III по рис. 3.37 из табл. 3.22, 3.23 интерполированием следует определить значение коэффициентов $K_{H\beta}^0 = 1,47$, $K_{H\omega} = 0,59$, затем по значению этих двух коэффициентов найти значения $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ (формулы (3.10) и (3.11)):

$$K_{H\beta1\tau} = K_{H\beta2\tau} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) K_{H\omega} = 1 + (1,47 - 1) 0,59 = 1,28;$$

$$K_{F\beta1\tau} = K_{F\beta2\tau} = 0,18 - 0,82 K_{H\beta}^0 = 0,18 + 0,82 \cdot 1,47 = 1,38.$$

Тогда

$$K_{HV1T} = K_{HV2T} = 1 + 13,2 \cdot \frac{95}{27\,042 \cdot 1 \cdot 1,28} = 1,038;$$

$$K_{FV1T} = K_{FV2T} = 1 + 15,1 \cdot \frac{95}{27\,042 \cdot 1 \cdot 1,38} = 1,04.$$

Также уточненные значения коэффициентов нагрузки:

$$K_{H1T} = K_{H2T} = K_A K_{H\beta 1T} K_{Ha} K_{HV1T} = 1 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 1,038 = 1,33;$$

$$K_{F1T} = K_{F2T} = K_A K_{F\beta 1T} K_{Fa} K_{FV1T} = 1 \cdot 1,38 \cdot 1 \cdot 1,04 = 1,44.$$

12. Проверочный расчет зубьев колеса на контактную прочность (формула (3.23)):

$$\sigma_H = Z_E Z_\varepsilon Z_H \sqrt{\frac{F_{T \max} K_{H \max} u_T + 1}{b_4 d_3 u_T}} \leq [\sigma_H]_T = 1254,0 \text{ МПа},$$

где $Z_E = 192 \text{ МПа}^{\frac{1}{2}}$ – коэффициент, учитывающий упругие свойства материалов сопряженных колес (см. табл. 3.32);

$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$ – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

В этой зависимости ε_α – коэффициент торцевого перекрытия для $z_3 = 22$, $z_4 = 99$. Учитывая прямозубую передачу, для которой $\beta = 0$:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_3} + \frac{1}{z_3} \right) \cos \beta \right] = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{22} + \frac{1}{99} \right) \right] \cos 0^\circ = 1,7;$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,7}{3}} = 0,88.$$

Коэффициент Z_H , учитывающий форму сопряженных поверхностей в полюсе зацепления, для прямозубых передач $Z_H = 2,49$. Значения Z_ε , Z_H получены с помощью пояснений к формуле (3.23).

$$\text{Тогда } \sigma_H = 192 \cdot 0,88 \cdot 2,49 \sqrt{\frac{37\,860 \cdot 1,33 \cdot 4,5 + 1}{95 \cdot 110 \cdot 4,5}} = 1077,1 \text{ МПа.}$$

$$\text{Недогрузка } \frac{[\sigma_H]_T - \sigma_H}{[\sigma_H]_T} 100 \% = \frac{1254,0 - 1077,1}{1254,0} 100 \% = 14,1 \% , \text{ что ? [5 \%].}$$

Поэтому в конструкции зубчатой прямозубой тихоходной передачи следует изменить ширину зубчатого венца до $b_4 = 80$ мм .

Для уточнения значений коэффициентов K_H , K_F нужно рассчитать $\Psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{80}{110} = 0,73$ и определить, как в п. 11 примера 7, коэффициенты

$$K_{H\beta}^o = 1,39 , K_{H\omega} = 0,59 .$$

По формулам определяются значения $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$:

$$K_{H\beta 1T} = K_{H\beta 2T} = 1 + (1,39 - 1)0,59 = 1,23 ; K_{F\beta 1T} = K_{F\beta 2T} = 0,18 + 0,82 \cdot 1,39 = 1,32;$$

$$\omega_{HV} = 0,014 \cdot 82 \cdot 1,4 \sqrt{\frac{302,5}{4,5}} = 13,2 \text{ Н/мм} ; \omega_{FV} = 0,016 \cdot 82 \cdot 1,4 \sqrt{\frac{302,5}{4,5}} = 15,1 \text{ Н/мм} ;$$

$$K_{HV 1T} = K_{HV 2T} = 1 + 13,2 \frac{80}{27\,042 \cdot 1 \cdot 1,22} = 1,03 ; K_{FV 1T} = K_{FV 2T} = 1 + 15,1 \frac{80}{27\,042 \cdot 1,32} = 1,03 ;$$

$$K_{H 1T} = K_{H 2T} = K_A K_{H\beta 1T} K_{H\alpha} K_{HV 1T} = 1 \cdot 1,23 \cdot 1 \cdot 1,03 = 1,27;$$

$$K_{F 1T} = K_{F 2T} = K_A K_{F\beta 1T} K_{F\alpha} K_{FV 1T} = 1 \cdot 1,32 \cdot 1 \cdot 1,03 = 1,36.$$

$$\text{Тогда } \sigma_H = 192 \cdot 0,88 \cdot 2,49 \sqrt{\frac{37\,860 \cdot 1,27 \cdot (4,5 + 1)}{80 \cdot 110 \cdot 4,5}} = 1097 \text{ МПа, что также меньше}$$

$$[\sigma]_T = 1254,0 \text{ МПа .}$$

$$\text{Недогрузка } \frac{1254,0 - 1097}{1254,0} 100 \% = 12,5 \% > [5 \%].$$

Дальнейшее уменьшение ширины венца приведет к снижению напряжений изгиба, поэтому в конструкции тихоходной ступени принимается ширина венца колеса $b_4 = 80$ мм, а шестерни $b_3 = 84$ мм.

13. Проверочный расчет зубьев на контактную статическую прочность при действии пиковой нагрузки.

Принимается $\sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T_{3\text{min}}}} = 1,8$ (см. формулу (3.27)). Максимальное контактное напряжение $\sigma_{H\text{max}} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T_{3\text{min}}}} = 1097 \cdot 1,8 = 1974,6$ МПа, что меньше $[\sigma_H]_{\text{max}} = 2360$ МПа (см. п. 4.7 примера б).

Следовательно, назначенные материалы и термообработка и полученные размеры зубчатого зацепления тихоходной ступени обеспечивает контактную прочность, т. к. $\sigma_H < [\sigma_H]$, $\sigma_{H\text{max}} < [\sigma_H]_{\text{пик}}$.

14. Проверочный расчет зубьев колес на прочность при изгибе (формула (3.31)).

14.1. Коэффициент формы зуба и концентрации напряжений.

По табл. 3.33 для зубчатой передачи без смещения $x = 0$, интерполированием для шестерни получают $z_3 = 22$, $Y_{F3} = 4,01$ и колеса $z_4 = 99$, $Y_{F4} = 3,59$.

14.2. Коэффициенты, учитывающие наклон зубьев и перекрытие зубьев для прямозубой передачи, $Y_\beta = 1$, $Y_\varepsilon = 1$ (см. формулу (3.32)).

14.3. Проверку зубчатого зацепления по напряжениям изгиба в основании зуба выполняют для шестерни с меньшим значением отношения

$$\frac{[\sigma_F]_{1\tau}}{Y_{F3}} = \frac{497}{4,01} = 124,0 \text{ МПа}; \quad \frac{[\sigma_F]_{2\tau}}{Y_{F4}} = \frac{522}{3,59} = 145,4 \text{ МПа}.$$

Здесь $[\sigma_F]_{1\tau} = 497$ МПа, $[\sigma_F]_{2\tau} = 522$ МПа по данным п. 5.6 примера б,

$$\sigma_{F1\tau} = \frac{2K_{F1\tau} T_{2\text{max}} Y_{F3} Y_\beta Y_\varepsilon}{b_4 m d_3} = \frac{2 \cdot 2132 \cdot 10^3 \cdot 1,36 \cdot 4,01 \cdot 1 \cdot 1}{80 \cdot 5 \cdot 110} = 489,6 \text{ МПа},$$

что меньше $[\sigma_F]_{1\tau} = 497$ МПа.

$$\text{Недогрузка } \frac{497 - 489,6}{497} 100 \% = 1,4 \% < 5 \%.$$

$$\text{Для колеса } \sigma_{F2\tau} = \sigma_{F1\tau} \frac{Y_{F4}}{Y_{F3}} = 489,6 \frac{3,59}{4,01} = 438,0 \text{ МПа} < [\sigma_F]_{2\tau} = 522,0 \text{ МПа}.$$

Изгибная выносливость зубьев тихоходной ступени также обеспечивается.

15. Проверочный расчет зубьев на изгибную статическую прочность при действии пиковой нагрузки:

$$- \text{ для шестерни } \sigma_{F_{\max 1r}} = \sigma_{F1r} \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T_{3\min}}} = 489,6 \cdot 1,8 = 881,3 \text{ МПа} = [\sigma_F]_{\max 1r} = 1200 \text{ МПа};$$

$$- \text{ для колеса } \sigma_{F_{\max 2r}} = \sigma_{F2r} \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T_{3\min}}} = 438,6 \cdot 1,8 = 788,4 \text{ МПа} = [\sigma_F]_{\max 2r} = 1200 \text{ МПа}.$$

Значение $[\sigma_F]_{\max}$ см. в п. 5.7 примера 6.

Статическая изгибная прочность зубьев также обеспечивается.

16. Основные параметры передачи.

В результате расчетов получены следующие параметры тихоходной зубчатой цилиндрической передачи (см. рис. 3.44):

$$\begin{aligned} a_w &= 302,5 \text{ мм}; m = 5 \text{ мм}; z_3 = 22; z_4 = 99; \\ u_T &= 4,5; x = 0; b_3 = 84 \text{ мм}; b_4 = 80 \text{ мм}; \\ d_3 &= 110 \text{ мм}; d_4 = 495 \text{ мм}; d_{a3} = 120 \text{ мм}; \\ d_{a4} &= 505 \text{ мм}; d_{f3} = 97,5 \text{ мм}; d_{f4} = 482,5 \text{ мм}. \end{aligned}$$

17. Номинальные размеры для контроля взаимного положения разноименных прямых профилей зубьев для колес без смещения (см. последовательность расчета в разделе 3.1).

17.1. Постоянная хорда зуба, шестерни и колеса, мм:

$$\bar{S}_{c3} = \bar{S}_{c4} = 1,387m = 1,387 \cdot 5 = 6,935.$$

17.2. Высота до постоянной хорды шестерни и колеса, мм:

$$\bar{h}_{c3(4)} = 0,748m = 0,748 \cdot 5 = 3,74.$$

17.3. Проверка правильности расчета контролируемых параметров по соотношению

$$\rho_a > \rho_s > \rho_p,$$

где ρ_a – радиус кривизны профилей в верхних активных точках зубьев $\rho_a = 0,5\sqrt{d_a^2 - d_b^2}$, $d_{a3} = 120$ мм, $d_{a4} = 505$ мм (см. п. 8 примера 7). Основной диаметр d_b для шестерни и колеса с учетом значений делительных диаметров $d_3 = 110$ мм, $d_4 = 495$ мм и прямозубого зацепления, у которого $\alpha_t = \alpha = 20^\circ$:

$$d_{b3} = d_3 \cos \alpha_t = 110 \cos 20^\circ = 103,4 \text{ мм};$$

$$d_{b4} = d_4 \cos \alpha_t = 495 \cos 20^\circ = 465,15 \text{ мм};$$

$$\rho_{a3} = 0,5\sqrt{d_{a3}^2 - d_{b3}^2} = 0,5\sqrt{120^2 - 103,4^2} = 30,45 \text{ мм};$$

$$\rho_{a4} = 0,5\sqrt{d_{a4}^2 - d_{b4}^2} = 0,5\sqrt{505^2 - 465,15^2} = 98,4 \text{ мм};$$

ρ_s – радиус кривизны зуба в точках, определяющих постоянную хорду, для прямозубого зацепления:

$$\rho_{s3} = 0,5 \left(d_{b3} \operatorname{tg} \alpha_t + \frac{\bar{S}_{c3}}{\cos \alpha} \right) = 0,5 \left(163,4 \operatorname{tg} 20^\circ + \frac{6,935}{\cos 20^\circ} \right) = 22,5 \text{ мм};$$

$$\rho_{s4} = 0,5 \left(d_{b4} \operatorname{tg} \alpha_t + \frac{\bar{S}_{c4}}{\cos \alpha} \right) = 0,5 \left(465,1 \operatorname{tg} 20^\circ + \frac{6,935}{\cos 20^\circ} \right) = 88,3 \text{ мм};$$

ρ_p – радиус кривизны активных профилей зубьев шестерни и колеса в нижней точке для прямозубого зацепления без смещения $\alpha_{tw} = \alpha = 20^\circ$:

$$\rho_{p3} = a_w \sin \alpha_{tw} - \rho_{a4} = 302,5 \sin 20^\circ - 98,4 = 8,48 \text{ мм};$$

$$\rho_{p4} = a_w \sin \alpha_{tw} - \rho_{a3} = 302,5 \sin 20^\circ - 30,45 = 73,01 \text{ мм}.$$

Условия проверки правильности получения значений \bar{S}_c , \bar{h}_c соблюдаются:

– для шестерни $\rho_{a3} > \rho_{s3} > \rho_{p3}$; $30,45 > 22,5 > 8,48$;

– для колеса $\rho_{a4} > \rho_{s4} > \rho_{p4}$; $98,4 > 88,33 > 73,01$.

17.4. Действительная толщина по постоянной хорде колеса (размер, указываемый на чертеже), мм:

$$S_{c4} = (\bar{S}_c - E_{SC})_{-T_C},$$

где E_{SC} – отклонение (наименьшее) толщины зуба по постоянной хорде;

T_C – допуск на толщину зуба.

При $\alpha = 20^\circ$ значения $E_{SC} = 0,728E_{HS}$, $T_C = 0,728T_H$.

Из табл. 3.9 по $n_{ct} = 9$, $d_4 = 495$ мм, виду сопряжения В наименьшее смещение исходного контура $E_{HS} = 0,35$ мм. Значение $T_H = 0,3$ (см. табл. 3.10) – допуск на смещение исходного контура при значении допуска на радиальное биение зубчатого венца $F_r = 0,112$ (см. табл. 3.11, $m = 5$ мм, сопряжение В). Тогда $E_{SC} = 0,728 \cdot 0,35 = 0,255$ мм, $T_C = 0,728 \cdot 0,3 = 0,218$ мм, соответственно $S_{c4} = (6,935 - 0,255)_{-0,218} = 6,68_{-0,218}$.

17.5. Длина общей нормали для прямозубого зацепления без смещения (см. рис. 3.22, б)

$$W = [\pi(z_n - 0,5) + z \operatorname{inv}\alpha] m \cos \alpha,$$

где z_n – число зубьев, охватываемых длиной общей нормали

$z_n = \frac{x}{\pi} (\operatorname{tg}\alpha - \operatorname{inv}\alpha) + 0,5$. При $\operatorname{inv}20^\circ = 0,014904$ (см. табл. 3.1):

– для шестерни $z_{n3} = \frac{22}{\pi} (\operatorname{tg}20^\circ - 0,014904) + 0,5 = 2,9457$, принимается $z_{n3} = 3$;

– для колеса $z_{n4} = \frac{99}{\pi} (\operatorname{tg}20^\circ - 0,014904) + 0,5 = 11,51$, принимается $z_{n4} = 12$.

Тогда

$$W_3 = [\pi(3 - 0,5) + 22 \cdot 0,0149] 5 \cos 20^\circ = 38,423 \text{ мм};$$

$$W_4 = [\pi(12 - 0,5) + 99 \cdot 0,0149] 5 \cos 20^\circ = 176,590 \text{ мм}.$$

17.6. Проверка правильности расчета длины общей нормали $\rho_p < \rho_\omega < \rho_a$, здесь для шестерни и колеса радиус кривизны профилей в точках пересечения с общей нормалью, мм, для прямозубого зацепления ($\beta_b = 0$ и $\cos\beta_b = 1$):

$$\rho_{\omega_3} = 0,5W_3 \cos\beta_b = 0,5 \cdot 38,423 \cdot 1 = 19,2115 ;$$

$$\rho_{\omega_4} = 0,5W_4 \cos\beta_b = 0,5 \cdot 176,59 \cdot 1 = 88,245 .$$

Условие соблюдается, т. к. для шестерни $\rho_p < \rho_\omega < \rho_a$, $8,48 < 19,2115 < 30,45$; для колеса $\rho_p < \rho_\omega < \rho_a$, $73,01 < 88,245 < 98,4$.

17.7. Действительная длина общей нормали колеса для контроля (указывается на чертеже), мм:

$$W_3 = (W - E_{\omega_3})_{-T_{\omega_3}} ;$$

$$W_4 = (W - E_{\omega_4})_{-T_{\omega_4}} ,$$

где $E_{\omega_3} = E'_{\omega_3} + E''_{\omega_3}$, $E_{\omega_4} = E'_{\omega_4} + E''_{\omega_4}$ – отклонение (наименьшее) средней длины общей нормали, в котором $E'_{\omega_3} = 0,12$ мм, $E'_{\omega_4} = 0,25$ мм – слагаемые первого отклонения (см. табл. 3.12 при $d_3 = 110$ мм, $d_4 = 495$ мм, $n_{ст} = 9$ и виде сопряжения В), $E''_{\omega_3} = E''_{\omega_4} = 0,025$ мм – слагаемое второго отклонения (см. табл. 3.13 при $F_{r_3} = 0,08$ мм, $F_{r_4} = 0,112$ мм (см. п. 17.4 примера 7));

$T_{\omega_3} = 0,1$ мм; $T_{\omega_4} = 0,140$ мм – допуск на среднюю длину общей нормали (см. табл. 3.14 при $F_{r_3} = 0,08$ мм, $F_r = 0,112$ мм и виде сопряжения В).

Тогда

$$W_3 = [38,423 - (0,12 + 0,025)]_{-0,100} = 38,278_{-0,100} ;$$

$$W_4 = [176,59 - (0,25 + 0,025)]_{-0,140} = 176,315_{-0,140} .$$

Пример 8. Расчет быстроходной (косозубой) передачи (рис. 3.46).

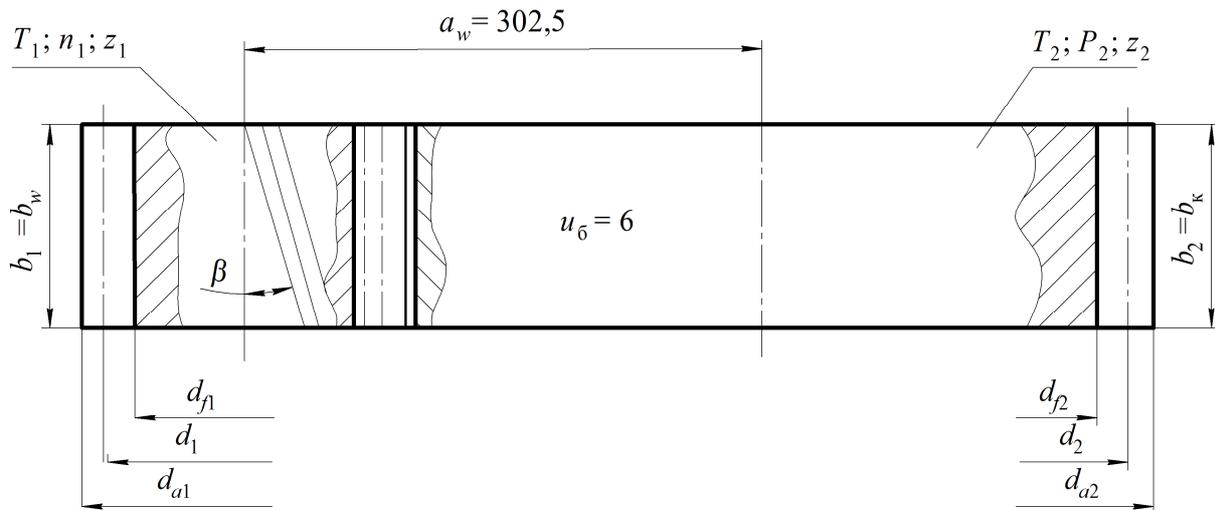


Рис. 3.46. Расчетная схема цилиндрической косозубой передачи

Решение

1. Ожидаемое значение окружной скорости на делительном цилиндре зубчатых колес при численных значениях составляющих, входящих в формулу (3.12) и принятых из п. 1 примера 7:

$$V' = \frac{n_{1\max}}{10^3 c_v} \sqrt[3]{\frac{T_{2\max}}{u_6^2 \psi_{ba}}} = \frac{1460}{10^3 \cdot 23,5} \sqrt[3]{\frac{2132,0 \cdot 10^3}{6^2 \cdot 0,2}} = 4,14 \text{ м/с.}$$

Здесь $c_v = 23,5$ для косозубой цилиндрической передачи (см. формулу (3.12)); $\psi_{ba} = 0,2$ – коэффициент ширины венца колеса по межосевому расстоянию для быстроходной ступени (см. табл. 3.22).

2. По табл. 3.8 при $V' = 4,14$ м/с предварительно назначается степень точности $n_{ст} = 8$.

3. По значению $\psi_{ba} = 0,2$ и при передаточном числе $u_6 = 6$ коэффициент ширины венца колеса по делительному диаметру $\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u_6 + 1) = 0,5 \cdot 0,2(6 + 1) = 0,7$.

4. Коэффициенты, входящие в общий коэффициент нагрузки, $K_H = K_A K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha}$.

4.1. Значение $K_A = 1$ (см. п. 3.1 примера 7).

4.2. По рис. 3.37 для кривой IV при $\psi_{bd} = 0,7$ и $HV > 350$ для шестерни и колеса $K_{H\beta 1626} = 1,1$.

4.3. По табл. 3.24 для шестерни и колеса $K_{Ha1626} = 1,07$, а по табл. 3.26 – $K_{HV1626} = 1,02$. Тогда для шестерни и колеса $K_{H16} = 1 \cdot 1,1 \cdot 1,02 \cdot 1,07 = 1,2$.

5. Ширина колеса (см. формулу (3.26)) при $a_{w6} = a_{wt} = 302,5$ мм (редуктор соосный, межосевые расстояния быстроходной и тихоходной ступеней равны между собой)

$$b_k = (u_6 + 1)^3 K_a^3 \frac{T_{2\max} K_{H\max}}{(a_w u [\sigma_H]_6)^2} = (6 + 1)^3 460^3 \cdot \frac{2132,0 \cdot 1,2}{(302,5 \cdot 6 \cdot 1072,0)^2} = 22,56 \text{ мм.}$$

Принимается $b_k = 24$ мм.

Здесь $K_a = 460 \text{ МПа}^{\frac{1}{3}}$ (см. табл. 3.32); $[\sigma_H]_6 = 1072,0 \text{ МПа}$ (п. 2.4.6 примера б).

6. Ширина шестерни $b_w = b_k + (2 \dots 4) = 24 + (2 \dots 4) = 26 \dots 28$ мм. Принимается $b_w = 26$ мм.

7. На основании примера 7 раздела 3.2 при $HV > 350$ коэффициент ширины шестерни относительно модуля $\psi_{bm} = 20 \dots 15$.

Тогда нормальный модуль зацепления $m_n = b_w / \psi_{bm} = 26 / 15 \dots 20 = 1,3 \dots 1,7$ мм. По ГОСТ 9563–90 $m_n = 2$ мм с учетом того, что при поверхностной закалке зубьев нагревом ТВЧ $m_n \geq 2$ мм.

8. Угол наклона зубьев при принятом коэффициенте осевого перекрытия для косозубого зацепления $\varepsilon_\beta = 1$.

Из выражения коэффициента осевого перекрытия цилиндрического зацепления

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin \beta}{\pi m}; \quad \sin \beta = \frac{\varepsilon_\beta \pi m}{b_w} = \frac{1 \cdot 3,14 \cdot 2}{26} = 0,2417; \quad \beta = 13^\circ 59' 6''.$$

что соответствует диапазону $\beta = 8^\circ \dots 18^\circ$.

9. Число зубьев шестерни и колеса

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n (u_6 + 1)} = \frac{2 \cdot 302,5 \cdot \cos 13,985^\circ}{2(6 + 1)} = 41,94.$$

Принимается $z_1 = 42$; $z_2 = z_1 u_6 = 42 \cdot 6 = 252$.

10. Уточненное значение угла наклона зубьев:

$$\cos \beta = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a_w} = \frac{2(42 + 252)}{2 \cdot 302,5} = 0,9719; \quad \beta = 13,614^\circ = 13^\circ 36' 53''.$$

11. Делительный диаметр шестерни и проверка полученных размеров ширины колеса и данного диаметра по коэффициенту Ψ_{bd} :

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2,0 \cdot 42}{\cos 13,614^\circ} = 86,43 \text{ мм};$$

$$\Psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1} = \frac{26}{86,43} = 0,3, \text{ что } = \Psi_{bd \min} = 0,5.$$

Поэтому по $\Psi_{bd} = 0,5$ при $d_1 = 86,43$ мм принимается $b_{кб} = 0,5 \cdot 86,43 = 43,22$ мм. Устанавливается $b_{кб} = 44$ мм, что сочетается с шириной тихоходного колеса $b_{кб} = 80$ мм. Тогда $b_w = b_{кб} + (2 \dots 4) = 44 + (2 \dots 4) = 46 \dots 48$ мм, принимается $b_{wb} = 48$ мм.

12. Уточненные значения нормативного модуля, числа зубьев и угла наклона зубьев $m_n = \frac{b_w}{\Psi_{bm}} = \frac{48}{20 \dots 15} = 2,4 \dots 3,2$ мм, по стандарту $m_n = 2,5$ мм с целью получения $\beta > 8^\circ$:

$$\sin \beta = \frac{\pi m_n \varepsilon_\beta}{b_w} = \frac{\pi \cdot 2,5 \cdot 1}{48} = 0,1636, \text{ а } \beta = 9,4173^\circ = 9^\circ 25' 2'';$$

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n(u_\sigma + 1)} = \frac{2 \cdot 302,5 \cos 9,4173^\circ}{2,5(6+1)} = 34,1,$$

принимается $z_1 = 34$, $z_2 = z_1 u_\sigma = 34 \cdot 6 = 204$;

$$\cos \beta = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a_w} = \frac{2,54(34 + 204)}{2 \cdot 302,5} = 0,98347, \quad \beta = 10,4318^\circ = 10^\circ 25' 55''.$$

13. С учетом выполненных уточнений параметров зацепления окончательные основные геометрические размеры передачи (см. рис. 3.45).

13.1. Делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 34}{\cos 10,432^\circ} = 86,43 \text{ мм}; \quad d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 204}{\cos 10,432^\circ} = 518,57 \text{ мм}.$$

13.2. Межосевое расстояние $a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{86,43 + 518,57}{2} = 302,5 \text{ мм}$.

13.3. Так как передача косозубая, то угол профиля α_t и коэффициенты смещения x_1, x_2 :

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 10,432^\circ} = 0,3701; \quad \alpha_t = 20,31^\circ = 20^\circ 18' 36''.$$

Значения $x_1 = x_2 = 0$ по табл. 3.2, т. к. $z_1 > z_{\min} + 2, 34 > 17 + 2 = 19$ ($z_{\min} \geq 17$, см. табл. 3.4).

13.4. При $x_1 = x_2 = 0$ диаметры вершин d_a и впадин зубьев d_f :
– шестерни:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a^* m_n = 86,43 + 2 \cdot 1 \cdot 2,5 = 91,43 \text{ мм};$$
$$d_{f1} = d_1 - 2m_n (h_a^* + c^*) = 86,43 - 2 \cdot 2,5(1 + 0,25) = 80,188 \text{ мм};$$

– колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a^* m_n = 518,57 + 2 \cdot 1 \cdot 2,5 = 523,57 \text{ мм};$$
$$d_{f2} = d_2 - 2m_n (h_a^* + c^*) = 518,57 - 2 \cdot 2,5(1 + 0,25) = 512,32 \text{ мм}.$$

14. Силы в зацеплении (см. рис. 3.45):

– окружные силы (T_1, T_2 см. в п. 1 примера 7):

$$F_{\min} = F_{t1\min} = F_{t2\min} = \frac{2T_{1\min}}{d_1} = \frac{2 \cdot 260 \cdot 10^3}{86,43} = 6016,4 \text{ Н};$$
$$F_{t\max} = F_{t1\max} = F_{t2\max} = \frac{2T_{1\max}}{d_1} = \frac{2 \cdot 364,5 \cdot 10^3}{86,43} = 8435,0 \text{ Н};$$

– радиальные (распорные) силы:

$$F_{r\min} = F_{r1\min} = F_{r2\min} = F_{t\min} \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta} = 6016,4 \frac{\operatorname{tg}20^\circ}{\cos 10,432^\circ} = 2227 \text{ Н};$$

$$F_{r\max} = F_{r1\max} = F_{r2\max} = F_{t\max} \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta} = 8435 \frac{\operatorname{tg}20^\circ}{\cos 10,432^\circ} = 3122,3 \text{ Н};$$

– осевые силы:

$$F_{a\min} = F_{a1\min} = F_{a2\min} = F_{t\min} \operatorname{tg}\beta = 6016,4 \operatorname{tg} 10,432^\circ = 1108,0 \text{ Н};$$

$$F_{a\max} = F_{a1\max} = F_{a2\max} = F_{t\max} \operatorname{tg}\beta = 8435 \operatorname{tg} 10,432^\circ = 1553 \text{ Н}.$$

15. Фактическая окружная скорость V колес:

$$V_{\min} = \frac{\pi d_1 n_{1\min}}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 86,43 \cdot 730}{60 \cdot 1000} = 3,38 \text{ м/с};$$

$$V_{\max} = \frac{\pi d_1 n_{1\max}}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 86,43 \cdot 1460}{1000} = 6,6 \text{ м/с}.$$

16. Коэффициенты нагрузки.

16.1. По табл. 3.8 уточняется степень точности. Назначается $n_{ст} = 8$.

16.2. Значение $\psi_{bd} = \frac{b_k}{d_1} = \frac{44}{86,43} = 0,51 > \psi_{bd\min} = 0,5$.

16.3. По табл. 3.22 принимается значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки в начальный период работы $K_{H\beta}^0 = 1,135$ для шестерни и колеса при $H_{cp} = 59,5$ HRC, $\psi_{bd} \approx 0,51$ и схеме IV.

Тогда значения $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ после приработки при значении $K_{H\omega} = 0,92$ (см. табл. 3.23):

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1)K_{H\omega} = 1 + (1,135 - 1)0,92 = 1,12;$$

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82K_{H\beta}^0 = 0,18 + 0,82 \cdot 1,135 = 1,1.$$

16.4. Для принятой твердости поверхности зубьев $H_{cp} = 59,5$ HRC находят значения коэффициентов $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ распределения нагрузки между зубьями для назначенной 8-й степени точности передачи:

– в начальный период работы $K_{H\alpha}^0 = 1 + A(n_{ct} - 5)$, где $A = 0,15$ при твердости зубьев шестерни и колеса больше 350 (см. табл. 3.24):

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,15(8 - 5) = 1,45;$$

– после приработки зубьев:

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1)K_{H\omega}$$

и для зубчатого зацепления быстроходной ступени

$$K_{H\alpha} = 1 + (1,45 - 1)0,92 = 1,41.$$

Для $K_{F\alpha}$ (см. табл. 3.24) определили коэффициент осевого перекрытия при значении $\sin \beta = \sin 10,432^\circ = 0,1811$:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_k \sin \beta}{\pi m_n} = \frac{44 \cdot 0,1811}{\pi \cdot 2,5} = 1,02 > 1.$$

Тогда при коэффициенте торцевого перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{34} + \frac{1}{204} \right) \right] \cos 10,432^\circ = 1,74$$

значение $K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n_{ct} - 5)}{4\varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1,74 - 1)(8 - 5)}{4 \cdot 1,74} = 0,89 < 1$, то принимается

$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}^0 = 1,45.$$

16.5. При $V_{\max} z_1 / 1000 = 6,6 \cdot 34 / 1000 = 0,22 < 1,4$ и известных геометрических параметрах коэффициенты, учитывающие внутреннюю динамику быстроходной передачи:

$$K_{HV} = 1 + \omega_{HV} \frac{b_k}{F_{t\min} K_{H\alpha} K_{H\beta}};$$

$$K_{FV} = 1 + \omega_{FV} \frac{b_{\kappa}}{F_{t \min} K_{F\alpha} K_{F\beta}},$$

где ω_{HV} , ω_{FV} – удельные расчетные динамические нагрузки к расчетам на контактную прочность и на изгиб с учетом табл. 3.27 и того, что передача косозубая: $\delta_H = 0,004$ (см. табл. 3.28); $\delta_F = 0,006$ (см. табл. 3.29); $\rho_0 = 56$ (см. табл. 3.30) и $\omega_{FV\text{пред}} = \omega_{HV\text{пред}} = 380$ Н/мм (см. табл. 3.30).

Поэтому

$$\omega_{HV} = \delta_H \rho_0 V_{\max} \sqrt{\frac{a_w}{u_6}} = 0,004 \cdot 56 \cdot 6,6 \sqrt{\frac{302,5}{6}} = 10,5 \text{ Н/мм};$$

$$\omega_{FV} = \delta_F \rho_0 V_{\max} \sqrt{\frac{a_w}{u_6}} = 0,006 \cdot 56 \cdot 6,6 \sqrt{\frac{302,5}{6}} = 15,7 \text{ Н/мм};$$

$$\omega_{HV}, \omega_{FV} < \omega_{HV\text{пред}}, \omega_{FV\text{пред}} = 380 \text{ Н/мм},$$

тогда

$$K_{HV} = 1 + 10,5 \cdot \frac{44}{6016,4 \cdot 1,41 \cdot 1,12} = 1,05;$$

$$K_{FV} = 1 + 15,7 \cdot \frac{44}{6016,4 \cdot 1,45 \cdot 1,1} = 1,07.$$

Уточненные значения коэффициентов нагрузки:

$$K_H = K_A K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{HV} = 1 \cdot 1,12 \cdot 1,41 \cdot 1,05 = 1,66;$$

$$K_F = K_A K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{FV} = 1 \cdot 1,1 \cdot 1,45 \cdot 1,07 = 1,71.$$

17. Проверочный расчет зубьев колеса на контактную прочность:

$$\sigma_H = Z_E Z_\varepsilon Z_H \sqrt{\frac{F_{t6 \max} K_{H \max} u_6 + 1}{b_2 d_1 u_6}} \leq [\sigma_H]_6 = 1072,0 \text{ МПа.}$$

Расчет Z_E, Z_ϵ, Z_H см. в подразделе 3.5.2. С учетом косоузубости

$$Z_E = 192 \text{ МПа}^{\frac{1}{2}}, Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,74}} = 0,76 \text{ (значение } \epsilon_\alpha = 1,74, \text{ см. п. 12 примера 7),}$$

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}}, \text{ где } \sin \beta_b = \sin \beta \cos \alpha = \sin 10,432^\circ \cos 20^\circ = 0,1845, \text{ что со-}$$

ответствует $\beta_b = 10,63^\circ$; зубчатое зацепление без смещения, поэтому $\alpha_{tw} = \alpha_t = 20,31^\circ$ (см. п. 13.3 примера 8):

$$Z_H = \frac{1}{\cos 20,31^\circ} \sqrt{\frac{2 \cos 10,63^\circ}{\operatorname{tg} 20,31^\circ}} = 2,46.$$

Тогда $\sigma_H = 192 \cdot 0,76 \cdot 2,46 \sqrt{\frac{8435 \cdot 1,66}{44 \cdot 86,43} \cdot \frac{6+1}{6}} = 744,0 \text{ МПа}$. Это значительно

меньше $[\sigma_H]_6 = 1072,0 \text{ МПа}$, что объясняется принятием значения межосевого расстояния быстроходной ступени равным межосевому расстоянию тихоходной ступени из-за соосности редуктора. Уменьшить ширину венца нет возможности, т. к. значение ψ_{bd} выходит за min значение (см. п. 16.2 примера 8).

Нецелесообразно осуществлять и проверку зубьев на контактную статическую прочность при действии пиковой нагрузки, т. к. произведение $\sigma_H \cdot 1,8$ также будет значительно меньше $[\sigma_H]_{\max} = 2360 \text{ МПа}$.

18. Проверочный расчет зубьев колес на прочность при изгибе.

18.1. Коэффициенты формы зуба (см. табл. 3.33) для косозубого зацепления согласно формуле $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$, тогда для шестерни $z_{vш} = \frac{34}{\cos^3 10,437^\circ} = 35,7$, $Y_{Fш} = 3,75$

и колеса $z_{vk} = \frac{204}{\cos^3 10,437^\circ} = 214,5$, $Y_{Fк} = 3,6$.

18.2. Коэффициент, учитывающий наклон зуба, $Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ} \geq 0,7$,

$Y_\beta = 1 - 1,02 \frac{10,432^\circ}{120^\circ} = 0,9$, условие соблюдается. Значение $\epsilon_\beta = 1,02$ из п. 16.4.

18.3. Коэффициент перекрытия зубьев при $\epsilon_\alpha = 1,74$ (см. п. 16.4 примера 8)

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,74} = 0,57.$$

18.4. Напряжения при изгибе по меньшему из соотношений $\frac{[\sigma_F]_{ш}}{Y_{Fш}} = \frac{497}{3,75} = 132,5$ МПа ; $\frac{[\sigma_F]_к}{Y_{Fк}} = \frac{497}{3,6} = 135,3$ МПа , где $[\sigma_F]_{ш(к)} = 497$ МПа (см. п. 5.6 примера б), тогда для шестерни при $T_{1max} = 364,5$ Н·м (см. п. 1 примера 7)

$$\begin{aligned} \sigma_{Fш} &= \frac{2T_{1max} Y_{Fш} Y_\beta Y_\varepsilon K_F}{d_1 b_k m_n} = \frac{2 \cdot 364,5 \cdot 10^3 \cdot 3,75 \cdot 0,9 \cdot 0,57 \cdot 1,71}{86,43 \cdot 44 \cdot 2,5} = \\ &= 231,2 \text{ МПа} < [\sigma_F]_6 = 497 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

$$\text{Для колеса } \sigma_{Fк} = \sigma_{Fш} \frac{Y_{Fк}}{Y_{Fш}} = 231,2 \cdot \frac{3,6}{3,75} = 222,0 \text{ МПа} < [\sigma_F]_6 = 497,0 \text{ МПа} .$$

Изгибная выносливость быстроходной ступени обеспечивается.

Соответственно, и по изгибной прочности при действии пиковой нагрузки по произведению $\sigma_F \cdot 1,8$ как для шестерни, так и колеса наблюдается большая недогрузка, т. к. $[\sigma_F]_{max} = 1200$ МПа .

19. Основные параметры передачи (см. рис. 3.45):

$$a_w = 302,5 \text{ мм}; m_n = 2,5 \text{ мм}; z_1 = z_{ш} = 34; z_2 = z_к = 204; u_6 = 6; x_1 = x_2 = 0; b_1 = b_w = 48,0 \text{ мм};$$

$$b_2 = b_к = 44 \text{ мм}; \beta = 10^\circ 25' 55''; d_1 = d_{ш} = 86,43 \text{ мм}; d_2 = d_к = 518,57 \text{ мм}; d_{a1} = 91,43 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 523,57 \text{ мм}; d_{f1} = 80,183 \text{ мм}; d_{f2} = 512,32 \text{ мм}; \alpha_t = 20,31^\circ; \alpha = 20^\circ .$$

20. Номинальные размеры для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев. Для колес без смещения (см. рис. 3.22, в):

– постоянная хорда зуба шестерни, колеса

$$\bar{S}_c = 1,387 m_n = 1,387 \cdot 2,5 = 3,468 \text{ мм};$$

– высота до постоянной хорды шестерни и колеса

$$\bar{h}_c = 0,748 m_n = 0,748 \cdot 2,5 = 1,870 \text{ мм}.$$

Проверка правильности расчета контролируемых параметров по $\rho_a > \rho_s > \rho_p$, дальнейшие расчеты согласно п. 17.3 примера 7.

Здесь

$$\rho_a = 0,5\sqrt{d_a^2 - d_b^2},$$

где

$$d_{a1} = 91,43 \text{ мм}; d_{a2} = 523,57 \text{ мм};$$

$$d_{b1} = d_1 \cos \alpha_t = 86,43 \cos 20,31^\circ = 81,05 \text{ мм};$$

$$d_{b2} = d_2 \cos \alpha_t = 518,57 \cos 20,31^\circ = 486,31 \text{ мм};$$

$$\rho_{a1} = 0,5\sqrt{91,43^2 - 81,05^2} = 23,45 \text{ мм};$$

$$\rho_{a2} = 0,5\sqrt{523,57^2 - 486,31^2} = 97,0 \text{ мм};$$

$$\rho_{s1} = 0,5 \left(d_{b1} \operatorname{tg} \alpha_t + \bar{S}_c \frac{\cos \beta_b}{\cos \alpha} \right) = 0,5 \left(81,05 \operatorname{tg} 20,31^\circ + 3,468 \frac{\cos 10,63^\circ}{\cos 20^\circ} \right) = 16,8 \text{ мм};$$

$$\rho_{s2} = 0,5 \left(d_{b2} \operatorname{tg} \alpha_t + \bar{S}_c \frac{\cos \beta_b}{\cos \alpha} \right) = 0,5 \left(486,31 \operatorname{tg} 20,31^\circ + 3,468 \frac{\cos 10,63^\circ}{\cos 20^\circ} \right) = 91,8 \text{ мм};$$

$$\rho_{p1} = a_w \sin \alpha_{tw} - \rho_{a2} = 302,5 \sin 20,31^\circ - 97,0 = 8,05 \text{ мм};$$

$$\rho_{p2} = a_w \sin \alpha_{tw} - \rho_{a1} = 302,5 \sin 20,31^\circ - 23,45 = 81,55 \text{ мм}.$$

Здесь $\alpha_{tw} = \alpha_t = 20,31^\circ$, т. к. передача без смещения.

Условия проверки правильности получения значений \bar{S}_c , \bar{h}_c соблюдается:

$$\rho_{a1} > \rho_{s1} > \rho_{p1}; 23,45 > 16,80 > 8,05;$$

$$\rho_{a2} > \rho_{s2} > \rho_{p2}; 97,0 > 91,8 > 81,55.$$

Аналогично п. 17.4 примера 7 определяется действительная толщина по постоянной хорде (размер указывается на чертеже), мм, при значении $E_{SC} = 0,728E_{HS} = 0,728 \cdot 0,35 = 0,255$ мм; $T_C = 0,728T_H = 0,728 \cdot 0,2 = 0,146$ мм, соответственно $S_{c2} = (\bar{S}_c - E_{SC})_{-T_C} = (3,468 - 0,255)_{-0,146} = 3,213_{-0,146}$.

21. Длина общей нормали для косозубого зацепления цилиндрическими колесами без смещения

$$W = [\pi(z_{nr} - 0,5) + z \operatorname{inv} \alpha_t] m_n \cos \alpha,$$

где $z_{nr} = \frac{z}{\pi} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_x}{\cos^2 \beta_b} - \operatorname{inv} \alpha \right) + 0,5$.

Здесь α_x – профильный угол в передачах без смещения, равный углу профиля торцевого исходного контура: $\operatorname{inv} \alpha_t = \operatorname{inv} 20,31^\circ = 0,01549$; $\cos 20^\circ = 0,9397$. Тогда

$$z_{nr1} = \frac{34}{\pi} \left(\frac{\operatorname{tg} 20,31^\circ}{\cos^2 10,63^\circ} - 0,0149 \right) + 0,5 = 4,42, \text{ принимается } z_{nr1} = 5;$$

$$z_{nr2} = \frac{204}{\pi} \left(\frac{\operatorname{tg} 20,31^\circ}{\cos^2 10,63^\circ} - 0,0149 \right) + 0,5 = 24,42, \text{ принимается } z_{nr2} = 25.$$

Следовательно

$$W_1 = [\pi(5 - 0,5) + 34 \cdot 0,01549] \cdot 2,5 \cdot 0,9397 = 34,432 \text{ мм};$$

$$W_2 = [\pi(25 - 0,5) + 204 \cdot 0,01549] \cdot 2,5 \cdot 0,9347 = 188,15 \text{ мм}.$$

22. Проверка по $W < \frac{b_k}{\sin \beta_b} = \frac{44}{\sin 10,63^\circ} = 238,5 \text{ мм} > W_1$ и W_2 , условие соблюдается. Также при $\rho_\omega = 0,5W \cos \beta_b$ для $\rho_{\omega1} = 0,5 \cdot 34,432 \cos 10,63^\circ = 16,92 \text{ мм}$, $\rho_{\omega2} = 0,5 \cdot 188,15 \cos 10,63^\circ = 92,45 \text{ мм}$ соблюдаются условия $\rho_{p1} < \rho_{\omega1} < \rho_{a1}$; $8,05 < 16,92 < 23,48$ и $\rho_{p2} < \rho_{\omega2} < \rho_{a2}$; $81,55 < 92,45 < 97,15$. Следовательно, полученные для контроля параметры рассчитанной косозубой цилиндрической быстроходной передачи отвечают необходимым требованиям.

Действительная длина общей нормали (размер указывается на чертеже), мм, при значениях

$E'_{\omega_1} = 0,11$ мм (см. табл. 3.12, $d_1 = 86,43$ мм, $n_{ст} = 8$, вид сопряжения B);

$E'_{\omega_2} = 0,14$ мм (см. табл. 3.12, $d_2 = 518,57$ мм, $n_{ст} = 8$, вид сопряжения B);

$E''_{\omega_1} = 0,011$ мм (см. табл. 3.13), $F_r = 0,045$ (см. табл. 3.11);

$E''_{\omega_2} = 0,018$ мм (см. табл. 3.13), $F_r = 0,08$ (см. табл. 3.11);

$T_{\omega_1} = 0,07$ мм; $T_{\omega_2} = 0,10$ мм (см. табл. 3.14)

составляет:

$$W_{\psi(1)} = [W_1 - (E'_{\omega_1} + E''_{\omega_1})]_{-T_{\omega_1}} = [34,432 - (0,11 + 0,011)]_{-0,07} = 34,31_{-0,07};$$

$$W_{\psi(2)} = [W_2 - (E'_{\omega_2} + E''_{\omega_2})]_{-T_{\omega_2}} = [188,15 - (0,14 + 0,018)]_{-0,10} = 187,99_{-0,10}.$$

4. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

4.1. Основные кинематические и геометрические соотношения планетарных передач

Одна из основных задач кинематического анализа соосных планетарных передач – определение значения и знака передаточного отношения, которые для одного и того же механизма изменяются в зависимости от того, какие звенья служат ведущими, ведомыми и неподвижными. Так, с изменением назначения звеньев изменяются направления вращения колес и передаточные отношения. При $i > 0$ направления вращения ведущего и ведомого звеньев совпадают, при $i < 0$ не совпадают. Передаточное отношение обозначают буквами с индексами, например i_{ab}^h . Вверху находится обозначение неподвижного звена, относительно которого рассматривается движение, внизу – обозначения звеньев (направление передачи движения), для которых определяется передаточное отношение.

Определение передаточного отношения планетарных передач связано с некоторыми трудностями. В практике исследования кинематики планетарных механизмов и при определении передаточных отношений этих передач наиболее широко используют метод остановки водила (метод Виллиса) – метод обращенного движения. По этому методу всей планетарной передаче мысленно дополнительно сообщают вращение с угловой скоростью водила ω_h , но в обратном направлении. Водило затормаживается, закрепленное колесо освобождается, а относительное движение звеньев не изменяется. Получается так называемый обращенный механизм, в котором планетарная передача превращается в простую передачу, где геометрические оси всех колес неподвижны. Сателлиты при этом становятся промежуточными (паразитными) зубчатыми колесами, влияющими на передаточное отношение механизма. Соответственно, остановка водила равноценна вычитанию его угловой скорости ω_h из угловых скоростей подвижных колес. Тогда передаточное отношение в обращенном механизме определяется как в двухступенчатой передаче с одним внешним и одним внутренним зацеплением.

Следовательно, при мысленно остановленном водиле h , ведущем колесе a и ведомом b (рис. 4.1)

$$i_{ab}^h = \frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h} = \frac{n_a - n_h}{n_b - n_h} = -\frac{z_b}{z_a} = -k, \quad (4.1)$$

где $\omega_a, \omega_b, \omega_h, n_a, n_b, n_h$ – соответственно угловые скорости и частоты вращения колес a, b и водила h , а $(\omega_a - \omega_h)$ и $(\omega_b - \omega_h)$ – угловые скорости колес a, b относительно водила h ;

z_a, z_b – числа зубьев колес a, b ;

k – конструктивная характеристика, или параметр планетарного ряда. Здесь она с отрицательным знаком, т. к. колеса a, b вращаются в разные стороны при остановленном водиле: $k = \frac{z_b}{z_a}$.

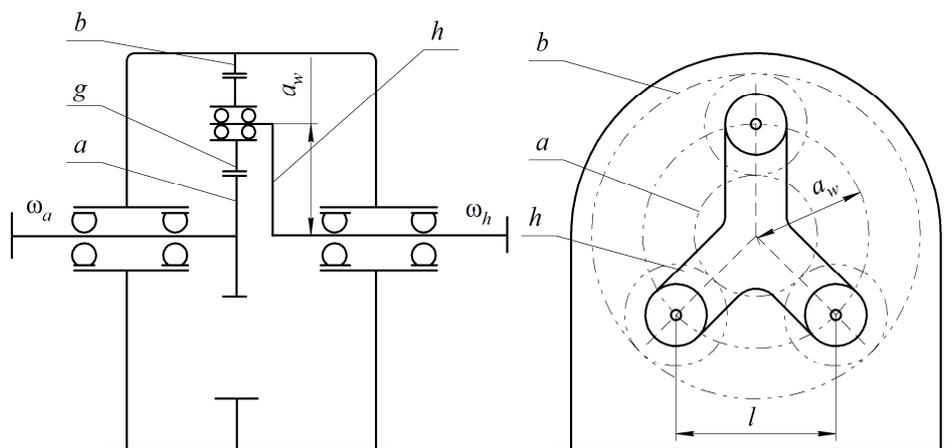


Рис. 4.1. Кинематическая схема простой планетарной передачи

Конструктивная характеристика может находиться в пределах $k \approx 1,3 \dots 5$ (6...7), т. к. при $k < 1,3$ для сателлита остается мало места. При $k > 6$ диаметральные размеры сателлитов значительны, проявляются сложности установки их на водиле и в целом конструкция планетарной передачи получается большой.

В табл. 4.1 приведены кинематические схемы наиболее распространенных и применяемых в приводах планетарных зубчатых передач, а также формулы для определения передаточного отношения и КПД.

Для этой же планетарной передачи при неподвижном колесе b ($\omega_b = 0$) колесо a является ведущим, а водило h ведомым. Из приведенной формулы

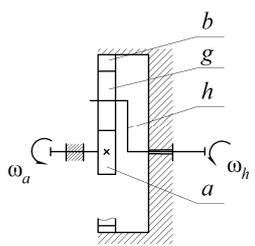
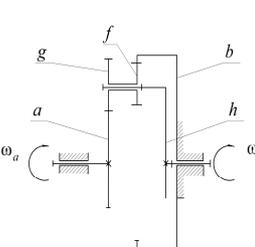
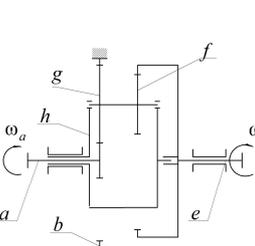
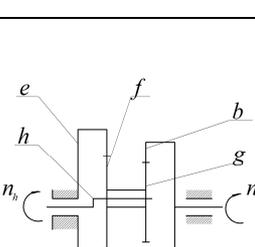
$$\frac{\omega_a - \omega_h}{0 - \omega_h} = \frac{n_a - n_h}{0 - n_h} = -\frac{n_a}{n_h} + 1 = -\frac{z_b}{z_a}, \quad (4.2)$$

или

$$i_{ah}^b = \frac{n_a}{n_h} = 1 + \frac{z_b}{z_a}. \quad (4.3)$$

Таблица 4.1

Распространенные схемы планетарных зубчатых передач в редукторах

Но- мер схе- мы	Схема передачи	Звено			Передаточное отношение и его рациональные пределы, частота вращения сателлита относительно водила	КПД и его ориентировочные предельные значения
		ведущее	ведомое	неподвижное		
1		a	h	b	$i_{ah}^b = \frac{\omega_a}{\omega_h} = 1 - i_{ab}^h = 1 + \frac{z_b}{z_a},$ <p>где $i_{ab}^h = -\frac{z_b}{z_a}$, $i_{ah}^b = 3...8$;</p> <p>передаточное отношение: кинематическое – 12, оптимальное – 4...6;</p> $n_g^h = -n_h \frac{z_b}{z_g}$	$\eta_{ah}^b = 1 - \frac{i_{ah}^b - 1}{i_{ah}^b} \psi_{ah}^b;$ $\eta_{ah}^b = 1 - \frac{z_b}{z_a + z_b} \psi_{ah}^b;$ $\psi_{ah}^b = \psi_{ag}^b + \psi_{gh}^b;$ $\eta_{ah}^b = 0,96...0,98$
2		a	h	b	$i_{ah}^b = \frac{\omega_a}{\omega_h} = 1 - i_{ab}^h = 1 + \frac{z_g}{z_a} \frac{z_b}{z_f},$ <p>где $i_{ab}^h = -\frac{z_g}{z_a} \frac{z_b}{z_f}$, $i_{ah}^b = 8...19$;</p> $n_g^h = n_h \frac{z_b}{z_f}$	$\eta_{ah}^b = 1 - \frac{i_{ah}^b - 1}{i_{ah}^b} \psi_{ah}^b;$ $\psi_{ah}^b = \psi_{ag}^b + \psi_{fh}^b;$ $\eta_{ah}^b = 0,95...0,97$
3		a	e	b	$i_{ae}^b = i_{ah}^b i_{he}^b = \frac{1 + \frac{z_b}{z_a}}{1 - \frac{z_f z_b}{z_e z_g}};$ $i_{ae}^b = 20...500;$ $n_{gf}^h = -n_h \frac{z_b}{z_g}$	$\eta_{ae}^b = \left(1 - \frac{z_b}{z_a + z_b} \psi_{ab}^h \right) \times$ $\times \frac{1}{1 + \left[\frac{z_g z_b}{z_e z_f - z_g z_b} \right] \psi_{eb}^h};$ $\psi_{ah}^h = \psi_{ag}^h + \psi_{gh}^h;$ $\psi_{eb}^h = \psi_{ef}^h + \psi_{gb}^h;$ $\eta_{ae}^h = 0,8...0,9$
4		h	b	e	$i_{hb}^e = \frac{n_h}{n_b} = \frac{1}{1 - \frac{z_e z_g}{z_f z_b}};$ $\frac{z_e}{z_f} \frac{z_g}{z_b} \rightarrow 1; i_{hb}^e \rightarrow \infty$ $i_{hb}^e = 15...500;$ $n_{fg}^h = -n_h \frac{z_e}{z_f}$	$\eta_{hb}^e = \frac{1}{1 + [i_{hb}^e - 1] \psi_{be}^h};$ $\psi_{be}^h = \psi_{ef}^h + \psi_{gb}^h;$ $\eta_{hb}^e = 0,15...0,85$

Примечание. Ориентировочное значение коэффициента потерь в одной паре зубчатых колес $\psi = 0,025$

Частота вращения сателлита g определяется при заданных n_a, n_h
 из $\frac{n_a - n_h}{n_g - n_h} = i_{ag}^h = -\frac{z_g}{z_a}$.

Закреплено колесо a ($\omega_a = 0$). Определяется

$$i_{bh}^a = \frac{\omega_b}{\omega_h} = 1 - \frac{1}{i_{ab}^h} = 1 + \frac{z_a}{z_b}; \quad i_{hb}^a = \frac{\omega_h}{\omega_b} = \frac{z_b}{z_b + z_a}. \quad (4.4)$$

На рис. 4.2 приведена схема двухступенчатой планетарной зубчатой передачи, состоящей из двух последовательно соединенных простых передач. В этом случае передаточное отношение

$$i = \frac{\omega_{a1}}{\omega_{h2}} = \left(1 + \frac{z_{b1}}{z_{a1}}\right) \left(1 + \frac{z_{b2}}{z_{a2}}\right) = 10 \dots 125. \quad (4.5)$$

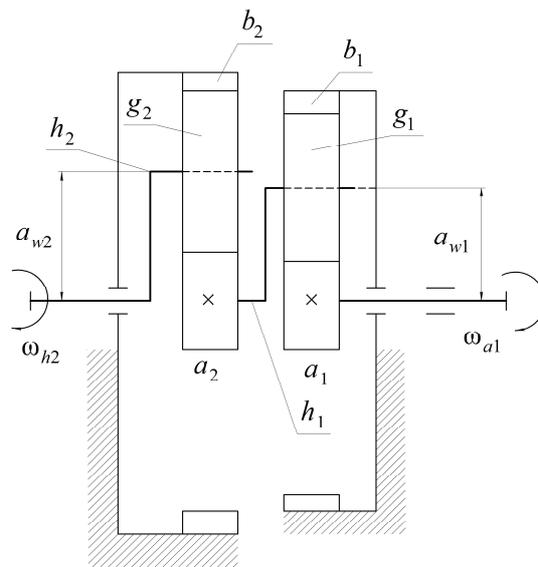


Рис. 4.2. Кинематическая схема простейшей двухступенчатой планетарной передачи

КПД передачи $\eta = \eta_1 \eta_2 = 0,92 \dots 0,96$.

Аналогично выводятся соотношения для передаточных отношений других механизмов (см. табл. 4.1).

В отличие от расчета обычных зубчатых передач, расчет планетарных механизмов начинают с подбора чисел зубьев. При расчете простой передачи число зубьев выбирают из условия неподрезания ножки зуба ($z_{\min} \geq 17$) и обеспечения необходимого передаточного отношения. Для соблюдения этих условий

число зубьев центральной ведущей шестерни $z_a \geq 12$. Принимают $z_a = 21 \dots 24$ для материала с твердостью $HV \leq 350$, $z_a \geq 18 \dots 21$ для $35 < HRC \leq 52$ и $z_a = 18$ для $HRC > 52$.

Так как колеса взаимосвязаны, то кроме обеспечения заданного передаточного отношения необходимо удовлетворить следующие условия сборки планетарного механизма: соосности, симметричного расположения сателлитов, соседства.

Простейшие планетарные механизмы (см. рис. 4.1 и передачу по схеме 1 табл. 4.1) имеют, как правило, две пары зубчатых зацеплений $(a - g)$ и $(b - g)$. По заданному передаточному отношению i_{ah}^b из формулы (4.3) находят $\frac{z_b}{z_a} = i_{ah}^b - 1$. Принимают z_a по приведенным рекомендациям и определяют z_b :

$$z_b = z_a (i_{ah}^b - 1). \quad (4.6)$$

Число зубьев z_g сателлита g вычисляют из условия соосности, в соответствии с которыми межосевое расстояние a_w зубчатых пар с внешним $(a_w)_a$ и внутренним $(a_w)_b$ зацеплением должны быть равны, т. е. $(a_w)_a = (a_w)_b$ или $0,5(d_a + d_g) = 0,5(d_b - d_g)$.

В этой зависимости $d = mz$ – делительный диаметр соответствующего зубчатого колеса a, g, b . А т. к. модули равны ($m_{ag} = m_{bg}$), то условие соосности для этой схемы

$$z_a + z_g = z_b - z_g. \quad (4.7)$$

Сопоставляя колесо b с a , получают $d_b - d_a = 2d_g$, а т. к. модули зацепления планетарной передачи одинаковы и $z_b = z_a (i_{ah}^b - 1)$, получают

$$z_g = 0,5(z_b - z_a) = 0,5z_a (i_{ah}^b - 2). \quad (4.8)$$

Аналогично число зубьев неподвижного центрального колеса из $d_b - d_a = 2d_g$, получают

$$d_b = d_a + 2d_g \text{ или } z_b = z_a + 2z_g. \quad (4.9)$$

Полученные числа зубьев z_a, z_b, z_g проверяют по условиям сборки и соседства. По первому условию для сборки передачи требуется совпадение зубьев со впадинами во всех зацеплениях центральных колес с сателлитами. В этом случае при симметричном расположении сателлитов сумма зубьев центральных колес ($z_a + z_b$) должна быть кратна числу сателлитов n_w , т. е. $\frac{z_a + z_b}{n_w}$ – целое число.

Условия симметричного расположения сателлитов (собираемости) для схем 2...4 табл. 4.1:

$$\frac{z_a z_f + z_g z_b}{n_w c_{gf}} - \text{целое число}, \quad \frac{z_e z_g - z_f z_b}{n_w c_{gf}} - \text{целое число}. \quad (4.10)$$

Здесь c_{gf} – наибольший общий множитель чисел зубьев z_g, z_f . Если условие не соблюдается, то z_g увеличивают ($z'_g = z_g + 1, 2, 3, \dots$) и повторяют расчет с выбора числа зубьев.

Условие соседства требует, чтобы сателлиты не задевали зубьями друг друга. Это значит (см. рис. 4.1), что сумма радиусов вершин зубьев соседних сателлитов, равная $d_{ga} = m(z_g + 2)$, должна быть меньше расстояния l между их осями:

$$d_{ga} < l = 2a_w \sin\left(\frac{180^\circ}{n_w}\right), \quad (4.11)$$

где $d_{ga} = m(z_g + 2)$ – диаметр вершин зубьев сателлита;

$a_w = 0,5m(z_a + z_g)$ – межосевое расстояние зацепления колес a, g .

Тогда $m(z_g + 2) < m(z_a + z_g) \sin\left(\frac{180^\circ}{n_w}\right)$, или

$$z_g + 2 < (z_a + z_g) \sin\left(\frac{180^\circ}{n_w}\right). \quad (4.12)$$

Разность между $2a_w \sin\left(\frac{180^\circ}{n_w}\right)$ и d_{ga} должна составлять $\geq 2,5$ мм. Из формулы (4.12) следует, что условие соседства выполнено, когда

$$z_g + 2 < (z_a + z_g) \sin\left(\frac{180^\circ}{n_w}\right). \quad (4.13)$$

При $n_w = 3$ максимальное передаточное отношение зависит от z_a . Например, если z_a равняется 24 и 12, то $i_{ah}^b = 12,44$ и 9,95 соответственно.

Если колеса прямозубые и изготовлены без смещения исходного контура, то по условию соосности $0,5m(z_a + z_g) = 0,5m(z_b - z_g)$. Чтобы z_g получилось целым числом, оба значения z_b и z_a должны быть либо нечетными, либо четными числами. Если колеса изготовлены со смещением исходного контура, то

$$0,5m(z_a + z_g) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{wag}} = 0,5(z_b - z_g) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{wgb}}, \quad (4.14)$$

причем смещение назначают для колеса z_a ($\cos \alpha_{wag} < \cos \alpha$), у колес z_b, z_g значение $\alpha_{wgb} = \alpha$.

Здесь угол зацепления

$$\alpha_{wag} = \arccos\left(\frac{z_a + z_g}{z_b - z_g} \cos \alpha\right). \quad (4.15)$$

Коэффициенты смещения $x_a = \frac{\text{inv} \alpha_{wag} - \text{inv} \alpha}{2 \text{tg} \alpha} (z_a - z_g)$; $x_g = 0$. Значения inv углов приведены в табл. 3.1.

Аспекты выбора коэффициентов смещения для планетарных передач рассмотрены в главе 3.

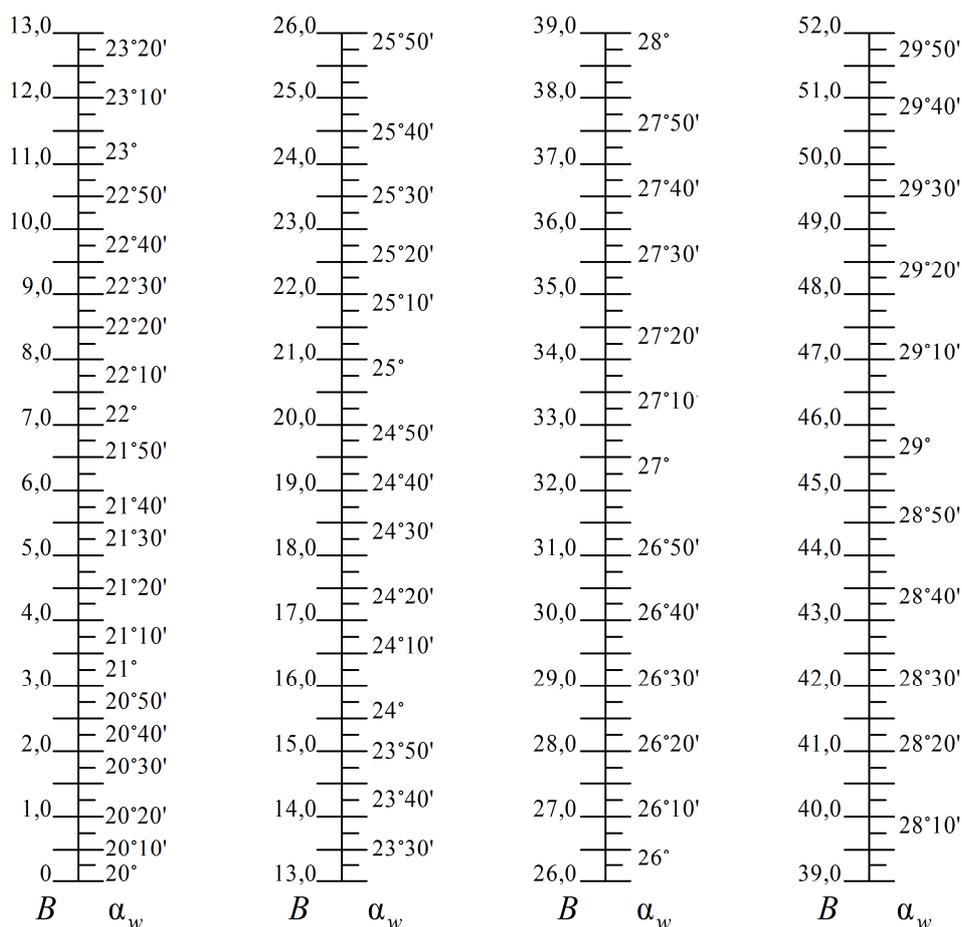
Смещение шестерни и колеса можно выбирать по табл. 4.2, а по номограмме (рис. 4.3) находить угол α_w зацепления передачи по коэффициенту B :

$$B = \frac{1000 x_\Sigma}{z_a + z_g}; \quad x_\Sigma = x_a + x_g. \quad (4.16)$$

Таблица 4.2

Рекомендуемые значения коэффициентов смещения в зависимости от числа зубьев z_a, z_g

z_g	Значения коэффициентов смещения x_a, x_g при значениях z_a											
	12		15		18		22		28		34	
	x_a	x_g	x_a	x_g	x_a	x_g	x_a	x_g	x_a	x_g	x_a	x_g
18	0,30	0,61	0,34	0,64	0,54	0,54	—	—	—	—	—	—
22	0,30	0,66	0,38	0,75	0,60	0,64	0,68	0,68	—	—	—	—
18	0,30	0,88	0,26	1,04	0,40	1,02	0,94	0,64	0,86	0,86	—	—
34	0,30	1,03	0,13	1,42	0,30	1,30	0,48	1,20	0,80	0,80	1,01	1,01
42	0,30	1,30	0,20	1,53	0,29	1,48	0,40	1,48	0,72	0,72	0,90	1,30
50	0,30	1,43	0,25	1,65	0,32	1,63	0,43	1,60	0,64	0,64	0,80	1,58
65	0,30	1,69	0,26	1,87	0,41	1,89	0,53	1,80	0,70	0,70	0,83	1,79
80	0,30	1,96	0,30	2,14	0,48	2,08	0,61	1,99	0,75	0,75	0,89	1,97
100	0,30	2,90	0,36	2,32	0,52	2,31	0,65	2,19	0,80	0,80	0,94	2,22
125	—	—	—	—	—	—	0,75	2,43	0,83	0,83	1,00	2,46

Рис. 4.3. Номограмма для определения значения α_w в зависимости от B

Пример 1. Определить коэффициенты смещения шестерни и колеса, а также угол зацепления при $z_a + z_g = 15 + 22 = 37$.

Решение

По табл. 4.2 $x_a = 0,38$, $x_g = 0,75$, соответственно $x_\Sigma = x_a + x_g = 0,38 + 0,75 = 1,13$.

Тогда по формуле (4.16) $B = \frac{1000x_\Sigma}{z_a + z_g} = \frac{1000 \cdot 1,13}{15 + 22} = 30,54$. По номограмме

(см. рис. 4.3) $\alpha_w = 26^\circ 45'$.

В передаче по схеме 2 табл. 4.1 также первым действием принимают значение числа зубьев центральной ведущей шестерни z_a . Затем по табл. 4.3 определяют по i_{ah}^b значение показателя C и вычисляют число зубьев z_b колеса b :

$$z_b = \frac{z_a (i_{ah}^b - 1)}{C}. \quad (4.17)$$

Таблица 4.3

Значения показателя C

i_{ah}^b	8	10	12	14	16
C	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8

Число зубьев z_b после вычисления округляют до целого числа, кратного числу сателлитов. Уточняют $C = \frac{(i_{ah}^b - 1)z_a}{z_b}$.

Определяют числа зубьев шестерен сдвоенного сателлита:

$$z_f = \frac{z_b - z_a}{C + 1}; \quad z_g = Cz_f. \quad (4.18)$$

Условие соосности для этой схемы при неравенстве модулей m_{ag}, m_{bf}

$$m_{ag} (z_a + z_g) = m_{bf} (z_b - z_f).$$

Для передачи по схеме 3, где колеса расположены в двух параллельных плоскостях $(a_w)_a = (a_w)_b = (a_w)_e$, или при равных модулях и зубьях, нарезанных без смещения, условие соосности

$$z_a + z_g = z_b - z_g = z_e - z_f. \quad (4.19)$$

Аналогично для передачи по схеме 4 табл. 4.1, в которой колеса расположены также в двух параллельных плоскостях $(a_w)_b = (a_w)_e$ и при равенстве модулей

$$\begin{cases} z_b - z_g = z_e - z_f; \\ z_e - z_b = z_f - z_g. \end{cases} \quad (4.20)$$

В этой схеме соотношения между числами зубьев и передаточными отношениями [9]

$$\frac{z_g z_e}{z_b z_f} = \frac{i_{hb}^e - 1}{i_{hb}^e}. \quad (4.21)$$

Пользуясь графиками (рис. 4.4), где по заданному передаточному отношению и разностям чисел зубьев $z_c = z_b - z_g = z_e - z_f$, $e = z_e - z_b = z_f - z_g$ определяют число зубьев z_e колеса e . При $z_c < 3$ для устранения интерференции колеса следует использовать смещение зуборезного инструмента, для случаев $z_c \geq 3$ — применять зуборезный инструмент с углом профиля 30° и коэффициентом высоты головки зуба $h_a^* = 0,8$.

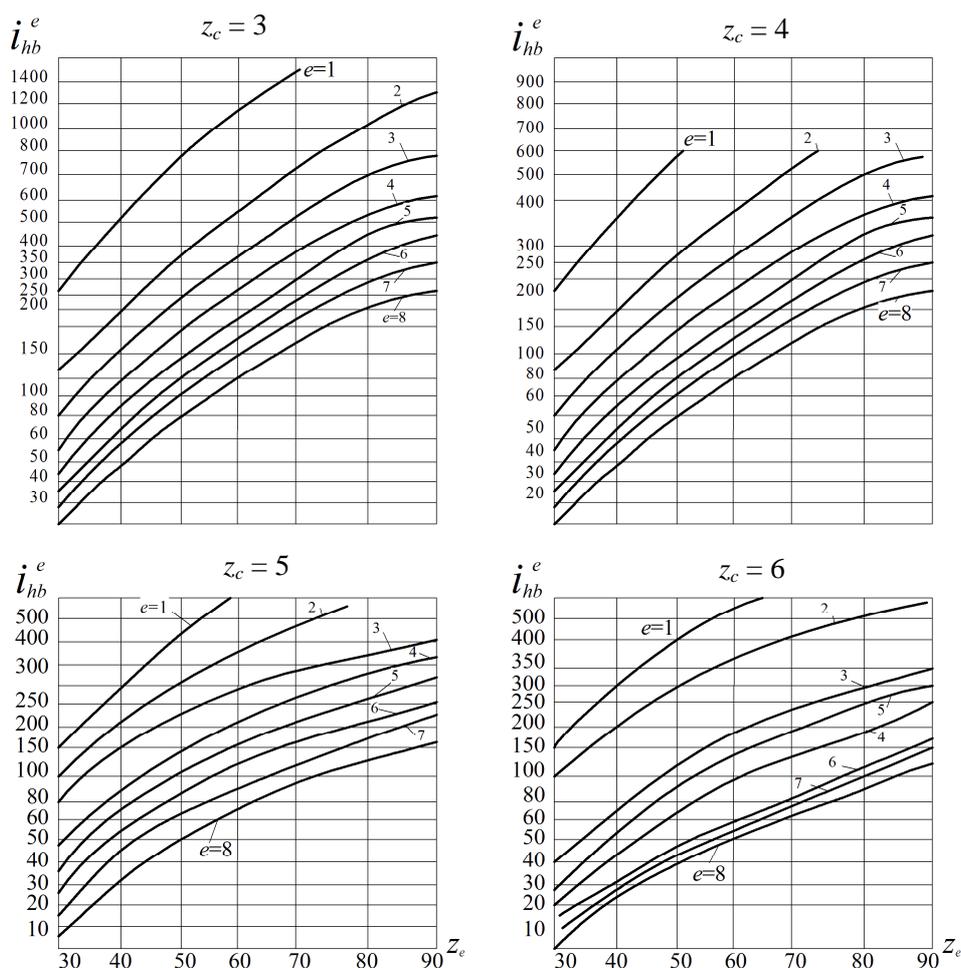


Рис. 4.4. Графики для выбора чисел зубьев z_e планетарных передач по схеме 4 табл. 4.1

Следует рассмотреть на примерах подбор числа зубьев колес для планетарных передач.

Пример 2. Для передачи по схеме 1 табл. 4.1, рис. 4.1 передаточное отношение $i_{ah}^b = 4,8$, частота вращения ведущего звена $n_a = 1464 \text{ мин}^{-1}$, ведомого $n_h = 305 \text{ мин}^{-1}$ и число сателлитов $n_w = 3$.

Решение

При условии, что твердость материалов колес $35 \text{ HRC} < H \leq 52 \text{ HRC}$, число зубьев солнечного колеса $z_a = 20$, а число зубьев сателлита (формула (4.8)) и колеса b (формула (4.9)) $z_g = 0,5z_a(i_{ah}^b - 2) = 0,5 \cdot 20(4,8 - 2) = 28$; $z_b = z_a + 2z_g = 20 + 2 \cdot 28 = 76$.

Условие соосности валов центральных колес соблюдается при $z_a + z_g = z_b - z_g$, для рассматриваемого примера $20 + 28 = 76 - 28$, или $48 = 48$. В этой передаче, выполненной без смещения производящего контура, числа зубьев колес удовлетворяют соосности.

Проверяется выполнение условия соседства (формула (4.12)): $(z_a + z_g) \sin\left(\frac{180^\circ}{n_w}\right) > z_g + 2$; $(20 + 28) \sin\frac{180^\circ}{3} = 41,57 > 28 + 2 = 30$. Условие соседства выполнено.

Уточняется передаточное отношение (см. формулу (4.3)): $i_{ah}^b = 1 + \frac{z_b}{z_a} = 1 + \frac{76}{20} = 4,8$, что соответствует заданному.

Выполняется проверка выбранного z_a и определенного z_b значений по условию сборки планетарной передачи $\frac{z_a + z_b}{n_w}$ – целое число, а в рассматриваемом примере $\frac{20 + 76}{3} = \frac{96}{3} = 32$, следовательно и это условие соблюдается.

Пример 3. Для передачи по схеме 4 табл. 4.1 передаточное отношение $i_{hb}^e = 300$.

Решение

Принимается $z_c = z_b - z_g = z_e - z_f = 4$. Учитывая, что чем меньше e , тем компактнее конструкция, задается значение $e = z_e - z_b = z_f - z_g = 2$. С помощью графика на рис. 4.4 при $e = 2$, $z_c = 4$ находится $z_e = 52$. Далее по значениям z_c и e

$$z_f = z_e - z_c = 52 - 4 = 48;$$

$$z_b = z_e - e = 52 - 2 = 50;$$

$$z_g = z_b - z_c = 50 - 4 = 46.$$

Полученные значения зубьев колес проверяются на условие соосности (формула (4.20)) и соответствие передаточного отношения (по формуле схемы 4 табл. 4.1): $z_b - z_g = z_e - z_f$; $50 - 46 = 52 - 48$; соосность соблюдается: $4 = 4$.

Передаточное отношение

$$i_{hb}^e = \frac{1}{1 - \frac{z_e z_g}{z_f z_b}} = \frac{z_f z_b}{z_f z_b - z_e z_g} = \frac{48 \cdot 50}{48 \cdot 50 - 52 \cdot 46} = 300,$$

что равно заданному i_{hb}^e .

Частоту вращения основных звеньев передачи по схеме 1 табл. 4.1 определяют из зависимостей передаточных чисел:

$$u_{ah}^b = \frac{n_a}{n_h} = 1 + \frac{z_b}{z_a}; \quad u_{ha}^b = \frac{n_h}{n_a} = \frac{1}{u_{ah}^b} = \frac{z_a}{z_a + z_b};$$

$$u_{bh}^a = \frac{n_b}{n_h} = 1 - \frac{1}{u_{ab}^h} = 1 + \frac{z_a}{z_b}; \quad u_{hb}^a = \frac{n_h}{n_b} = \frac{z_b}{z_b + z_a}. \quad (4.22)$$

В зависимостях определения прочностных характеристик зацеплений и подшипников сателлитов частота их вращения рассчитывается относительно водила, т. е. $n_g^h = n_g - n_h$:

$$\frac{n_a - n_h}{n_g - n_h} = u_{ag}^h = -\frac{z_g}{z_a}; \quad n_g - n_h = -\frac{n_a - n_h}{\frac{z_g}{z_a}}, \quad (4.23)$$

ИЛИ

$$\frac{n_g - n_h}{n_a - n_h} = u_{ga}^h = -\frac{z_a}{z_g}; \quad n_g - n_h = -\frac{z_a}{z_g} (n_a - n_h), \quad (4.24)$$

где значение n_a обычно известно по приводному механизму (электродвигателю), а n_h , например, по зависимостям при $n_b = 0$.

Тогда

$$\frac{n_a}{n_h} = 1 + \frac{z_b}{z_a} \quad (\text{см. схему 1 табл. 4.1}); \quad \frac{n_a}{n_h} = 1 + \frac{z_b z_g}{z_f z_a} \quad (\text{см. схему 2 табл. 4.1}).$$

По значениям, n_a и n_h определяют n_g или $(n_g - n_h)$ как частоту вращения сателлита относительно водила или относительно своей оси. Это значение используют при расчете подшипников сателлита.

Пример 4. Для передачи по схеме 3 табл. 4.1 определить передаточное число u_{ae}^b , частоту вращения водила и сателлита в движении относительно водила, если $z_a = 20$; $z_b = 92$; $z_g = 58$; $z_f = 50$; $z_e = 84$; $n_a = 1440 \text{ мин}^{-1}$.

Решение

Так как колесо b неподвижно, то передаточное число механизма (см. формулу в табл. 4.1, схема 3)

$$u_{ae}^b = \frac{1 + \frac{z_b}{z_a}}{1 - \left(\frac{z_f z_b}{z_e z_g} \right)} = \frac{1 + \frac{92}{20}}{1 - \left(\frac{50 \cdot 92}{84 \cdot 58} \right)} = \frac{5,6}{0,056} = 100.$$

Частоту вращения водила n_h определяют из условия, что $u_{ab}^h = -\frac{z_b}{z_a}$;

$$u_{eb}^h = \frac{z_f z_b}{z_e z_g}; \quad \frac{n_a - n_b}{n_h - n_b} = u_{ah}^b = 1 - u_{ab}^h = 1 - \left(-\frac{z_b}{z_a} \right) = 1 - \left(-\frac{92}{20} \right) = 5,6.$$

Так как $n_b = 0$, то $\frac{n_a}{n_h} = 5,6$ и $n_h = \frac{n_a}{5,6} = \frac{1440}{5,6} = 257 \text{ мин}^{-1}$.

Частота вращения сателлита относительно водила (формула (4.24))

$$\frac{n_g - n_h}{n_a - n_h} = u_{ga}^h = -\frac{z_a}{z_g} = -\frac{20}{58} = -0,345;$$

$$n_g^h = n_g - n_h = u_{ga}^h (n_a - n_h) = -0,345(1440 - 257) = -41 \text{ мин}^{-1}.$$

При расчетах на прочность частоту вращения n_g^h принимают по абсолютному значению.

4.2. Силы, действующие в зацеплении

Особенности расчета сил планетарной передачи связаны с тем, что усилие, передаваемое с центрального колеса в простейшей передаче (см. рис. 4.1), распределяется по нескольким зубчатым зацеплениям, число которых зависит от количества сателлитов (рис. 4.5, а). Благодаря этому масса и габариты соосных планетарных передач меньше, чем у рядовых.

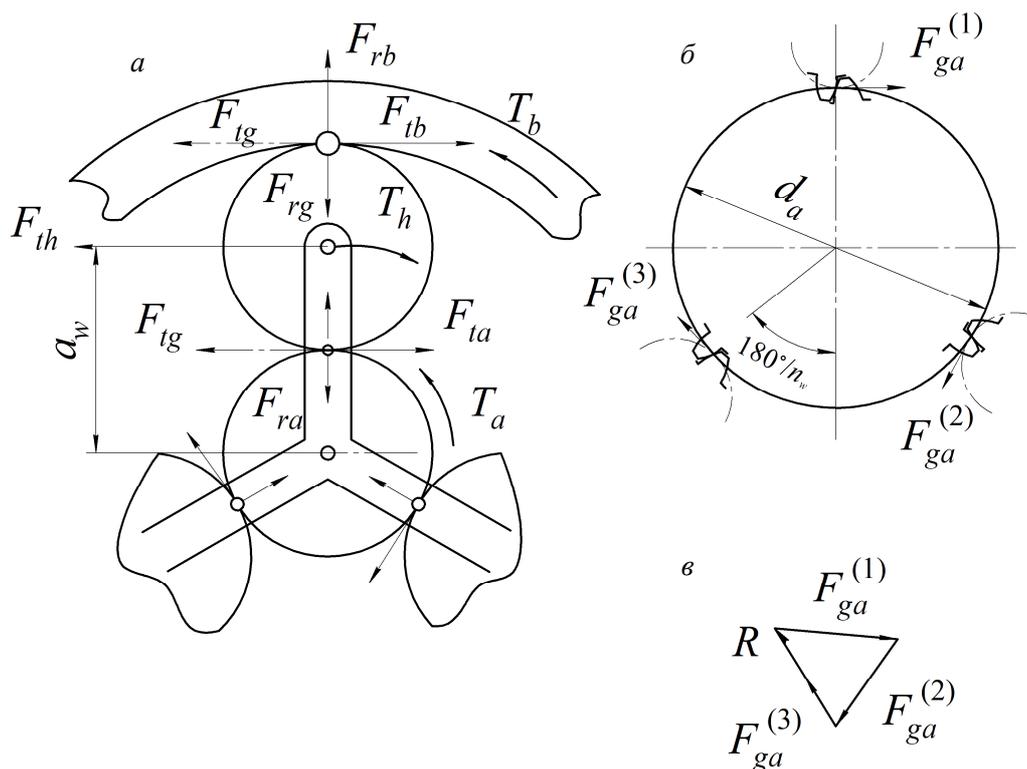


Рис. 4.5. Схема определения сил в зацеплении планетарного зубчатого зацепления

В передаче с тремя сателлитами момент на центральном колесе T_a уравнивается тремя нормальными силами $F_{ga}^{(1)}$, $F_{ga}^{(2)}$, $F_{ga}^{(3)}$ в зацеплениях (см. рис. 4.5, б) на плече $0,5d_a$. Силы направлены по нормали к касающимся боковым поверхностям зубьев (по линии зацепления). Нормаль наклонена к касательной, проведенной к основным окружностям под углом зацепления $\alpha_w = 20^\circ$. Момент на колесе a

$$T_a = 0,5d_a (F_{ga}^{(1)} + F_{ga}^{(2)} + F_{ga}^{(3)}), \quad (4.25)$$

где d_a – диаметр основной окружности центрального колеса.

В идеально точной передаче силы равны и при числе сателлитов n_w значение $F_{ga} = 2T_a / d_a n_w$. Однако в реальной передаче вследствие погрешностей изготовления и деформаций деталей под нагрузкой вращающий момент распределяется между сателлитами неравномерно, $F_{ga}^{(1)} \neq F_{ga}^{(2)} \neq F_{ga}^{(3)}$ и на вал центрального колеса действует уравновешивающая сила R (см. рис. 4.5, в), направленная в сторону менее нагруженного сателлита.

Силы в зацеплении по условию равновесия сателлитов g определяют через вращающие моменты на основных звеньях. Так как на ведущем звене известна мощность P_a , кВт, и его частота вращения n_a , то вращающий момент T_a , Н·м:

$$T_a = 9550 \cdot \frac{P_a}{n_a}.$$

При $n_b = 0$ из условий равновесия $T_a + T_b + T_h = 0$ и сохранения энергии при установившемся движении $T_a n_a + T_h n_h = 0$ и $T_h = -T_a \frac{n_a}{n_h} = -T_a u_{ah}^b$, а с учетом потерь η_{ah}^b при передаче движения от a к h

$$T_h = -T_a u_{ah}^b \eta_{ah}^b, \quad (4.26)$$

где $u_{ah}^b = 1 + \frac{z_b}{z_a}$, $\eta_{ah}^b = 1 - \frac{z_b}{z_a + z_b} \psi_{ab}^{(h)}$, при значении коэффициента потерь в одной паре $\psi_{ab}^{(h)} = 0,025$; общий КПД $\eta_{ah}^b = 0,98 \dots 0,96$.

Также из $T_a + T_b + (-T_a u_{ah}^b \eta_{ah}^b) = 0$

$$T_b = T_a (u_{ah}^b \eta_{ah}^b - 1), \text{ или } T_b = -T_h \left[1 - \frac{1}{u_{ah}^b \eta_{ah}^b} \right], \quad (4.27)$$

а т. к. u_{ah}^b обычно имеет большое значение, то вращающий момент (формула (4.27)) на центральном колесе $b (n_b = 0)$ незначительно отличается от момента на выходном валу $T_b \approx -T_h$.

На рис. 4.5, *a* показаны силы, действующие на один из сателлитов по вращающимся моментам и делительным диаметрам d_a , d_b , d_g , мм, зубчатых колес (для передач без смещения):

$$\begin{aligned}
 F_{ta} &= 2 \cdot 10^3 \cdot T_a \frac{K_c}{d_a n_w}; \\
 F_{tb} &= 2 \cdot 10^3 \cdot T_b \frac{K_c}{d_b n_w}; \\
 F_{th} &= 2 \cdot 10^3 \cdot T_h \frac{K_c}{(d_a + d_g) n_w}; \\
 F_{ra} &= F_{ta} \operatorname{tg} \alpha_w; \\
 F_{rb} &= F_{tb} \operatorname{tg} \alpha_w,
 \end{aligned}
 \tag{4.28}$$

где n_w – число сателлитов;

K_c – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения момента между сателлитами (потоками), $K_c = 1,10 \dots 1,25$ (1,4...1,8).

На практике для выравнивания нагрузки на сателлитах применяют ряд конструктивных мер. Для этого колесо *a* выполняют без опор, «плавающим», и соединяют его с ведущим валом с помощью зубчатой муфты (рис. 2.5, *б*). Часто плавающим делается и эпициклическое колесо (рис. 2.6) или оба этих колеса. Выполнить плавающим водило из-за большого передаваемого момента и большой массы менее эффективно. При $n_w = 3 \dots 6$ и двух плавающих колесах принимают $K_c \approx 1,00 \dots 1,05$, а при одном плавающем колесе $K_c = 1,1 \dots 1,2$. В трехсателлитной передаче с неплавающими колесами 7-й степени точности и неплавающим водилом $K_c = 1,35 \dots 1,50$, а при недостаточной точности изготовления и монтажа K_c возрастет до $K_c = 1,6 \dots 1,8$.

4.3. Расчет планетарных передач на прочность

Расчет ведут по формулам для обычных зубчатых передач. На первом этапе расчета на прочность планетарных передач выбираются материалы

из табл. 4.5, назначается термическая обработка и определяются допускаемые значения напряжения $[\sigma]_H$, $[\sigma]_F$ (см. раздел 3.2, 3.3). Расчет выполняется для каждого зацепления. Так как модуль и силы в зацеплениях колес a, g (внешнее зацепление) и g, b (внутреннее зацепление) одинаковы, а внутренне зацепление по своим свойствам прочнее внешнего, то при одинаковых материалах колес обычно ограничиваются расчетом внешнего зацепления.

Следует рассмотреть особенности расчета планетарных передач.

В формулах

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Heim}}{S_H} Z_{NH}; \quad [\sigma]_F = \frac{\sigma_{Feim}}{S_F} Z_{NF} Y_A \quad (4.29)$$

коэффициенты долговечности

$$Z_{NH} = \sqrt[m]{\frac{N_{H\sigma}}{N_{KH}}}; \quad Z_{NF} = \sqrt[p]{\frac{N_{F\sigma}}{N_{KF}}} \quad (4.30)$$

находят не по назначенному ресурсу N_K , а по эквивалентным числам циклов нагружения, $N_{KH} = \mu_H N_K$ и $N_{KF} = \mu_F N_K$ соответственно. Значения коэффициентов эквивалентности, μ_H и μ_F для пяти типовых режимов нагружения приведены в табл. 4.4.

Таблица 4.4

Значения коэффициентов эквивалентности

Типовые режимы нагружения	μ_H	μ_F	
		$p = 6$	$p = 9$
0	1,000	1,000	1,000
I – тяжелый	0,500	0,300	0,200
II – средний равновероятный	0,250	0,143	0,100
III – средний нормальный	0,180	0,065	0,036
IV – легкий	0,125	0,038	0,016
V – особо легкий	0,063	0,013	0,004

Тяжелый режим (I) характерен для зубчатых передач горных машин (работа большую часть времени с нагрузками, близкими к номинальной), средние равновероятный (II) и нормальный (III) – для транспортных машин (работа

большую часть времени со средними нагрузками), легкий (IV) и особо легкий (V) – для универсальных металлорежущих станков (работа большую часть времени с нагрузками ниже средних и с малыми нагрузками).

Число N_K циклов перемены нагруженных зубьев за весь срок службы L_h , ч, вычисляют при вращении колес только относительно друг друга.

Так, для центральной шестерни при числе сателлитов n_w

$$N_{ka} = 60 n'_a L_h n_w. \quad (4.31)$$

Здесь $n'_a = n_a - n_h$ является относительной частотой вращения центральной шестерни при значении частот вращения центральной шестерни n_a и водила n_h , мин⁻¹. Соответственно, для сателлитов $N_{kg} = 60 n'_g L_h c$. В этом выражении относительная частота вращения сателлита

$$n'_g = \frac{m'_a z_a}{z_g}, \quad (4.32)$$

а c – число нагружений зуба сателлита за один его оборот. При расчете $[\sigma]_H$ принимают $c = 1$, несмотря на то что за один оборот сателлит нагружается дважды, в зацеплениях с колесами a , b , но контактирует разными боковыми сторонами.

В формуле $[\sigma]_F$ присутствует коэффициент Y_A , учитывающий двухстороннее приложение нагрузки (симметричный цикл нагружения). Так, для $[\sigma]_{Fa}$ значение $Y_A = 1,0$, а для $[\sigma]_{Fg}$ значение $Y_A = 0,65$ – нормализованные и улучшенные стали; $Y_A = 0,75$ – закаленные ТВЧ (или цементированные); $Y_A = 0,9$ – азотированные стали.

Показатель m в формуле определения Z_{NH} принимает значения в зависимости от соотношения N_{KH} и $N_{H\sigma}$. Так, при $N_{KH} \leq N_{H\sigma}$ значение $m = 6$, коэффициент долговечности $1 \leq Z_{NH} \leq 2,6$ для однородной структуры материалов и не более 1,8 для поверхностного упрочнения. При $N_{KH} > N_{H\sigma}$ принимается $m = 20$, $Z_{NH} \geq 0,75$.

Аналогично для зубчатых колес из материалов однородной структуры, а также закаленных при нагреве ТВЧ коэффициент, учитывающий величину ресурса в зависимости от определения $[\sigma]_F$, $1 \leq Z_{NF} \leq 4$ при $p = 6$, а для колес

азотированных, цементированных и нитроцементированных $1 \leq Z_{NF} \leq 2,5$ при $p = 9$.

Число циклов, соответствующее кривой усталости для коэффициента долговечности Z_{NH} , определяют по средней твердости поверхности зубьев $N_{H\sigma} = 30HB_{cp}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7$, а для Z_{NF}

$$N_{F\sigma} = 4 \cdot 10^6. \quad (4.33)$$

Относительно коэффициентов безопасности S_H, S_F , пределов контактной σ_{Hlim} и изгибной σ_{Flim} выносливости при нулевом цикле нагружений принимают значения или вычисляют по эмпирическим формулам табл. 4.5.

Таблица 4.5

Значения пределов контактной и изгибной выносливости зубьев

Способ термической или химико-термической обработки	Средняя твердость на поверхности	Сталь	σ_{Hlim} , МПа	S_H	S_F	σ_{Flim} , МПа
Улучшение, нормализация	HB < 350	Углеродистая 45 и легированная 40X, 40XH, 35XM и др.	$2 HB_{cp} + 70$	1,1	1,75	$1,75 HB_{cp}$
Поверхностная и объемная закалка	HRC = 40...50		$17 RC_{cp} + 200$	1,2	1,75	500...700
Цементация, нитроцементация	HRC > 56	Легированная 20X, 20XH2M, 38X2MЮА, 40XHMA	$23 HRC_{cp}$	1,2	1,55	750...900
Азотирование	HRC > 52		1050	1,2	1,75	$12 HRC_{cp} + 90$

Межосевое расстояние планетарной передачи для пары колес внешнего зацепления (центральной шестерни a с сателлитом g)

$$a_{wag} \geq K_a (u' + 1) \sqrt[3]{\frac{K_H T_2}{\Psi_{ba} (u')^2 [\sigma]_H^2}}, \quad (4.34)$$

где $K_a = 495$ – для прямозубых, $K_a = 460$ – для косозубых колес;

$u' = z_g / z_a$ – передаточное число рассчитываемой пары колес;

$K_H = K_{H\sigma} K_{H\beta} K_{H\alpha}$ – коэффициент нагрузки в расчетах на контактную прочность (раздел 3.4);

T_2 – расчетный момент на колесе (на зубчатом венце с числом зубьев z_g наиболее нагруженного сателлита), Н·м:

$$T_2 = T_a u_{ag}^h \frac{K_c}{n_w}, \quad (4.35)$$

где T_a – момент на солнечной шестерне, Н·м;

$u_{ag}^h = u'$ – передаточное число рассчитываемой пары (солнечной шестерни a с сателлитом g);

K_c – коэффициент неравномерности нагрузки сателлитов (см. формулы (4.28));

n_w – число сателлитов;

ψ_{ba} – коэффициент ширины венца колеса по межосевому расстоянию:

$$\psi_{ba} = \frac{1,5 + 0,1(3 - n_w)}{u_{ag}^h + 1}, \quad (4.36)$$

значение которого согласуют со стандартными значениями: 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63 в зависимости от положения колес относительно опор: 0,315...0,500 – симметричное расположение, 0,25...0,40 – несимметричное, 0,20...0,25 – консольное расположение одного или обоих колес.

Ширина венца сателлита $b_g = \psi_{ba} a_{wag}$. На практике для обеспечения осевой регулировки зацеплений ширину центральных колес назначают на 3...5 мм больше ширины сателлитов.

Зубчатые зацепления обычно прямозубые, поэтому определяют окружной модуль зацепления $m = 2a_w / (z_g + z_a)$ и округляют его значение до ближайшего стандартного из 1-го и 2-го рядов:

1-й ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25;

2-й ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18.

Если колеса нарезаны без смещения инструмента, то высота зуба $h = 2,25m$, а соответствующие диаметры и уточненное значение межосевого расстояния по схеме 1 табл. 4.1:

$$d_{1a} = mz_a; \quad d_{1g} = mz_g; \quad d_{1b} = mz_b;$$

$$d_{aa} = d_{1a} + 2m; \quad d_{ag} = d_{1g} + 2m; \quad d_{ab} = d_{1b} - 2m + \frac{15,2m}{z_b}; \quad (4.37)$$

$$d_{fa} = d_{1a} - 2,5m; \quad d_{fg} = d_{1g} - 2,5m; \quad d_{fb} = d_{1b} + 2,5m;$$

$$a_{wag} = \frac{m(z_a + z_g)}{2}; \quad a_{wbg} = \frac{d_{1b} - d_{1g}}{2} = \frac{m(z_b - z_g)}{2}.$$

В схеме 2 табл. 4.1 равнопрочность внешнего и внутреннего зацеплений обеспечивается при $a_{wag} \approx a_{wbf}$, где $a_{wbf} = K_a ([u_{bf}^h] - 1) \sqrt[3]{\frac{K_H T_B}{(u_{bf}^h)^2 \Psi_{ba} [\sigma_H]^2}}$; здесь

$$u_{bf}^h = \frac{z_b}{z_f}; \quad T_B = -\frac{T_h z_g z_b}{z_a z_f + z_g z_b}. \quad (4.38)$$

Если равнопрочность не получена на первом этапе расчета, то изменением значения коэффициента ширины Ψ_{ba} и выбором материалов и термообработки колеса b достигают равенства $a_{wag} = a_{wba}$.

Также с расчетом основных размеров зубчатых зацеплений в установленном порядке (см. подразделы 3.5.2, 3.5.3) выполняются проверочные расчеты внешнего зацепления планетарной передачи на сопротивление контактной $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ и изгибной $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ выносливости.

Пример 5. Рассчитать зубчатые передачи планетарного механизма с соосными цилиндрическими колесами по схеме 2 табл. 4.1 на основании следующих данных: требуемая номинальная мощность на валу водила $P_T = P_h = 2,25$ кВт; требуемая частота вращения этого вала $n_T = n_h = 85$ мин⁻¹ и входного $n_a = 935$ мин⁻¹; срок службы не менее $L_h = 20 \cdot 10^3$ ч, работа со средними нагрузками.

Решение

1. Общее передаточное число планетарного механизма

$$u = \frac{n_a}{n_T} = \frac{935}{85} = 11.$$

2. Частота вращения валов:

– ведущего, солнечного колеса a : $n_a = 935$ мин⁻¹;

– ведомого, водила: $n_h = 85$ мин⁻¹.

3. Вращающие моменты на валах:

– ведомом, на водиле h :

$$T_h = 9550 \cdot \frac{P_h}{n_h} = 9550 \cdot \frac{2,25}{85} = 253 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– ведущем, на солнечной шестерне a :

$$T_a = \frac{T_h}{u\eta} = \frac{253,0}{11 \cdot 0,96} = 24,0 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $\eta = 0,96$ – КПД механизма (схема 2 табл. 4.1).

4. Кинематический расчет.

Для передаточного числа $u = 11$ принимается вариант B_{ah}^b с тремя двух-венцовыми сателлитами (рис. 4.6)

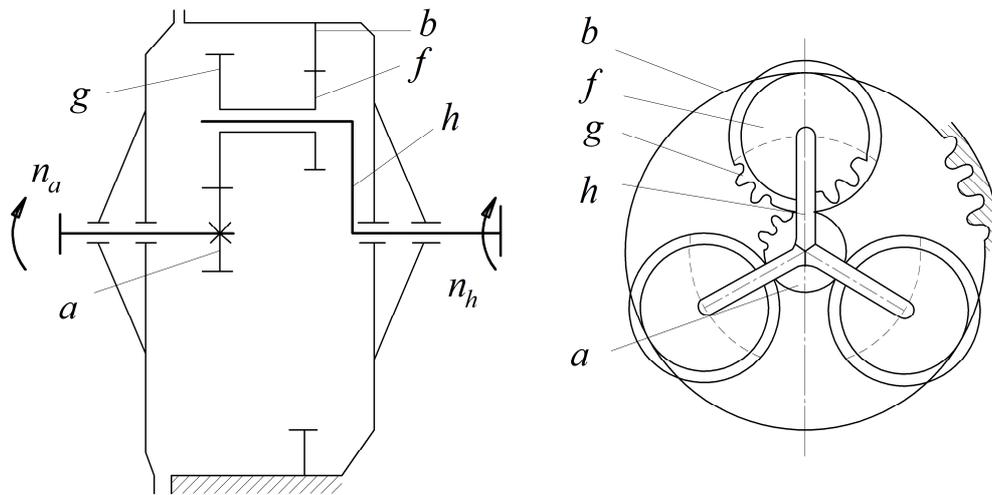


Рис. 4.6. Схема планетарной передачи B_{ah}^b

4.1. Число зубьев центрального солнечного колеса принимается $z_a = 21$ из условия, что $z_a \geq 17$. По табл. 4.3 интерполированием определяют значение коэффициента $C = 1,45$ и затем по формуле (4.17) число зубьев центрального колеса с внутренними зубьями:

$$z_b = \frac{z_a(u-1)}{C} = \frac{21(11-1)}{1,45} = 144,8.$$

Учитывая, что это число должно быть кратным числу сателлитов, принимается $z_b = 144$.

4.2. Уточненное значение коэффициента C и число зубьев венцов сателлита рассчитываются по формулам (4.18):

$$C = \frac{(u-1)z_a}{z_b} = \frac{(11-1)21}{144} = 1,458;$$

$$z_f = \frac{z_b - z_a}{C+1} = \frac{144 - 21}{1,458+1} = 50;$$

$$z_g = Cz_f = 1,458 \cdot 50 = 73.$$

4.3. Выполняется проверка правильности подбора числа зубов. По условию соосности (формула (4.18)) при равенстве модулей $m_{ag} = m_{bf}$

$$z_a + z_g = z_b - z_f = 21 + 73 = 144 - 50; 94 = 94.$$

По условию сборки (формула (4.10))

$$\frac{z_a z_f + z_g z_b}{n_w C_{gf}} = \frac{21 \cdot 50 + 73 \cdot 144}{3 \cdot 3650} = 1,$$

где C_{gf} – наибольший общий множитель числа зубьев $z_g = 73$ и $z_f = 50$.

По условию соседства (формула (4.12)):

– для внешнего зацепления:

$$(z_a + z_g) \sin\left(\frac{180^\circ}{n_w}\right) - (z_g + 2) > 2;$$

$$(21 + 73) \sin\left(\frac{180^\circ}{3}\right) - (73 + 2) = 6,4 > 2;$$

– для внутреннего зацепления:

$$(z_b + z_f) \sin\left(\frac{180^\circ}{n_w}\right) - (z_f + 2) > 2;$$

$$(144 + 50) \sin\left(\frac{180^\circ}{3}\right) - (50 + 2) = 116 \text{ ? } 2.$$

Все условия выполняются, следовательно числа зубьев обеспечивают работоспособность планетарной передачи.

4.4. Уточненное передаточное число планетарного механизма находится по формуле в табл. 4.1:

$$u_{ah}^b = 1 + \frac{z_g z_b}{z_a z_f} = 1 + \frac{73 \cdot 144}{21 \cdot 50} = 11.$$

4.5. Частота вращения сателлита относительно водила из формулы (4.23)

$$n_g^h = -\frac{n_a - n_h}{\frac{z_g}{z_a}} = -\frac{935 - 85}{\frac{73}{21}} = -244,5 \text{ мин}^{-1}.$$

Знак «−» показывает, что направления вращения водила и сателлита вокруг своих осей противоположны.

4.6. Коэффициент полезного действия планетарной передачи по формуле схемы 2 табл. 4.1 при значении коэффициента потерь $\psi_{ah}^b = 0,03$

$$\eta_{ah}^b = 1 - \frac{u_{ah}^b - 1}{u_{ah}^b} \psi_{ah}^b = 1 - \frac{11 - 1}{11} 0,3 = 0,97.$$

4.7. Момент на колесе b внутреннего зацепления по формулу (4.38)

$$T_b = -\frac{T_h z_g z_b}{z_a z_f + z_g z_b} = -\frac{253 \cdot 73 \cdot 144}{21 \cdot 50 + 73 \cdot 144} = -230 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4.8. Уточненное значение момента на шестерне a внешнего зацепления

$$T_a = -\frac{T_h}{u_{ah}^b} = -\frac{T_h z_a z_f}{z_a z_f + z_g z_b} = -\frac{253 \cdot 21 \cdot 50}{21 \cdot 50 + 73 \cdot 144} = -23 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4.9 Проверяется правильность вычисления моментов по условию их равновесия без учета потерь на трение:

$$T_h + T_b + T_a = 253 - 230 - 23 = 0;$$

$$T_h = -T_a u_{ah}^b = 23 \cdot 11 = 253 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_h = -T_b u_{bh}^a = 230 \cdot 1,1 = 253 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $u_{bh}^a = \frac{n_b - n_a}{n_h - n_a} = \frac{0 - 935}{85 - 935} = 1,1$.

5. Выбор материалов, назначение твердости колес и материалобработки. Определение значений допускаемых напряжений.

5.1. По табл. 4.5 для колес принимается сталь 40Х со средней твердостью зубьев после термической обработки – улучшения: $HV_a = 300$; $HV_{g,f} = 280$; $HV_b = 280$.

5.2. Пределы контактной и изгибной выносливости зубьев (см. табл. 4.5):

$$\sigma_{H \lim a} = 2HV_a + 70 = 2 \cdot 300 + 70 = 670 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim g,f,b} = \sigma_{H \lim g,f} = \sigma_{H \lim b} = 2HV_{g,b} + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim a} = 1,75HV_a = 1,75 \cdot 300 = 525 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim g,f,b} = \sigma_{F \lim g,b} = 1,75HV_{g,b} = 1,75 \cdot 280 = 490 \text{ МПа}.$$

5.3 Число циклов перемены нагружений по формулам (4.31), (4.32) за срок службы $L_h = 20 \cdot 10^3$ ч:

– для центральной шестерни a :

$$N_{Ka} = 60n_w n'_a L_h = 60 \cdot 3 \cdot 850 \cdot 20 \cdot 10^3 = 306 \cdot 10^7, \text{ а т. к. } n_b = 0, N_{Kb} = 0;$$

– для сателлитов g, f :

$$N_{Kg,f} = 60n'_g L_h c = 60 \cdot 244,5 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 1 = 29,3 \cdot 10^7,$$

где $n'_a = n_a - n_h = 935 - 85 = 850 \text{ мин}^{-1}$ – относительная частота вращения центральной шестерни при значении частот вращения центральной шестерни n_a и водила n_h , мин^{-1} (см. п. 2 примера 5), $n'_g = -244,5 \text{ мин}^{-1}$, см. п. 4.5 примера 5;
 $c = 1$ – число нагружений зуба сателлита за один оборот (см. формулу (4.32)).

5.4. Эквивалентное число циклов перемены нагружений (см. формулы (4.30)) с учетом коэффициентов эквивалентности μ_H , μ_F (см. табл. 4.4):

$$N_{KH_a} = N_{Ka} \mu_H = 306 \cdot 10^7 \cdot 0,25 = 76,5 \cdot 10^7; \quad N_{KF_a} = N_{Ka} \mu_F = 306 \cdot 10^7 \cdot 0,143 = 43,76 \cdot 10^7;$$

$$N_{KH_{g,f}} = N_{Kg} \mu_H = 29,3 \cdot 10^7 \cdot 0,25 = 7,3 \cdot 10^7; \quad N_{KF_{g,f}} = N_{Kg} \mu_F = 29,3 \cdot 10^7 \cdot 0,143 = 4,2 \cdot 10^7.$$

5.5. Базовое число циклов перемены нагружений по формуле (4.33):

$$N_{H_{\sigma a}} = 30 H \nu_a^{2,4} = 30 \cdot 300^{2,4} = 2,6 \cdot 10^7;$$

$$N_{H_{\sigma g,f,b}} = 30 H \nu_{g,b}^{2,4} = 30 \cdot 280^{2,4} = 2,2 \cdot 10^7;$$

$$N_{F_{\sigma}} = 4 \cdot 10^6.$$

5.6. Коэффициенты долговечности Z_{NH} , Z_{NF} находятся по формулам (4.30) из условия, что $N_{KH} > N_{H_{\sigma}}$ как для шестерни a , так и для сателлитов g, f , а $m = 20$:

$$Z_{NH_a} = \sqrt[m]{\frac{N_{H_{\sigma a}}}{N_{KH_a}}} = \sqrt[20]{\frac{2,6 \cdot 10^7}{76,5 \cdot 10^7}} = 0,84 > 0,75;$$

$$Z_{NH_{g,f}} = \sqrt[m]{\frac{N_{H_{\sigma g,f}}}{N_{KH_{g,f}}}} = \sqrt[20]{\frac{2,2 \cdot 10^7}{7,3 \cdot 10^7}} = 0,94 > 0,75.$$

Значение коэффициента Z_{NH_b} принимается равным 1, т. к. $n_b = 0$.

Относительно коэффициента $Z_{NF} = \sqrt[p]{\frac{N_{F_{\sigma}}}{N_{KF}}}$, т. к. $1 \leq Z_{NF} \leq 4$, а в рассматриваемом примере для колес a, g и f значение $N_{F_{\sigma}} \ll N_{KH}$, принимается $Z_{NF} = 1$.

5.7. Коэффициенты безопасности $S_H = 1,1$, $S_F = 1,75$ (табл. 4.5).

5.8. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ и напряжения изгиба $[\sigma_F]$:

$$[\sigma_H]_a = \frac{\sigma_{H\lim a}}{S_H} Z_{NHa} = \frac{670}{1,1} 0,84 = 512 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_{g,f} = \frac{S_{H\lim g,f}}{S_H} Z_{NHg,f} = \frac{630}{1,1} 0,94 = 538 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_b = \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_H} Z_{NHb} = \frac{630}{1,1} 1,0 = 573 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_a = \frac{\sigma_{F\lim a}}{S_F} Z_{NF} Y_A = \frac{525}{1,75} 1 \cdot 1 = 300 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_{g,f,b} = \frac{\sigma_{F\lim g,f,b}}{S_F} Z_{NF} Y_A = \frac{490}{1,75} 1 \cdot 1 = 280 \text{ МПа},$$

где $Y_A = 1$, т. к. согласно схеме планетарной передачи (см. рис. 4.6) зуб шестерни a и сателлита g имеет одностороннее приложение нагрузки.

6. Определение расчетных данных к формуле (4.29).

6.1. Ожидаемое значение окружной скорости по формуле (3.12) на делительном цилиндре зубчатых колес при частоте вращения $n_a = 935 \text{ мин}^{-1}$, $u' = u_{ag}^h = z_g / z_a = 73 / 21 = 3,48$, крутящем моменте на z_g по формуле (4.35)

$T_g = T_a u_{ag}^h \frac{K_c}{n_\omega} = 23 \cdot 3,48 \cdot \frac{1,15}{3} = 30,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$, коэффициенте ширины венца по формуле

$$(4.31) \psi_{ba} = \frac{1,5 + 0,1(3 - n_\omega)}{U_{ag}^h + 1} = \frac{1,5 + 0,1(3 - 3)}{3,48 + 1} = 0,33 \quad (\psi_{ba} = 0,315) \text{ и коэффициенте } c_v = 17,0$$

(см. формулу (3.12))

$$v' = \frac{n_a}{10^3 \cdot c_v} \sqrt[3]{\frac{T_g \cdot 10^3}{(u')^2 \psi_{ba}}} = \frac{935}{10^3 \cdot 17,0} \sqrt[3]{\frac{30,6 \cdot 10^3}{(3,48)^2 \cdot 0,315}} = 2,0 \text{ м/с}.$$

По табл. 3.8, ориентируясь на передачи общего машиностроения, предварительно назначают при $v' = 2,0 \text{ м/с}$ 9-ю степень точности зубчатых колес ($n_{ст} = 9$).

6.2. Коэффициенты нагрузки:

$$K_H = K_A K_{H\beta} K_{Hv} K_{H\alpha}; \quad K_F = K_A K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha},$$

где K_A – коэффициент, оценивающий внешнюю динамическую нагрузку, для приводного двигателя-электродвигателя и приводной машины с равномерным режимом нагружения $K_A = 1,0$ (см. табл. 3.20, 3.21);

$K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ – коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки по длине контактной линии, их значения по рис. 3.35 для кривых I при $HВ < 350$, $\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (U' + 1) = 0,5 \cdot 0,315(3,48 + 1) = 0,7$ составляют $K_{H\beta} = 1,36$, $K_{F\beta} = 1,75$;

K_{Hv} , K_{Fv} – коэффициенты, учитывающие внутреннюю динамику передачи, по табл. 3.26, 3.27 при $HВ < 350$, $n_{ст} = 9$ и $v' = 2,0$ м/с составляют $K_{Hv} = 1,10$, $K_{Fv} = 1,28$;

$K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ – коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки между зубьями, для прямозубой цилиндрической передачи $K_{H\alpha} = 1$, $K_{F\alpha} = 1$.

Тогда

$$K_H = 1,0 \cdot 1,36 \cdot 1,10 \cdot 1,0 = 1,5; \quad K_F = 1,0 \cdot 1,75 \cdot 1,28 \cdot 1,0 = 2,25.$$

7. Расстояние a_{wag} между осями центрального колеса a и сателлита g по формуле (4.34) при $K_a = 495$ для прямозубого зацепления

$$a_{wag} = K_a (u' + 1) \sqrt[3]{\frac{K_H T_g}{\psi_{ba} (u')^2 [\sigma_H]_g^2}} = 495(3,48 + 1) \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot 30,6}{0,315 \cdot 3,48^2 \cdot 538^2}} = 76,9 \text{ мм.}$$

8. По аналогии с п. 6.1, 6.2 для зубчатого зацепления $f-b$

$$v'' = \frac{n_f}{10^3 \cdot c_v} \sqrt[3]{\frac{T_g \cdot 10^3}{(u'')^2 \psi_{ba}}} = \frac{268,7}{10^3 \cdot 13,0} \sqrt[3]{\frac{230 \cdot 10^3}{(2,88)^2 \cdot 0,315}} = 0,92 \text{ м/с,}$$

где $n_f = n_g = \frac{n_a}{u'} = \frac{935}{3,48} = 268,7 \text{ мин}^{-1}$;

$$u'' = \frac{z_b}{z_f} = \frac{144}{50} = 2,88;$$

$T_b = -230 \text{ Н} \cdot \text{м} - \text{см. п. 4.7}$;

$\psi_{baf} = \psi_{ba} = 0,315$, $c_v = 13,0$ – принимаются как в зубчатом зацеплении $a-g$.

При $v'' = 0,92$ м/с степень точности $n_{ст} = 9$ (табл. 3.8). Значения $K_{H\beta} = 1,01$, $K_{F\beta} = 1,02$ из рис. 3.35 для кривых V при $HВ < 350$, $\psi_{bd} = 0,5\psi_{baf}(u'' + 1) = 0,5 \cdot 0,315(2,88 + 1) = 0,6$; $K_{H\alpha} = 1,05$, $K_{F\alpha} = 1,13$ из табл. 3.26, 3.25 с учетом $HВ < 350$; $K_A = 1,0$, $K_{H\alpha} = 1,0$, $K_{F\alpha} = 1$, как в п. 6.2, тогда

$$K_H = K_A K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1,0 \cdot 1,01 \cdot 1,05 = 1,06;$$

$$K_F = K_A K_{F\beta} K_{F\alpha} = 1,0 \cdot 1,02 \cdot 1,13 = 1,15.$$

9. Межосевое расстояние в зубчатом зацеплении сателлита f с колесом b по формуле (4.33)

$$a_{wfb} = K_a (u'' - 1) \sqrt[3]{\frac{[T_b] K_H}{\psi_{baf} (u'')^2 [\sigma_H]_b^2}} = 495(2,88 - 1) \sqrt[3]{\frac{230 \cdot 1,06}{0,315 \cdot 2,88^2 \cdot 573^2}} = 61,2 \text{ мм.}$$

Для обеспечения равнопрочности внешнего и внутреннего зубчатого зацепления и получения $a_{wfb} \approx a_{wag}$ для колеса с внутренними зубьями для стали 40Х назначается улучшение с получением $HВ_{b,cp} = 200$:

$$\sigma_{Hlimb} = 2HВ_{b,cp} + 70 = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma_H]_b = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} Z_{NHb} = \frac{470}{1,1} = 427 \text{ МПа.}$$

Тогда межосевое расстояние

$$a_{wfb} = 495(2,88 - 1) \sqrt[3]{\frac{230 \cdot 1,06}{0,315 \cdot 2,88^2 \cdot 427^2}} = 74,4 \text{ мм,}$$

что приблизительно равно межосевому расстоянию a_{wag} внешнего зацепления.

10. Модуль зацеплений по формуле

$$m = \frac{2a_{wag}}{z_g + z_a} = \frac{2 \cdot 76,9}{73 + 21} = 1,64 \text{ мм.}$$

Принимается $m = 1,75$ мм по ряду II стандартных значений.

11. Уточненное межосевое расстояние

$$a_{wag} = \frac{m(z_g + z_a)}{2} = \frac{1,75(73 + 21)}{2} = 82,25 \text{ мм.}$$

12. Ширина зубчатых венцов сателлитов и центральных колес:

$$b_g = b_f = \psi_{ba} a_{wag} = 0,315 \cdot 82,25 = 25,9 \text{ мм, устанавливается } b_g = b_f = 26 \text{ мм;}$$

$$b_a = b_b = b_g + 3 \dots 5 = 26 + 3 \dots 5 = 29 \dots 31 \text{ мм, устанавливается } b_a = b_b = 30 \text{ мм.}$$

13. Диаметры колес с внешними зубьями по формулам (4.37):

– делительные диаметры:

$$d_{1a} = mz_a = 1,75 \cdot 21 = 36,75 \text{ мм;}$$

$$d_{1g} = mz_g = 1,75 \cdot 73 = 127,75 \text{ мм;}$$

$$d_{1f} = mz_f = 1,75 \cdot 50 = 87,5 \text{ мм;}$$

– диаметры окружности вершин зубьев:

$$d_{aa} = d_{1a} + 2,0m = 36,75 + 2 \cdot 1,75 = 40,25 \text{ мм;}$$

$$d_{ag} = d_{1g} + 2,0m = 127,75 + 2 \cdot 1,75 = 131,25 \text{ мм;}$$

$$d_{af} = d_{1f} + 2,0m = 87,50 + 2 \cdot 1,75 = 91,00 \text{ мм;}$$

– диаметры окружности впадин зубьев:

$$d_{fa} = d_{1a} - 2,5m = 36,75 - 2,5 \cdot 1,75 = 32,375 \text{ мм;}$$

$$d_{fg} = d_{1g} - 2,5m = 127,75 - 2,5 \cdot 1,75 = 123,375 \text{ мм};$$

$$d_{ff} = d_{1f} - 2,5m = 87,50 - 2,5 \cdot 1,75 = 83,125 \text{ мм}.$$

14. Диаметры колеса с внутренними зубьями по формулам (4.37):

$$d_{1b} = mz_b = 1,75 \cdot 144 = 252 \text{ мм};$$

$$d_{ab} = d_{1b} - 2m + \frac{15,2m}{z_b} = 252 - 2 \cdot 1,75 + \frac{15,2 \cdot 1,75}{144} = 248,315 \text{ мм};$$

$$d_{fb} = d_{1b} + 2,5m = 252 + 2,5 \cdot 1,75 = 256,375 \text{ мм}.$$

15. Уточненные значения межосевых расстояний:

$$a_{wag} = \frac{d_{1a} + d_{1g}}{2} = \frac{36,75 + 127,75}{2} = 82,25 \text{ мм};$$

$$a_{wfb} = \frac{d_{1b} - d_{1f}}{2} = \frac{252 - 87,5}{2} = 82,25 \text{ мм}.$$

16. Фактическая окружная скорость V колес:

$$V_{ag} = \frac{\pi d_{1a} n_a}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 36,75 \cdot 935}{60 \cdot 1000} = 1,8 \text{ м/с};$$

$$V_{fb} = \frac{\pi d_{1f} n_f}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 87,5 \cdot 268,7}{60 \cdot 1000} = 1,2 \text{ м/с}.$$

Так как эти значения находятся до 3 м/с (см. табл. 3.8), то принятая ранее степень точности сохраняется: $n_{ст} = 9$.

17. Уточненное значение коэффициентов K_H , K_F .

$$\text{При } \frac{V_{ag} z_a}{1000} = \frac{1,8 \cdot 21}{1000} = 0,04 = 1 \text{ и } \frac{V_{fb} z_f}{1000} = \frac{1,2 \cdot 50}{1000} = 0,06 = 1 \text{ уточняют значения коэф-}$$

фициентов, входящих в K_H , K_F :

а) $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ (см. формулы (3.10), (3.11)).

$$\text{Уточняют } \psi_{bdg} = \frac{b_g}{d_{1g}} = \frac{26,00}{127,75} = 0,2; \quad \psi_{bdf} = \frac{b_f}{d_{1f}} = \frac{26,0}{87,5} = 0,3.$$

По табл. 3.22, 3.23 исходя из схем I, V на рис. 3.35, а при значениях $\psi_{bdg} = 0,2$; $\psi_{bdf} = 0,3$ твердости НВ < 350, $V_{ag} = 1,8$ м/с и $V_{fb} = 1,2$ м/с

$$K_{H\beta ag}^0 = 1,7; \quad K_{H\beta fb}^0 = 2,05; \quad K_{Hwag} = 0,31; \quad K_{Hwfb} = 0,3;$$

$$K_{H\beta ag} = 1 + (K_{H\beta ag}^0 - 1)K_{Hwag} = 1 + (1,7 - 1)0,31 = 1,22;$$

$$K_{H\beta fb} = 1 + (K_{H\beta fb}^0 - 1)K_{Hwfb} = 1 + (2,05 - 1)0,3 = 1,32;$$

$$K_{F\beta ag} = 0,18 + 0,82K_{H\beta ag}^0 = 0,18 + 0,82 \cdot 1,7 = 1,57;$$

$$K_{F\beta fb} = 0,18 + 0,82K_{H\beta fb}^0 = 0,18 + 0,82 \cdot 2,05 = 1,86;$$

б) K_{HV} , K_{FV} (см. формулы (3.18), (3.19)).

Для уточнения значений K_{HV} , K_{FV} определяют удельные расчетные динамические нагрузки по формулам (3.20):

$$\omega_{HV} = \delta_H \rho_0 V \sqrt{\frac{a_w}{u}}; \quad \omega_{FV} = \delta_F \rho_0 V \sqrt{\frac{a_w}{u}}.$$

Из табл. 3.28–3.30 коэффициенты $\delta_H = 0,006$, $\delta_F = 0,016$, $\rho_0 = 73$, предельные значения $\omega_{HV} = \omega_{FV} = 700$ Н/мм:

$$\omega_{HVag} = \delta_H \rho_0 V_{ag} \sqrt{\frac{a_{wag}}{u'}} = 0,006 \cdot 73 \cdot 1,8 \sqrt{\frac{82,25}{3,48}} = 3,83 \text{ Н/мм};$$

$$\omega_{HVfb} = \delta_H \rho_0 V_{fb} \sqrt{\frac{a_{wfb}}{u''}} = 0,006 \cdot 73 \cdot 1,2 \sqrt{\frac{82,25}{2,88}} = 2,80 \text{ Н/мм};$$

$$\omega_{FVag} = \delta_F \rho_0 V_{ag} \sqrt{\frac{a_{wag}}{u'}} = 0,016 \cdot 73 \cdot 1,8 \sqrt{\frac{82,25}{3,48}} = 10,22 \text{ Н/мм};$$

$$\omega_{FVfb} = \delta_F \rho_0 V_{fb} \sqrt{\frac{a_{wfb}}{u''}} = 0,016 \cdot 73 \cdot 1,2 \sqrt{\frac{82,25}{2,88}} = 7,50 \text{ Н/мм}.$$

Окружные силы в зацеплениях:

$$F_{tag} = \frac{2T_g}{d_{1g}} = \frac{2 \cdot 30,6 \cdot 10^3}{127,75} = 479 \text{ Н}; \quad F_{tfb} = \frac{2T_f}{d_{1f}} = \frac{2 \cdot 37,3 \cdot 10^3}{87,5} = 852,6 \text{ Н}.$$

По пояснениям к формуле (4.35) момент на колесе (на зубчатом венце с числом зубьев z_f)

$$T_f = \frac{T_b K_c}{u'' n_w} = \frac{230 \cdot 1,4}{2,88 \cdot 3} = 37,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Исходя из этих значений и учитывая прямозубое зацепление, при котором $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$, коэффициенты:

$$K_{HVag} = 1 + \frac{\omega_{HVag} b_g}{F_{tag} K_{H\beta ag} K_{H\alpha}} = 1 + \frac{3,83 \cdot 26}{479 \cdot 1,22 \cdot 1,0} = 1,17;$$

$$K_{HVfb} = 1 + \frac{\omega_{HVfb} b_f}{F_{tfb} K_{H\beta fb} K_{H\alpha}} = 1 + \frac{2,8 \cdot 26}{852,6 \cdot 1,32 \cdot 1,0} = 1,06;$$

$$K_{FVag} = 1 + \frac{\omega_{FVag} b_g}{F_{tag} K_{F\beta ag} K_{F\alpha}} = 1 + \frac{10,22 \cdot 26}{479 \cdot 1,57 \cdot 1,0} = 1,35;$$

$$K_{FVfb} = 1 + \frac{\omega_{FVfb} b_f}{F_{tgb} K_{F\beta fb} K_{F\alpha}} = 1 + \frac{7,50 \cdot 26}{852,6 \cdot 1,86 \cdot 1,0} = 1,12.$$

Тогда

$$K_{Hag} = K_A K_{H\beta ag} K_{HVag} K_{H\alpha} = 1,0 \cdot 1,22 \cdot 1,17 \cdot 1,0 = 1,43;$$

$$K_{Hfb} = K_A K_{H\beta fb} K_{HVfb} K_{H\alpha} = 1,0 \cdot 1,32 \cdot 1,06 \cdot 1,0 = 1,40;$$

$$K_{Fag} = K_A K_{F\beta ag} K_{FVag} K_{F\alpha} = 1,0 \cdot 1,57 \cdot 1,35 \cdot 1,0 = 2,12;$$

$$K_{Ffb} = K_A K_{F\beta fb} K_{FVfb} K_{F\alpha} = 1,0 \cdot 1,86 \cdot 1,12 \cdot 1,0 = 2,08.$$

18. Проверочный расчет зубьев колес на контактную прочность по формуле (3.23).

Предварительно принимается по табл. 3.32 $Z_E = 194 \text{ МПа}^{\frac{1}{2}}$.

Для прямозубых колес при $\alpha = 20^\circ$, угле наклона зубьев $\beta = 0^\circ$ и без смещения

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha} \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg} \alpha}} = \frac{1}{\cos 20^\circ} \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg} 20^\circ}} = 2,49.$$

Коэффициенты

$$\varepsilon_{aag} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_a} + \frac{1}{z_g} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{21} + \frac{1}{73} \right) \right] \cos 0^\circ = 1,68;$$

$$\varepsilon_{afb} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_b} - \frac{1}{z_f} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{144} - \frac{1}{50} \right) \right] \cos 0^\circ = 1,92;$$

$$Z_{\varepsilon ag} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{aag}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,68}{3}} = 0,88; \quad Z_{\varepsilon fb} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{afb}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,92}{3}} = 0,83.$$

Тогда

$$\sigma_{Hag} = Z_E Z_{\varepsilon ag} Z_H \sqrt{\frac{F_{tag} K_{Hag} (u' + 1)}{b_g d_{1a} u'}} \leq [\sigma]_g = 538 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hag} = 194 \cdot 0,88 \cdot 2,49 \sqrt{\frac{479 \cdot 1,43(3,48 + 1)}{26 \cdot 36,75 \cdot 3,48}} = 408,4 \text{ МПа};$$

$$\begin{aligned} \sigma_{Hfb} &= Z_E Z_{\varepsilon fb} Z_H \sqrt{\frac{F_{fjb} K_{Hfb} (u'' - 1)}{b_f d_{1f} u''}} = \\ &= 194 \cdot 0,83 \cdot 2,49 \sqrt{\frac{852,6 \cdot 1,4(2,88 - 1)}{26 \cdot 87,5 \cdot 2,88}} = \\ &= 235 \text{ МПа} = [\sigma]_b = 573 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

В первой зубчатой передаче недогрузка $\Delta\sigma_H = \frac{538-408,4}{538}100\% = 24\%$, а во второй $\Delta\sigma_H = \frac{573-235}{573}100\% = 45\%$, что значительно превышает допустимую недогрузку $[\Delta\sigma_H] < 5\%$.

Для уменьшения недогрузки зацепления с внешними зубьями для колес a, g для стали 40X назначают одинаковую термообработку, как и для колес f, b , т. е. улучшение и получение $HV_{cp} = 220$. Тогда

$$[\sigma_H]_{ag} = \frac{\sigma_{H\lim g.f}}{S_H} z_{NHgf} = \frac{510}{1,1} 0,91 = 422 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H\lim g.f} = 2HV_{cp} + 70 = 2 \cdot 220 + 70 = 510 \text{ МПа};$$

$$N_{KHg} = 7,3 \cdot 10^7 \text{ (п. 5.4 примера);}$$

$$N_{H\sigma gf} = 30HV_{cp}^{2,4} = 30 \cdot 220^{2,4} = 1,2 \cdot 10^7; \quad Z_{NHgf} = \sqrt[20]{\frac{N_{H\sigma gf}}{N_{KHg}}} = \sqrt[20]{\frac{1,2 \cdot 10^7}{7,3 \cdot 10^7}} = 0,91.$$

При этом недогрузка $\Delta\sigma_H = \frac{422-408,4}{422}100\% = 3,2\% < [\Delta\sigma_H] = 5\%$.

Для внутреннего зацепления большая недогрузка объясняется принятием межосевого расстояния a_{wfb} равным a_{wag} .

19. Проверочный расчет зубьев колес на прочность при изгибе.

19.1. Коэффициент формы зуба и концентрации напряжений.

По табл. 3.33 для передачи с внешними зубьями без смещения интерполированием для колес $z_a = 21$, $Y_{Fa} = 4,05$, $z_g = 73$, $Y_{Fg} = 3,61$, $z_f = 50$, $Y_{Ff} = 3,66$. Для колеса с внутренними зубьями $z_b = 144$, $Y_{Fb} = 3,59$.

19.2. Коэффициенты $Y_\beta = 1$, $Y_\varepsilon = 1$ для прямозубых зубчатых цилиндрических передач (см. формулу (3.32)).

19.3. Уточненные значения допускаемых напряжений на изгиб зубьев (см. п. 5.7, 5.8), т. к. изменились твердости поверхностей зубьев.

Для этого рассчитывается, $\sigma_{F\lim g.f,b} = 1,75HV_{cp} = 1,75 \cdot 220 = 385 \text{ МПа}$; тогда

$$[\sigma_F]_{g,f,b} = \frac{\sigma_{F\lim g.f}}{S_F} z_{NF} Y_A = \frac{385}{1,75} 1 \cdot 1 = 220 \text{ МПа}.$$

19.4. Определение отношений $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$:

$$\frac{[\sigma_F]_a}{Y_{Fa}} = \frac{300}{4,05} = 74,1; \quad \frac{[\sigma_F]_g}{Y_{Fg}} = \frac{220}{3,61} = 61; \quad \frac{[\sigma_F]_f}{Y_{Ff}} = \frac{220}{3,66} = 60,1; \quad \frac{[\sigma_F]_b}{Y_{Fb}} = \frac{220}{3,59} = 61,3.$$

Проверка по формуле (3.31) зацепления с внешними зубьями по колесу g как менее прочному при $K_{Fag} = 2,12$:

$$\sigma_{Fg} = \frac{K_{Fag} \cdot 2T_g Y_{Fg} Y_{\beta} Y_{\varepsilon}}{b_g m d_{1g}} = \frac{2,12 \cdot 2 \cdot 30,6 \cdot 10^3 \cdot 3,61 \cdot 1 \cdot 1}{26 \cdot 1,75 \cdot 127,75} = 40,8 < [\sigma_F]_{gf} = 220 \text{ МПа.}$$

Проверка зацепления с внутренними зубьями по колесу f как менее прочному:

$$\sigma_{Ff} = \frac{K_{Ffb} \cdot 2T_f Y_{Ff} Y_{\beta} Y_{\varepsilon}}{b_f m d_{1f}} = \frac{2,08 \cdot 2 \cdot 37,3 \cdot 10^3 \cdot 3,66 \cdot 1 \cdot 1}{26 \cdot 1,75 \cdot 87,5} = 142,6 \text{ МПа} < [\sigma_F]_f = 220 \text{ МПа.}$$

Прочность по изгибу зубчатых зацеплений обеспечивается размерами, термообработкой.

Проверка по σ_F показала, что проведение дальнейшей корректировки уточнения материалов и их термообработки с целью повышения нагружения зацеплений по контактным нагружениям отразится на изменении размеров колес в сторону уменьшения и этим повлияет на повышение перегрузки по σ_F . Поэтому осуществление этой коррекции следует признать нецелесообразной и расчет зубчатых зацеплений считать законченным.

4.4. Расчет осей, валов и подшипников

После выполнения расчетов зубчатых зацеплений приступают к составлению эскизного проекта механизма (редуктора). Определяют предварительные размеры валов [1, 3], расстояние между деталями, реакции опор и расчетным путем устанавливают типы и размеры подшипников. Подшипники качения

принимают: для опор центральных валов – шариковые радиальные легкой серии, для опор сателлитов – шариковые или роликовые сферические средней серии.

При проведении силового расчета можно составлять и использовать схемы (рис. 4.7), на которых последовательно отражено равновесие каждого звена планетарной передачи. Здесь все силы обозначаются буквой F с двумя нижними буквенными индексами: первая буква индекса обозначает номер звена, со стороны которого воздействует сила F , а вторая – звено, на которое действует эта сила. Например, F_{ag} обозначает окружную силу, с которой колесо a действует на сателлит g .

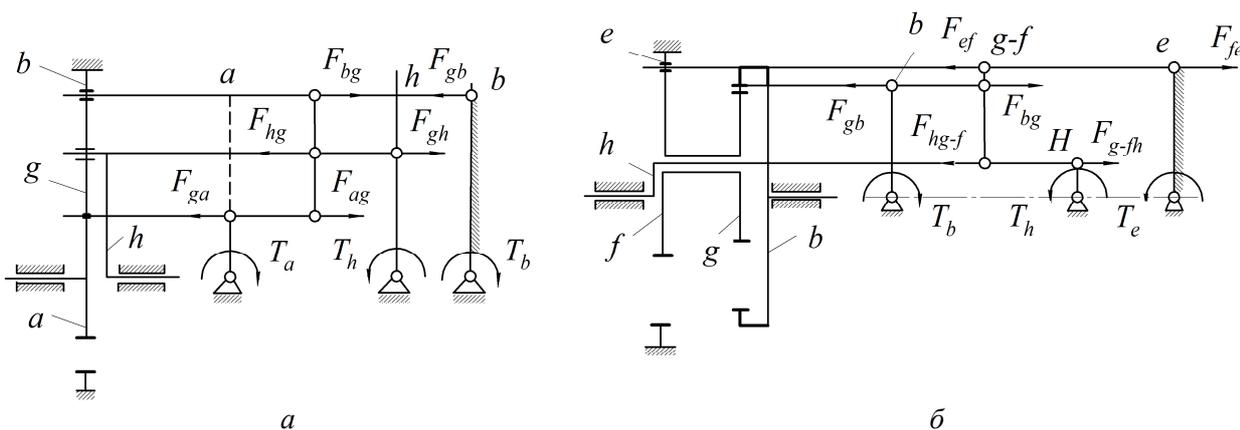


Рис. 4.7. Определение сил, действующих на звенья планетарных передач по схемам табл. 4.1: a – схема 1; b – схема 4

Начинать расчет следует со звена, на котором имеется значение вращающего момента. Обычно это ведущее или ведомое звено. По значению этого момента и размерам колес находят уравновешивающую силу. Пользуясь основанием равенства действующей и противодействующей сил, определяют значение силы, действующей на звено, входящее в кинематическую пару. Затем рассматривают равновесие следующего звена, расчетным путем находят уравновешивающую силу или момент и повторяют это с остальными звеньями передачи. Поэтому для схем рис. 4.7 при заданном T_h последовательность определения сил действующих на звенья можно записать следующим образом.

Для схемы a :

$$T_a = -T_h(1 - u_{ab}^h); F_{ga} = \frac{2T_a}{d_{1a}}; \bar{F}_{ag} = -\bar{F}_{ga}; \bar{F}_{bg} = \bar{F}_{ag}; \bar{F}_{hg} = \bar{F}_{ag} + \bar{F}_{bg} = 2\bar{F}_{ag};$$

$$\bar{F}_{gb} = -\bar{F}_{bg}; F_{gh} = -F_{hg}; T_h - T_b - T_a = 0; T_h = F_{gh} a_{ag} n'_w; T_b = F_{gb} \frac{d_{1b}}{2} n'_w; T_a = F_{ga} \frac{d_{1a}}{2} n'_w,$$

где $a_{ag} = \frac{d_{1a} + d_{1g}}{2}$ – межосевое расстояние колес a, g ;

d_{1a}, d_{1g}, d_{1b} – делительные диаметры колес a, g, b ;

$n'_w = n_w - 0,7$ – приведенное число сателлитов (если $n_w = 3$, то $n'_w = 2,3$).

Схема b :

$$T_b = 9550 \frac{P_b}{n_b}; F_{gb} = \frac{2T_b}{d_{1b}}; \bar{F}_{bg} = -\bar{F}_{gb}; \bar{F}_{ef} = -\bar{F}_{bg} \frac{d_{1g}}{d_{1f}}; \bar{F}_{fe} = -\bar{F}_{ef}; \bar{F}_{h(g-f)} = \bar{F}_{bg} - \bar{F}_{ef};$$

$$T_b - T_h - T_e = 0,$$

где P_b, n_b – мощность и частота вращения ведомого вала (обычно заданы);

d_{1b}, d_{1g}, d_{1f} – делительные диаметры колес b, g, f .

Нагрузки, действующие на подшипники сателлитов, зависят от их размещения и конструкции сателлита.

Например, для сателлита по схеме 1 табл. 4.1 при размещении подшипников качения внутри них радиальная нагрузка, действующая на подшипник наиболее нагруженного сателлита, определяется по формуле

$$F_{nc} = 2F_t = \frac{4T_{1a}K_c}{d_{1a}n_w}, \quad (4.39)$$

а при вращении сателлита на двух подшипниках в качестве расчетной принимают нагрузку

$$F_{nc} = F_t = \frac{2T_{1a}K_c}{d_{1a}n_w}. \quad (4.40)$$

Как правило, в схемах 2...4 табл. 4.1 внутри двухвенцовых сателлитов устанавливают по два подшипника. Радиальную нагрузку, действующую на наиболее нагруженный из двух подшипников, вычисляют по формуле

$$F_{nc} = \frac{F_n K_c}{n_w} = \frac{2TK_c}{d \cos \alpha n_w}, \quad (4.41)$$

где $F_n = \frac{2T}{d \cos \alpha}$ – сила, бóльшая по величине из двух нормальных, действующих на внешнем и внутреннем зацеплениях (схема 2) или на двух внутренних зацеплениях (схемы 3, 4);

K_c – коэффициент, значение которого выбирается согласно пояснению к формулам (4.28).

В некоторых планетарных механизмах применяют конструкции сателлитов с вращающимися осями. В этом случае для определения наибольшей по величине радиальной нагрузки для расчета подшипников, установленных в щеках водила, составляются схемы нагружения осей и находятся величины реакций опор, по которым и выполняют расчеты подшипников и осей на прочность (рис. 4.8).

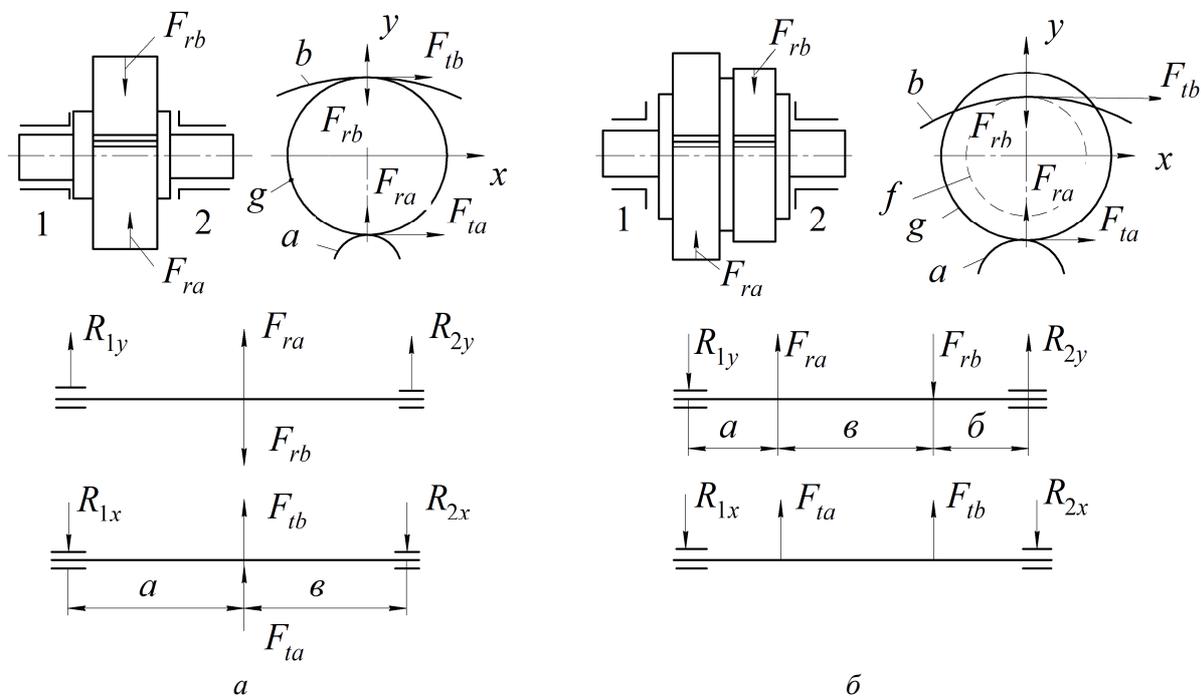


Рис. 4.8. Расчетные схемы определения реакций опор осей сателлитов и сил в зацеплениях a – по схеме 1; b – по схемам 2, 3 табл. 4.1

Согласно компоновкам получают значения расстояний a , b , \bar{b} . Силы, действующие на ось, принимают из расчета зубчатых зацеплений или рассчитываются по формулам.

Для схемы на рис. 4.8, a :

$$F_{ta} = F_{tb} = \frac{2T_1 K_c}{d_{1a} n_w}; \quad F_{ra} = F_{rb} = F_{ta} \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.42)$$

Для схемы на рис. 4.8, б:

$$F_{ta} = \frac{2T_a K_c}{d_{1a} n_w}; \quad F_{ra} = F_{ta} \operatorname{tg} \alpha; \quad F_{tb} = \frac{2T_b K_c}{d_{1b} n_w}; \quad F_{rb} = F_{tb} \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.43)$$

В быстроходных передачах с массивными сателлитами возникают дополнительные усилия $F_{ц}$, Н, от развивающихся центробежных сил. Эти силы рассматриваются после эскизной проработки и оценки массы сателлита совместно с подшипниками. Для этого должны быть известны их масса и материалы:

$$F_{ц} = m \omega_h^2 R_h = m \left(\frac{\pi n_h}{30} \right)^2 R_h, \quad (4.44)$$

где m – масса сателлита, кг;

ω_h – угловая скорость водила, рад/с;

n_h – частота вращения водила, мин⁻¹;

R_h – радиус водила, мм.

Сила $F_{ц}$ дополнительно нагружает оси и подшипники сателлитов.

Диаметр оси рассчитывается по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_F \cdot 10^3}{0,1[\sigma_{и}]}} \quad (4.45)$$

где M_F – суммарный изгибающий момент $M_F = \sqrt{(M'_F)^2 + (M^-_F)^2}$, Н·м, который определяется на основании эпюр изгибающих моментов оси сателлита в вертикальной M'_F и горизонтальной M^-_F плоскостях в результате расчета ее по нагружающим усилиям;

$[\sigma_{и}]$ – допускаемое напряжение при изгибе материала оси, значение которого для обеспечения не только прочности, но и жесткости принимают равным 50...60 МПа.

Подшипники солнечного колеса, водила и эпицикла нагружаются в основном лишь массой этих деталей, т. е. незначительно вследствие уравновешивания радиальных и окружных усилий. Только в планетарных механизмах с косыми зубьями колес появляются осевые усилия, которые должны учитываться в расчетах валов и подшипников.

Требуемую радиальную динамическую грузоподъемность подшипников сателлитов вычисляют по формуле

$$C_{гр} = P_r \sqrt[k]{\frac{L'_{sah} n'_g z_a \cdot 60}{a_1 a_{23} \cdot 10^6 \cdot z_g}}, \quad (4.46)$$

где P_r – эквивалентная радиальная нагрузка, Н:

$$P_r = (XVF_{nc} + F'Y)K_\sigma K_T. \quad (4.47)$$

В формулах (4.46), (4.47):

L'_{sah} – требуемый ресурс подшипника при заданной надежности, ч;

$n'_g = n_a - n_h$ – частота вращения сателлита относительно водила;

z_a, z_g – числа зубьев центральной шестерни и сателлита;

a_1 – коэффициент надежности; обычно при работе подшипников качения принимают $a_1 = 1$ (уровень надежности 90 %), $a_1 = 0,63$ (95 %) и $a_1 = 0,25$ (98 %);

a_{23} – коэффициент условий применения (для шарикоподшипников сферических, в т. ч. двухрядных, $a_{23} = 0,5 \dots 0,6$, для роликоподшипников сферических двухрядных $a_{23} = 0,3 \dots 0,4$);

$k = 3$ – для шариковых, $k = 10/3$ – для роликовых подшипников;

X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок [1], при отсутствии осевой нагрузки $X = 1; Y = 0$;

V – коэффициент, учитывающий, какое кольцо вращается относительно радиальной нагрузки: наружное ($V = 1,2$) или внутреннее ($V = 1$);

F_{nc}, F' – радиальная и осевая нагрузки, действующие на подшипник, Н;

K_σ – коэффициент безопасности (табл. 4.6);

K_T – коэффициент, учитывающий температуру подшипника (табл. 4.7).

Таблица 4.6

Примерные значения коэффициента безопасности K_c

Характеристика нагрузки на подшипник	K_c
Спокойная (толчки отсутствуют)	1,0
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125 % нормальной (расчетной) нагрузки	1,0...1,2
Умеренные толчки. Вибрация нагрузки. Кратковременная перегрузка до 150 % нормальной нагрузки	1,3...1,8
Значительные толчки и вибрация. Кратковременные перегрузки до 200 % нормальной (рабочей) нагрузки	1,8...2,5

Таблица 4.7

Значения температурного коэффициента K_T

K_T	Рабочая температура подшипника, °С	K_T	Рабочая температура подшипника, °С
1,00	До 100	1,25	200
1,05	125	1,35	225
1,10	150	1,4	250
1,15	175	–	–

Пример 6. Рассчитать ось и подшипники планетарного сателлита по данным примера 5.

Решение

1. Нормальные силы в зацеплениях по формуле (4.41):

$$F_{na} = F_{ng} = \frac{2T_a}{d_{1a} \cos \alpha} = \frac{2 \cdot 23 \cdot 10^3}{36,75 \cos 20^\circ} = 1332 \text{ Н};$$

$$F_{nb} = F_{nf} = \frac{2T_b}{d_{1b} \cos \alpha} = \frac{2 \cdot 230 \cdot 10^3}{252 \cos 20^\circ} = 1943 \text{ Н}.$$

2. Нагрузки, действующие на подшипники, при значении коэффициента, учитывающего неравномерность распределения мощности между тремя сателлитами, $K_c = 1,6$ (см. пояснения к формулам (4.28) при неплавающих колесах):

$$F_{ncg} = \frac{F_{na} K_c}{n_w} = \frac{1332 \cdot 1,6}{3} = 710,4 \text{ Н};$$

$$F_{ncf} = \frac{F_{nb} K_c}{n_w} = \frac{1943 \cdot 1,6}{3} = 1036 \text{ Н.}$$

3. Выполняется эскизная компоновка узла сателлита (рис. 4.9) при полученной расчетом ширине зубчатых венцов, размере канавки между сателлитами по рекомендациям $b = 5m$, зазоре между щеками водила и торцами сателлита 2 мм и толщине щек 10 мм с целью использования в них стопорного винта для фиксации пальцев сателлита. Расстояния 25, 36 и 25 получаются суммированием этих размеров.

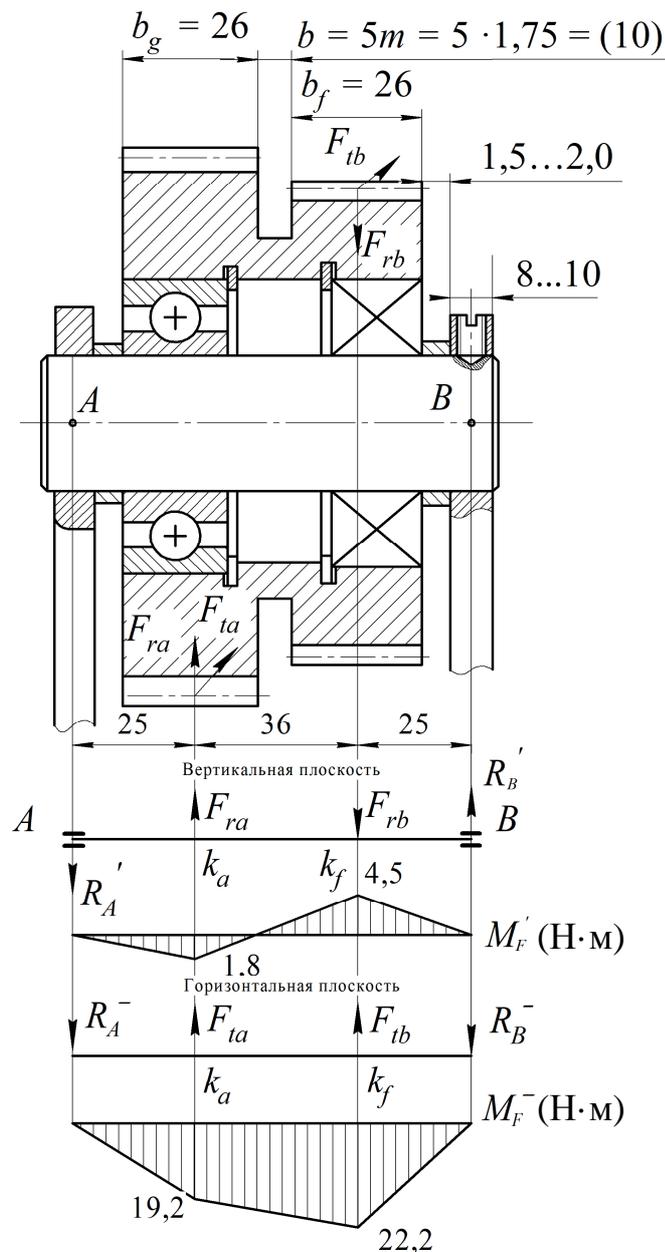


Рис. 4.9. Схема для расчета оси сателлита

Составляется схема нагружения оси в вертикальной и горизонтальной плоскостях с помощью рис. 4.8.

4. Определяются нагрузки действующих на ось по формуле (4.28):

– окружной и радиальной сил во внешнем зацеплении:

$$F_{ta} = \frac{2T_a K_c}{d_{1a} n_w} = \frac{2 \cdot 23 \cdot 10^3 \cdot 1,6}{36,75 \cdot 3} = 667,6 \text{ Н}; \quad F_{ra} = F_{ta} \operatorname{tg} \alpha = 667,6 \operatorname{tg} 20^\circ = 248 \text{ Н}.$$

– окружной и радиальной сил во внутреннем зацеплении:

$$F_{tb} = \frac{2T_b K_c}{d_{1b} n_w} = \frac{2 \cdot 230 \cdot 10^3 \cdot 1,6}{252 \cdot 3} = 973,5 \text{ Н}; \quad F_{rb} = F_{tb} \operatorname{tg} \alpha = 973,5 \operatorname{tg} 20^\circ = 354,4 \text{ Н}.$$

5. Реакции опор от действия сил на ось и эпюры изгибающих моментов (см. рис. 4.9):

– в вертикальной плоскости:

$$\sum M'_A = 0; \quad -F_{ra} \cdot 25 + F_{rb} \cdot 61 - R'_B \cdot 86 = 0;$$

$$R'_B = \frac{-F_{ra} \cdot 25 + F_{rb} \cdot 61}{86} = \frac{-248 \cdot 25 + 354,4 \cdot 61}{86} = 179,3 \text{ Н};$$

$$\sum M'_B = 0; \quad -R'_A \cdot 86 + F_{ra} \cdot 61 - F_{rb} \cdot 25 = 0;$$

$$R'_A = \frac{F_{ra} \cdot 61 - F_{rb} \cdot 25}{86} = \frac{248 \cdot 61 - 354,4 \cdot 25}{86} = 72,9 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$-R'_A + F_{ra} - F_{rb} + R'_B = 0; \quad -72,9 + 248 - 354,4 + 179,3 = 0.$$

Изгибающие моменты:

$$M'_{k_f} = R'_B \cdot 25 \cdot 10^{-3} = 179,3 \cdot 25 \cdot 10^{-3} = 4,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M'_{k_a} = -R'_A \cdot 25 \cdot 10^{-3} = -72,9 \cdot 25 \cdot 10^{-3} = -1,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– в горизонтальной плоскости:

$$\sum M_A^- = 0; \quad -F_{ta} \cdot 25 - F_{tb} \cdot 61 + R_B^- \cdot 86 = 0;$$
$$R_B^- = \frac{F_{ta} \cdot 25 + F_{tb} \cdot 61}{86} = \frac{667,5 \cdot 25 + 973,5 \cdot 61}{86} = 884,6 \text{ Н};$$

$$\sum M_B^- = 0; \quad -R_A^- \cdot 86 + F_{ta} \cdot 61 + F_{tb} \cdot 25 = 0;$$
$$R_A^- = \frac{F_{ta} \cdot 61 + F_{tb} \cdot 25}{86} = \frac{667,5 \cdot 61 + 973,5 \cdot 25}{86} = 756,5 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$-R_A^- + F_{ta} + F_{tb} - R_B^- = 0; \quad -756,5 + 667,6 + 973,5 - 884,6 = 0.$$

Изгибающие моменты:

$$M_{k_f}^- = -R_B^- \cdot 25 \cdot 10^{-3} = -884,6 \cdot 25 \cdot 10^{-3} = -22,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{k_a}^- = -R_A^- \cdot 25 \cdot 10^{-3} = -756,5 \cdot 25 \cdot 10^{-3} = -18,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Суммарный изгибающий момент в наиболее нагруженном сечении оси под шестерней справа

$$M_{\sum k_f} = \sqrt{(M'_{k_f})^2 + (M_{k_f}^-)^2} = \sqrt{4,5^2 + 22,2^2} = 22,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

6. Требуемый диаметр оси сателлита по формуле (4.45), приняв $[\sigma_{и}] = 55 \text{ МПа}$ по рекомендации к формуле:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\sum k_f} \cdot 10^3}{0,1[\sigma_{и}]}} = \sqrt[3]{\frac{22,7 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 55}} = 16,1 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

принимается предварительно 20, т. к. размер внутреннего диаметра подшипников оканчивается на 0 и 5.

7. Расчет и выбор подшипника.

7.1. По размерам меньшего сателлита находится допустимый диаметр наружного кольца подшипника:

$$D \leq m(z_f - 7) = 1,75(50 - 7) = 75,25 \text{ мм.}$$

Это значит, что между диаметром впадин меньшей шестерни сателлита $d_{ff} = 83,125$ мм и наружным диаметром подшипника $D = 75,25$ мм должен быть металлический слой толщиной $\frac{d_{ff} - D}{2} = \frac{82,125 - 75,25}{2} = 3,44$ мм.

7.2. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка по формуле (4.47) по большей из F_{ncf} с учетом отсутствия осевого нагружения $F' = 0$ и того, что вращается наружное кольцо подшипника $V = 1,2$, нагрузка спокойная $K_\sigma = 1$ (см. табл. 4.6) и рабочая температура до 100°C $K_T = 1$ (см. табл. 4.7):

$$P_r \leq (XVF_{ncf} + F'Y) K_\sigma K_T = (1 \cdot 1,2 \cdot 1036) 1 \cdot 1 = 1243 \text{ Н.}$$

7.3. Требуемая базовая динамическая грузоподъемность шарикоподшипника по формуле (4.46) при $L'_{sah} = L_h = 20 \cdot 10^3$ ч, относительной частоте вращения сателлита $n'_g = n_a - n_h = 935 - 85 = 850 \text{ мин}^{-1}$, $z_a = 21$, $z_g = 73$, $a_1 = 1$, $a_{23} = 0,55$

$$C_{rnp} \leq P_r \sqrt{\frac{L'_{sah} n'_g z_a \cdot 60}{a_1 a_{23} z_g \cdot 10^6}} = 1243 \sqrt[3]{\frac{20 \cdot 10^3 \cdot 850 \cdot 21 \cdot 60}{1 \cdot 0,55 \cdot 73 \cdot 10^6}} = 10\,081 \text{ Н} \approx 10 \text{ кН.}$$

7.4. По условию $C_{rnp} \leq C_r$ из таблицы ГОСТ 8338–75 исходя из размера оси под подшипник $d = 20$ мм выбирается подшипник шариковый радиальный однорядный номер 204, у которого динамическая грузоподъемность $C_r = 12,7$ кН, наружный диаметр $D_{п} = 47$ (условие $D_{п} < D$, $47 < 75,25$ мм), ширина $B = 14$ мм. Так как наружный диаметр оси принят больше расчетного, ось сателлита выполняется пустотелой с диаметром 10 мм с целью уменьшения металлоемкости конструкции. Далее, как и для простых механизмов с зубчатыми передачами, в планетарных соосных устройствах отрабатывают конструкцию валов, их опор, рассчитываются и подбираются шпоночные, шлицевые соединения, подшипники. В отличие от простых механизмов (редукторов), валы которых работают на изгиб, сжатие и кручение, валы (входной и выходной) в соосных планетарных зубчатых передачах в основном испытывают напряжение кручения.

Обычно известны крутящие моменты T_a , T_h , характер нагрузки и размеры располагаемых на валу деталей. Поэтому первично определяют диаметр вала из расчета только на кручение в наименьшем по размеру месте, участвующем в передаче крутящего момента, по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau]}}, \quad (4.48)$$

где d – диаметр вала, мм;

T – вращающий момент, действующий в расчетном сечении вала, Н·м;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение на кручение, МПа.

Для входных и выходных валов соосных планетарных зубчатых передач, изготовленных из сталей Ст5, Ст6, 40, 45, принимают $[\tau] = 20 \dots 28$ МПа. Расчетное значение диаметра округляют до ближайшего стандартного d , мм: 16, 17, 18, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 35, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 55, 56, 60, 63, 65, 67, 70, 71, 75, 80, 85, 90, 100 и т. д.

Диаметральные размеры участков вала под уплотнениями резиновыми, армированными манжетами, назначают по ГОСТ 8752–79, а под подшипники качения из ряда цифр: 15, 17, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60 и т. д., кратных 5.

При разработке конструкций валов за основу принимают конструкции, отработанные на практике и приводимые в атласах и электронных носителях информации.

После полного конструктивного оформления вала выполняют его расчет по эквивалентному моменту $M_3 = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + T^2}$.

Для расчета валов по эквивалентному моменту и в последующем на усталостную прочность, а также для расчета и подбора подшипников, как и при расчете сателлита, необходимо составлять расчетную схему, вычислять значения реакций опор и изгибающих моментов, действующих в характерных местах вала. Для этого необходимо иметь размеры расстояний между опорами вала, положений относительно них зубчатых колес, сателлитов, звездочек, шкивов, муфт и других деталей, нагружающих вал. Нахождение этих расстояний осуществляется по расчетным схемам (например, как в расчете оси сателлита) или эскизным компоновкам.

Методика составления эскизных компоновок представлена в издании [1].

Таким образом, анализируя эпюры, предположительно устанавливают наиболее нагруженное место вала по наибольшему изгибающему и – при наличии – крутящему моменту. Суммарный изгибающий момент в этом случае, как и для оси сателлита:

$$M_{\Sigmaи} = \sqrt{(M_{и}^{-})^2 + (M_{и}')^2}, \quad (4.49)$$

где $M_{и}^{-}$, $M_{и}'$ – изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальных плоскостях, Н·м.

В этом же сечении определяют эквивалентный момент:

$$M_{\text{э}} = \sqrt{(M_{\Sigmaи})^2 + T^2}. \quad (4.50)$$

Затем по $M_{\text{э}}$, Н·м, рассчитывают диаметр вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{э}} \cdot 10^3}{0,1[\sigma_{и}]}}. \quad (4.51)$$

Полученный диаметр вала по зависимости (4.51) сравнивают с конструктивно принятым при ориентировочном расчете по значению T и при необходимости проводят корректировку его и других диаметральных размеров вала.

При длительно действующих нагрузках, повторяемость которых должна составлять не менее $10^3 \dots 10^4$ циклов на весь срок службы, входной и выходной валы соосных планетарных зубчатых механизмов рассчитываются на сопротивление усталости (уточненный расчет вала). Этот этап расчета выполняется по уже известной конструкции вала с его размерами, расположением и видами концентраторов напряжений, построенными эпюрами моментов, назначенным материалом, способами обработки и упрочнения поверхностей. Расчет сводится к определению коэффициента запаса усталостной прочности

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S], \quad (4.52)$$

где S_σ, S_τ – коэффициенты запаса прочности по изгибу и напряжению кручения:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma Д} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad (4.53)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau Д} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}; \quad (4.54)$$

$[S] = 1,4 \dots 2,0$ – минимальный допустимый коэффициент запаса усталостной прочности, меньшие значения для углеродистых, а большие – для легированных сталей.

Составляющие формул (4.53), (4.54) и их значения приведены в издании [1].

Для расчета подшипников качения входного и выходного валов находят реакции F_{r1}, F_{r2} опор. Основные расчетные схемы представлены на рис. 4.10.

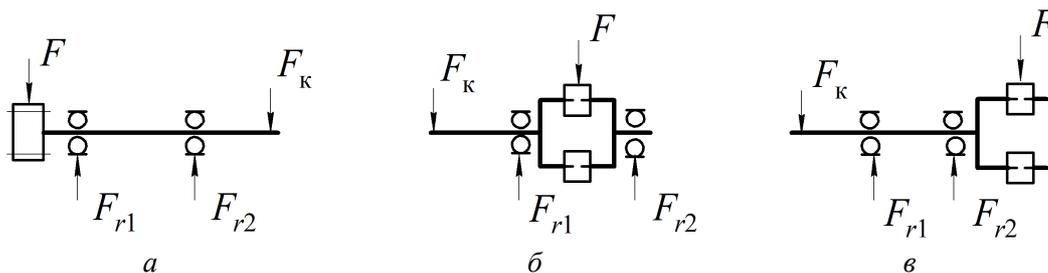


Рис. 4.10. Схемы нагружения входного (а) и выходных (б, в) валов

Входной и выходной валы передачи нагружены силой F , действующей со стороны зубчатого зацепления, и консольной силой F_k (от муфты, ременной или цепной передачи). Значения F_k принимают по рекомендациям [1, 2].

Учитывая наибольшую возможную неравномерность распределения общего момента по потокам, силу F , Н, действующую на вал со стороны зубчатого зацепления, определяют по формулам:

– для входного вала (см. рис. 4.10, а):

$$F = 0,2 \cdot 10^3 \cdot \frac{T_1}{d_1} \text{ при } T_1 = 9550 \cdot \frac{P_a}{n_a}, \quad (4.55)$$

где T_1 – вращающий момент на валу, Н·м;

P_a – мощность на валу, кВт;

d_1 – при плавающем положении солнечной шестерни делительный диаметр зубьев зубчатой муфты соединения вала с шестерней или делительный диаметр зубьев шестерни при соединении ее с валом, мм;

– для выходного вала (см. рис. 4.10, б, в):

$$F = 0,1 \cdot 10^3 \cdot \frac{T_h}{a_w} \text{ при } T_h = 9550 \cdot \frac{P_h}{n_h}, \quad (4.56)$$

где P_h – мощность, кВт;

n_h – частота вращения вала водила, мин^{-1} ;

T_h – вращающий момент на валу водила, Н·м;

a_w – межосевое расстояние колеса с внутренними зубьями и сателлитом, мм.

Так как в этих валах при прямозубых колесах опоры не нагружены осевой внешней силой F_a , для более нагруженной из двух опор вычисляют сначала эквивалентную нагрузку (F_r – радиальная нагрузка на подшипник (большая реакция сил из двух опор), Н)

$$P_r = F_r V K_\sigma K_T, \quad (4.57)$$

а затем с учетом частоты вращения вала n , мин^{-1} , и требуемого ресурса (заданной долговечности L_h , ч) определяют расчетную динамическую грузоподъемность C_{rp} , Н:

$$C_{rp} = P_r \sqrt[3]{\frac{60nL_h}{10^6}}. \quad (4.58)$$

Пользуясь значением C_{rp} по таблицам ГОСТ 8338–75, исходя из размера вала под подшипник d , мм, выбирается подшипник такой серии, чтобы $C_p \geq C_{rp}$.

Пример 7. Рассчитать ведомый вал, выполненный заодно с водилом, и подшипники к нему. Материал вала – сталь 45, улучшение, $\sigma_b = 570$ МПа, $\sigma_{-1} = 380$ МПа, $\tau_{-1} = 230$ МПа, принимается $[\tau] = 20$ МПа, $[\sigma_{и}] = 55$ МПа.

Исходные данные аналогичны предыдущим примерам в соответствии с расчетом сателлита и зубчатой передачи с внутренними зубьями $f-b$. Схема нагружения вала показана на рис. 4.11. Согласно компоновке получены расстояния 65, 80 и 90 мм.

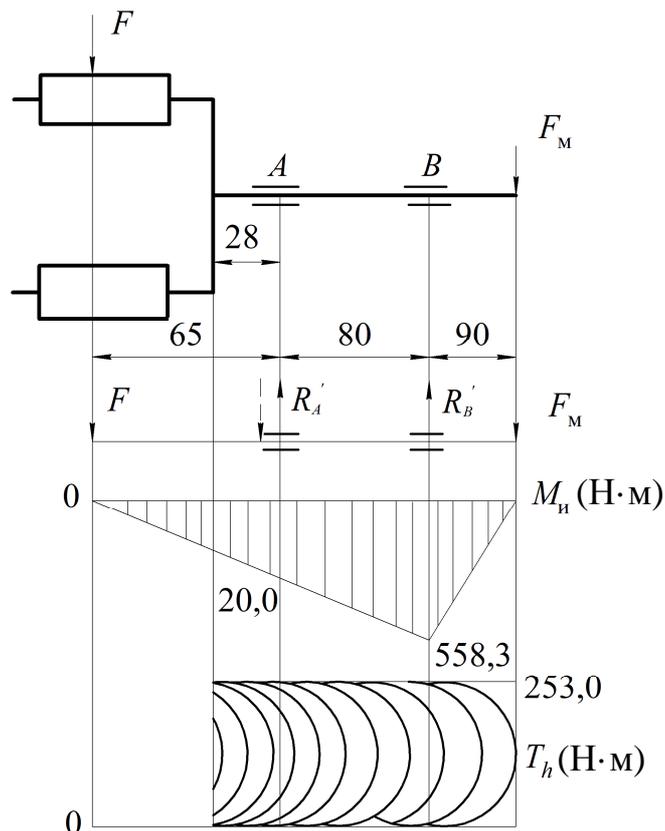


Рис. 4.11. Расчетная схема тихоходного (выходного) вала

Решение

1. Диаметр вала в зоне наименьшего диаметрального размера передающего вращающего момента T_h (под соединительной муфтой) по формуле (4.48)

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_h \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{253 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 39,84 \text{ мм},$$

где $T_h = 253 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – вращающий момент на ведомом валу водила (см. п. 3 примера 5 расчета зубчатых передач).

В конструкции вала под соединительной муфтой устанавливается $d_m = 40 \text{ мм}$, под уплотнением $d_y = 46 \text{ мм}$ и под подшипниками $d_{\Pi} = 50 \text{ мм}$.

2. По расчетному моменту на валу

$$T_p = T_h K_1 K_2 K_3 = 253 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 364,4 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $K_1 = 1$ – коэффициент степени ответственности, значение соответствует такому, которое с выходом из строя муфты вызывает остановку приводной машины;

$K_2 = 1,2$ – коэффициент условий работы муфты, значение для спокойной работы;
 $K_3 = 1,2$ – коэффициент условий смещений, значение для перекося валов до 0,50 [2].

Для вала $d_m = 40$ мм из таблицы ГОСТ 20720–93 выбирается кулачковая муфта 400-40-1-40-1, у которой наружный диаметр кулачков $D = 170$ мм, внутренний $d_1 = 65$ мм.

Нагрузка муфты на вал [2]

$$F_m = \frac{4T_p}{D + d_1} = \frac{4 \cdot 364,4 \cdot 10^3}{170 + 65} = 6203 \text{ Н.}$$

3. С учетом наибольшей возможной неравномерности распределения нагрузки между сателлитами сила, действующая на водило со стороны сателлитов, по формуле (4.56)

$$F = 0,1 \cdot 10^3 \cdot \frac{T_h}{a_w} = 0,1 \cdot 10^3 \cdot \frac{253}{82,25} = 307,6 \text{ Н,}$$

где $a_w = 82,25$ мм – межосевое расстояние в планетарном механизме, см. п. 15 примера б.

4. Составляется расчетная схема и находятся реакции опор:

$$\begin{aligned} \sum M_A = 0; \quad -F \cdot 65 - R'_B \cdot 80 + F_m(80 + 90) &= 0; \\ R'_B = \frac{-F \cdot 65 + F_m \cdot 170}{80} = \frac{-307,6 \cdot 65 + 6203 \cdot 170}{80} &= \\ &= 12\,931,5 \text{ Н;} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_B = 0; \quad -F(65 + 80) + R'_A \cdot 80 + F_m \cdot 90 &= 0; \\ R'_A = \frac{F \cdot 145 - F_m \cdot 90}{80} = \frac{307,6 \cdot 145 - 6203 \cdot 90}{80} &= \\ &= -6421,0 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Направление действия реакции R'_A меняется на противоположное (– – → R'_A на рис. 4.11).

Проверка:

$$-F - R'_A + R'_B - F_m = 0; \quad -307,6 - 6421,0 + 12\,931,5 - 6203 = 0.$$

5. Строятся эпюры изгибающих $M_{и}$ и крутящего T_h моментов:

– под опорой B : $-F_m \cdot 90 \cdot 10^{-3} = -6203 \cdot 90 \cdot 10^{-3} = -558,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

– под опорой A : $-F \cdot 65 \cdot 10^{-3} = -307,6 \cdot 65 \cdot 10^{-3} = -20,0 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Крутящий момент $T_h = 253,0 \text{ Н} \cdot \text{м}$ на участке вала $90 + 80 + 28 = 198 \text{ мм}$.

6. Эквивалентный момент и диаметр вала в наиболее нагруженном сечении под опорой B по формулам (4.49), (4.50) при $[\sigma_{и}] = 55 \text{ МПа}$:

$$M_{\text{э}B} = \sqrt{M_{иB}^2 + T_h^2} = \sqrt{558,3^2 + 253^2} = 613 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{э}B} \cdot 10^3}{0,1[\sigma_{и}]}} = \sqrt[3]{\frac{613 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 55}} = 48,1 \text{ мм},$$

что меньше назначенного в п. 1 $d_{п} = 50 \text{ мм}$.

7. Для более нагруженной опоры B эквивалентная нагрузка по формуле (4.57)

$$P_r = R'_B V K_{\sigma} K_T = 12 \, 931,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 12 \, 931,5 \text{ Н},$$

где $V = 1$ при вращении внутреннего кольца подшипника;

K_{σ} , K_T – см. п. 7.2 примера 6.

8. Расчетная динамическая грузоподъемность подшипника при $n = n_h = 85 \text{ мин}^{-1}$, $L_h = 20 \cdot 10^3 \text{ ч}$

$$C_{rp} = P_r \sqrt[3]{\frac{60nL_h}{10^6}} = 12 \, 931,5 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 85 \cdot 20 \cdot 10^3}{10^6}} = 60 \, 420 \text{ Н} \approx 60,4 \text{ кН}.$$

9. Из таблицы ГОСТ 8338–75 выбирается шариковый радиальный однорядный подшипник средней серии номер 310 на $d_{п} = 50 \text{ мм}$, у которого $C_r = 65,8 \text{ кН} > C_{rp} = 60,4 \text{ кН}$, т. е. выходной вал соосного планетарного редуктора устанавливается на двух подшипниках № 310.

10. Проверка вала по сопротивлению усталости (уточненный расчет вала).

В сечении вала под опорой B действует наибольший изгибающий момент $M_{иB} = 558,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и крутящий момент $T_h = 253 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Концентрация напряжения вызывается напрессовкой подшипника на вал.

10.1. Значения коэффициентов [1]:

– концентрации напряжений из-за насаженной детали (кольцо) по переходной посадке

$$\frac{K_{\sigma}}{K_{\sigma d}} = 2,0; \quad \frac{K_{\tau}}{K_{\tau d}} = 1,58;$$

– качества обработки поверхности $\beta = 0,96$ (шлифование), $\beta' = 1,0$ (без термической обработки);

– приведенные эффективные коэффициенты концентрации напряжений:

$$K_{\sigma Д} = \frac{\frac{K_{\sigma}}{K_{\sigma d}} + \frac{1}{\beta} - 1}{\beta'} = \frac{2,0 + \frac{1}{0,96} - 1}{1,0} = 2,04;$$

$$K_{\tau Д} = \frac{\frac{K_{\tau}}{K_{\tau d}} + \frac{1}{\beta} - 1}{\beta'} = \frac{1,58 + \frac{1}{0,96} - 1}{1,0} = 1,64.$$

– характеризующих чувствительность материала к асимметрии цикла изменений напряжений $\psi_{\sigma} = 0,1$; $\psi_{\tau} = 0,05$.

10.2. Средние и переменные составляющие цикла:

$$\sigma_m = 0; \quad \tau_m = \frac{1}{2} \frac{T_h}{0,2 d_n^3} = \frac{1}{2} \frac{253 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 50^3} = 5,1 \text{ МПа.}$$

10.3. Амплитуда циклов

$$\sigma_a = \sigma_F = \frac{M_{нВ}}{0,1 d_n^3} = \frac{558,3 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50^3} = 44,7 \text{ МПа}; \quad \tau_a = \tau_m = 5,1 \text{ МПа.}$$

10.4. Коэффициенты запаса усталостной прочности вала в сечении по изгибу и кручению по формулам (4.53), (4.54):

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma - 1}{K_{\sigma Д} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{380}{2,04 \cdot 44,7 + 0,1 \cdot 0} = 4,2;$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau - 1}{K_{\tau d} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{230}{1,64 \cdot 5,1 + 0,05 \cdot 5,1} = 26,7.$$

10.5. Общий коэффициент запаса прочности вала по формуле (4.52)

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{4,2 \cdot 26,7}{\sqrt{4,2^2 + 26,7^2}} = 4,15.$$

Коэффициент запаса усталостной прочности превышает минимально допускаемое значение $[S] = 1,8$ для стали 45. Следовательно, размеры вала, назначенный материал и технология изготовления по всем прочностным показателям обеспечивают его работоспособность.

4.5. Исполнение конструкций элементов соосных зубчатых планетарных передач

Конструкции соосных зубчатых планетарных передач во многом зависят от выбранной кинематической схемы, значений передаваемого вращающего момента и срока службы. Для снижения габаритов планетарные силовые механизмы выполняют многопоточными с нечетным числом сателлитов с целью уравнивания сил в зацеплении и снижением за счет этого нагрузок на детали. Для равномерного распределения нагрузки между сателлитами силовых соосных планетарных передач одно или оба центральных колеса делают самоустанавливающимися (плавающими) (см. рис. 2.5, б и 2.6). Самоустановка достигается применением зубчатых муфт, соединяющих солнечные колеса с входным быстроходным валом или водилом предыдущей ступени (см. рис. 2.9, б), а корончатые колеса – с корпусом (см. рис. 2.6) или замыкающей передачей (см. рис. 2.8). Шестерня a на рис. 4.12 самоустанавливается по сателлитам 1. В осевом направлении шестерня фиксируется с одной стороны штырем 7, а с другой – зубчатой муфтой 3 с установленными в ней пружинными кольцами 6. Делительный диаметр внутренних зубьев муфт принимают равным диаметру d_{1a} центральной шестерни.

Диаметр наружный соединительной втулки муфты $d_m \geq d_{1a} + 6m$; ширина зацепления $b_m = (0,2 \dots 0,3)d_{1a}$; толщина неподвижного колеса $S = 2,2m + 0,05b_b$. Здесь b_b – ширина зубчатого венца неподвижного колеса b . Ширина зубчатого венца солнечной шестерни a в данной конструкции

$$b_a = \psi_{ba} a_{wag} + (0,2 \dots 0,3) d_{1a} + (2 \dots 3),$$

где ψ_{ba} , a_{wag} , d_{1a} – коэффициент ширины венца, межосевое расстояние и делительный диаметр шестерни (см. формулу (4.37)). Входной вал 4 устанавливается консольно на двух шариковых радиальных подшипниках с канавками на наружных кольцах (рис. 4.12, а) и вставленными в них установочными пружинными стопорными кольцами 5 или без них (рис. 4.12, б). Из условия обеспечения необходимой жесткости вала подшипники в консольных валах располагают один от другого на расстоянии $b_n = (2,0 \dots 2,2) a_n$, где $a_n = 0,5(b_m + B) + 2 \dots 6$.

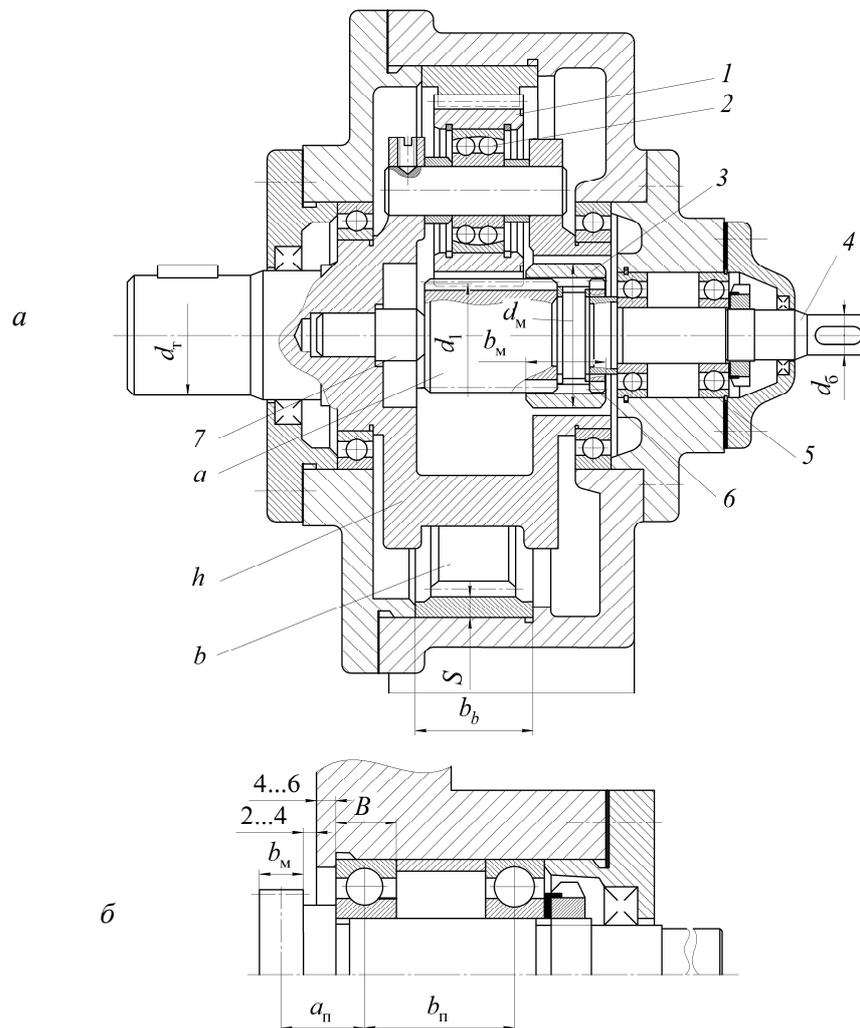


Рис. 4.12. Конструкция соединения самоустанавливающегося солнечного колеса *a* с входным (быстроходным) валом

Входной вал с солнечной шестерней также устанавливается в планетарных передачах неконсольно с использованием шариковых радиальных подшипников или подшипников скольжения (см. рис. 2.6).

Водило h (см. рис. 4.12, *a*) – одно из основных звеньев планетарного механизма, в котором закреплены оси с вращающимися на них сателлитами l . Водила одноступенчатых планетарных передач и последней ступени многоступенчатых часто изготавливают литыми или цельноштампованной конструкции как одно целое с ведомым валом (см. рис. 4.12, *a*). В ней продолжением вала являются щеки, в стенки которых запрессовываются оси с предварительно надетыми распорными втулками и сателлитами с подшипником (или подшипниками). При единичном и мелкосерийном производстве ведомые валы выполняют стальными, их соединяют с водилом сваркой (рис. 4.13, *a*), шпоночным (рис. 4.13, *б*) или шлицевым (рис. 4.13, *в*) соединением.

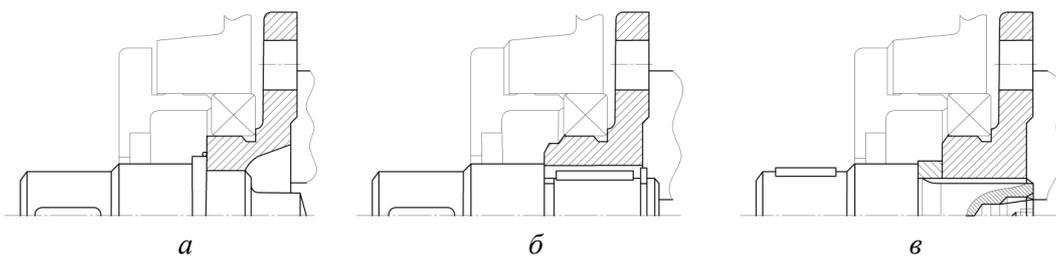


Рис. 4.13. Способы соединения ведомых валов с водилом

Значительно большей жесткостью в сборе обладают водила с двумя щеками сварной конструкции (рис. 4.14, *a*) или составными, скрепленными шестью винтами и тремя штифтами (рис. 4.14, *б*).

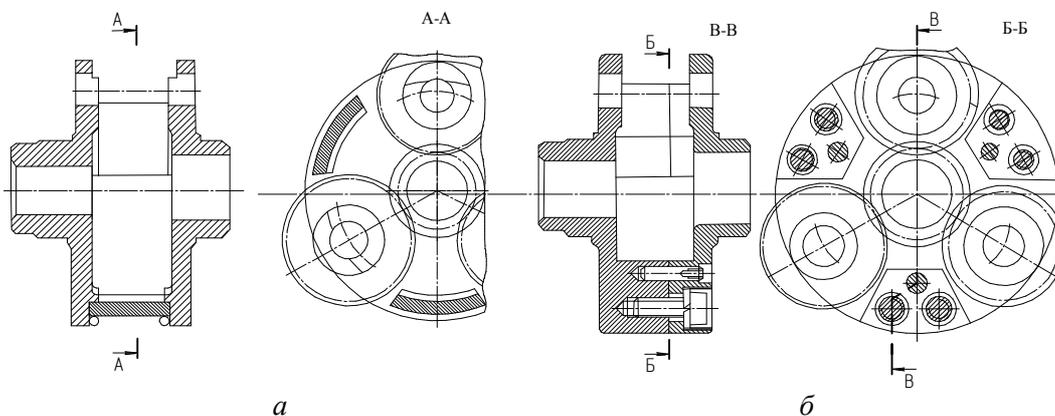


Рис. 4.14. Конструкции водил: сварной (*a*), составной (*б*) направленности

Также все чаще водила конструируют с одной стенкой, в которой оси сателлитов располагают консольно (рис. 4.15). В консольно расположенных осях под нагрузкой возможны изгиб и неравномерность в зацеплении зубьев. Для компенсации этих погрешностей сателлиты желательно монтировать на осях на сферических подшипниках.

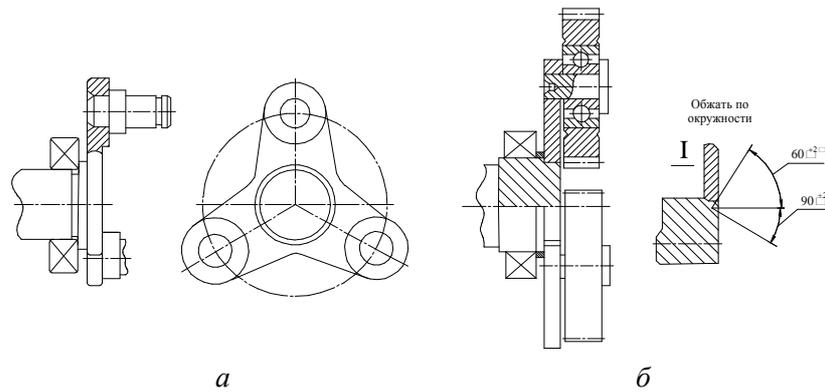


Рис. 4.15. Конструкции штампованного (а) и сварного (б) водила с консольными осями сателлитов

Варианты исполнения опор сателлитов приведены на рис. 4.16. Эти составляющие конструкции соосных планетарных передач обычно делают с внутренней расточкой под подшипники.

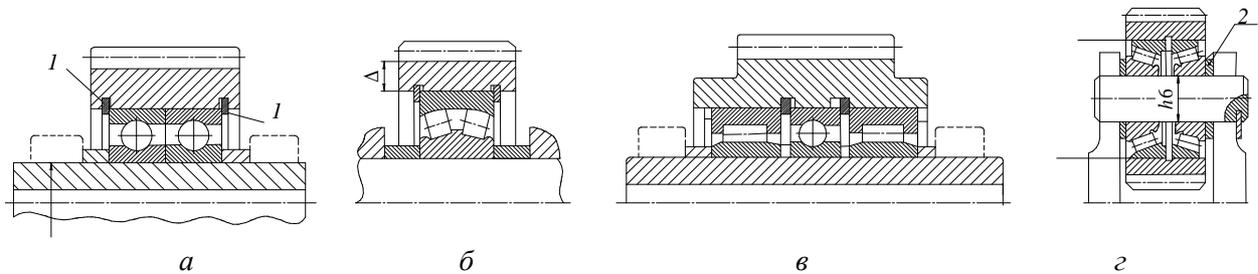


Рис. 4.16. Конструкции установки сателлитов на подшипниках качения

Для уменьшения концентрации нагрузки необходимо, чтобы сателлиты самоустанавливались по подвижному вращающемуся центральному колесу. В конструкциях применяют радиальные сферические шарикоподшипники 2 (см. рис. 4.12, а), а при большой радиальной силе – роликовые сферические подшипники (рис. 4.16, б), при этом толщина обода сателлита $\Delta \geq 2m + 1$. На рис. 4.16, в конструктивно сателлит установлен на оси на игольчатых подшипниках и фиксируется в осевом направлении шариковым подшипником, а на рис. 4.16, г показан сателлит на роликовых конических подшипниках. Регулировка осевого зазора в подшипниках осуществляется прокладками 2. На рис. 4.16, а...в наружные кольца подшипников закреплены пружинными стопорными кольцами 1.

Сдвоенные сателлиты изготавливаются из одной заготовки только при небольшой разнице диаметров венцов (рис. 4.17, а, б) и вращаются на подшипниках, как и одновенцовые, или с осями в подшипниках, установленных в щеках водила (рис. 4.17, б). В этом случае сателлиты устанавливают на ось с небольшим натягом и удерживают установочным винтом или цилиндрическим штифтом.

При большой разнице диаметров венцов сателлиты делают составными (рис. 4.17, в). Соединение венцов осуществляют прессовой посадкой и винтом 1 или с помощью шлицев 2.

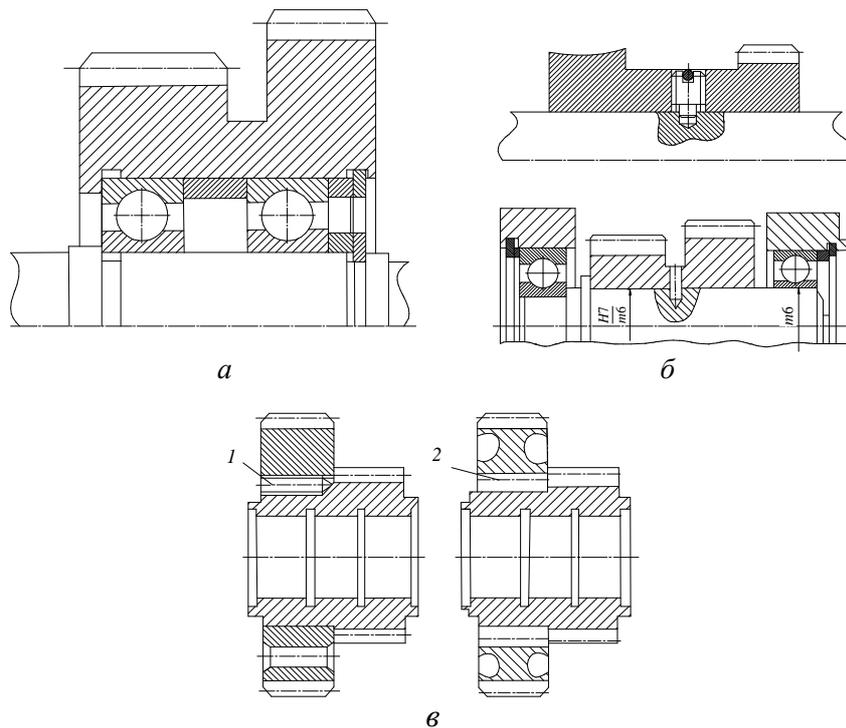


Рис. 4.17. Конструкции установки сателлитов с двумя венцами на осях (а, б) и сборная конструкция сателлитов с двумя венцами (в)

Колеса внутреннего зацепления (корончатые) воспринимают значительный вращающий момент. В большинстве конструкций соосных зубчатых планетарных механизмов колесо прочно связывается с корпусом (см. рис. 2.5, б; 2.9, б; 4.12, а) или выполняется «плавающим» (см. рис. 2.6, 2.8). Жесткие корончатые колеса могут устанавливаться в разьеме фланцев (рис. 4.18, а) с использованием шпоночного соединения и фиксирующего штифта (б), нарезать непосредственно на корпусе (в), фиксироваться по окружности тремя цилиндрическими или коническими штифтами (г).

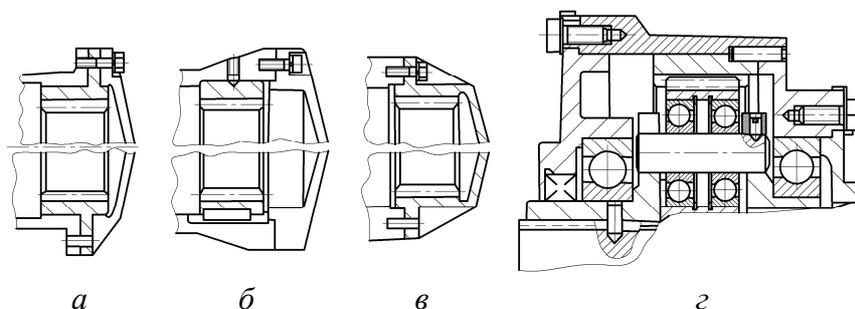


Рис. 4.18. Жесткая установка корончатых колес

4.6. Смазывание соосных зубчатых планетарных передач

Планетарные зубчатые механизмы, используемые в приводах на установочных лапах, могут обеспечиваться смазочным материалом путем окунания колес в масляную ванну и разбрызгиванием его к подшипникам. Это условие может выполняться, если окружная скорость сателлита в месте зацепления с корончатым колесом

$$V = \frac{\pi d_{1b} n_h}{60 \cdot 1000} \geq 3 \text{ м/с},$$

где d_{1b} – диаметр корончатого колеса, мм;

n_h – частота вращения водила, мин^{-1} .

При меньших значениях V для смазывания подшипников применяют пластичные смазочные материалы, закладываемые при сборке в полости подшипников, в которых установлены мазеудерживающие шайбы. Выбор марок смазочных материалов для редукторов описан в пособии [3].

Объем масляной ванны – 0,3...0,5 л на 1 кВт передаваемой мощности; в редукторах транспортных машин – до 0,03 л на 1 кВт.

Расстояние от дна масляной ванны до наиболее погруженной вращающейся поверхности должно быть не менее 20 мм при $m \leq 4$ мм, а при значении $m > 4$ мм – порядка 5...8 модулей.

Уровень смазочного материала контролируют резьбовыми пробками, установленными в корпусе на высотах, соответствующих верхнему и нижнему уровню смазочного материала, щупами или масломерными стеклами. При замене отработанного смазочного материала слив его производится через отверстие, закрываемое резьбовой пробкой. Расположение отверстия должно быть удобным для отворачивания и заворачивания пробки.

При свободном расположении планетарного привода в пространстве, особенно с большими передаваемыми вращающимися моментами, используют циркуляционную систему смазывания зубчатых зацеплений и подшипников. Например, в конструкции редуктора предусматривают установку масляного насоса, фильтра, редукционных клапанов, а вне механизма – холодильного устройства и измерительных приборов. Общий объем смазочного материала в системе должен составлять не менее трехминутного расхода. Смазочный материал разбрызгивается форсунками на торец колес или через осевые и радиальные отверстия в солнечном колесе, выходящие во впадины зубьев. Подшипники сателлитов смазываются путем создания осевых и радиальных отверстий в водиле и осях сателлитов.

Давление в системе смазки – 0,02...0,15 МПа.

5. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ

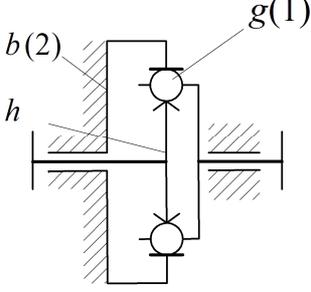
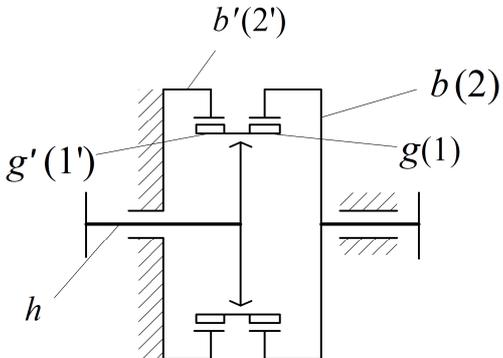
5.1. Кинематика и геометрия

В табл. 5.1 приведены кинематические схемы применяемых волновых передач, формулы для определения передаточных чисел и КПД.

Таблица 5.1

Кинематические схемы наиболее распространенных волновых передач

Номер схемы	Кинематическая схема передачи	Передаточное число и его рациональные пределы	КПД и его ориентировочные предельные значения
1		$u_{hg(1)}^{b(2)} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1};$ $u_{hg(1)}^{b(2)} = 70 \dots 300$	$\eta_{hg(1)}^{b(2)} = \frac{1 - \psi_{12}^{(h)}}{1 + [u_{hg(1)}^{b(2)}] \psi_{12}^h};$ $\psi_{12}^{(h)} \cong 0,00137;$ $\eta_{hg(1)}^{b(2)} = 0,91 \dots 0,71$
2		$u_{hb}^{(g)} = \frac{z_2}{z_2 - z_1};$ $u_{hb}^{(g)} = 70 \dots 300$	$\eta_{hb}^{(g)} = \frac{1}{1 - \psi_{bg}^h (1 - u_{hb}^g)};$ $\psi_{bg}^{(h)} \cong 0,00137;$ $\eta_{hb}^g = 0,91 \dots 0,71$
3		$u_{hb}^{(g)} = \frac{z_2}{z_2 - z_1} = z_{\text{ш}} + 1;$ $u_{hb}^{(g)} = 6 \dots 60$	$\eta_{hb}^{(g)} = \frac{1}{1 - \psi_{bg}^h (1 - u_{hb}^g)};$ $\psi_{bg}^{(h)} \cong 0,0045;$ $\eta_{hb}^{(g)} = 0,98 \dots 0,79$

Номер схемы	Кинематическая схема передачи	Передаточное число и его рациональные пределы	КПД и его ориентировочные предельные значения																
4		$u_{hg}^{(b)} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}$ $u_{hg}^{(b)} = 6...60$	$\eta_{hg}^{b(2)} = \frac{1 - \psi_{12}^{(h)}}{1 + [u_{hg}^{(b)}] \psi_{12}^{(h)}};$ $\psi_{12}^{(h)} \cong 0,0045;$ $\eta_{hg}^{(b)} = 0,97...0,98$																
5		$u_{hb}^{(b')} = \frac{z_2 z_2'}{z_2 z_1' - z_2' z_1};$ $u_{hb}^{(b')} = 300...6000$	$\eta_{hb}^{(b')} = \frac{1}{1 - \psi_{bg}^{(h)} (u_{hb}^{b'} - 1)};$ $\psi_{bg}^{(h)} \cong 0,00274;$ $\eta_{hb}^{b'} = 0,55...0,07$																
<p><i>Примечания:</i></p> <p>1. В приведенных выражениях верхний индекс, находящийся в скобках при u, ψ, η, обозначает неподвижное звено. Нижний индекс обозначает ведущее (1) и ведомое (2) звенья.</p> <p>2. В схемах 3, 4: $g(1)z_1$ – сепаратор, гибкое звено с числом мест z_1 под шарики (ролики) в одном ряду; h – волнообразователь; $b(2)z_2$ – жесткое колесо с числом впадин (выступов) z_2 под шарики (ролики).</p> <p>3. Значения номинальных величин КПД стандартных зубчатых волновых передач:</p> <table border="1" data-bbox="268 1556 1436 1646"> <tbody> <tr> <td>– передаточное число:</td> <td>80</td> <td>100</td> <td>125</td> <td>160</td> <td>200</td> <td>250</td> <td>315</td> </tr> <tr> <td>– КПД, не менее:</td> <td>0,90</td> <td>0,87</td> <td>0,84</td> <td>0,81</td> <td>0,78</td> <td>0,75</td> <td>0,72</td> </tr> </tbody> </table>				– передаточное число:	80	100	125	160	200	250	315	– КПД, не менее:	0,90	0,87	0,84	0,81	0,78	0,75	0,72
– передаточное число:	80	100	125	160	200	250	315												
– КПД, не менее:	0,90	0,87	0,84	0,81	0,78	0,75	0,72												

Передаточное число волновых передач определяют по аналогии с передаточным числом планетарных с ведущим водилом:

$$u = \frac{z_b}{z_b - z_h},$$

где z_b, z_h – число зубьев неподвижного и ведомого колес.

Если ведущим звеном в передаче выступает генератор волн h (см. рис. 2.12, схема 1 табл. 5.1), а ведомым – гибкое колесо g (жесткое колесо остановлено, $n_b = 0$), то движение передается от генератора к гибкому колесу, следовательно:

$$u_{hg}^b = \frac{n_h}{n_g} = \frac{1}{\frac{n_g}{n_h}} = \frac{1}{1 - \frac{z_g}{z_b}} = -\frac{z_g}{z_b - z_g} = -\frac{d_g}{d_b - d_g}. \quad (5.1)$$

Знак « $-$ » показывает, что направление вращения гибкого колеса противоположно направлению вращения генератора.

Здесь и далее u – передаточное число; верхний индекс при u – остановленное звено, нижние индексы – ведущее (1) и ведомое (2) звенья; n – частота вращения звеньев; z – число зубьев; d – делительный диаметр; индекс при n, z, d – обозначение зубчатого колеса.

Собираемость волновых передач обеспечивается выполнением единственного условия – вхождения зубьев гибкого колеса во впадины жесткого во всех зонах зацепления.

Для волновых передач, аналогично планетарным, разность зубьев колес должна быть кратна (или равна) числу волн (количеству эксцентров у эксцентровых генераторов волн или сателлитов у роликовых генераторов):

$$z_b - z_g = KU, \quad (5.2)$$

где K – коэффициент кратности (целое число), $K = 1, 2$, обычно с целью снижения напряжения в гибком колесе принимают $K = 1$;

U – число волновых деформаций (зон зацепления), в двух волновых передачах $U = 2$.

Для передач с $u < 70$ значение $K = 2$, а при $u < 45$ значение $K = 3$.

Тогда для случая передачи с ведущим звеном – генератором волн h и ведомым – гибким колесом g передаточное число можно записать в следующем виде:

$$u_{hg}^b = \frac{-z_g}{kU}. \quad (5.3)$$

Число зубьев z_g гибкого колеса (при заданном значении u_{hg}^b выбранных значений K и U)

$$z_g = u_{hg}^b kU. \quad (5.4)$$

При этом интервал значений z_g – от 150 до 600. Число зубьев жесткого колеса

$$z_b = z_g + kU. \quad (5.5)$$

Разность чисел зубьев ($z_b - z_g$) является определяющим фактором кинематики передач. Указанный предел значений z_g основной при проектировании волновых механизмов. При больших значениях $z_g > 600$ возрастают требования к точности изготовления колес, а при $z_g < 150$ снижается прочность обода гибкого колеса. Это ограничение обуславливает то, что $70 < [u_{hg}^b] < 400$. Для передач со значением u , отличающимся от указанных пределов, применяют многоступенчатые передачи.

В передаче по схеме 2 табл. 5.1 остановлено гибкое колесо ($n_g = 0$) и движение от генератора передается к жесткому колесу, тогда

$$u_{hb}^{(g)} = \frac{n_h}{n_b} = \frac{z_b}{z_b - z_g} = \frac{d_b}{d_b - d_g}. \quad (5.6)$$

Направление вращения генератора и жесткого колеса совпадает.

Из рис. 2.14 следует, что $2\delta_0 = d_2 - d_1 = m(z_2 - z_1) = m(z_b - z_g)$, а т. к. при $k = 1$ и $U = 2$ разность $z_b - z_g = 2$, то радиальная деформация для колес, нарезанных без смещения исходного контура, $\delta_0 = 0,5m2 = m$.

Для волновых зубчатых передач с остановленным жестким колесом – ведущим генератором, а ведомым звеном – гибким колесом (см. формулу (5.1))

$$u_{hg}^b = -\frac{d_g}{d_b - d_g} = -\frac{mz_g}{mz_b - mz_g} = -\frac{d_g}{2\delta_0}, \text{ или } \delta_0 = \frac{d_g}{2u_{hg}^b}.$$

Из этого следует, что при одинаковом диаметре с уменьшением передаточного числа увеличивается необходимая радиальная деформация и напряжение изгиба в жестком колесе из-за значительного возрастания кривизны в зоне зацепления.

В схеме 5 табл. 5.1 сдвоенной волновой зубчатой передаче гибкое колесо с короткой оболочкой и зубчатыми венцами g' и g имеет два жестких колеса – неподвижное b' и ведомое b . В этой схеме передаточное число

$$u_{hb}^{b'} = \frac{z_b z_{b'}}{z_{g'} z_b - z_g z_{b'}}. \quad (5.7)$$

В этой передаче условие соосности и вхождения зубьев в зацепление (при равных значениях модулей в обеих парах) определяется условием

$$z_2 - z_1 = z_2' - z_1' = KU. \quad (5.8)$$

Если

$$z_2' - z_2 = z_1' - z_1 = \Delta, \quad (5.9)$$

то из формул (5.7...5.9)

$$\Delta = \frac{z_1 + KU}{\frac{KU}{z_1} (u_{hb}^{b'} - 1) - 1}. \quad (5.10)$$

В формуле (5.10) значение $u_{hb}^{b'}$ обычно задано заданием, значение z_1 выбирают из предела 150...600, значения K и U приведены в пояснении к формуле (5.2). Вычислив значение Δ по формуле (5.10), определяют число зубьев остальных колес: $z_2 = z_1 + KU$; $z_2' = z_2 + \Delta$; $z_1' = z_2' - KU$. Осуществив необходимое округление чисел зубьев, уточняют передаточное число. Если его отклонение от заданного больше 5 %, то выбирают другое значение z_1 и повторяют расчет. Эта передача имеет значительно меньшие осевые габариты по сравнению с другими соосными волновыми передачами, низкие значения КПД и нагрузочной

способности. Поэтому ее область применения – приводы кратковременного включения систем управления.

Кинематические схемы 3, 4 аналогичны схемам 1, 2 табл. 5.1. Наличие тел качения (шарики или ролики) позволяет увеличить КПД передачи. Использование шариков или роликов, выпускаемых шарикоподшипниковой промышленностью в массовых масштабах из высококачественных марок сталей, с высокой точностью геометрических размеров, термообработанной и требуемой шероховатостью рабочих поверхностей при соответствующем изготовлении впадин в наружном элементе, сепараторе и самом генераторе обеспечивает длительный ресурс передач с сохранением их работоспособности. Эти передачи имеют число волн деформации U , равное 1, 2, 3. На рис. 5.1, $a...e$ приведены кинематические схемы волновой передачи с телами качения шариками или роликами (ВПШ(Р)), имеющие двухволновой волнообразователь ($U = 2$), одноволновой волнообразователь ($U = 1$) и трехволновой волнообразователь ($U = 3$). Как правило, в ВПШ(Р) используют волнообразователь со значением $U = 1$.

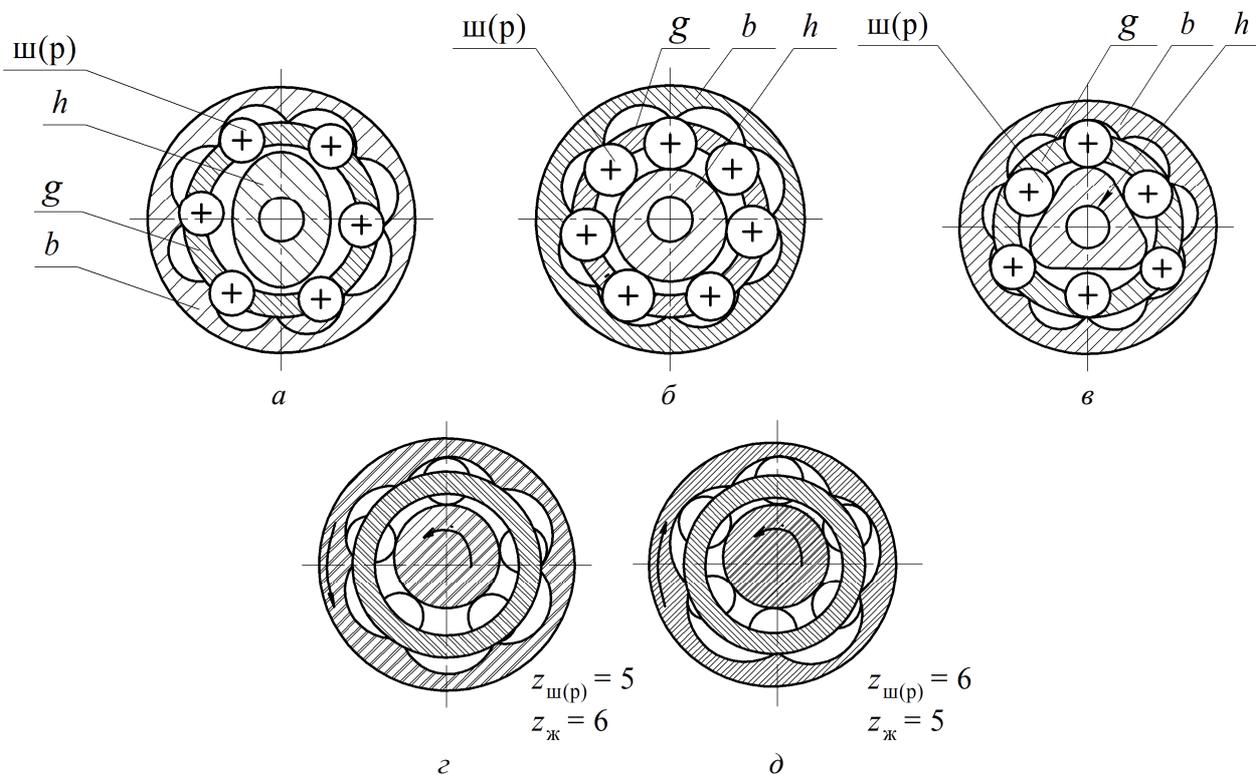


Рис. 5.1. Кинематические схемы волновых передач с телами качения с волнообразователем:
 a – двухволновым; b – одноволновым; e – трехволновым;
 c – при $z_{ш(р)} < z_{ж}$; d – при $z_{ш(р)} > z_{ж}$

В отличие от схемы рис. 2.12, в схемах рис. 5.1 исключаются оболочки с зубчатыми зацеплениями, а внешняя оболочка выступает в роли жесткого колеса b . Сепаратор – гибкий элемент g . В ВПШ(Р) число шариков $z_{ш}$ или роликов z_p может быть как больше, так и меньше числа выступов (зубьев) $z_{ж}$ жесткого колеса b . От этого соотношения и того, какой элемент находится в неподвижном состоянии, зависят направления вращения ведущего и ведомого валов механизма.

При передаче движения от волнообразователя h к жесткому колесу b при остановленном гибком звене g (сепаратор) число шариков (роликов) $z_{ш(р)} < z_{ж}$, тогда жесткое колесо вращается в ту же сторону, что и волнообразователь; если $z_{ш(р)} > z_{ж}$, то колесо b вращается в противоположную сторону относительно волнообразователя h .

При остановленном жестком колесе b и вращении сепаратора g : если $z_{ш(р)} < z_{ж}$, то сепаратор и волнообразователь вращаются в противоположные стороны; если $z_{ш(р)} > z_{ж}$, то при ведущем волнообразователе сепаратор вращается с ним в одну сторону. Тела качения во всех случаях вращаются в противоположную сторону относительно волнообразователя. Схема, имеющая $z_{ш(р)} < z_{ж}$, является более прочной по сравнению со схемой $z_{ш(р)} > z_{ж}$ при одинаковом значении передаточного числа из-за большей ширины перемычки сепаратора между шариками (роликами). Поэтому в ВПШ(Р) с вращательным движением жесткого элемента механизма наиболее правильно использовать одноволновую схему с превышением количества впадин (выступов) элемента b над числом тел качения в одном ряду сепаратора g .

5.2. Расчет волновых передач

5.2.1. Соосная зубчатая волновая передача

В отличие от обычных зубчатых передач, параметры зацепления волновых передач выбирают с учетом податливости звеньев и изменения первоначальной формы зубчатых венцов. Вблизи большой оси генератора зацепление осуществляется практически без скольжения, и если ограничить зону зацепления на дуге $20^\circ \dots 30^\circ$, то скольжение можно не учитывать и принять в качестве основного широко распространенный эвольвентный профиль зубьев благодаря технологическим преимуществам.

Вследствие других деформаций зубьев и с учетом того, что в волновых передачах зубья мелко модульные, зацепление распространяется на угол больше $20^\circ \dots 30^\circ$ и достигает $30^\circ \dots 40^\circ$ в одной зоне и $60^\circ \dots 80^\circ$ в двух зонах в случае $U = 2$.

При большом числе зубьев волновых передач ($z > 150$) форма эвольвентного зуба приближается к трапецеидальной. Нарезание зубьев производится инструментом с углом исходного контура 20° (ГОСТ 13755–2015).

При эвольвентном профиле в одновременном зацеплении находится некоторая часть зубьев в зоне большой оси генератора. На остальной части траектории между зубьями существует зазор j (рис. 5.2). При сравнительно высокой податливости гибкого колеса небольшие зазоры под нагрузкой устраняются. В зацеплении вступает в контакт большое число зубьев. Зазор должен быть достаточным для обеспечения работы передачи, интерференция зубьев под нагрузкой не допускается. Для волновых передач со значением $\sigma_{см} = 20$ МПа (средненагруженная передача) значение зазора находится в пределах $j = (0,06 \dots 0,08) K m$ (K – см. формулу (5.2)).

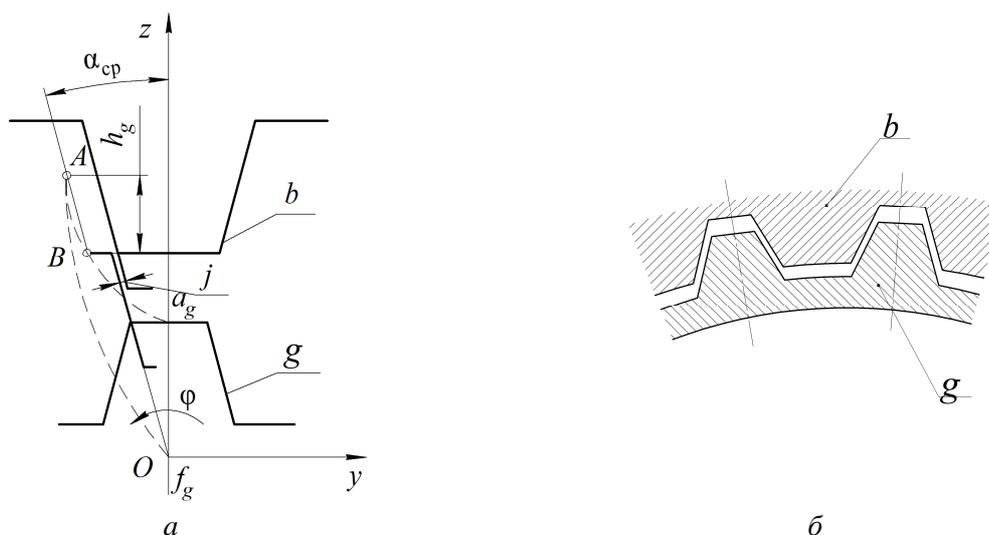


Рис. 5.2. Схема взаимного расположения зубьев (а) и профили зубьев жесткого b и гибкого g колес (б)

Для определения параметров зубьев строят график взаимного расположения зубьев (см. рис. 5.2) и выбирают точку начала зацепления под нагрузкой с учетом деформации зубьев. На графике две штриховые линии изображают траекторию точек a_g , f_g , соответствующих окружностям вершин и впадин зубьев гибкого колеса g , предполагая жесткое колесо неподвижным. Положение точек определяют через каждые 10° на угле φ . При неизвестном профиле зуба, вычертив траекторию, задав значение максимального зазора j_{\max} и про-

ведя секущую AB , принимают ее наклон относительно оси z за среднее значение угла профиля α_{cp} . По этому углу измеряют смещение инструмента при нарезании зубьев:

– гибкого колеса

$$x_g \approx \frac{z_g}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{cp}} - 1 \right); \quad (5.11)$$

– жесткого колеса

$$x_b \approx x_g - \frac{Km - \delta_0}{Km}, \quad (5.12)$$

где $\alpha = 20^\circ$ – угол исходного контура;

δ_0 = радиальное перемещение гибкого колеса (см. рис. 2.14).

При определении значения α_{cp} кроме достаточности зазора j на входе в зацепление, исключаящего интерференцию вершин зубьев, учитывают глубину захода зубьев h_d при максимальной нагрузке (без нагрузки рекомендуют $h_d \geq m$ [8, 14]).

Толщину зуба по дуге произвольного диаметра d_y определяют по формуле [14]

$$s_y = d_y \left[\frac{\pi}{2z} \pm \frac{2x_t \operatorname{tg} \alpha}{z} \pm \operatorname{inv} \alpha \pm \operatorname{inv} \alpha_y \right], \quad (5.13)$$

где верхние знаки для наружных, а нижние – для внутренних зубьев;

$\cos \alpha_y = \frac{d_b}{d_y}$; $d_b = mz \cos \alpha$ – диаметр основной окружности;

$\operatorname{inv} \alpha$, $\operatorname{inv} \alpha_y$ – эвольвентные углы (см. табл. 3.1).

В общем случае высота зубьев гибкого колеса выбирается несколько меньше по сравнению с жестким. Уменьшение высоты, особенно ножки зуба, приводит к увеличению ширины впадины по ее окружности. Увеличение ширины впадин выгодно для гибкого колеса. Оно способствует увеличению его гибкости, а вместе с тем и уменьшению напряжений изгиба. Рекомендованные [8] профили зубьев изображены на рис. 5.2, б. Зубья гибкого колеса g имеют головки, а жесткого b – только ножки. Зубья колес g нарезают модифицированным стан-

дартным инструментом с уменьшенной на $(0,5...1,0)t$ высотой головки режущего инструмента. Колесо b нарезают стандартным инструментом при соответствующем уменьшении глубины врезания. В этом плане зубья, нарезанные модифицированным инструментом, называются зубьями с широкой впадиной, а немодифицированные – зубьями с узкой впадиной. Профиль эвольвентных зубьев с широкой впадиной принимают как основной для отечественного стандарта волновых механизмов общего назначения.

Для расчета зубчатых волновых передач следует рассмотреть использование материалов при изготовлении гибкого и жесткого колес.

В качестве материала для гибких колес (табл. 5.2) в силовых приводах используются конструкционные стали повышенной вязкости, которые менее чувствительны к концентрации напряжений. Такими свойствами обладают стали 40ХНМА, 38ХМЮА. Средне- или легконагруженные гибкие колеса общего назначения изготавливают из более дешевых сталей 30ХГСА и 30ХМА. Из них сталь 30ХГСА считается основной для отечественных волновых редукторов общего назначения. Гибкие колеса подвергают термообработке – улучшению ($HВ = 280...320$), а зубчатый венец после механической обработки и нарезания зубьев – наклепу или азотированию до твердости поверхности $HRC = 50...70$ ($\sigma_B = 1100$ МПа, $\sigma_T = 850$ МПа, $\sigma_{-1} = 600...650$ МПа).

Таблица 5.2

Характеристики сталей, применяемых в волновых передачах

Марка стали	Термообработка, упрочнение	Твердость		Прочность, МПа		
		сердцевины HВ	поверхности HRC	σ_B	σ_T	σ_{-1}
30ХГСА	Улучшение	280...320	–	1100	850	420...440
30ХГСА	Улучшение + наклеп	280...320	28...32	1100	850	480...500
30ХГСА	Улучшение + азотирование	280...320	50...54	1100	850	600...650
38ХМЮА	Улучшение	320	–	1000	850	450...480
38ХМЮА	Улучшение + азотирование	320	65...70	1000	850	620...630
40ХНМА	Улучшение + азотирование	320	–	1100	950	480
12Х18Н10Т	Состояние поставки	180...220	–	600	350	280

Марка стали	Термообработка, упрочнение	Твердость		Прочность, МПа		
		сердцевины НВ	поверхности HRC	σ_B	σ_T	σ_{-1}
45	Нормализация	180...220	–	630	400	250
40X	Закалка и улучшение	200...215	–	1000	800	450
50	Улучшение	220...270	–	950	765	460

Для устранения раскатывания внутренняя поверхность гибкого колеса в местах контакта с дисковым или роликовым генератором волн также подвергается азотированию. Материалы для сварных гибких колес должны хорошо свариваться. Предпочтительны стали марок 30XГСА, 12X18Н10Т (HRC = 18...22, $\sigma_{-1} = 280$ МПа). Стали типа 12X18Н10Т (нержавеющие) дорогие и дефицитные. Они обладают высокой пластичностью и применяются при получении гибких колес методом глубокой вытяжки.

В передачах приборного предназначения с малым передаточным числом применяют бериллиевую бронзу и пластмассы на основе полиамидных смол с повышенными механическими характеристиками, к примеру капролон В, капрон Б.

Жесткое колесо волновых передач по конструкции подобно колесам с внутренними зубьями обычных и планетарных передач. Характеризуется менее низким напряженным состоянием, чем гибкое колесо. Поэтому для жесткого колеса используются обычные конструкционные стали (45, 40X, 50, 30XГСА и т. п.) с твердостью НВ на 20...30 единиц ниже, чем у гибкого колеса. Возможно изготовление жесткого колеса из чугуна совместно с корпусом или отдельно. Для этого используется чугун ВЧ60-1,5 или магниевые чугуны с шаровидным графитом. В этом случае чугунное жесткое и стальное гибкое колесо образуют антифрикционную пару. В качестве смазочного материала рабочих поверхностей деталей волновых передач обычно применяют консистентные смазочные материалы: кальциевые (солидолы жировые и синтетические), кремнийорганические кальциевые (Циатим-221, Циатим-221с), литиевые (Циатим-201, Циатим-202, Циатим-203). Преимуществом этих материалов является то, что они обладают значительно меньшей способностью вытекать из корпуса, надежно заполняют зазоры между вращающимися и подвижными деталями механизма. К недостаткам следует отнести повышенное внутреннее трение, чувствительность к температурным изменениям, вызывающим разжижение или загустение смазочного материала.

При проектном расчете внутренний диаметр гибкого колеса под зубчатым венцом (рис. 5.3) определяют по приближенной зависимости, полученной из условия сопротивления усталости с учетом напряжений изгиба и растяжения от окружных сил [4, 8]:

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{456T_2}{\left(\frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma S_\sigma} - \frac{3EY_z \Psi_{hd}}{u_{hg}^b}\right) \Psi_{bd} \Psi_{hd}}}, \quad (5.14)$$

где T_2 – крутящий момент на выходном валу, Н·м, определяемый по зависимости

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2}$$

от мощности P_2 на нем и частоты вращения n_2 ;

σ_{-1} – предел выносливости материала (см. табл. 5.2), МПа;

k_σ – коэффициент концентрации напряжений у ножки зуба, $k_\sigma = 1,8 \dots 2,0$;

S_σ – коэффициент запаса сопротивления усталости, $S_\sigma = 1,3 \dots 1,7$ (меньшие значения – для переменных кратковременных режимов работы);

E – модуль упругости материала колеса, $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа;

Y_z – коэффициент влияния зубчатого венца колеса на прочность венца гибкого колеса, $Y_z = 1,35 \dots 1,50$ – для зубьев с узкой впадиной, $Y_z = 1,2 \dots 1,3$ – для зубьев с широкой впадиной (бóльшие значения Y_z при $u < 150$);

$\Psi_{hd} = \frac{h_1}{d_k}$ – коэффициент толщины гибкого колеса под зубчатым венцом,

$\Psi_{hd} = 0,012 \dots 0,014$ – для средненагруженных, длительно работающих передач, бóльшие значения при бóльших u ;

$\Psi_{bd} = \frac{b_w}{d_k}$ – коэффициент ширины зубчатого венца, $\Psi_{bd} = 0,15 \dots 0,20$ (бóльшие значения при $u \geq 150$).

значения при $u \geq 150$).

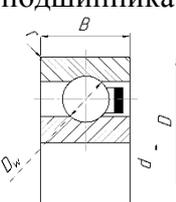
При неподвижном гибком колесе нужно заменить в формуле u_{hg}^b на u_{hb}^g .

Для волновых передач с кулачковым генератором расчетный диаметр d_k согласуется с наружным диаметром D гибкого подшипника (табл. 5.3) по ГОСТ 23179–78. Гибкий подшипник внутренним диаметром d устанавливают

на кулачок, диаметральный размер которого выполняют с полем допуска $js6$ ($js7$). Наружное кольцо подшипника по размеру D сопрягают с внутренним диаметром d_k , выполненным с полем допуска $H7$.

Таблица 5.3

Подшипники гибкие шариковые радиальные

Обозначение подшипника	Размеры, мм					C_r , кН	C_0 , кН	Пределная частота вращения, мин ⁻¹
	D	d	B	r	D_{ω}			
								
806	42 _{-0,011}	30 _{-0,010}	7	0,5	3,969	5,13	5,33	6000
808	52 _{-0,013}	40 _{-0,012}	8	0,5	3,969	6,74	7,64	
809	62 _{-0,013}	45 _{-0,012}	9	0,5	5,953	10,65	11,98	4980
811	72 _{-0,013}	55 _{-0,015}	11	0,5	7,144	13,87	16,83	
812	80 _{-0,013}	60 _{-0,015}	13	0,5	7,144	15,48	19,25	
815	100 _{-0,015}	75 _{-0,015}	15	1,0	9,128	22,58	28,69	4500
818	120 _{-0,015}	90 _{-0,020}	18	1,0	11,113	34,30	46,58	
822	150 _{-0,018}	110 _{-0,020}	24	1,0	14,288	51,50	69,02	3480
824	160 _{-0,025}	120 _{-0,020}	24	1,0	14,288	53,92	77,00	3000
830	200 _{-0,030}	150 _{-0,025}	30	1,0	19,050	92,12	134,38	2520
836	240 _{-0,030}	180 _{-0,025}	35	1,5	22,225	121,58	182,91	
844	300 _{-0,035}	220 _{-0,030}	45	2,5	28,575	182,33	302,36	1980
848	320 _{-0,040}	240 _{-0,030}	48	2,5	28,575	179,10	307,99	
860	400 _{-0,040}	300 _{-0,035}	60	2,5	36,513	252,43	502,88	
862	420 _{-0,045}	310 _{-0,035}	60	2,5	36,513	252,43	502,88	
872	480 _{-0,045}	360 _{-0,040}	72	3,5	44,450	338,45	731,64	
<i>Примечание:</i> число шариков $z = 21 \dots 28$; r – размер фаски								

Определив диаметр гибкого колеса d_k и числа зубьев $z_g = u_{hg}^b U = 2u_{hg}^b$,

$z_b = z_g + 2$, находят модуль $m = \frac{d_k}{z_g}$ и уточняют его по ГОСТ 9563–80: 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,7; 0,8; 1,0; 1,25; 1,5; 2,0.

На основании опыта конструирование волновых передач для зубьев, нарезанных немодифицированным инструментом при $\alpha = 20^\circ$, рекомендуются следующие значения (рис. 5.3): коэффициент смещения инструмента для гибкого колеса $x_g = 3 \dots 4$; высота зубьев $h_g = (1,3 \dots 1,8)m$; глубина захода для эвольвентных зубьев с узкой впадиной $h_d = (1,3 \dots 1,5)m$, для зубьев с широкой впадиной $h_d = m$; толщина стенки $h_1 = (0,005 \dots 0,015)d_g$; радиальное перемещение $\delta_0 = (1,05 \dots 1,20)m$.

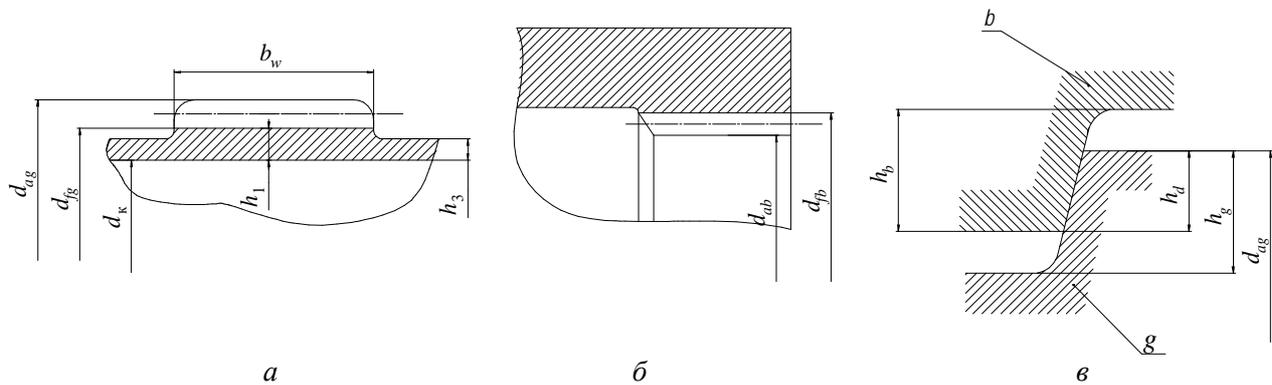


Рис. 5.3. Геометрические параметры зубьев колес

Толщина обода гибкого зубчатого венца h_1 (см. рис. 5.3, *a*), которая будет обладать наибольшим запасом усталостной прочности при заданном передающем зацеплением моменте T_T , Н·м, определяется для $u = 60 \dots 320$ по формуле

$$h_1 = \left(\frac{5T_T \cdot 10^3}{\sigma_{OF} d_k^3} + 0,007 \right) d_k \leq 0,016 d_k, \quad (5.15)$$

где σ_{OF} – предел выносливости, для улучшенных сталей с $HRC = 30 \dots 35$ составляет $\sigma_{OF} = 420$ МПа, а для азотированных или упрочненных дробью зубчатых венцов $\sigma_{OF} = 480$ МПа.

Затем вычисляют коэффициент смещения жесткого колеса x_b по формуле (5.12). При нарезании зубьев модифицированным инструментом с уменьшенной высотой головки: $h_{a0}^* = 0,35$; $x_g = -1 \dots 3$; x_b – по приведенной формуле; $h_g = 1,35m$; $h_d = m$.

Жесткое колесо нарезают стандартным инструментом с нормальной высотой головки.

Этими соотношениями будут обеспечиваться отсутствие интерференции и построение графика взаимного расположения зубьев (см. рис. 5.2), а траектории их движения для расчета не существенны.

Диаметры колес рассчитывают в зависимости от способа их изготовления и типа инструмента. Нарезание зубьев производится на недеформированном гибком колесе.

Для стандартных исходных контуров по ГОСТ 13755–2015 с углом $\alpha = 20^\circ$, коэффициентом высоты головки зуба $h_a^* = 1$, коэффициентом радиального зазора

в паре исходных контуров $c^* = 0,2$, модулем $m \geq 1$ и по ГОСТ 9597–81 $c^* = 0,25 \dots 0,40$ (обычно $c^* = 0,3$ при $0,5 \leq m \leq 1$ мм в диапазоне чисел зубьев $120 \leq z_g \leq 800$). Приемлемая форма зубьев получается при определении коэффициентов смещения исходного производящего контура [5]:

– для гибкого колеса с внешними зубьями

$$x_g = \frac{1,35 - \delta_0^*}{0,86 \sqrt[3]{z_g}} - 0,04 \quad (5.16)$$

с диапазоном $x_g = 2,5 \dots 6,0$, а если этот предел не соблюдается, то изменяют значения h_1, z_g, d ;

– для жесткого колеса с внутренними зубьями

$$x_b = x_g + (\delta_0^* - 1). \quad (5.17)$$

В этих зависимостях δ_0^* – деформация гибкого колеса (в долях модуля):

$$\delta_0^* = \frac{\delta_0}{m} = 0,89 + 8 \cdot 10^{-5} z_g + 2 \frac{j_{\max}}{m}. \quad (5.18)$$

Здесь j_{\max} – максимальный боковой зазор на входе зубьев в зацепление (в долях модуля) с передаточным числом u , поэтому

$$\frac{j_{\max}}{m} = \frac{T_{\max} b_w \cdot 10^3}{d_g^2 G m h_3} + 4 \cdot 10^{-4} (u - 60), \quad (5.19)$$

где T_{\max} – максимальный момент перегрузки ($T_{\max} \geq 2T_2$, где T_2 – номинальный передаваемый крутящий момент на тихоходном звене);

b_w – ширина зубчатого венца (для силовых передач $b_w = (0,18 \dots 0,20)d_g$ при диаметре делительной окружности гибкого колеса $d_g = mz$; для малонагруженных передач $b_w = (0,12 \dots 0,17)d_g$);

h_3 – толщина стенки гибкой оболочки ($h_3 = (0,50 \dots 0,85)h_1$, см. рис. 5.3, а);

G – модуль упругости второго рода для стали $G = 8,1 \cdot 10^4$ МПа.

Далее находят размеры зубчатых зацеплений (см. рис. 5.3).

Диаметры делительных окружностей гибкого и жесткого колеса:

$$d_g = mz_g; \quad d_b = mz_b.$$

Диаметры окружностей впадин d_{fg} и вершин d_{ag} гибкого колеса и диаметр вершин d_{ab} жесткого колеса b в зависимости от способа изготовления:

– при нарезании зубьев инструментом реечного типа (например, червячной фрезой):

$$d_{fg} = m(z_g - 2h_a^* - 2c^* + 2x_g); \quad (5.20)$$

$$d_{ag} = d_{fg} + 2h_g, \quad (5.21)$$

но не более $d_{ag} \geq d_{lb} - 2\delta_0$;

$$d_{ab} = d_{fg} - 2h_b (h_b \approx h_g); \quad (5.22)$$

– при нарезании зубьев долбяком:

$$d_{fb} = 2(a_{w0} + 0,5d_{a0}); \quad (5.23)$$

$$d_{ag} = d_{fg} + 2m(h_d^* + c^*); \quad (5.24)$$

$$d_{ab} = d_{ag} + 2m(\delta_0^* - h_d^*), \quad (5.25)$$

но не менее $d_{ab} > d_{lg} + 2\delta_0$.

Здесь h_d^* – глубина захода зубьев в зацепление (в долях модуля):

$$h_d^* = \frac{h_d}{m} = 4\delta_0^* - 2,48 - (4,6 - 4\delta_0^*)z_g \cdot 10^{-3}, \quad (5.26)$$

при $h_d^* \geq 2$ принимается значение $h_d^* = 2$. Если $h_d^* < 1$, то для силовых передач следует увеличить δ_0 так, чтобы $h_d^* \geq 1$ и опять выполнить расчет x_g, x_b и $\frac{j_{\max}}{m}$;

a_{w0} – межосевое расстояние в станочном зацеплении с долбяком:

$$a_{w0} = m \left[(z \pm z_0) \frac{\cos \alpha}{2 \cos \alpha_{w0}} \right], \quad (5.27)$$

где z, z_0 – число зубьев нарезаемого колеса и долбяка;

α_{w0} – угол зацепления в станочном зацеплении с долбяком:

$$\operatorname{inv} \alpha_{w0} = 2 \frac{x \pm x_0}{z \pm z_0} \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha, \quad (5.28)$$

где x, x_0 – коэффициенты смещения для нарезаемого колеса и долбяка:

$$x_0 = \frac{d_{a0}}{2m} - \frac{z_0 - 2h_{a0}^*}{2}, \quad (5.29)$$

где d_{a0}, h_{a0}^* – фактический диаметр вершин долбяка по режущей кромке и коэффициент высоты головки зуба долбяка (табл. 5.4).

Также проверяется наличие радиального зазора между вершиной зуба гибкого колеса и впадиной жесткого колеса по большой оси профиля генератора:

$$C_k = 0,5(d_{fb} - d_{ag}) - \delta_0^* m \geq 0,15m. \quad (5.30)$$

Если это условие не соблюдается, следует воспользоваться новым долбяком, уменьшить h_a^* ($h_a^* \geq 1$) или увеличить значение δ_0^* при условии обеспечения прочности гибкого колеса.

Таблица 5.4

Основные параметры стандартного зуборезного инструмента с углом профиля $\alpha = 20^\circ$

Модуль m		Номинальный делительный диаметр долбяка, мм				Коэффициент h_{a0}^* высоты головки зуба, доли модуля
		40		64		
1-й ряд	2-й ряд	Число зубьев z_0	Диаметр окружности вершин d_{a0} , мм	Число зубьев z_0	Диаметр окружности вершин d_{a0} , мм	
–	0,14	286	40,51	–	–	1,5
0,15	–	266	40,40	–	–	
–	0,18	222	40,56	–	–	
0,20	–	200	40,67	320	64,67	
–	0,22	182	40,77	290	64,53	
0,25	–	160	40,83	256	64,83	
–	0,28	144	41,25	228	64,77	
0,30	–	132	40,60	214	65,20	
–	0,35	114	41,06	182	64,86	
0,40	–	100	41,33	160	65,33	
–	0,45	90	42,00	144	66,30	
0,50	–	80	41,66	128	65,66	1,35
	0,55	72	41,43	116	65,63	
0,60	–	66	41,60	108	66,80	
–	0,70	56	41,53	90	65,33	
0,80	–	50	42,66	80	66,66	
–	0,90	44	42,60	72	67,80	
1,00	–	40	43,30	64	67,33	

В формулах (5.21), (5.25) d_{lb} , d_{lg} – диаметры окружностей граничных точек жесткого и гибкого колес:

$$d_l = \frac{d_0}{\cos \alpha_l} = \frac{mz \cos \alpha}{\cos \alpha_l}. \quad (5.31)$$

Угол α_l при нарезании инструментом реечного типа

$$\operatorname{tg} \alpha_l = \operatorname{tg} \alpha - \frac{4(h_{a0}^* - \rho_0 - x)}{z \sin 2\alpha}, \quad (5.32)$$

где $\rho_0 \leq 0,35$ – коэффициент высоты скругленного участка вершины зуба инструментальной рейки.

При нарезании долбяком

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_l &= \operatorname{tg} \alpha_{w0} \pm \frac{z_0}{z} (\operatorname{tg} \alpha_{a0} - \operatorname{tg} \alpha_{w0}); \\ \cos \alpha_{a0} &= \frac{m z_0 \cos \alpha}{d_{a0}}. \end{aligned} \quad (5.33)$$

После получения размеров зубчатого зацепления приступают к конструированию и расчету гибких и жестких колес, генераторов волн и валов передач. На рис. 5.4 показаны наиболее распространенные конструкции гибких колес. Заготовками могут служить бесшовные стальные горячедеформированные трубы по ГОСТ 8732–78.

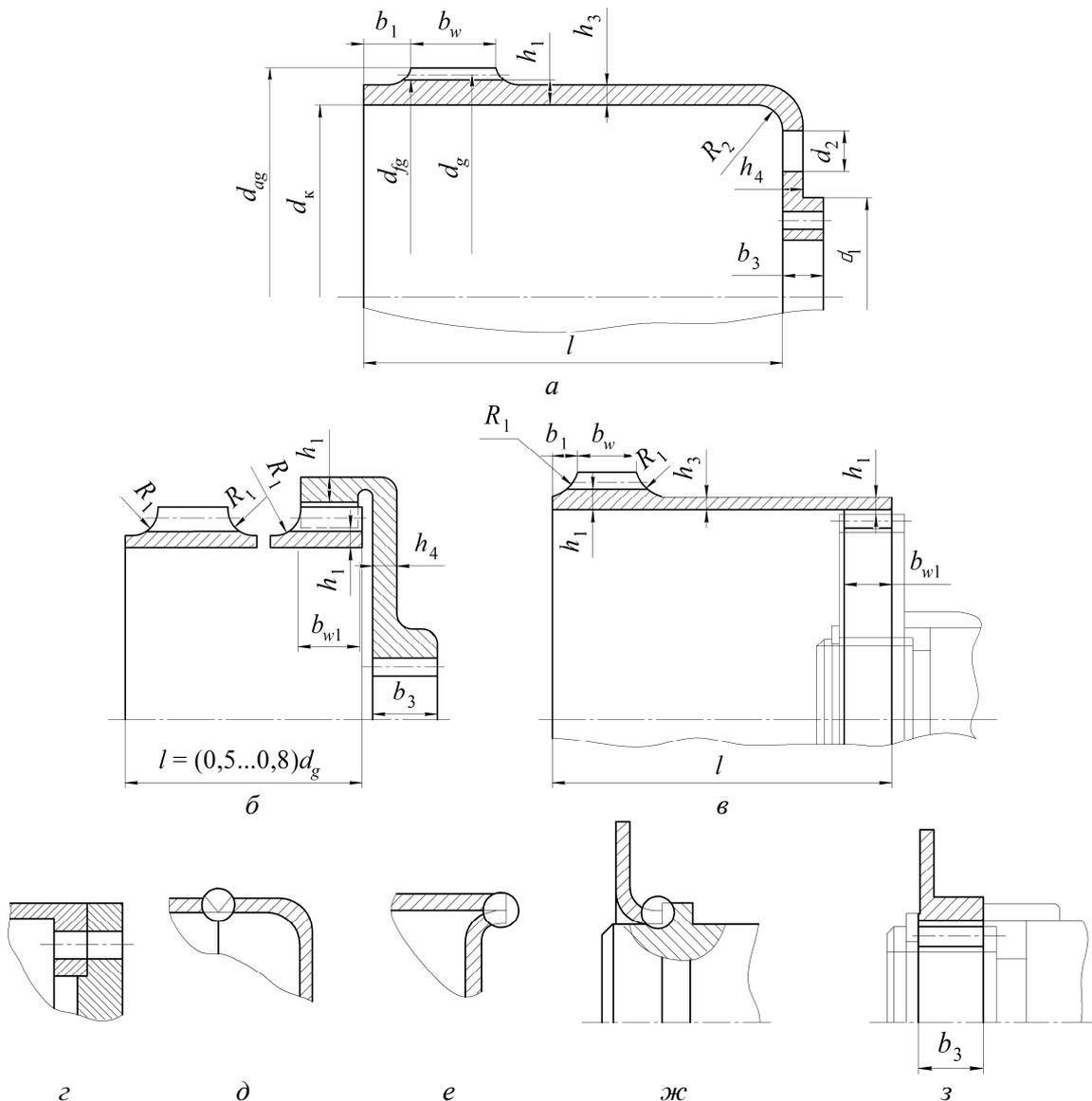


Рис. 5.4. Гибкие колеса волновых передач

В серийном производстве принята конструкция типа колесо-стакан-цилиндр (см. рис. 5.4, *a*), у которой гибкий цилиндр и дно выполнены как одно целое, при этом дно в виде фланца используется для присоединения гибкого колеса к валу. Также гибкое колесо типа «труба» и дно изготавливаются отдельно друг от друга. Конструктивно соединение дна гибкого колеса с цилиндром может быть шлицевым, болтовым и сварным, а с валом – болтовым, с натягом, шпоночным или шлицевым; последнее наиболее распространено в механизмах общего назначения (см. рис. 5.4, *з*). Шлицы могут быть нарезаны на наружной (см. рис. 5.4, *б*) или на внутренней поверхности гибкого цилиндра (см. рис. 5.4, *в*).

При отсутствии гибкого дна (жесткое соединение цилиндра с валом, см. рис. 5.4, *г*) напряжения в цилиндре значительны, увеличивается его изгибная жесткость и связанная с ней нагрузка на генератор. Применять такую конструкцию нежелательно.

Используются сварные варианты соединения цилиндра с гибким дном – стыковым швом (см. рис. 5.4, *д*, *е*) с соответствующей подготовкой торцов соединения элементов в зависимости от их толщины [1]. Применяют также сварную конструкцию гибкого дна с валом (см. рис. 5.4, *ж*) с отбортовкой гибкого дна под размер вала.

Ранее расчетом получены соотношения для определения d_k , b_w , h_1 , d_{g1} , d_{fg} , d_{ag} . Другие размеры, указанные на рис. 5.4, принимаются $d_1 = (0,6 \dots 0,8)d_g$, $l = (0,5 \dots 1,2)d_g$ по рекомендациям изданий [5, 8, 12] и зависят от размеров по длине конструкции генератора волн;

$$d_2 = 0,4(d_g - d_1); h_3 = (0,5 \dots 0,7)h_1; b_1 = (0,15 \dots 0,25)b_w;$$

$$R_1 = R_2 = 3h_1; b_{w1} = b_w; h_4 > h_3; b_3 = (0,45 \dots 0,75)b_w \quad (5.34)$$

с последующей проверкой выбранного размера длины ступицы b_3 (см. рис. 5.4, *б*) из условий работы неподвижного шлицевого соединения [1]. При выполнении указанных рекомендаций прочность гибкого колеса определяется сопротивлением усталости зубчатого венца.

С получением размеров и конструктивного исполнения гибкого зубчатого колеса выполняются его проверочные расчеты по напряжениям в опасном сечении и по напряжениям смятия контактирующих поверхностей зубьев.

При длительных нагрузках, повторяемость которых не менее 10^3 за весь срок службы, оболочку гибкого зубчатого колеса проверяют на сопротивление

усталости. Расчет сводится к определению коэффициента запаса усталостной прочности

$$S = \frac{S_\tau S_\sigma}{\sqrt{S_\tau^2 + S_\sigma^2}} \geq [S] = (1,5 \dots 2,0), \quad (5.35)$$

где S_σ – коэффициент запаса прочности по изгибу:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma Д} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad (5.36)$$

S_τ – коэффициент запаса прочности по напряжениям кручения:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau Д} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}, \quad (5.37)$$

где ψ_σ , ψ_τ – коэффициенты, характеризующие влияние асимметрии цикла материала;

σ_{-1} , τ_{-1} – пределы выносливости гладких стандартных цилиндрических образцов материала при симметричном цикле изгиба и кручения;

$K_{\sigma Д}$, $K_{\tau Д}$ – приведенные эффективные коэффициенты концентрации напряжений, учитывающие конструкцию детали (наличие резьб, шпоночных или шлицевых канавок, сварных швов, упрочнения или термической обработки). Для сечения на краю зубчатого венца приближенно принимают $K_{\sigma Д} = 1,8 \dots 2,0$;

$$K_{\tau Д} = (0,7 \dots 0,8) K_{\sigma Д};$$

σ_a , τ_a – амплитуда переменных составляющих циклов напряжений;

σ_m , τ_m – постоянные составляющие цикла.

Для сталей, применяемых для изготовления гибких колес, значения σ_{-1} , τ_{-1} , ψ_σ , ψ_τ приведены в табл. 5.5.

Механические характеристики сталей гибких колес соосных волновых зубчатых передач

Марка стали	ГОСТ	Твердость		Прочностные пределы, МПа					Ψ_σ	Ψ_τ
		НВ, не менее	HRC (зубчатый венец)	σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}		
30ХГСА	4543–2016	320	50...56	1150	950	665	620	310	0,15	0,10
38ХМЮА	4543–2016	300	65...70	1000	850	510	620	350	0,15	0,10
40ХНМА	4543–2016	270	45...55	900	700	420	410	240	0,10	0,05
12Х18НЮТ	4543–2016	260	56...63	950	700	490	480	250	0,15	0,10

В соответствии с рис. 5.5 для оболочек гибкого зубчатого колеса стационарных и нестационарных характеров нагружения значения напряжения изгиба в различных точках поперечного сечения изменяются по симметричному циклу, а напряжения кручения – по отнулевой циклу при нереверсивном направлении вращения гибкого зубчатого колеса или генератора волн.

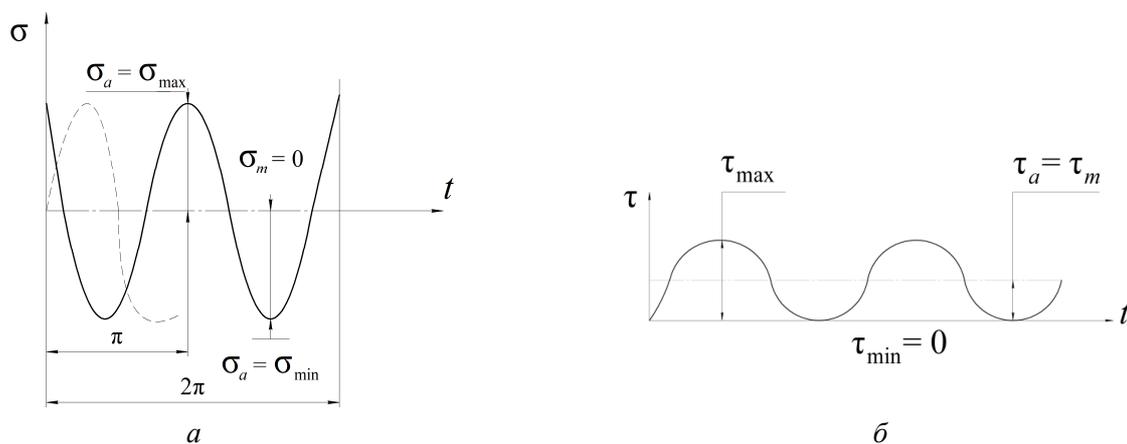


Рис. 5.5. Циклы напряжений оболочки гибкого колеса при нагрузках:
а – симметричной, б – отнулевой

Тогда для принятых условий нагружения $\sigma_a = \sigma_{и}$; $\tau_a = \tau_m = 0,5\tau_k$. Здесь $\sigma_{и}$ – напряжения изгиба в окружном направлении, связанные с деформацией стенки цилиндрической формы, τ_k – напряжения кручения от вращающегося момента T_T на выходном валу, Н·мм:

$$\sigma_{и} \cong K_{и} C_{\sigma} \frac{\delta_0 h_1 E}{Y r_{cp}^2}; \quad \tau_k \cong \frac{T_T}{K_k 2\pi h_k r_{cp}^2}, \quad (5.38)$$

где $K_{и} = 1,1 \dots 1,4$ – коэффициент нагрузки, учитывающий повышение напряжений изгиба при нарушении формы цилиндрической оболочки гибкого колеса под нагрузкой, поэтому меньшее значение принимается для малонагруженных передач;

$K_{к} \approx 0,2 \dots 0,3$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений кручения по оболочке в зоне перехода зубчатого венца к цилиндрической части гибкого колеса;

C_{σ} – коэффициент напряжения гибкого колеса, зависящий от типа генератора волн и вида деформации (табл. 5.6; рис. 5.8, а, 5.9, а);

$E = 2,05 \cdot 10^5$ МПа – продольный модуль упругости;

Y – коэффициент, учитывающий влияние зубчатого венца на прочность гибкого колеса:

$$Y = 1 - K_s \left[1 - \left(\frac{h_1}{h_{и}} \right)^3 \right], \quad (5.39)$$

где $K_s = \frac{s_{fg}}{\pi m}$ – коэффициент толщины зуба у основания при толщине зуба у основания s_{fg} . Согласно формуле (5.13)

$$s_{fg} = d_{fg} \left(\frac{\pi}{2z_g} + \frac{2x_g \operatorname{tg} \alpha}{z_g} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{fg} \right), \quad (5.40)$$

где с учетом табл. 3.1 значения

$$\cos \alpha_{fg} = \frac{m z_g \cos \alpha}{d_{fg}}; \quad \operatorname{inv} \alpha_{fg} = \operatorname{tg} \alpha_{fg} - \alpha_{fg}. \quad (5.41)$$

Обычно $K_s = 0,78 \dots 0,85$ при нарезании зубьев стандартным инструментом с $\alpha = 20^\circ$;

$h_{и}$ – толщина гибкого колеса с учетом доли высоты зуба, участвующей в деформации изгиба ($h_{и} \approx h_1 + m$); $h_{к} \approx h_1 + 0,5m$ – аналогично при деформации кручения;

r_{cp} – средний радиус гибкого колеса под зубчатым венцом:

$$r_{cp} = \frac{d_{cp}}{2} = 0,5(d_k + h_1). \quad (5.42)$$

Таблица 5.6

Значения коэффициента напряжения C_σ

Коэффициент	Кулачковый генератор при значениях γ			Дисковый генератор при значениях γ			
	25	30	35	20	30	40	50
C_σ	1,45	1,55	2,0	1,41	1,40	1,51	1,72

Напряжения смятия на контактирующих поверхностях зубьев

$$\sigma_{cm} = \frac{10^4 T_T K}{\psi_b d_g^3} \leq [\sigma_{cm}], \quad (5.43)$$

где $\psi_b = \frac{b_w}{d_g}$ – коэффициент ширины зубчатого венца ($\psi_b = 0,18 \dots 0,20$ – для силовых передач, $\psi_b = 0,12 \dots 0,17$ – для малонагруженных передач);

K – коэффициент режима работы ($K = 1$ при спокойной нагрузке и $K = 1,25 \dots 1,75$ при работе с ударами, когда $\frac{T_{max}}{T_T} = 1,6 \dots 2,5$);

$[\sigma_{cm}] = 50, 35, 25$ МПа при L_h , равном 1000, 5000, 25 000 ч соответственно.

Жесткие колеса волновых передач по конструкции подобны колесам с внутренними зубьями обычных (с неподвижными осями) и планетарных передач. Эта деталь (рис. 5.6, а) запрессовывается (рис. 5.6, б) или с помощью фланца и центрирующих поясков (рис. 5.6, в) устанавливается в корпус 2. Для лучшей фиксации колеса 1 в корпусе 2 и крышке 4 дополнительно устанавливаются четыре штифта 3 (ГОСТ 3129–70).

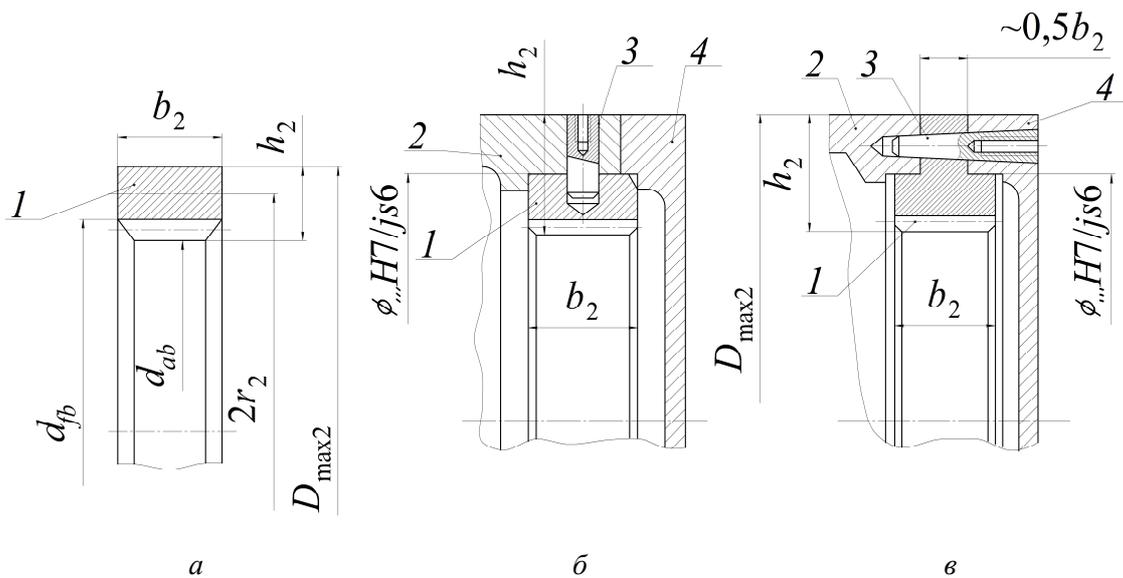


Рис. 5.6. Жесткое зубчатое колесо (а)
и соединение его с корпусом волновой передачи (б, в)

Для снижения требований к точности расположения колеса в осевом направлении относительно зубчатого венца гибкого колеса ширину b_2 жесткого колеса выполняют на 2...4 мм больше, чем b_w гибкого. Толщину обода h_2 и наружный диаметр жесткого колеса D_{max2} определяют по формулам, приняв отношение среднего радиуса обода r_2 к толщине обода $r_2 / h_2 = 3,3...3,5$ для рассчитанного (согласованного с наружным диаметром гибкого подшипника) $d_k = 50...480$ мм:

$$h_2 = \frac{0,5d_k}{\frac{r_2}{h_2} - 0,5}; \quad D_{max2} = d_{ab} + 2h_2, \quad (5.44)$$

где d_{ab} – диаметр вершин жесткого колеса (см. формулы (5.22), (5.25)).

В толщину обода жесткого колеса включают толщину корпуса при запрессовке его в корпус (см. рис. 5.6, б, в). Принятую толщину жесткого колеса проверяют по максимальному радиальному перемещению под нагрузкой от сил зацепления [5, 12]

$$\delta_{деф} = 3000 \cdot \frac{T_r K_1}{E d_k^2} \left(\frac{r_2}{h_2} \right)^3 \leq (0,06...0,02) h_d, \quad (5.45)$$

где h_d – глубина захода зубьев (см. рис. 5.3);

T_T – вращающий момент на выходном (тихоходном) валу, Н·м;

$K_1 = 1,8 \dots 2,0$ – коэффициент увеличения вращающего момента при перегрузках (при пуске);

$E = 2,2 \cdot 10^5$ – продольный модуль упругости, МПа.

Генераторы волн h (см. табл. 5.1) волновых передач предназначены для передачи вращающего момента от приводного звена (ведущего вала, электродвигателя, гидродвигателя и др.) гибкому колесу путем его деформирования. Этот процесс осуществляется двумя или четырьмя роликами (рис. 5.7, *a...в*), дисками (рис. 5.8, *a...в*), кулачком (рис. 5.9, *a...в*). Важно создать определенные форму и размеры деформации гибкого колеса, а также сохранить их при нагружении. По характеру деформации гибкого колеса, создаваемой генератором, различают свободную и принудительную. В последней форма определяется профилем рабочего органа генератора на участках их контакта с гибким колесом. Под действием нагрузок зубчатого зацепления форма деформации на этих участках практически не изменяется. Свободная деформация происходит на тех же участках, где воздействия генератора на гибкое колесо не происходит.

Роликовые генераторы просты конструктивно и несложны в изготовлении, но имеют свободные участки гибкого колеса (рис. 5.7, *б*), что не позволяет сохранять под нагрузкой его заданную форму. Их применяют в легконагруженных передачах, например во фрикционных волновых передачах, у которых нет зубьев, а передача нагрузки осуществляется силами трения.

Конструкция четырехроликового генератора приведена на рис. 5.7, *в*. Ролик 1 вращается на двух подшипниках 2, установленных на осях 3. Для предохранения внутренней поверхности гибкого зубчатого колеса 5 от раскатывания роликами и для увеличения его жесткости по его внутреннему диаметру устанавливают (запрессовывают) подкладное кольцо 4. Материалом кольца обычно является сталь ШХ15 твердостью HRC = 50...58. Этим увеличивается жесткость системы и тем самым уменьшается искажение формы ее деформирования под нагрузкой. Бортики на ролике с двух сторон исключают осевые смещения подкладного кольца.

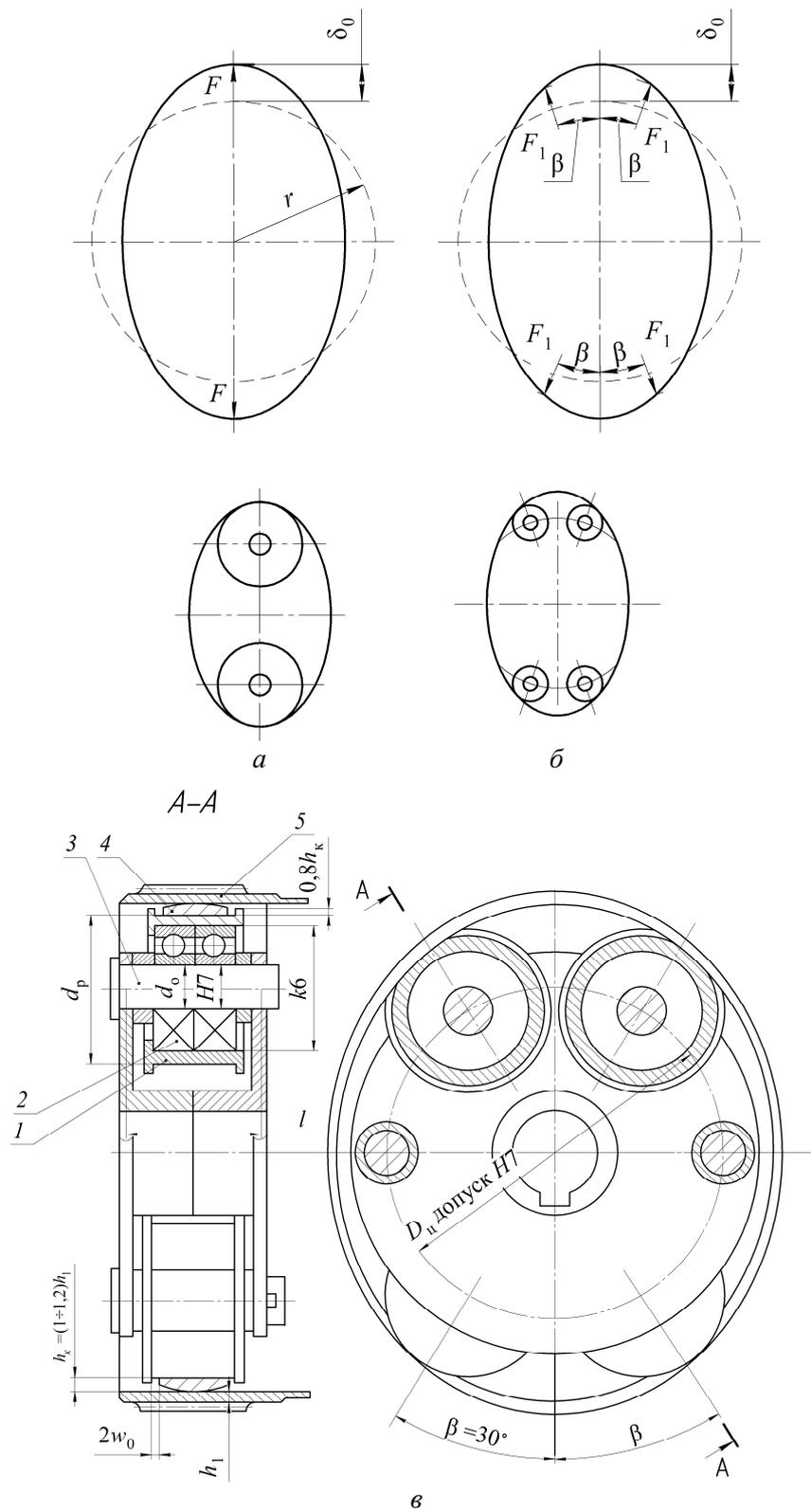


Рис. 5.7. Роликовый генератор волн

Диаметры центров роликов

$$D_{\text{ц}} = d + 2\delta_0 - d_p, \quad (5.46)$$

где $d = d_k - 2h_k$ – внутренний диаметр подкладного кольца;

d_k – внутренний диаметр гибкого колеса, см. формулу (5.14);

h_k – толщина подкладного кольца, принимается по значению толщины h_1 стенки кольцевого участка гибкого колеса под зубчатым венцом, см. также расчет h_1 по формуле (5.15):

$$h_k = (1,0 \dots 1,2) h_1; \quad (5.47)$$

δ_0 – радиальное перемещение деформированного гибкого колеса в точке контакта с роликом (см. расчет гибкого колеса (раздел 5.1));

$d_p < 0,33d$ – нагруженный диаметр ролика в месте контакта с подкладным кольцом. Диаметр роликов следует назначать наибольшим из условий их размещения. Однако это ограничивает размеры подшипников и осей роликов и в силу их небольших размеров ограничивает их срок службы. Поэтому такие генераторы применяют в легконагруженных конструкциях редукторов.

Подшипники подбираются по требуемой динамической грузоподъемности

$$C_{\text{тр}} = \frac{VK_r K_\sigma K_T T_T \cdot 10^3}{K_L d_0} \sqrt[3]{\frac{60 L_h n_h}{10^6}}, \quad (5.48)$$

где V – коэффициент вращения кольца подшипника, а т. к. вращается наружное кольцо, то $V = 1,2$;

$K_r = 0,7$ – коэффициент радиальной нагрузки;

K_σ – коэффициент безопасности, принимают произведение коэффициентов $VK_r K_\sigma = 0,78$;

K_L – коэффициент, учитывающий вероятность безотказной работы (обычно $K_L = 1$ при вероятности наблюдения 90 %);

K_T – температурный коэффициент ($K_T = 1$ при 100 °С);

L_h – срок службы (ресурс), ч;

n_h – частота вращения генератора волн, мин⁻¹;

d_0 – диаметр оси, определяемый из условия прочности по изгибу:

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{и}}}{0,1[\sigma_{\text{и}}]}}, \quad (5.49)$$

где $M_{и} = \frac{Fl}{2}$ – момент изгиба, создаваемый силой $F = \frac{2T_{т}}{d}$, на оси, Н·мм, при расстоянии l между опорами оси (см. рис. 5.7, *в*), получаемом после предварительного рассмотрения возможностей установки ролика на одном или двух шарикоподшипниках и составления эскизного чертежа ролика;

$[\sigma_{и}]$ – допускаемое напряжение при изгибе, значение которого для обеспечения не только прочности, но и жесткости принимают равным 50...60 МПа.

После окончательного выбора подшипника (подшипников) по ширине обоймы разрабатываются размеры ролика и подкладного кольца.

Схема и варианты конструкций дискового генератора приведены на рис. 5.8, *а...в*.

В первом варианте (рис. 5.8, *б*) каждый из дисков $1, 3$ размещен на двух подшипниках, исключаяющих перекосы дисков при их вращении. Подшипники с дисками располагают на втулках $4, 5$, внутренние отверстия которых имеют эксцентриситет e по отношению к оси вала 7 генератора. Обе втулки обрабатывают как одну деталь с одинаковым эксцентриситетом и шпоночным пазом, а затем разрезают по длине на две части и при посадке на вал одну из частей разворачивают на 180° относительно другой. Точность расположения эксцентриситета зависит только от точности расположения шпонок 6 на валу. Такая конструкция генератора при его вращении вызывает планетарное движение дисков, что проявляет бегущую волну на поверхность гибкого колеса. Контакт диска с гибким колесом соответствует углу 2γ (рис. 5.8, *а*), что способствует сохранению формы деформирования в нагруженной передаче. Радиусы R_p дисков и эксцентриситет подбирают такими, чтобы угол γ достигал $20^\circ \dots 40^\circ$ при заданном размере деформирования δ_0 . Этим достигается минимальный уровень нормальных напряжений от изгиба стенки колеса.

Как и в роликовом генераторе, в целях предохранения гибкого колеса от раскатывания устанавливают подкладное кольцо 2 , которое удерживается от осевого смещения бортом, входящим в паз гибкого колеса. Материал подкладного кольца тот же, что и у роликового генератора, – сталь ШХ15, а дисков – конструкционная сталь 40, 40Х с закалкой рабочей поверхности до $HRC = 48 \dots 50$.

Так как диски по оси вала смещены относительно середины венца гибкого колеса, то их воздействие на венец несимметричное, что создает неодинаковые условия деформирования гибкого колеса в двух зонах и неуравновешенную нагрузку генератора. Это явление уменьшается в конструкции генератора на рис. 5.8, *в*, в которой один двойной диск 1 расположен симметрично относительно

одинарного 2. Перекос дисков исключается их взаимным прилеганием по торцам и сжатием корончатой гайкой 3. Это позволяет устанавливать каждый из дисков только на одном подшипнике. Вместо шпоночного соединения втулок 4, 5 с валом 6 в этом варианте генератора используется шлицевое с четным числом шлиц.

Преимуществом этих конструкций является то, что диски не профилируются под эксцентриситет и на их поверхностях не устанавливаются гибкие подшипники. Момент инерции у дискового генератора значительно меньше, чем у других, что является главным условием при его выборе для передач, к которым предъявляются требования малой инерционности.

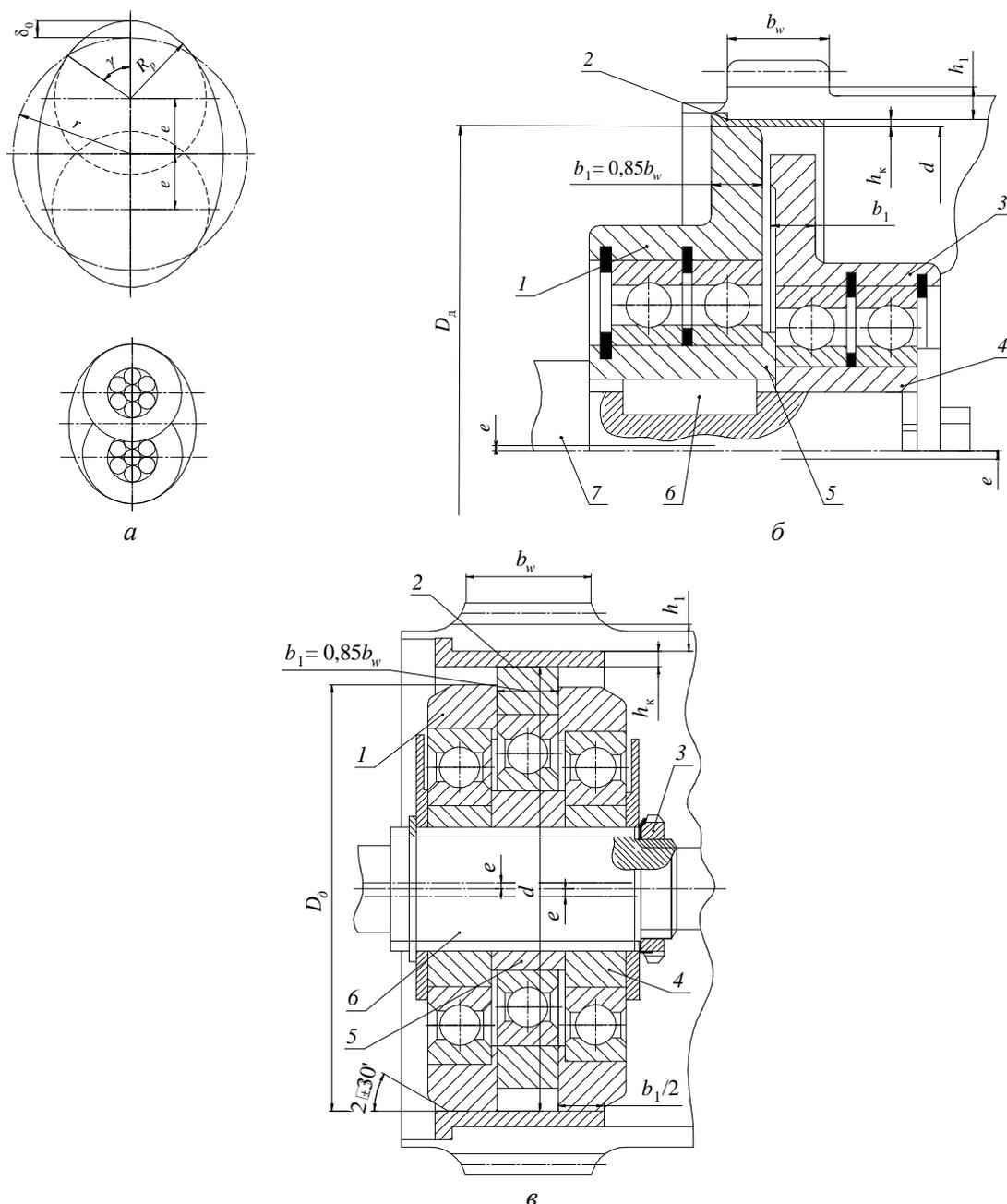


Рис. 5.8. Дисковый генератор волн

Для дисков генераторов (см. рис. 5.8, б, в) определяют эксцентриситет расположения дисков e и их диаметр по формулам $e = a\delta_0$ ($a = 3,7; 3,5; 3,1$ соответственно для малонагруженных ($L_h = 1 \cdot 10^3$), средне- ($L_h = 10 \cdot 10^3$) и тяжело нагруженных ($L_h = 25 \cdot 10^3$) передач; $D_d = d_k - 2\delta_0 - 2e - 2h_k$, где $h_k = (1,0 \dots 1,2)h_1$ – толщина подкладного кольца.

Подшипники подбирают по каталогу по требуемой динамической грузоподъемности C_r (ГОСТ 18854–94 и 18855–94). В случае установки каждого из дисков на двух подшипниках полагают, что всю радиальную нагрузку F_r воспринимают подшипники, расположенные близко к среднему сечению зубчатого зацепления.

Радиальную нагрузку определяют по зависимости

$$F_r = \frac{T_T}{u_h \eta^2 e \cos \alpha_h}, \quad (5.50)$$

где u_h – передаточное число передачи при ведущем генераторе;

η – КПД передачи и при ведущем, ведомом и остановленном генераторе $\eta = 0,8 \dots 0,9; 0,65 \dots 0,75; 0,95 \dots 0,97$ соответственно;

α_h – угол давления, равный $60^\circ, 65^\circ, 70^\circ, 78^\circ$ при значении T_T , равном $T_T, 0,6T_T, 0,4T_T, 0,2T_T$ соответственно.

Расчетная частота вращения подшипника

$$n_p = \frac{n_h d_k}{d_k - 4,5m}, \quad (5.51)$$

где n_h – частота вращения вала генератора, мин^{-1} .

Тогда требуемая динамическая грузоподъемность

$$C_{rTP} = \frac{F_r V K_r K_\sigma K_T}{K_L} \sqrt[3]{\frac{60 L_h n_p}{10^6}}, \quad (5.52)$$

где значения составляющих аналогичны значениям в роликовом генераторе волн.

Кулачковые генераторы (рис. 5.9, а...в) сохраняют заданную форму деформации гибкого колеса при нагрузке, что позволяет использовать их в силовых передачах. Конструктивно используется кулачок *1* в эквидистантной форме к задаваемой форме деформации гибкого колеса с учетом зазоров в их размерной доле «кулачок–гибкое колесо». Для этого определяют величину радиальной деформации генератора волн (станочную деформацию) с учетом отклонений номинальной деформации δ_o и размеров деталей от номинала и упругих деформацией звеньев:

$$\delta_r = \delta_o + \delta_{\text{деф}} + \delta_{\text{вер}} + \delta_{\text{изн}}, \quad (5.53)$$

где $\delta_o = 0,5(d_b - d_f) \cong 0,5(z_b - z_f)m$ или

$$\frac{\delta_o}{mK_z} = 0,84 + 0,001u + 0,06 \cdot \frac{u - 20}{u + 140} K_1 + 0,0001(u - 20)K_1,$$

где K_z – коэффициент кратности зубьев (целое число), $K_z = 2$ при $u < 70$ и $K_z = 1$ при $u > 70$;

$K_1 = 1,8...2,0$ – коэффициент увеличения вращающего момента при перегрузках (пуске); если $\delta_o / mK_z > 1,35$, то принимают $\delta_o / mK_z = 1,35$.

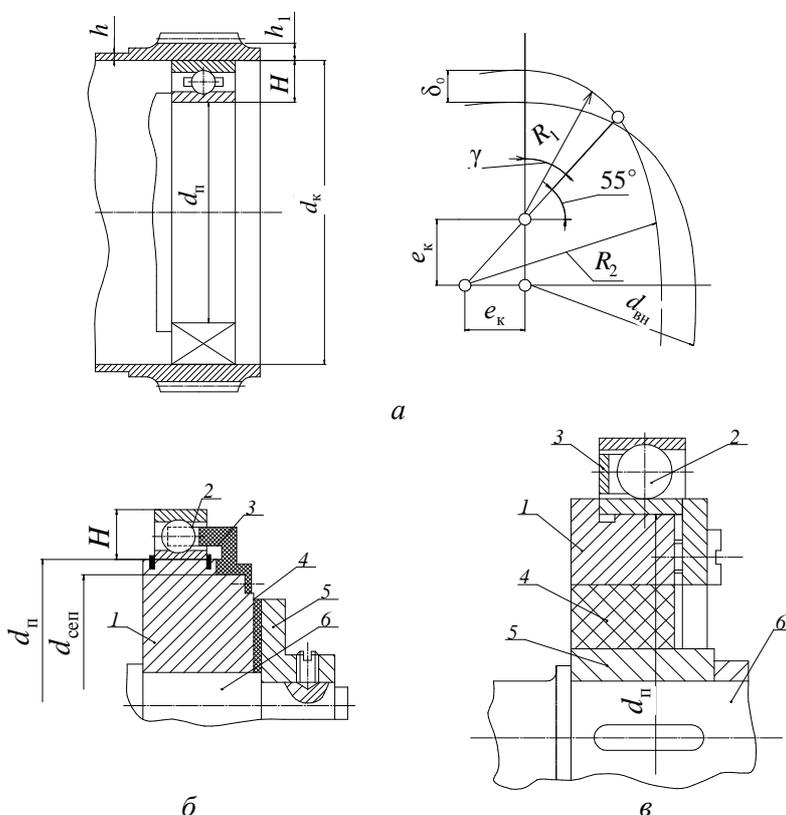


Рис. 5.9. Кулачковый генератор волн

Деформация обода жесткого колеса $\delta_{\text{деф}}$ принимается по формуле (5.45). Вероятное отклонение размерной цепи «генератор–гибкое колесо» при изготовлении элемента «вал–генератор» по 6-му качеству размерной цепи и элемента «отверстие–гибкое колесо» по 7-му качеству можно вычислить по формуле

$$\delta_{\text{вер}} = C_{\text{в}} (0,006\sqrt{d_{\text{к}}} - 0,011). \quad (5.54)$$

Здесь $C_{\text{в}} = 0,8$ для точных передач и $C_{\text{в}} = 0,7$ для передач общего назначения. Величина радиального износа деталей подшипника

$$\delta_{\text{изн}} = 0,7 \cdot 10^{-6} \sqrt{L_h n_h d_{\text{к}}}, \quad (5.55)$$

где L_h – ресурс подшипника, ч;

n_h – частота вращения генератора (кольца подшипника), мин^{-1} .

На кулачке (см. рис. 5.9) закрепляется специальный гибкий подшипник 2 (ГОСТ 23179–78, см. табл. 5.3), диаметральный размеры которого выполняются с полем допуска $js6$ ($js7$). Наружное кольцо гибкого подшипника по размеру сопрягается с внутренним диаметром гибкого колеса $d_{\text{к}}$, выполненного с полем допуска $H7$. Гибкий подшипник (рис. 5.10) отличается от обычного радиального однорядного шарикоподшипника (ГОСТ 8338–75) меньшими значениями толщины колец и конструкций сепаратора. В качестве материалов для него используются трубчатый текстолит марки Ш, фенилон марки П с U-образной формой гнезда (рис. 5.10, б, в). Для исключения выдавливания сепаратора из подшипника силами нажатия предусматривают диски 3 (см. рис. 5.9, б, в). Трение сепаратора об упорное кольцо увеличивает потери, но самозапирающаяся конструкция сепаратора уменьшает (рис. 5.10, з).

Кулачок генератора соединяется с валом по подвижному и неподвижному принципу. В кулачковом генераторе при неподвижном соединении кулачок устанавливается на вал обычным способом: прессовым, шпоночным, шлицевым креплением (фиксацией). Такое соединение можно применять при полной соосности оси жесткого колеса и осей вращения генератора и гибкого колеса. Отклонения от соосности элементов передачи приводит к неравномерному распределению нагрузки по зонам зацепления, нарушению силового равновесия,

снижению долговечности и к поломкам вала. Для исключения этого и уравновешивания сил, действующих на кулачок, применяют подвижное соединение генератора с валом, например при помощи резиновой прокладки 4 (см. рис. 5.9, б) или резинового кольца 4 (см. рис. 5.9, в), привулканизированных к кулачку 1 и ступице 5. Резиновый элемент во втором случае обладает повышенной податливостью при угловых перекосах. Недостатком этих соединений является невысокая долговечность из-за снижения прочности резины с течением времени.

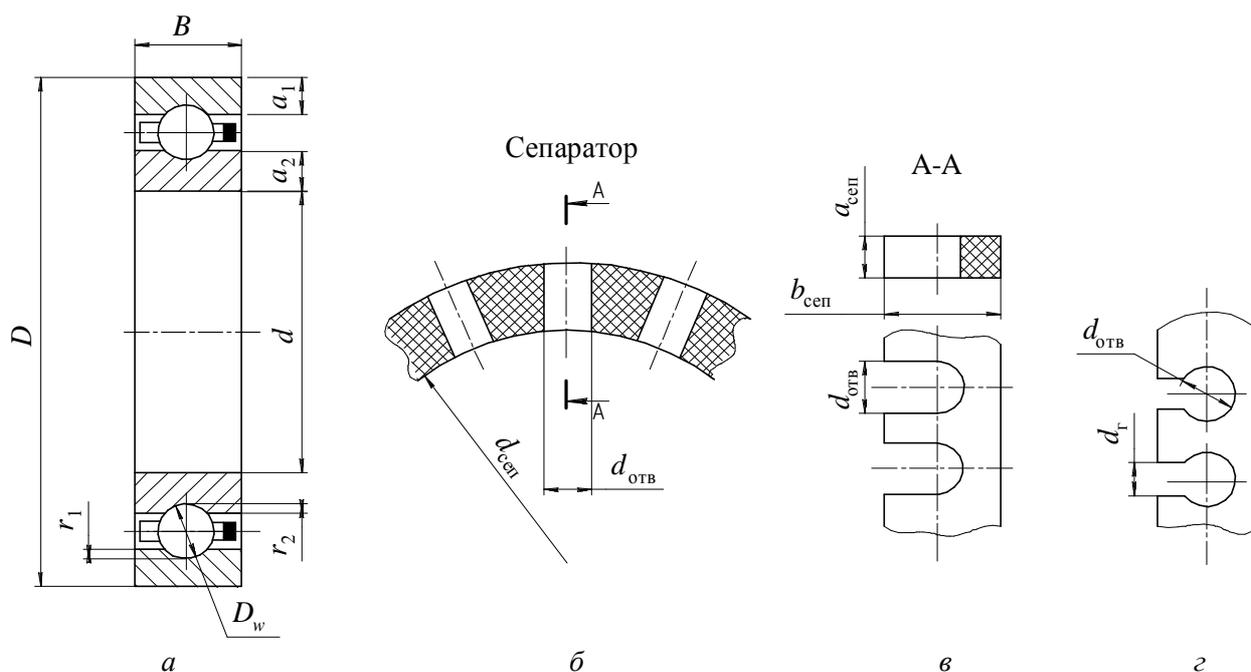


Рис. 5.10. Подшипник гибкий шариковый радиальный:

$$a_1; a_2 = (0,020...0,023)D; r_1 = r_2 \approx (0,05...0,06)D_w; d_{\text{сеп}} = d + 2a_2 + 0,02D + 0,05D_w;$$

$$a_{\text{сеп}} = (0,055...0,060)D; b_{\text{сеп}} = (1,2...1,3)D_w; d_{\text{г}} = D_w$$

С целью повышения долговечности соединения генератора с валом и проявления необходимых радиальных и угловых перемещений кулачка применяются шарниры зубчатые (рис. 5.11, а) и с крестообразным расположением пальцев (рис. 5.11, б).

В конструкции по рис. 5.11, а кулачок 7 с валом 1 связан зубчатой муфтой подобно соединению валов с муфтой по ГОСТ 5006–94 и ГОСТ Р 56895–96. Вал и кулачок имеют венцы 4, б с наружными зубьями, соединяемые втулкой 5 с внутренними зубьями. Шайба 3 и пружинное кольцо 2 ограничивают перемещение втулки 5, а шайба 8 (ГОСТ 14734–64), винт 9 (ГОСТ 7798–70) со стопорной шайбой 10 – кулачка 7 в осевом направлении.

Во втором случае (рис. 5.11, б) через вал 1 и втулку 2 проходит палец 3, соединяя их. Два пальца 4 соединяют втулку 2 с кулачком 5. От выпадения палец 3 удерживает внутренняя поверхность отверстия кулачка, а пальцы 4 – пружинное кольцо 6 (ГОСТ 2833–77) и наружная поверхность вала 1.

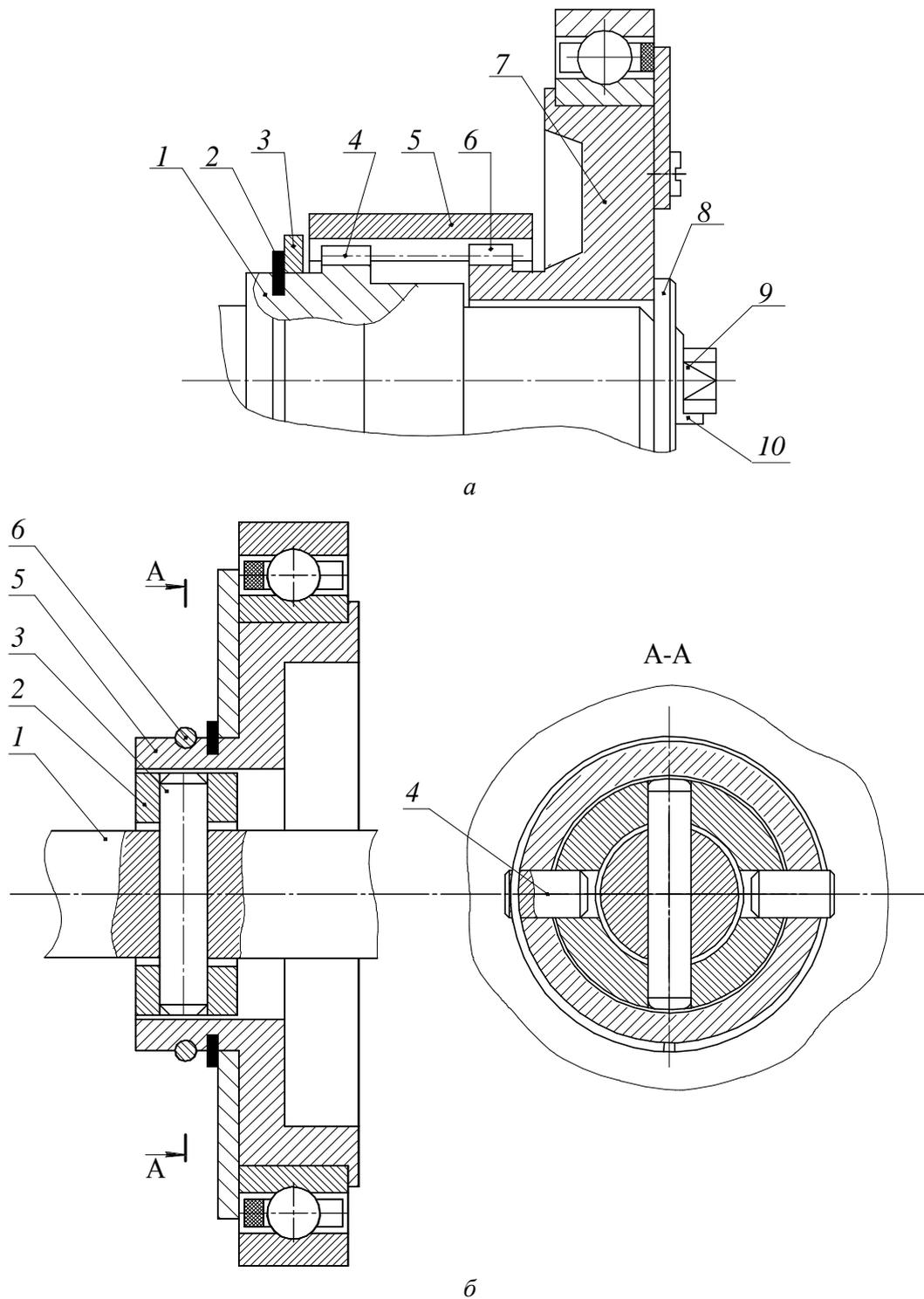


Рис. 5.11. Схемы соединения кулачка генератора с валом

В расчетах кулачкового генератора волн используют допустимую частоту вращения, определяемую по формуле, и сравнивают с предельной частотой вращения гибкого подшипника ($n_{\text{доп}} \leq n_{\text{табл}}$):

$$n_{\text{доп}} = \frac{K_m}{\left[\frac{T_T}{(0,03u - 1)(\sigma_{OF} A_b^{0,4})} \right]^{0,5}}, \quad (5.56)$$

где $K_m = 3700 \dots 3800 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$;

σ_{OF} – предел выносливости материала (для улучшенных сталей HRC = 30...35, $\sigma_{OF} = 420 \text{ МПа}$, для азотированных или упрочненных дробью зубчатых венцов $\sigma_{OF} = 480 \text{ МПа}$);

A_b – коэффициент делительной нормали ($A_b = 1,2 \dots 1,5$ для модифицированного, $A_b = 1$ для немодифицированного инструмента).

Тогда ресурс гибкого подшипника кулачкового генератора

$$L_h = 10^4 \left(\frac{n_{\text{доп}}}{n_h} \right) \left(\frac{T_{\text{max}}}{T_g} \right)^3, \quad (5.57)$$

где $\frac{T_{\text{max}}}{T_g} = 1,6 \dots 2,5$ – отношение допустимого вращающего момента на тихоходном валу к моменту на гибком колесе.

Геометрические параметры кулачка (см. рис. 5.9, а) определяются по формулам:

$$e_k = a\delta_r; R_1 = 0,5d_k - H - 2,41\delta_r; R_2 = 0,5d_k - H + 2,41\delta_r, \quad (5.58)$$

где a принимает значения 3,75; 3,5; 3,1 при L_h , равном $1 \cdot 10^3$; $10 \cdot 10^3$; $25 \cdot 10^3$ соответственно;

$$H = \frac{D - d}{2} \text{ – высота сечения гибкого подшипника, где } D, d \text{ – наружный и внутренний диаметры подшипника соответственно (см. табл. 5.3);}$$

δ_r – величина радиальной деформации, определяемая по формуле (5.53) или по упрощенной зависимости

$$\delta_r = m C_{\pi} (k_1 + k_2), \quad (5.59)$$

где m – модуль зацепления;

C_{π} – коэффициент максимального упругого перемещения гибкого колеса, равный 1; 1,1; 1,2 при L_h , равном $25 \cdot 10^3$; $10 \cdot 10^3$; $1 \cdot 10^3$;

k_1, k_2 – коэффициенты, зависящие от передаточного числа u (табл. 5.7).

Таблица 5.7

Коэффициенты k_1, k_2 , зависящие от передаточного числа

Коэффициент	Передаточное число u								
	50	75	80	100	200	250	300	315	400
k_1	0,979	0,961	0,960	0,951	0,942	0,939	0,936	0,936	0,932
k_2	0,079	0,068	0,670	0,065	0,057	0,055	0,053	0,053	0,052

В схемах соосных волновых зубчатых передач присутствуют валы. Предварительно для эскизного проекта механизма определяются диаметры валов по условному (пониженному) допускаемому напряжению при кручении. Так как в соосных волновых передачах используются два вала – входной (ведущий) и выходной (ведомый), – то выходные концы этих валов определяются по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau]}}, \quad (5.60)$$

где d – диаметр вала, мм;

T – вращающий момент, действующих в расчетном сечении вала, Н·м;

$[\tau] = 20 \dots 28$ МПа – допускаемое напряжение на кручение, МПа, для валов, изготовленных из сталей Ст 5, Ст 6 и 45.

Расчетное значение диаметра вала округляют до ближайшего стандартного d , мм: 16, 17, 18, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 35, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 55, 56, 60, 63, 65, 67, 70, 71, 75, 80, 85, 90, 100, 105, 110, 115 и далее через 10.

Диаметральные размеры участков вала под резиновыми уплотнениями, армированными манжетами, назначают по ГОСТ 8752–79, а под подшипниками качения – из ряда цифр: 15, 17, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60 и далее кратных 5. При проектировании валов за основу принимают их конструкции, отработанное на практике и приводимые на рисунках (чертежах) соосных волновых зубчатых механизмов (редукторов).

При предварительной проработке конструкции вала исходя из действия нагружающих сил на опоры по таблицам на подшипники (предварительно средней серии) по диаметру вала выписывают их размеры. На основании этих размеров и конструкционного исполнения, например, генератора волн, гибкого зубчатого и жесткого колеса выполняется эскизная компоновка соосного волнового зубчатого изделия (редуктора).

Затем, как и в ранее рассмотренных соосных зубчатых механизмах, составляются схемы валов с нагружающими силами, расстояниями между ними и опорами и вычисляются значения реакций опор и изгибающих моментов, действующих в разных сечениях вала. Это позволяет выполнять расчеты вала по эквивалентному моменту в последующем на усталостную прочность, а также рассчитывать и подбирать конкретные подшипники. Более полно эта часть проектирования валов рассмотрена в издании [1].

Пример 1. Рассчитать соосную волновую зубчатую передачу по кинематической схеме на рис. 2.12, а. Передача используется в приводе установки, работающей с удельными колебаниями нагрузки в среднем режиме и кратковременными превышениями максимального момента на гибком колесе в 1,5 раза по сравнению с номинальным: $T_{\max} / T_g = 1,5$. Частота вращения валов: входного $n_h = 980 \text{ мин}^{-1}$; выходного $n_g = 10 \text{ мин}^{-1}$. Используемая мощность электродвигателя $P_h = 0,45 \text{ кВт}$. Срок службы $L_h = 5 \cdot 10^3 \text{ ч}$.

Решение

В качестве волнообразователя в передаче следует использовать двухкулачковый генератор волн со значением $U = 2$ и коэффициентом кратности $K = 1$ (формула (5.2)). Материал колес выбирается по табл. 5.2 для гибкого колеса – сталь 30ХГСА, $\sigma_B = 1100 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 850 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1} = 600 \dots 650 \text{ МПа}$, твердость HB = 300 (улучшение) с зубчатым венцом улучшенным + азотированным HRC = 50...54; для жесткого колеса – сталь 50 с улучшением HB = 260, $\sigma_B = 950 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 765 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1} = 460 \text{ МПа}$.

1. Передаточное число зубчатой передачи

$$u_{hg}^b = \frac{n_h}{n_g} = \frac{980}{10} = 98.$$

Этот результат не выходит за пределы рациональных значений u , указанных в табл. 5.1 для схемы 1.

2. КПД передачи (табл. 5.1)

$$\eta_{hg}^b = \frac{1 - \Psi_{gb}^h}{1 + [u_{hg}^b] \Psi_{gb}^h} \geq \frac{1 - 0,00137}{1 + 98 \cdot 0,00137} = 0,88,$$

и с учетом потерь в двух парах подшипников

$$\eta = \eta_{\text{п}}^2 \eta_{hg}^b = 0,99^2 \cdot 0,88 = 0,86.$$

3. Крутящие моменты на входном (ведущем) валу и выходном валу (валу гибкого колеса):

$$T_1 = T_h = 9550 \cdot \frac{P_h}{n_h} = 9550 \cdot \frac{0,45}{980} = 4,4 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_2 = T_g = 9550 \cdot \frac{P_g}{n_g} = 9550 \cdot \frac{P_h \eta}{n_g} = 9550 \cdot \frac{0,45 \cdot 0,86}{10} = 369,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

4. Внутренний диаметр гибкого колеса под зубчатым венцом согласно формуле (5.14) и после выбора значения входящих в нее коэффициентов

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{456T_2}{\left(\frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma}S_{\sigma}} - \frac{3EY_z\Psi_{hd}}{u_{hg}^b}\right)\Psi_{bd}\Psi_{hd}}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{456 \cdot 369,6}{\left(\frac{600}{1,9 \cdot 1,6} - \frac{3 \cdot 2,2 \cdot 10^5 \cdot 1,3 \cdot 0,012}{98}\right)0,15 \cdot 0,012}} = 100,4 \text{ мм}.$$

5. По табл. 5.3 принимается стандартный подшипник 815, имеющий размеры: $D = 100$ мм, $d = 75$ мм, $B = 15$ мм, динамическая грузоподъемность $C_r = 22,58$ кН, предельная частота вращения $n_{\text{max}} = 4500 \text{ мин}^{-1}$.

6. Устанавливается внутренний диаметр гибкого колеса под зубчатым венцом (см. рис. 5.4):

$$d_k = D = 100 \text{ мм.}$$

7. Толщина стенки гибкого колеса под зубчатым венцом (формула (5.15))

$$h_1 = \left(\frac{5T_2}{\sigma_{OF} d_k^3} + 0,007 \right) d_k = \left(\frac{5 \cdot 369,6 \cdot 10^3}{480 \cdot 100^3} + 0,007 \right) 100 = 1,083 \text{ мм,}$$

где $\sigma_{OF} = 480$ МПа – предел выносливости для материала гибкого колеса.

Полученный размер меньше допускаемого

$$[h_1] = 0,016d_k = 0,016 \cdot 100 = 1,6 \text{ мм,}$$

но не соответствует значению $h_1 = d_k \psi_{hd} = 100 \cdot 0,012 = 1,2$ мм.

Поэтому принимается толщина стенки гибкого колеса под зубчатым венцом $h_1 = 1,2$ мм.

8. Диаметр окружности впадин зубчатые венцы гибкого колеса (см. рис. 5.3, а)

$$d_{fg} = d_k + 2h_1 = 100 + 2 \cdot 1,2 = 102,4 \text{ мм.}$$

9. Модуль зацепления. Так как $d_{fg} = d_g - 2,5m$, делительный диаметр $d_g = mz_g$, а $z_g = 2u_{hg}^b$, то $d_{fg} = m \cdot 2u_{hg}^b - 2,5m = m(2 \cdot 98 - 2,5) = m \cdot 193,5$, следовательно

$$m = \frac{d_{fg}}{193,5} = \frac{102,4}{193,5} = 0,53 \text{ мм.}$$

В соответствии с ГОСТ 9563–80 ближайшее значение $m = 0,5$ мм.

10. Число зубьев венца гибкого колеса из выражения $d_{fg} = d_g - 2,5m = mz_g - 2,5m$

$$z_g = \frac{d_{fg} + 2,5m}{m} = \frac{102,4 + 2,5 \cdot 0,5}{0,5} = 207,3.$$

Принимается $z_g = 208$.

11. Делительный диаметр, ширина зубчатого венца и толщина оболочки гибкого колеса:

$$d_g = mz_g = 0,5 \cdot 208 = 104 \text{ мм};$$

$$b_w = \psi_{bd} d_k = 0,15 \cdot 100 = 15 \text{ мм};$$

$$h_3 = (0,6 \dots 0,7) h_1 = (0,6 \dots 0,7) 1,2 = 0,72 \dots 0,84 \text{ мм}.$$

Принимается $h_3 = 0,8 \text{ мм}$.

12. Максимальный боковой зазор на входе зубьев в зацепление (в долях модуля) по формуле (5.19) при $T_{\max} = 1,5T_g = 1,5 \cdot 369,6 = 554,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $G = 8,4 \cdot 10^4 \text{ МПа}$

$$\begin{aligned} \frac{j_{\max}}{m} &= \frac{T_{\max} b_w \cdot 10^3}{d_g^2 h_3 G m} + 4 \cdot 10^{-4} (u_{hg}^b - 60) = \\ &= \frac{554,4 \cdot 15 \cdot 10^3}{104^2 \cdot 0,8 \cdot 8,4 \cdot 10^4 \cdot 0,5} + 4 \cdot 10^{-4} (98 - 60) = 0,037. \end{aligned}$$

13. Радиальная деформация гибкого колеса (в долях модуля) по формуле (5.18)

$$\delta_0^* = \frac{\delta_0}{m} = 0,89 + 8 \cdot 10^{-5} z_g + 2 \frac{j_{\max}}{m} = 0,89 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot 208 + 2 \cdot 0,037 = 0,980$$

и в целом $\delta_0 = m \delta_0^* = 0,5 \cdot 0,98 = 0,49 \text{ мм}$.

14. Глубина захода зубьев в зацепление в долях модуля (формула (5.26))

$$\begin{aligned} h_d^* &= \frac{h_d}{m} = 4\delta_0^* - 2,48 - (4,6 - 4\delta_0^*) z_g \cdot 10^{-3} = \\ &= 4 \cdot 0,98 - 2,48 - (4,6 - 4 \cdot 0,98) 208 \cdot 10^{-3} = 1,3, \end{aligned}$$

$h_d = m h_d^* = 0,5 \cdot 1,3 = 0,65 \text{ мм}$, что согласуется с рекомендацией $h_d \geq (1,3 \dots 1,5)m$.

15. Коэффициент смещения исходного контура для гибкого колеса с внешними зубьями по формуле (5.16)

$$x_g = \frac{1,35 - \delta_0^*}{\frac{0,86}{\sqrt[3]{z_g}}} - 0,04 = \frac{1,35 - 0,98}{\frac{0,86}{\sqrt[3]{208}}} - 0,04 = 2,51,$$

что соответствует рекомендуемому значению $x_g = 2,5 \dots 6,0$.

Тогда коэффициент смещения исходного контура для жесткого колеса по формуле (5.17)

$$x_b = x_g + (\delta_0^* - 1) = 2,51 + (0,98 - 1) = 2,49.$$

16. По ГОСТ 9586–81 принимаются значения коэффициентов высоты головки $h_1^* = 1$ и радиального зазора в паре исходных контуров $c^* = 0,35$ для $m \leq 0,5$ мм.

17. Уточняется число зубьев гибкого колеса с помощью формулы (5.20)

$$z_g = \frac{d_{fg}}{m} + 2(h_a^* + c^*) - 2x_g = \frac{102,4}{0,5} + 2(1 + 0,35) - 2 \cdot 2,51 = 202,48,$$

принимается $z_g = 202$.

18. Число зубьев жесткого колеса при интервале z_g от 150 до 600 по формуле (5.5)

$$z_b = z_g + KU = 202 + 1 \cdot 2 = 204.$$

19. Фактическое передаточное число по формуле (5.3) и частота вращения выходного вала

$$u_{hg}^b = \frac{z_g}{KU} = \frac{202}{1 \cdot 2} = 101.$$

Отклонение от первичного значения $\Delta u = \frac{101 - 98}{101} 100 \% = 2,97 \% < 5 \%.$

Тогда

$$n_g = \frac{n_h}{u_{hg}^b} = \frac{980}{101} = 9,7 \text{ мин}^{-1}.$$

20. Из-за изменившегося передаточного числа и количества зубьев в колесах механизма для дальнейшего расчета осуществляется корректировка следующих показателей:

– максимальный боковой зазор на входе зубьев в зацеплении (п. 12 расчета), приняв $h_3 = 0,8$ мм:

$$\frac{j_{\max}}{m} = \frac{565 \cdot 15 \cdot 10^3}{(202 \cdot 0,5)^2 \cdot 0,8 \cdot 8,4 \cdot 10^4 \cdot 0,5} + 4 \cdot 10^{-4} (101 - 60) = 0,041;$$

$$T_{\max} = 9550 \cdot \frac{P_h \eta}{n_g} 1,5 = 9550 \cdot \frac{0,45 \cdot 0,86}{9,5} 1,5 = 565 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– радиальная деформация гибкого колеса (п. 13 расчета)

$$\delta_0^* = \frac{\delta_0}{m} = 0,89 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot 202 + 2 \cdot 0,041 = 0,99; \delta_0 = 0,5 \cdot 0,99 = 0,495 \text{ мм};$$

– глубина захода зубьев в зацепление (п. 14 расчета)

$$h_d^* = 4 \cdot 0,99 - 2,48 - (4,6 - 4 \cdot 0,99) \cdot 202 \cdot 10^{-3} = 1,35; h_d = 0,5 \cdot 1,35 = 0,675 \text{ мм};$$

– коэффициент смещения исходного контура (п. 15 расчета)

$$x_g = \frac{1,35 - 0,99}{\frac{0,86}{\sqrt[3]{202}}} - 0,04 = 2,42; x_b = 2,42 + (0,99 - 1) = 2,41.$$

21. Окончательные значения геометрических параметров зубчатого венца гибкого колеса:

– диаметр окружности впадин по формуле (5.20)

$$d_{fg} = m(z_g - 2h_a^* - 2c^* + 2x_g) = 0,5(202 - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0,5 + 2 \cdot 2,42) = 101,92 \text{ мм};$$

– диаметр окружности вершин по формуле (5.21)

$$d_{ag} = d_{fg} + 2h_g = d_{fg} + 2m(1,5...1,8) \geq d_{lb} - 2\delta_0 = 95,93 - 2 \cdot 0,495 = 94,94 \text{ мм};$$
$$d_{ag} = 101,92 + 2,0 \cdot 0,5(1,5...1,8) = 103,42...103,72 \text{ мм},$$

принимается $d_{ag} = 103,5 \text{ мм} > 94,94 \text{ мм}$.

Здесь d_{lb} – диаметр окружности граничных точек жесткого колеса:

$$d_{lb} = \frac{d_{ob}}{\cos \alpha_l} = mz_b \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_l} = 0,5 \cdot 204 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 2,27^\circ} = 95,93 \text{ мм}.$$

Угол α_l определяется по формуле (5.32):

$$\operatorname{tg} \alpha_l = \frac{\operatorname{tg} \alpha - 4(h_{a0}^* - \rho_0 - x_b)}{z_b \sin 2\alpha} =$$
$$= [(\operatorname{tg} 20^\circ - 4(1,50 - 0,3 - 2,46)) / (204 \sin 2 \cdot 20^\circ)] = 0,0397;$$

$$\alpha_l = 2,27^\circ = 2^\circ 16' 12'',$$

где $\rho_0 \approx 0,3$ – коэффициент высоты скругленного участка вершины зуба (см. формулу (5.32));

$h_{a0}^* = 1,50$ – коэффициент высоты головки зуба, в долях модуля (см. табл. 5.4).

22. Уточненная толщина стенки гибкого колеса под зубчатым венцом

$$d_k = d_{fg} - 2h_1; \quad h_1 = \frac{d_{fg} - d_k}{2} = \frac{101,92 - 100}{2} = 0,96 \text{ мм}.$$

23. Средний диаметр гибкого колеса под зубчатым венцом

$$d_{cp} = d_k + h_1 = 100 + 0,96 = 100,96 \text{ мм}.$$

24. Для получения зубьев на жестком колесе используется долбяк по табл. 5.4 с параметрами $m = 0,5 \text{ мм}$, $z_0 = 80$, $d_{a0} = 41,66 \text{ мм}$.

25. Коэффициент смещения для долбяка по формуле (5.29)

$$x_o = \frac{d_{a0}}{2m} - \frac{z_0 + h_{a0}^*}{2} = \frac{41,66}{2 \cdot 0,5} - \frac{80 + 2 \cdot 1,50}{2} = 0,16.$$

26. Межосевое расстояние при станочном зацеплении с долбяком по формуле (5.27)

$$a_{w0} = \frac{m(z_b \pm z_0) \cos \alpha}{2 \cos \alpha_{w0}} = \frac{0,5(204 - 80) \cos 20^\circ}{2 \cos 24^\circ 25'} = 32,00 \text{ мм.}$$

Угол зацепления с долбяком по формуле (5.28)

$$\text{inv} \alpha_{w0} = 2 \frac{x_b - x_0}{z_b - z_0} \text{tg} \alpha + \text{inv} \alpha = 2 \frac{2,41 - 0,16}{204 - 80} \text{tg} 20^\circ + \text{inv} 20^\circ = 0,02811.$$

По табл. 3.1 $\text{inv} 20^\circ = 0,014904$, $\alpha_{w0} = 24^\circ 25'$.

27. Диаметры окружностей впадин и вершин жесткого колеса по формулам (5.23), (5.24):

$$d_{fb} = 2(a_{w0} + 0,5d_{a0}) = 2(32,00 + 0,5 \cdot 41,66) = 105,66 \text{ мм};$$

$$d_{ab} = d_{fg} + 2m(h_d^* + c^*) = 101,92 + 2 \cdot 0,5(1,35 + 0,5) = 103,77 \text{ мм.}$$

28. Наличие зазора между вершинами зубьев гибкого колеса с впадиной жесткого колеса по большой оси профиля генератора определяется по формуле (5.30):

$$C_k = 0,5(d_{fb} - d_{ag}) - \delta_0^* m \geq 0,15m,$$

что подтверждается в рассматриваемом примере:

$$C_k = 0,5(105,66 - 103,5) - 0,99 \cdot 0,5 = 0,585 > 0,15 \cdot 0,5 = 0,075 \text{ мм.}$$

29. Проверка гибкого колеса на прочность.

Для выбранной стали 30ХГСА (см. табл. 5.5) пределы выносливости $\sigma_{-1} = 620$ МПа, $\tau_{-1} = 310$ МПа, коэффициенты асимметрии симметричного и отнулевого циклов изгиба и кручения $\psi_{\sigma} = 0,15$, $\psi_{\tau} = 0,10$.

29.1. Толщина зуба у основания (формула (5.40))

$$s_{fg} = d_{fg} \left(\frac{\pi}{2z_g} + \frac{2x_g \operatorname{tg}\alpha}{z_g} + \operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_{fg} \right) =$$
$$= 101,92 \left(\frac{3,14}{2 \cdot 202} + \frac{2 \cdot 2,41 \cdot 0,364}{202} + 0,0149 - 0,0186 \right) = 1,32.$$

Эвольвентный угол α_{fg} по формуле

$$\cos \alpha_{fg} = \frac{mz_g \cos \alpha}{\alpha_{fg}} = \frac{0,5 \cdot 202 \cdot \cos 20^\circ}{101,92} = 0,9307.$$

Тогда $\alpha_{fg} = 21,46^\circ$ ($21^\circ 27' 26''$), по табл. 3.1 $\operatorname{inv}\alpha_{fg} = 0,018553$; $\operatorname{inv}\alpha = 0,014904$.

29.2. Коэффициент влияния зубчатого венца на прочность гибкого колеса по формуле (5.39)

$$Y = 1 - K_s \left[1 - \left(\frac{h_1}{h_n} \right)^3 \right] = 1 - 0,84 \left[1 - \left(\frac{0,96}{1,46} \right)^3 \right] = 0,40,$$

где K_s – коэффициент толщины зуба у основания:

$$K_s = \frac{s_{fg}}{\pi m} = \frac{1,32}{3,14 \cdot 0,5} = 0,84;$$

$h_n \approx h_1 + m = 0,96 + 0,5 = 1,46$ мм – толщина гибкого колеса с учетом доли высоты зуба.

29.3. Значения напряжения изгиба и кручения в окружном направлении стенки гибкого колеса по формуле (5.38):

$$\sigma_{\text{и}} \cong K_{\text{и}} C_{\sigma} \frac{\delta_0 h_1 E}{Y r_{\text{cp}}^2} \cong 1,2 \cdot 1,45 \cdot \frac{0,49 \cdot 0,96 \cdot 2,05 \cdot 10^5}{0,46 \cdot 50,495^2} = 167,1 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{к}} \cong \frac{T_g}{K_{\text{к}} 2\pi h_{\text{к}} r_{\text{cp}}^2} = \frac{376,6 \cdot 10^3}{0,25 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 1,21 \cdot 50,48^2} = 75,87 \text{ МПа}.$$

Здесь $T_g = \frac{9550 P_h \eta}{n_g} = \frac{9550 \cdot 0,45 \cdot 0,85}{9,7} = 376,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $K_{\text{и}}$, $K_{\text{к}}$ выбраны в соот-

ветствии с пояснением к формулам (5.38), а C_{σ} – по табл. 5.6 при $\gamma = 25^\circ$ и рис. 5.9, а.

Тогда

$$h_{\text{к}} = h_1 + 0,5m = 0,96 + 0,5 \cdot 0,5 = 1,21; \quad E = 2,05 \cdot 10^5 \text{ МПа};$$

$$r_{\text{cp}} = 0,5(d_{\text{к}} + h_1) = 0,5(100 + 0,96) = 50,48.$$

29.4. Коэффициенты запаса прочности по изгибу и кручению по формулам (5.36), (5.37):

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma\text{д}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{620}{1,8 \cdot 167,2 + 0,15 \cdot 0} = 2,06;$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau\text{д}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{310}{1,35 \cdot 38,0 + 0,1 \cdot 38,0} = 5,63.$$

Здесь $K_{\sigma\text{д}} = 1,8$; $K_{\tau\text{д}} = 0,75K_{\sigma\text{д}} = 0,75 \cdot 1,8 = 1,35$; $\sigma_a = \sigma_{\text{и}} = 167,2 \text{ МПа}$; $\sigma_m = 0$; $\tau_a = \tau_m = 0,5\tau_{\text{к}} = 0,5 \cdot 75,87 = 38,0$.

29.5. Коэффициент запаса усталостной прочности

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{2,06 \cdot 5,63}{\sqrt{2,06^2 + 5,63^2}} = 1,93 \geq [S] = 1,5 \dots 2,0.$$

Прочность гибкого колеса обеспечена.

30. Напряжения смятия на контактирующих поверхностях зубьев по формуле (5.43)

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{10^4 T_g K}{\psi_B d_g^3} = \frac{10^4 \cdot 376,6 \cdot 1,3}{0,2(202 \cdot 0,5)^3} = 23,8 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 35 \text{ МПа для } L_h = 5000 \text{ ч,}$$

где $K = 1,3$ – коэффициент режима работы;

$\psi_B = 0,2$ – коэффициент ширины зубчатого венца (см. формулу (5.43));

$$d_g = z_g m = 202 \cdot 0,5 = 101 \text{ мм.}$$

31. Для дальнейшего рассмотрения расчета соосной волновой зубчатой передачи ее принимают за конструктивную основу (рис. 5.12).

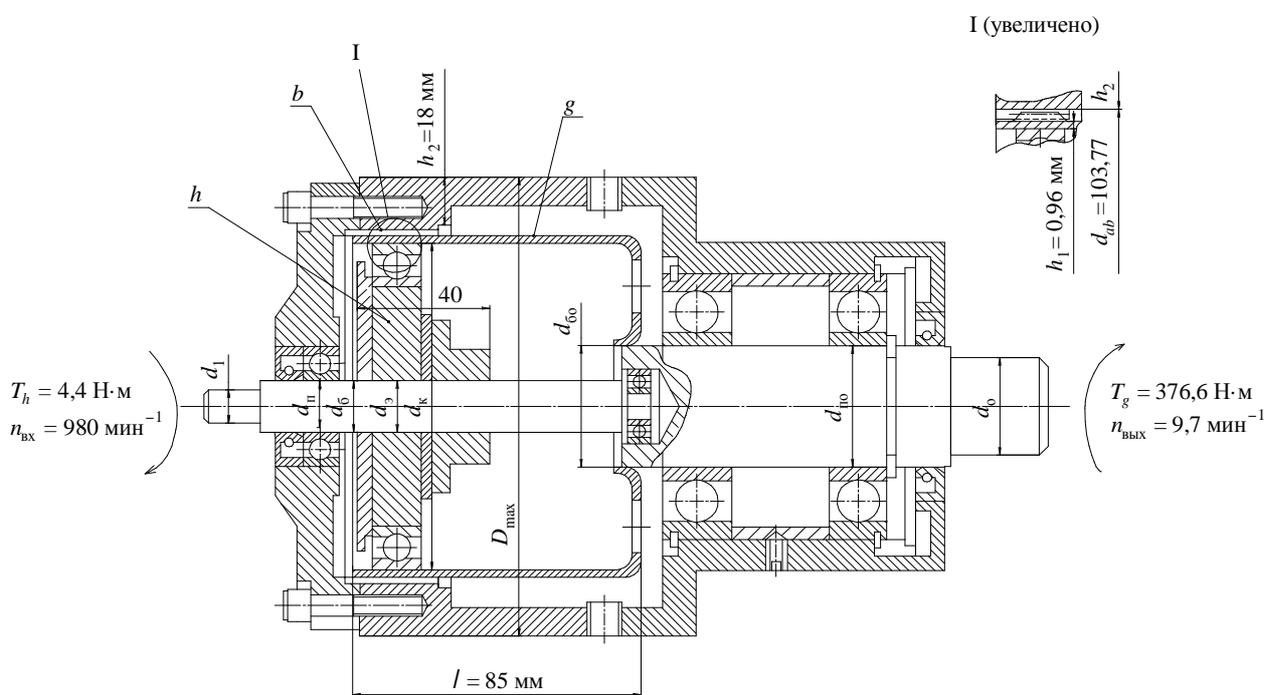


Рис. 5.12. Схема волнового зубчатого механизма с неподвижным жестким колесом

32. Расчет жесткого колеса (см. рис. 5.6).

32.1. Толщина обода при отношении среднего радиуса обода к его толщине

$$\frac{r_2}{h_2} = 3,4 \text{ (см. формулу (5.44))}$$

$$h_2 = \frac{0,5 d_k}{\frac{r_2}{h_2} - 0,5} = \frac{0,5 \cdot 100}{3,4 - 0,5} = 17,24 \text{ мм,}$$

принимается $h_2 = 18 \text{ мм.}$

32.2. Наружный диаметр жесткого колеса по формуле (5.44)

$$D_{\max 2} = d_{ab} + 2h_2 = 103,78 + 2 \cdot 18 = 139,78 \text{ мм.}$$

Устанавливается $D_{\max 2} = 140$ мм.

32.3. Ширина зубчатой части венца при ширине зубчатой части гибкого колеса $b_w = 15$ мм

$$b_2 = b_w + (2...4) = 15 + (2...4) = 17...19 \text{ мм.}$$

Устанавливается $b_2 = 18$ мм.

32.4. Проверка принятых значений размеров жесткого колеса по его радиальному перемещению (формула (5.45)) и $h_d = 0,06$ (п. 14 расчета):

$$\delta_{\text{деф}} = 3000 \cdot \frac{T_g K_1}{E d_k^2} \left(\frac{r_2}{h_2} \right)^3 \leq (0,06...0,02) h_d;$$

$$\delta_{\text{деф}} = 3000 \cdot \frac{376,6 \cdot 1,80}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 100^2} 3,4^3 = 0,036 < 0,05 \cdot 0,65 = 0,039.$$

33. Профиль кулака (см. рис. 5.9).

33.1. Назначив для ресурса $L_h = 5 \cdot 10^3$ значения коэффициентов $a = 3,65$, $C_n = 1,15$, а из табл. 5.7 по $u_{hg}^b = 101$ – значения $k_1 = 0,951$, $k_2 = 0,065$, по формулам (5.58), (5.59) определяют:

– величину радиальной деформации генератора волн

$$\delta_r = m C_n (k_1 + k_2) = 0,5 \cdot 1,15 (0,951 + 0,065) = 0,58;$$

– эксцентриситет расположения кулачка

$$e_k = a \delta_r = 3,65 \cdot 0,58 = 2,13 \text{ мм.}$$

33.2. Исходя из диаметральных размеров подшипника 815: $D = 100$ мм, $d = 75$ мм. Размер сечения по его высоте $H = \frac{D-d}{2} = 12,5$ мм.

33.3. Радиусы кулачка (см. рис. 5.9, а):

$$R_1 = 0,5d_k - H - 2,41\delta_r = 0,5 \cdot 100 - 12,5 - 2,41 \cdot 0,58 = 36,10 \text{ мм};$$

$$R_2 = 0,5d_k - H + 2,41\delta_r = 0,5 \cdot 100 - 12,5 + 2,41 \cdot 0,58 = 38,90 \text{ мм}.$$

33.4. Ширина кулачка.

С учетом размера подшипника по ширине $b = 15$ мм и необходимости конструктивного использования кулачка с буртиком устанавливается ширина $b = 18$ мм. По длине на валу кулачок может занять внутреннее пространство в 40 мм (см. рис. 5.12).

34. Длина гибкого колеса (см. рис. 5.4, а, ж, рис. 5.12)

$$l = (0,5 \dots 1,2)d_g = (0,5 \dots 1,2)mz_g = (0,5 \dots 1,2)0,5 \cdot 202 = 50,6 \dots 121,2 \text{ мм}.$$

С учетом расположения внутри гибкого колеса кулачка и создания устойчивости в передаче вращательного движения к выходному валу принимается $l = 85$ мм.

35. Допустимая расчетная частота вращения генератора волн по формуле (5.56), в которой $K_m = 3700 \dots 3800 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$; $\sigma_{OF} = 480 \text{ МПа}$; $A = 1,3$:

$$\begin{aligned} n_{\text{доп}} &= \frac{K_m}{\left[\frac{T_r}{(0,03u_{hg}^b - 1)(\sigma_{OF}A_b^{0,4})} \right]^{0,5}} = \\ &= \frac{3750}{\left[\frac{376,6 \cdot 10^3}{(0,03 \cdot 101 - 1)(480 \cdot 1,3^{0,4})} \right]^{0,5}} = 200,0 \text{ мин}^{-1}; \end{aligned}$$

$200,0 \text{ мин}^{-1} < n_{\text{под}} = 4500 \text{ мин}^{-1}$ (см. табл. 5.3).

36. Ресурс гибкого подшипника генератора волн по формуле (5.57), приняв отношение моментов $T_{\text{max}} / T_g = 1,5$:

$$L_h = 10^4 \cdot \left(\frac{n_{\text{доп}}}{n_h} \right) \left(\frac{T_{\text{max}}}{T_g} \right)^3 = 10^4 \cdot \left(\frac{200,0}{980} \right) 1,5^3 = 6,89 \cdot 10^3,$$

что с большим запасом обеспечивает заданный срок службы $L_{h3} = 5 \cdot 10^3$.

37. Расчет валов и их конструирование.

37.1. В случае использования в приводе электродвигателя входной (ведущий) вал волнового механизма соединяется с ним посредством соединительной муфты. Принимается аналогичное соединение выходного (ведомого) вала с валом приводной машины. Поэтому по формуле (5.60) диаметры выходных концов этих валов при $[\tau]$, равном 20 и 25 МПа:

$$\text{– входного } d_{\text{вх}} = \sqrt[3]{\frac{T_h \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{4,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 10,3 \text{ мм};$$

$$\text{– выходного } d_{\text{вых}} = \sqrt[3]{\frac{T_g}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{376,6 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 42,2 \text{ мм}.$$

С целью использования стандартной соединительной муфты, например втулочно-пальцевой (ГОСТ 21424–93), диаметр входного конца вала согласовывается с диаметром вала электродвигателя. В приводе может использоваться электродвигатель серии 4А ($P_3 = 0,45$ кВт, $n_3 = 980$ мин⁻¹), имеющее вал диаметром $d_3 = 14$ мм с посадочной длиной $l_3 = 30$ мм. Поэтому значение d_1 (см. рис. 5.12) входного вала также принимается равным d_3 , т. е. $d_1 = 14$ мм. Под подшипником и уплотнением $d_{\text{п}} = 17$ мм, буртик $d_6 = 20$ мм, под кулачком $d_3 = 18$ мм. Под вторым подшипником диаметр вала определяется после разработки конструкции выходного вала.

Итак, путем расчета получен диаметр выходного конца ведомого вала $d_o = 42,2$ мм, что соответствует посадочному диаметру $d_{\text{м}} = 42$ мм отверстия полу-муфт втулочно-пальцевой муфты на передаваемый расчетный момент $T_{\text{рм}} = 500$ Н·м. Под подшипниками и манжетным уплотнением (ГОСТ 8752–79) вала принимается $d_{\text{по}} = 45$ мм, под буртиком $d_{6o} = 48$ мм.

Исходя из этого диаметра внутри вала монтируется подшипник шариковый радиальный однородный средней серии 302 (ГОСТ 8338–75) с внутренним и наружным диаметром $d_{\text{п}} = 15$, $D_{\text{п}} = 42$ мм и шириной $B_{\text{п}} = 13$ мм. Поэтому диаметр ведущего вала под правым подшипником $d_{\text{п}} = 15$. На входе этого вала на $d_{\text{п}} = 17$ мм предварительно устанавливается подшипник 303 с $d \times D \times b = 17 \times 47 \times 14$. Также на выходном валу на $d_{\text{по}} = 45$ мм предварительно используется два подшипника № 309 размерами $d \times D \times b = 45 \times 100 \times 25$.

Для дальнейшего расчета валов следует рассмотреть силы, нагружающие их, места приложения нагрузок и расстояния между ними и опорами валов. Особенностью работы волновых зубчатых механизмов является то, что генераторы в них вращаются с высокой частотой входного звена (вала). В разделе 2.3

(см. рис. 2.14) рассмотрено взаимодействие системы сил в зацеплении и действие их на генератор волн.

В рассматриваемом примере:

$$\text{– окружная сила } F_t = \frac{2T_g}{mz_g} = \frac{2 \cdot 376,6 \cdot 10^3}{0,5 \cdot 202} = 7457,4 \text{ Н};$$

$$\text{– радиальная сила } F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha = 7457,4 \operatorname{tg} 20^\circ = 2715 \text{ Н}.$$

Кроме того, концы валов, соединяемых муфтой, нагружаются радиальной силой F_m , которая учитывается в расчетах валов и подшипников. Для выбранной втулочно-пальцевой муфты эта сила определяется по формуле [2]:

$$F_m = \frac{0,4T_p \cdot 10^3}{D_c},$$

где T_p – расчетный момент на валу, Н·м;

D_c – диаметр расположения соединительных пальцев полумуфт, мм.

Для ведущего вала (вала генератора) и ведомого (гибкого колеса) при значении коэффициента режима работы $K_p = 1,5$, учитывающего условия эксплуатации [2], расчетные моменты будут равны:

$$T_{ph} = T_h K_p = 4,4 \cdot 1,5 = 6,6 \text{ Н·м};$$

$$T_{pg} = T_g K_p = 376,6 \cdot 1,5 = 565,0 \text{ Н·м}.$$

В соответствии с ГОСТ 21424–93 выбираются муфты:

– 16,0-14-1-ГОСТ 21424–93 с $D_c = 56$ мм;

– 500-42-1-ГОСТ 21424–93 с $D_c = 120$ мм.

Тогда

$$F_{mh} = \frac{0,4 \cdot 6,6 \cdot 10^3}{56} = 37,1 \text{ Н};$$

$$F_{mg} = \frac{0,4 \cdot 565,0 \cdot 10^3}{120} = 1883,3 \text{ Н}.$$

37.2. Конструктивное исполнение валов.

Пользуясь схемой рис. 5.12 и рекомендациями [1], разрабатывают предварительное конструктивное исполнение валов (рис. 5.13, 5.14).

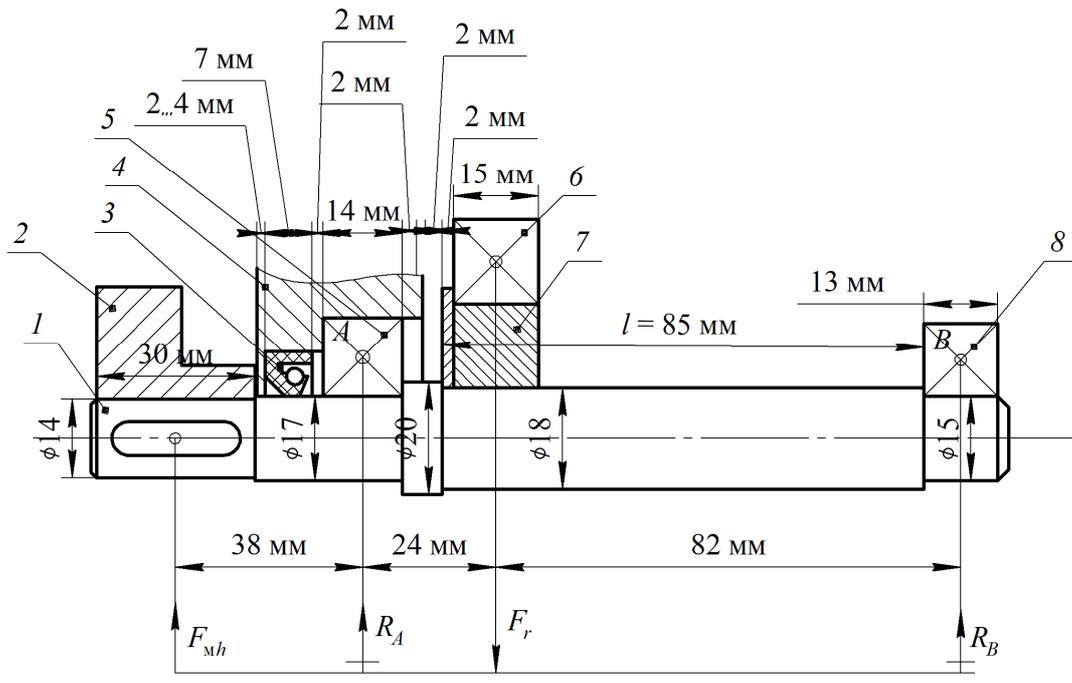


Рис. 5.13. Эскизная компоновка и расчетная схема входного (ведущего) вала:
 1 – вал; 2 – полумуфта соединительной муфты;
 3 – манжета резиновая армированная (ГОСТ 8752–79);
 4 – крышка корпуса механизма; 5, 8 – подшипники вала (ГОСТ 8338–78);
 6 – подшипник (ГОСТ 23179–78) кулачка 7 генератора

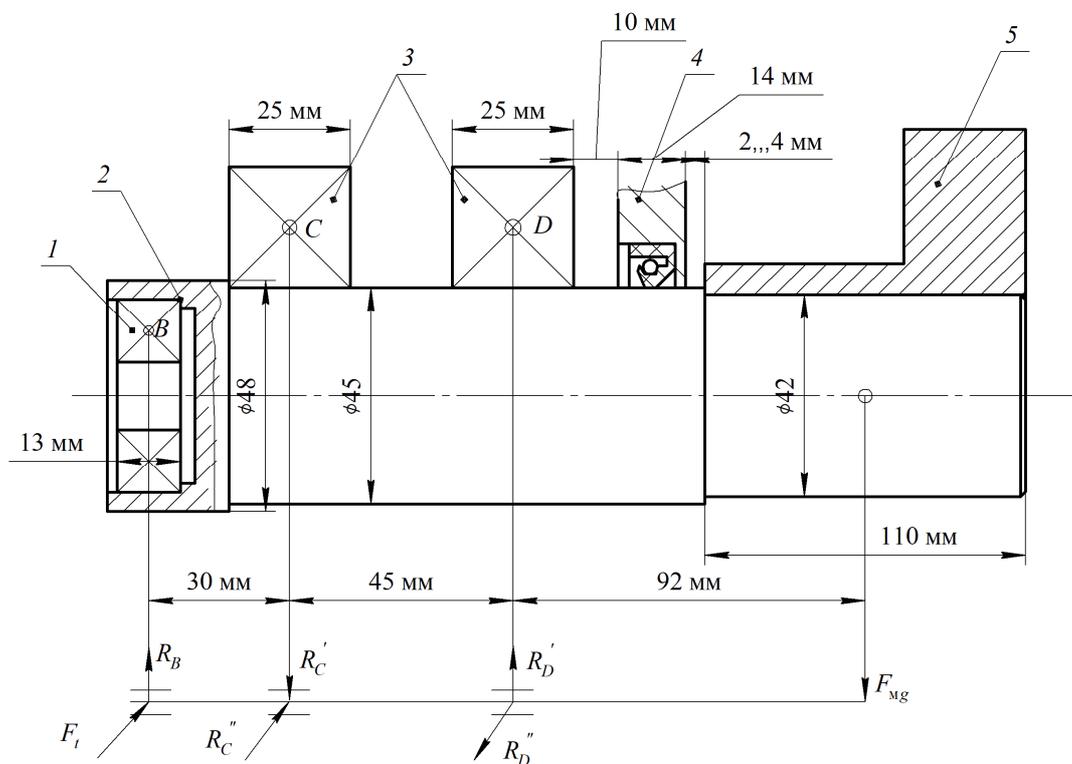


Рис. 5.14. Эскизная компоновка и расчетная схема выходного (ведомого) вала:
 1 – подшипник ведущего вала; 2 – вал выходной; 3 – два подшипника вала;
 4 – крышка корпуса с манжетой; 5 – полумуфта соединительной муфты

Используя расчетные схемы, находят значения реакций опор A, B, C, D , строят эпюры изгибающих и крутящего моментов валов. В наиболее нагруженных местах валы проверяют по эквивалентному моменту и на статическую прочность. Для наиболее нагруженной из опор определяют расчетную динамическую грузоподъемность и по ее значению производят окончательную подборку подшипника. Эта часть расчетов выполнена в примерах 6 и 7 главы 4 и полно представлена в пособии [1].

5.2.2. Соосная волновая передача с телами качения

Бурное развитие робототехники потребовало создания малогабаритных приводов с редукторами. Новые технологии в материаловедении, термообработке, обработке металлов и исследования по расчету и разработке соосных волновых зубчатых передач позволили решить эту задачу. Одно из направлений создания волновых передач – волновая передача с промежуточными телами, в качестве которых используются тела качения (шарики или ролики). Ее отличительной особенностью является замена тонкостенного зубчатого колеса на составное колесо, состоящее из сепаратора, в пазах которого помещаются шарики (ролики), контактируемые под действием кулачкового генератора с зубьями внешней обоймы. Каждый шарик или цилиндрический ролик выполняет функцию одного зуба гибкого колеса волновой передачи.

Из рассмотренных в разделе 5.1 волновых передач с телами качения шариками или роликами (ВПШ(Р)) с вращательным движением ведомого звена наиболее рационально использовать одноволновую с превышением количества выступов (зубьев $z_{ж}$) внешней (жесткой) обоймы (колеса) над числом тел качения в одном ряду $z_{ш(р)}$. В ВПШ(Р) минимальное число тел качения в обойме может быть равно трем в одном ряду. Для получения лучших характеристик нагрузочной способности и плавности работы число тел качения для схемы, имеющей $z_{ш(р)} < z_{ж}$, находится в зависимости от числа волн деформаций U

$$z_{ш(р)} = z_{ж} - U,$$

а для передач, имеющих $z_{ш(р)} > z_{ж}$, значение $z_{ш(р)} = z_{ж} + U$.

Основываясь на передаточном числе u , в схемах с остановленным сепаратором число тел качения в одном ряду принимают на единицу меньше его значения, $z_{ш(р)} = u - 1$, а число впадин в наружной обойме $z_{ж} = u$. Выходным звеном

в ВПШ(Р) может быть обойма (сепаратор с шариками (роликами)) или внешняя обойма с зубьями при фиксации одной из них относительно корпуса.

Обычно ВПШ(Р) рассчитываются и проектируются под определенный габарит наружного или внутреннего содержания. Так как в этих передачах шарик (ролик) несет основную нагрузку, то через диаметр тела качения $d_{ш(р)}$ определяют все геометрические размеры передачи. Материалы для внешней обоймы и сепаратора аналогичны, как и для обоймы и гибкого колеса зубчатой волновой передачи.

Рекомендации с освещением теоретических аспектов и конструктивного исполнения волновых передач с телами качения приведены в специальной литературе и справочниках. Данное учебно-методическое пособие содержит лишь общие принципы работы этих передач и практические расчетные соотношения их основных элементов.

Основой для дальнейшего рассмотрения ВПШ(Р), является конструкция, представленная на рис. 5.15.

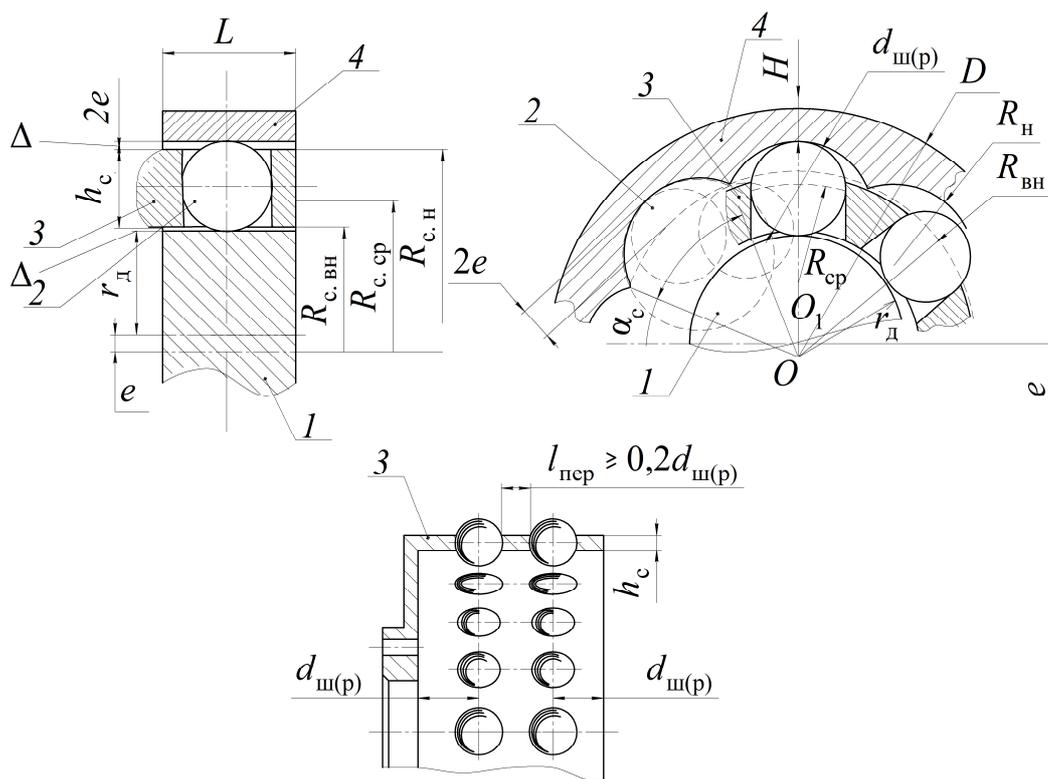


Рис. 5.15. Волновая передача с телами качения и ее основные конструктивные параметры:

- D – наружный диаметр передачи; $d_{ш(р)}$ – диаметр шарика (ролика);
- $R_н$ – радиус впадин зубчатого венца; $R_{вн}$ – радиус выступов зубчатого венца;
- $r_д$ – радиус диска генератора; $R_{с.сп}$, $R_{с.вн}$, $R_{с.н}$, $h_с$ – средний, внутренний и наружный радиусы и толщина сепаратора соответственно;
- e – эксцентриситет диска генератора (волнообразователя);
- H – толщина внешнего обода; L – ширина внешнего обода

Генератор волн, эксцентрик 1, вращаясь, вызывают радиальное перемещение шариков 2 в пазах обоймы (сепаратора) 3. Шарик контактирует с поверхностями зубьев внешней обоймы (жесткое колесо) 4. Разность числа шариков и зубьев жесткого колеса равна единице и при эксцентриковом генераторе обеспечивает редукцию движения выходного звена передачи.

Из условия прочности на срез перемычки между отверстиями для тел качения в сепараторе следует:

$$L_{\text{пер}} h_c \geq \frac{F_1}{[\tau]}, \quad (5.61)$$

где $L_{\text{пер}} = k_{\text{пер}} d_{\text{ш(р)}}$ – ширина перемычки в зависимости от диаметра шарика (ролика) $d_{\text{ш(р)}}$ и коэффициента $k_{\text{пер}} \geq 0,2$ связи между диаметром тел качения и шириной перемычки;

$h_c = 0,44 d_{\text{ш(р)}}$ – высота перемычки (толщина сепаратора);

F_1 – усилие на одно тело качения, Н;

$[\tau] = 157$ МПа – допустимое напряжение на срез материала перемычки при пульсирующем цикле нагружения, МПа.

Исходя из того, что в передаче момента от входного звена к выходному участвует половина тел качения, усилие на одно тело, Н:

$$F_1 = \frac{T_{\text{вых}} \cdot 10^3}{R_{\text{ср}} 0,5 z_{\text{ш(р)}} n_p k_p}, \quad (5.62)$$

где $T_{\text{вых}}$ – максимальный момент, получаемый на выходном звене ступени волновой передачи, Н·м;

$R_{\text{ср}}$ – средний радиус действия F_1 , мм (см. рис. 5.15);

n_p – число рядов тел качения;

k_p – коэффициент тела качения, для роликов $k_p = 2$, для шариков $k_p = 1$.

Рассматривая центральный угол $\alpha_c = \frac{2\pi}{z_{\text{ж}}}$, охватывающий диаметр тел качения с перемычкой, определяют его средний радиус, мм:

$$R_{cp} = \frac{d_{ш(р)} + L_{пер}}{2 \sin \frac{\alpha_c}{2}} = \frac{d_{ш(р)} + k_{пер} d_{ш(р)}}{2 \sin \frac{\pi}{z_{ж}}} = \frac{d_{ш(р)} (1 + k_{пер})}{2 \sin \frac{\pi}{z_{ж}}}. \quad (5.63)$$

Подставив полученные выражения в условие прочности для перемычки, с учетом разъяснений по $L_{пер}$, h_c , $[\tau]$ и значения $k_{пер} = 0,2$ получают зависимость допустимого диаметра шарика или ролика, мм:

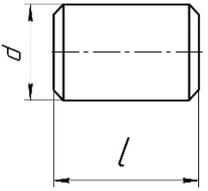
$$d_{ш(р)} = \sqrt[3]{\frac{T_{вых} \cdot 10^3 \cdot 2 \sin \frac{\pi}{z_{ж}}}{[\tau] n_p k_p \cdot 0,5 z_{ш(р)} k_{пер} (1 + k_{пер}) 0,44}} \geq \sqrt[3]{\frac{241 T_{вых} \sin \frac{\pi}{z_{ж}}}{n_p k_p z_{ш(р)}}}. \quad (5.64)$$

В конструкциях ВПШ(Р) используются стандартные шарики и ролики, изготавливаемые из шарико- и роликоподшипниковой стали по ГОСТ 801–78 с твердостью HRC наружной поверхности до 66. Диаметры шариков по ГОСТ 3722–81: 1,5; 2,5; 3; 3,5; 4; 5; 5,5; 6; 6,5; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 19 и т. д.

Размеры цилиндрических роликов приведены в табл. 5.8.

Таблица.5.8

Размеры цилиндрических роликов, мм

	$d \times l$						
	4×6	6×6	8×8	9×12	10×30	14×20	20×20
	4×8	6×8	8×12	10×14	11×11	14×28	22×30
	4×12	6×10	8×16	10×10	12×12	15×15	24×24
	5×5	6×12	8×20	10×12	12×16	16×16	–
	5×8	7×10	8×24	10×20	13×13	18×18	–
	5×10	7×21	9×9	10×25	14×14	18×26	–

После определения количества тел качения $z_{ш(р)}$, числа впадин (выступов) внешней обоймы $z_{ж}$, а также размера тел качения появляется возможность рассмотрения геометрических параметров волновой передачи. Размеры внешней обоймы и сепаратора вычисляются исходя из условия непрерывного касания всеми телами качения внешней обоймы и генератора волн (см. рис. 5.15).

Из параметров центрального угла $\alpha_c = \frac{2\pi}{z_{ж}}$ радиус выступов внешнего зубчатого венца (обода) находится по следующей зависимости:

$$R_{\text{вн}} = \frac{1,03d_{\text{ш(р)}}}{\sin \frac{\pi}{z_{\text{ж}}}}. \quad (5.65)$$

Приняв значение эксцентриситета диска генератора $e = (0,20 \dots 0,25)d_{\text{ш(р)}}$, определяют радиусы впадин внешнего обода и диска генератора (волнообразователя):

$$R_{\text{н}} = R_{\text{вн}} + 2e; \quad r_{\text{д}} = R_{\text{н}} - e - d_{\text{ш(р)}} \quad \text{или} \quad r_{\text{д}} = R_{\text{вн}} + e - d_{\text{ш(р)}}. \quad (5.66)$$

Толщина внешней обоймы по впадине $H = 0,6d_{\text{ш(р)}}$, а сепаратора $h_{\text{с}} = 0,44d_{\text{ш(р)}}$. Средний, наружный и внутренний радиусы сепаратора рассчитываются по формулам:

$$R_{\text{с. ср}} = r_{\text{д}} + 0,5d_{\text{ш(р)}}; \quad R_{\text{с. н}} = R_{\text{с. ср}} + 0,5h_{\text{с}}; \quad R_{\text{с. вн}} = R_{\text{с. ср}} - 0,5h_{\text{с}}. \quad (5.67)$$

Наружный диаметр D и ширина L ВПШ(Р) при толщине внешнего обода между центром впадины и наружным диаметром $H = 0,6d_{\text{ш(р)}}$

$$D = 2(R_{\text{н}} + H); \quad L = (1,2n_{\text{р}} + 1,8)d_{\text{ш(р)}}, \quad (5.68)$$

при $z_{\text{ж}} = u$

$$D = 2(R_{\text{вн}} + 2e + 0,5d_{\text{ш(р)}}) = 2 \left[\frac{1,03d_{\text{ш(р)}}}{\sin \frac{\pi}{u}} + 2 \cdot 0,2d_{\text{ш(р)}} + 0,5d_{\text{ш(р)}} \right] = \left[\frac{2,06}{\sin \frac{\pi}{u}} + 1,8 \right] d_{\text{ш(р)}}. \quad (5.69)$$

Приняв за основу расчета треугольники с центрами O , O_1 и используя центральный угол $\alpha_{\text{с}}$ и радиусы $R_{\text{вн}}$, $R_{\text{н}}$ жесткой обоймы, получают зависимость для расчета радиуса r образования в ней пазов

$$r = \frac{0,5 \left(R_{\text{BH}} \sin \frac{\pi}{z_{\text{ж}}} \right)^2}{R_{\text{H}} - \frac{R_{\text{BH}} \sin \frac{\pi}{z_{\text{ж}}}}{\operatorname{tg} \frac{\pi}{z_{\text{ж}}}}}. \quad (5.70)$$

Из анализа зависимости (5.69) следует, что наименьший наружный диаметр получается при значениях передаточного числа $u = 8 \dots 12$. В конструкции ВПШ(Р) с большим передаточными числами это требует применения нескольких ступеней механизма или повышения числа рядов тел качения в ступени, что является целесообразным.

При реализации в ВПШ(Р) широкого диапазона передаточных чисел эта задача может быть решена следующим образом. Например, при общем $u = 100$ в механизме его можно реализовать одной ступенью волновой передачи ($u_1 = 100$) либо двумя ($u_1 = u_2 = 10$). Передаточное число 729 может быть реализовано двумя ступенями волновой передачи ($u_1 = u_2 = 27$) либо тремя ($u_1 = u_2 = u_3 = 9$).

Практика проектирования ВПШ(Р) выработала следующие принципы.

При общем значении $u < 1600$ приводной механизм с волновой передачей следует реализовать двумя ступенями с приблизительно равным разделением передаточного числа между ними.

Также в большинстве случаев двумя ступенями проектируются ВПШ(Р) со значением u от 1600 до 2500. Возможна реализация в три ступени волновой передачи с телами качения, а также использование двух ступеней волновой передачи и цилиндрической зубчатой передачи в качестве третьей (входной). В этом случае разделение передаточного числа между третьей (входной) и второй ступенями приблизительно равное.

Пример 2. Рассчитать волновую передачу с телами качения по схеме 3 табл. 5.1. Момент на выходе механизма $T_{\text{вых}} = 325 \text{ Н}\cdot\text{м}$, передаточное число $u = 35$. Условия работы – умеренные без специальных требований.

Решение

Передаточное число 35 реализуется одной ступенью. Принимается число рядов шариков $n_p = 1$. В передаче остановлен сепаратор. Число впадин внешней

обоймы $z_{ж} = u = 35$; число тел качения $z_{ш} = z_{ж} - 1 = 35 - 1 = 34$. Так как в качестве тел качения используются шарики, то $K_p = 1$.

1. КПД передачи (см. табл. 5.1) и момент на генераторе волн при остановленном сепараторе g

$$\eta = \frac{1}{1 - \psi(1 - u)} = \frac{1}{1 - 0,0045(1 - 35)} = 0,87;$$

$$T_{вх} = \frac{T_{вых}}{\eta u} = \frac{325}{0,87 \cdot 35} = 10,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. По формуле (5.64) диаметр шариков

$$d_{ш(р)} = \sqrt[3]{\frac{241T_{вых} \sin \frac{\pi}{z_{ж}}}{n_p k_p z_{ш(р)}}} = \sqrt[3]{\frac{241 \cdot 325}{1 \cdot 1 \cdot 34} \sin \frac{\pi}{35}} = 5,9 \text{ мм}.$$

Выбирается диаметр шарика по ГОСТ 3722–81 $d_{ш} = 6$ мм.

3. Эксцентриситет генератора волн в соответствии с рекомендациями

$$e = 0,2d_{ш} = 0,2 \cdot 6 = 1,2 \text{ мм}.$$

4. Радиус выступов внешнего обода (см. рис. 5.15 и формулу (5.65))

$$R_{вн} = \frac{1,03d_{ш(р)}}{\sin \frac{\pi}{z_{ж}}} = \frac{1,03 \cdot 6}{\sin \frac{\pi}{35}} = 68,97 \text{ мм}.$$

Для дальнейшего расчета принимается $R_{вн} = 69$ мм.

5. По формулам (5.66), (5.70) радиусы впадин внешнего обода и радиус диска генератора:

$$R_{г} = R_{вн} + 2e = 69 + 2 \cdot 1,2 = 71,4 \text{ мм};$$

$$r = \frac{0,5 \left(R_{\text{вн}} \sin \frac{\pi}{z_{\text{ж}}} \right)^2}{R_{\text{н}} - \frac{R_{\text{вн}} \sin \frac{\pi}{z_{\text{ж}}}}{\operatorname{tg} \frac{\pi}{z_{\text{ж}}}}} = \frac{0,5 \left(69 \sin \frac{180}{35} \right)^2}{71,4 - \frac{69 \sin \frac{180}{35}}{\operatorname{tg} \frac{180}{35}}} = 7,15 \text{ мм};$$

$$r_{\text{д}} = R_{\text{вн}} + e - d_{\text{ш(р)}} = 69 + 1,2 - 6 = 64,2 \text{ мм.}$$

6. Средний радиус сепаратора по формуле (5.67)

$$R_{\text{с. ср}} = r_{\text{д}} + 0,5d_{\text{ш(р)}} = 64,2 + 0,5 \cdot 6 = 67,2 \text{ мм.}$$

7. Толщина и радиус сепаратора по формулам (5.67):

$$h_{\text{с}} = 0,44d_{\text{ш(р)}} = 0,44 \cdot 6 = 2,6 \text{ мм};$$

$$R_{\text{с. вн}} = R_{\text{с. ср}} - 0,5h_{\text{с}} = 67,2 - 0,5 \cdot 2,6 = 65,9 \text{ мм.}$$

8. Наружный диаметр волновой передачи по формулам (5.68), (5.69):

$$D = 2(R_{\text{н}} + H) = 2(R_{\text{н}} + 0,6d_{\text{ш}}) = 2(71,4 + 0,6 \cdot 6) = 149 \text{ мм};$$

$$D = \left[\frac{2,06}{\sin \frac{\pi}{u}} + 1,8 \right] d_{\text{ш(р)}} = \left(\frac{2,06}{\sin \frac{180}{35}} + 1,8 \right) 6 = 148,7 \text{ мм (149 мм)}.$$

9. Ширина волновой передачи по внешнему ободу по формуле (5.68) при числе рядов тел качения $n_{\text{р}} = 1$

$$L = (1,2n_{\text{р}} + 1,8)d_{\text{ш(р)}} = (1,2 \cdot 1 + 1,8)6 = 18 \text{ мм.}$$

10. При передаче движения от ведущего звена (диска генератора) на ведомое звено в контакте шарика (ролика) с этим звеном возникает усилие (формула (5.62))

$$F_1 = \frac{T_{\text{вых}} \cdot 10^3}{R_{\text{cp}(F)} \cdot 0,5 z_{\text{ш(р)}} n_p k_p} = \frac{325 \cdot 10^3}{69,6 \cdot 0,5 \cdot 34 \cdot 1 \cdot 1} = 275 \text{ Н.}$$

Здесь $R_{\text{cp}(F)}$ – радиус действия усилия F_1 . Определяется исходя из его контакта на дуге радиуса r (см. рис. 5.15):

$$R_{\text{cp}(F)} = R_n - 0,3d_{\text{ш}} = 71,4 - 0,3 \cdot 6 = 69,6 \text{ мм.}$$

Конструктивное исполнение передачи, присоединение к приводному механизму и энергетическому средству регламентируется для конкретных условий с использованием примеров проектных решений в изданиях [9, 12].

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Детали машин. Теория и расчет : учебно-методическое пособие / А. Т. Скойбеда, В. А. Агейчик, И. Н. Кононович. – Минск : БГАТУ, 2014. – 372 с.
2. Муфты механических приводов. Расчет и проектирование : учебно-методическое пособие / А. Т. Скойбеда [и др.] ; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. – Минск : ИВЦ Минфина, 2019. – 268 с.
3. Детали машин. Курсовое проектирование : учебно-методическое пособие / сост.: Н. Н. Романюк [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2020. – 384 с.
4. Детали машин и основы конструирования : учебник / сост.: Г. И. Рошин [и др.]. – М. : Дрофа, 2006. – 415 с.
5. Чернилевский, Д. В. Проектирование приводов технологического оборудования : учебное пособие / сост.: Д. В. Чернилевский [и др.]. – М. : Машиностроение, 2002. – 560 с.
6. Проектирование механических передач : учебное пособие / С. А. Чернавский [и др.]. – М. : ИНФРА-М, 2015. – 536 с.
7. Детали машин : учебник / Л. А. Андроенков [и др.] ; под ред. О. А. Ряховского. – М. : МГТУ, 2002. – 544 с.
8. Иванов, М. Н. Детали машин : учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Юрайт, 2014. – 408 с.
9. Курсовое проектирование по деталям машин : учебное пособие / С. А. Чернавский [и др.]. – М. : ИНФРА-М, 2016. – 414 с.
10. Пузанков, А. Г. Автомобили. Основы теории расчета с анализом устройства механизмов и физической сущности их отказов / А. Г. Пузанков. – М. : Альянс, 2013. – 560 с.
11. Конструкция тракторов и автомобилей : пособие / сост.: И. Н. Шило [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2012. – 816 с.
12. Янгулов, В. С. Детали машин. Волновые и винтовые механизмы и передачи / В. С. Янгулов. – М. : Юрайт, 2017. – 183 с.
13. ГОСТ 26218–94. Редукторы и мотор-редукторы волновые зубчатые. Параметры и размеры. – Взамен ГОСТ 24439–80, ГОСТ 26218–84 ; введ. 01.07.96. – М. : Изд-во стандартов, 1996. – 16 с.
14. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования : учебник / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик ; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. – Минск : Вышэйшая школа, 2006. – 560 с.
15. Курсовое проектирование деталей машин. Справочное пособие : в 2 ч. / А. В. Кузьмин [и др.]. – Минск : Вышэйшая школа, 1982. – Ч. 1. – 208 с.

Учебное издание

Романюк Николай Николаевич,
Кононович Иван Никитич,
Михалков Виктор Владимирович и др.

**ДЕТАЛИ МАШИН.
СООСНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ**

Учебно-методическое пособие

Ответственный за выпуск *В. Н. Еднач*

Редактор *Д. А. Значёнок*

Корректор *Д. А. Значёнок*

Компьютерная верстка *Д. А. Пекарского*

Дизайн обложки *А. А. Покало*

Подписано в печать 05.01.2024. Формат 60×84¹/₈.

Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 34,87. Уч.-изд. л. 13,64. Тираж 99 экз. Заказ 21.

Издатель и полиграфическое исполнение:

учреждение образования

«Белорусский государственный аграрный технический университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,

распространителя печатных изданий

№ 1/359 от 09.06.2014.

№ 2/151 от 11.06.2014.

Пр-т Независимости, 99–1, 220012, Минск.