

ГЛОБОИДНАЯ ПЕРЕДАЧА

П. С. ЗАК

ГЛОБОИДНАЯ ПЕРЕДАЧА

М А Ш Г И З

И. С. ЗАК

ГЛОБОИДНАЯ ПЕРЕДАЧА



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Москва 1962

ЗАК П. С.

Глобoidная передача

М. Машгиз, 1962, 256 стр.

В книге даны сведения по особенностям и применению червячной глобoidной передачи, рассмотрены важнейшие вопросы выбора оптимальных размеров и материалов передач и редукторов, приведены необходимые для конструкторов сведения о технологии и точности изготовления. Выводы обоснованы теоретическими разработками, данными экспериментов и опытом эксплуатации.

Содержащиеся в книге рекомендации по расчету и конструированию глобoidных передач и редукторов пояснены примерами.

Книга рассчитана на широкий круг конструкторов, работающих в области машиностроения, и на студентов машиностроительных вузов.

Рецензент инж. Г. Д. Федоров. Редактор М. Б. Громан

Редакция общетехнической литературы
Зав. редакцией инж. А. П. КОЗЛОВ

ПРЕДИСЛОВИЕ

В Программе Коммунистической партии Советского Союза, принятой XXII съездом КПСС указано что первостепенное значение для технического перевооружения всего народного хозяйства имеет машиностроение.

Большое место в машиностроении занимает редукторостроение. Для полного удовлетворения потребности народного хозяйства в современных передачах быстрое развитие должны получить такие конструкции редукторов и их узлов, которые обеспечат высокие технические показатели, сокращение расходов сырья и энергии и будут способствовать повышению производительности труда.

В числе новых передач в нашей стране за последние годы получила развитие глобоидная передача, имеющая более высокие эксплуатационные и производственные показатели сравнительно с другими видами червячных передач. Глобоидная передача позволяет улучшить технические показатели многих машин, в том числе различных лебедок, горных и транспортных машин, металлургического оборудования и т. п.

Целью данной книги является ознакомление читателя с комплексом теоретических и практических сведений, необходимых для проектирования глобоидных передач и редукторов.

Излагаемый комплекс базируется на главной принятой в книге концепции, которая может быть сформулирована следующим образом: наилучшие эксплуатационные показатели глобоидной передачи соответствуют оптимальной геометрии зацепления, естественно устанавливающейся в эксплуатации; для достижения такой геометрии зацепления сочетание материалов червяка и колеса должно обеспечивать хорошую прирабатываемость обоих звеньев при удовлетворительных противозадирных свойствах; первоначальная геометрия зацепления должна по возможности приближаться к оптимальной форме. Этот комплекс тесно взаимосвязан с определенной технологией, основные принципы которой изложены С. В. Елисеевым [19], а прак-

тические рекомендации — В. Л. Журавлевым совместно с автором [30].

Правильное применение глобоидной передачи и выбор ее оптимальных соотношений не могут быть сделаны на основе готовых правил. Для этого проектанту необходимо иметь представление о геометрическом и физическом смысле контакта в зацеплении. Поэтому в книге, помимо результатов теоретических и экспериментальных исследований, необходимых для обоснования расчетных формул, большое внимание уделяется выяснению картины качественных зависимостей, в чем большой расчет делается на обычно развитое у конструкторов пространственное воображение. Это тем более важно, что чем сложнее окончательная расчетная формула и менее ясен ее геометрический и физический смысл, тем большую внушительность она приобретает. Поэтому предложенные эмпирические формулы отражают только главные зависимости, учитывая остальные факторы с помощью коэффициентов.

Систематизированные в книге сведения являются результатом исследовательских, экспериментальных и проектных работ, а также опыта внедрения в производство глобоидной передачи, проведенных коллективом инженеров совместно с автором.

ГЛАВА I

ОСОБЕННОСТИ И ПРИМЕНЕНИЕ

Виды червячных передач

Передачи зацеплением со скрещающимися осями в технической литературе условно разделяют на два семейства: червячные и гипоидные.

К червячным могут быть отнесены передачи, одним из зубчатых элементов которых служит колесо, а другим — более или менее четко выраженный червяк (под которым следует понимать элемент, к нарезке которого больше подойдет название «витки», чем «зубья»). На рубеже этих двух семейств существуют промежуточные формы, которые с равным правом можно отнести к обоим семействам, например, так называемую спироидную передачу, особенно если она с многозаходным червяком.

Известные формы передач со скрещающимися осями с точечным касанием (например, винтовые передачи) имеют ограниченное практическое применение, причем эти передачи, а также другие передачи, изготовленные с первоначальным точечным касанием путем специальной модификации, в процессе приработки под нагрузкой преобразуются в передачи с линейным касанием. Поэтому рассмотрение червячных передач можно ограничить передачами с линейным касанием. Колесо червячной передачи образуется *производящим червяком*¹ с поверхностью, идентичной поверхности витка сопряженного рабочего червяка.

Главной специфической особенностью червячных передач, отличающей их от других передач зацеплением (зубчатых), является повышенная относительная скорость скольжения сопряженных поверхностей. Поэтому комплекс условий трения скольжения служит решающим фактором, определяющим и потери в зацеплении и нагрузочную способность передачи. Вследствие этой особенности червячные передачи уступают другим передачам зацеплением в величинах к. п. д., и при проектировании их требуется особое внимание к выбору материалов и смазки. Это обстоятельство также обуславливает

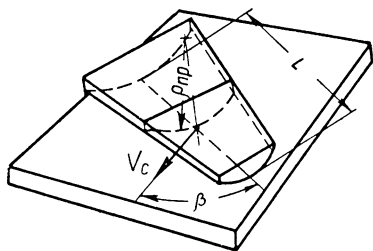
¹ Курсивом выделены термины — см. приложение.

специфику конструирования, изготовления и исследования эксплуатационных показателей семейства червячных передач. При сравнительном анализе эксплуатационных возможностей различных червячных передач их следует сопоставить между собой по тем геометрическим элементам, от которых зависит создание масляного клина:

а) расположение контактной линии по отношению к направлению вектора скорости скольжения: чем угол между ними ближе к прямому, тем лучше обеспечивается смазка место контакта;

б) приведенный (средний и минимальный) радиус кривизны прилегающих поверхностей, с увеличением которого уменьшается контактное давление и растет несущая способность участка контакта;

в) суммарная длина линий одновременного контакта с учетом неравноценности различных участков по первым двум элементам.



Фиг. 1. Модель касания сопряженных поверхностей в червячном зацеплении.

Схема сопряженных поверхностей в червячном зацеплении может быть представлена моделью, отражающей эти три элемента (фиг. 1), где первый элемент характеризуется углом β , второй — радиусом кривизны ρ_{pp} , третий — длиной линии касания L . В первом приближении, чем ближе угол β к прямому и чем больше две другие величины, тем выше гидродинамическая несущая способность пары.

Большое значение имеет сочетание материалов червяка и колеса, а также сорт смазки. Особенно это важно в период первоначальной эксплуатации передачи, когда в процессе приработки происходит снижение концентрации нагрузок, возникшей в связи с погрешностями изготовления и сборки. Выбор материалов и смазки также сильно зависит от приведенных выше геометрических условий трения скольжения в передаче.

Поэтому при решении задачи о выборе типа червячной передачи и при назначении рациональной технологии ее изготовления следует (в большей степени, чем для зубчатых передач) исходить из взаимосвязи геометрии зацепления, конструкции передачи (включая сюда выбор материалов и твердостей, допусков на изготовление и сборку, вида и сорта смазки) и технологии ее изготовления. Весь этот комплекс определяет эксплуатационные показатели передачи.

Анализировать червячные передачи различных видов¹ удобно, систематизируя их по геометрическим признакам (табл. 1).

Для классификации червячных передач введем понятие *исходного тела* червяка. Под исходным телом звена передачи зацеплением будем понимать тело, ограниченное поверхностью, в которую вырожд-

¹ Здесь и далее анализ передач ограничивается углом скрещивания осей, равным 90° .

Таблица 1
Глобальная передача в классификации передач зацеплением

Степень классификации	Класс	Семейство	Группа	Вид	Тип (зацепления)
Принцип отличия	Расположение осей валов	Условное различие по форме нарезки на меньшем зубья (витки или зубья)	Форма исходной поверхности червяка	Угол касания исходных тел звеньев	Форма рабочих поверхностей
Пример разделения (по принятым названиям)	<div> <div>←</div> <div> <div>I. Перекрещивающиеся</div> <div>II. Пересекающиеся</div> <div>III. Параллельные</div> </div> </div>	<div> <div>←</div> <div> <div>A. Червячные</div> <div>B. Гипоидные</div> </div> </div>	<div> <div>←</div> <div> <div>I. Собственно червячные</div> <div>II. Торoidные</div> <div>III. Торoidные с выпуклым червяком</div> </div> </div>	<div> <div>←</div> <div> <div>а) Глобoidная;</div> <div>б) Торoidно-коническая;</div> <div>в) Торoidно-дисковая;</div> <div>г) Торoidно-чашечная;</div> <div>д) Торoidно-барабанная</div> </div> </div>	<div> <div>←</div> <div> <div>1) Классическая;</div> <div>2) Модифицированная;</div> <div>3) С завалами на червяке и др.</div> </div> </div>

даются зубья (или витки) при стремлении высоты их головок и ножек (или модуля) к нулю.

Червячные передачи по этому признаку могут быть разделены на три группы (фиг. 2).

I. Передачи, исходное тело червяка которых ограничено поверхностью, образованной вращением прямой, пересекающейся с осью червяка под некоторым углом; их можно назвать собственно червячными.

II. Передачи, у которых исходное тело червяка ограничено поверхностью, образованной вращением отрезка дуги окружности (лежащей в плоскости оси червяка), а витки располагаются на внутренней поверхности тора — торoidные с вогнутым червяком; их принято называть торoidными [13].

III. Передачи, у которых исходное тело червяка ограничено поверхностью, образованной вращением отрезка дуги окружности (лежащей в плоскости оси червяка), а витки располагаются на наружной поверхности тора — торoidные с выпуклым червяком (фиг. 3).

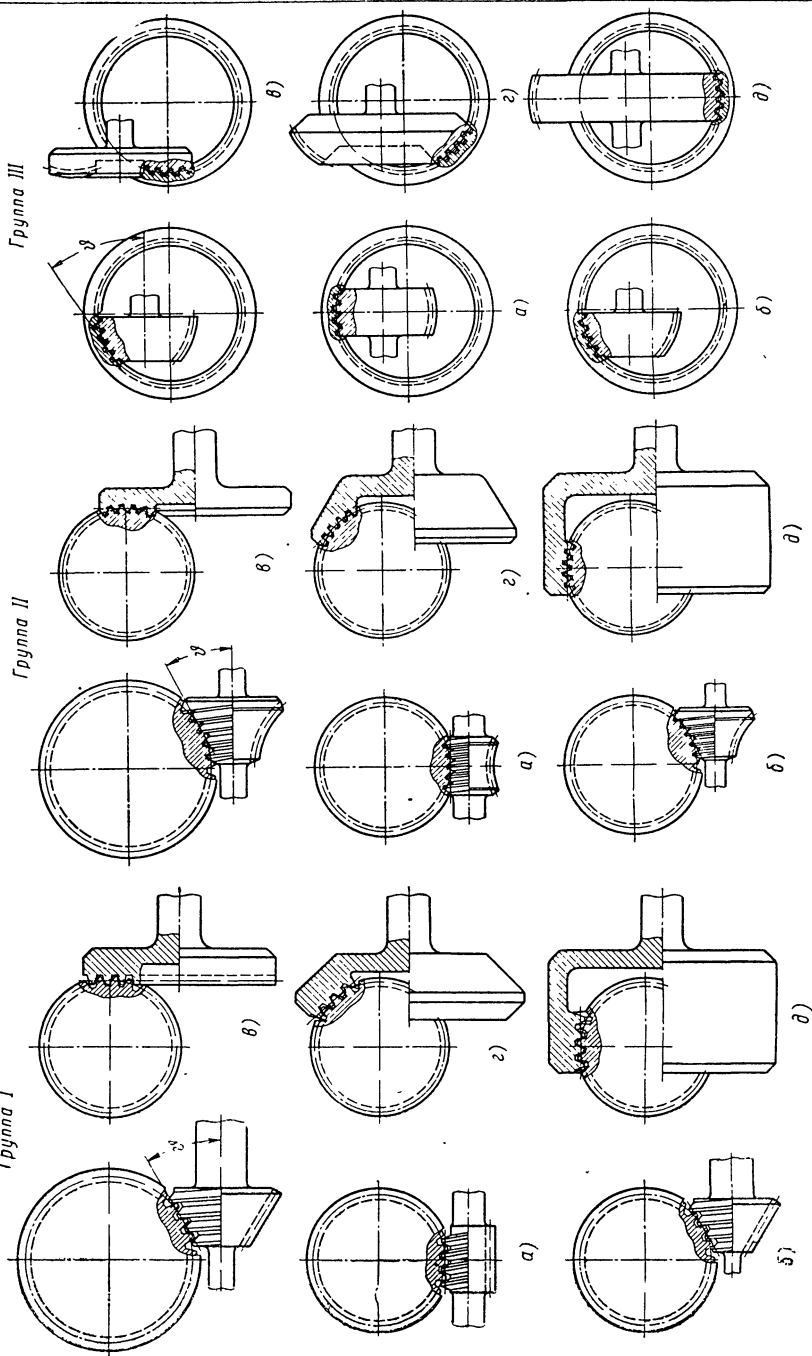
По этим трем группам червячных передач возможны также варианты с углом скрещивания, отличным от прямого, с различной формой тела колеса, с различным углом касания колеса и т. п., а также разные типы зацепления.

При такой классификации различия между группами червячных передач получаются достаточно четкими. Это удобно с методической стороны в отношении подхода к решению принципиальных вопросов конструирования, изготовления и исследования эксплуатационных показателей передач каждой группы.

Группа I

Группа II

Группа III



Фиг. 2. Виды червячных передач. а — $\theta = 0$; б — $0 < \theta < \frac{\pi}{2}$; в — $\theta = \frac{\pi}{2}$.

Внутри перечисленных групп передачи можно разделить на виды в зависимости от *угла касания исходных тел* ϑ , под которым будем понимать угол между линией межосевого расстояния пары и радиусом-вектором средней точки касания исходных тел пары (или, что то же, угол между осью червяка и образующей соосного ему конуса, касательного к поверхности исходного тела червяка и проходящего через среднюю точку касания исходных тел пары).

В рассматриваемой далее второй группе возможны следующие виды передач (см. фиг. 2):

а) тороидная передача с наружным зацеплением (глобоидная передача), $\vartheta = 0$;

б) тороидная коническая передача с наружным зацеплением (тороидно-коническая передача), $0 < \vartheta < \frac{\pi}{2}$;

в) тороидно-дисковая передача [13], $\vartheta = \frac{\pi}{2}$;

г) тороидная коническая передача с внутренним зацеплением (тороидно-чашечная передача), $\frac{\pi}{2} < \vartheta < \pi$;

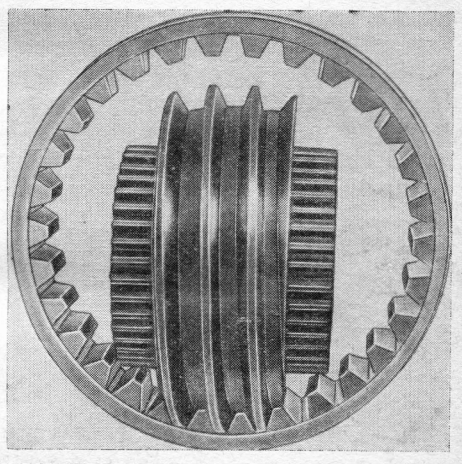
д) тороидная передача с внутренним зацеплением¹ (тороидно-барабанная передача), $\vartheta = \pi$.

Из этих видов достаточно распространен один вид: глобоидная передача (называемая так потому, что исходным телом червяка является глобоид), представленная рядом типов зацепления.

Типы зацепления глобоидной передачи

Глобоидная передача прошла сложный путь развития. Известно множество типов, описанных в технической и патентной литературе. Однако промышленное значение имеют в настоящее время лишь немногие из них.

Различные типы глобоидной передачи объединены этим наименованием по форме исходного тела червяка, охватывающего колесо так, что в зацеплении находится одновременно несколько зубьев. Эта

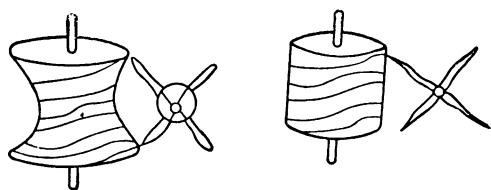


Фиг. 3. Тороидная передача с выпуклым червяком.

¹ Известны высказывания о невозможности осуществления такой передачи [13], однако при этом не замечено, что ввести резцы для производства нарезки во внутреннюю полость поверхности тора и привести их в движение (или передать момент с колеса, находящегося внутри червяка) можно с помощью дополнительной передачи, как это видно на фиг. 3, или при угле скрещивания осей червяка и колеса, отличном от прямого

особенность, как главное преимущество, обычно обращает на себя внимание при первом знакомстве с глобоидной передачей. Однако главными причинами оказываются условия контакта: расположение контактных линий и прилегание поверхностей в месте контакта. В дальнейшем из геометрического анализа этих условий будет видно, что не все типы глобоидных передач равноценны; обхвата колеса червяком еще недостаточно для оценки эффективности зацепления.

Червячные передачи появились в глубокой древности. Изобретение их приписывается Архимеду. Однако широко применяться червячные передачи начали только в прошлом веке, после освоения более совершенной технологии производства, которая обеспечила им приемлемые эксплуатационные качества.



Фиг. 4. Глобоидная и цилиндрическая червячные передачи в изображении Леонардо да Винчи.

Простейшим типом в классе передач с перекрещивающимися валами является червяк и зацепляющееся с ним косозубое цилиндрическое колесо. Естественным путем улучшения условий контакта в зацеплении было видоизменение колеса с обхватом им червяка на некоторой дуге, что привело

к созданию применяющихся в настоящее время червячных цилиндрических передач. Независимо от этого и значительно раньше, чем были осуществлены и даже предложены такие червячные передачи, появилась идея обхвата червяком колеса — идея глобоидного червяка: среди многочисленных технических усовершенствований Леонардо да Винчи (1452—1519 гг.) имеется изображение червячной передачи с глобоидным червяком, рядом с которым, очевидно для сравнения, приведена передача с цилиндрическим червяком (фиг. 4).

Первая практически выполненная передача с глобоидным червяком описана в 1814 г., однако в курсе машиностроения она была описана только во второй половине XIX в., а попытка выявления особенностей зацепления и предложения в части геометрии появились только в конце прошлого века, после чего началось промышленное применение глобоидных передач. Уже в 1902 г. инженерами-судостроителями Петербурга были изготовлены глобоидные передачи, которые были установлены в механизмах судов, участвовавших в дальнейшем в русско-японской войне.

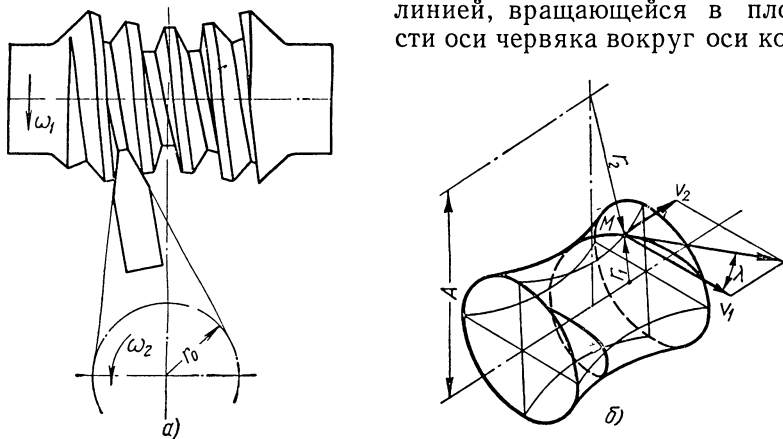
Вопросы нарезания передачи с простейшей формой зацепления, описанной еще Рело [60], оказались трудно разрешимыми. Появилось несколько видоизменений этой формы, предложенных для упрощения производства при обеспечении удовлетворительного контакта в зацеплении. Различные типы глобоидной передачи (Гиндлея, Лоренц, Бостока и др. [17], [23]), хотя и имели приемлемые эксплуатационные показатели, не дали заметного преимущества по сравнению с цилинд-

рической червячной передачей, которая в виде эвольвентной передачи в начале XX в. достигла значительного совершенства по качеству изготовления. Резкий сдвиг дало освоение *классической глобоидной передачи*, что связано с разработками С. И. Кона, получившего ряд патентов, которые были использованы фирмой Мичиган Тул.

В 30-х годах глобоидные передачи получили широкое распространение.

В настоящее время в нашей стране изготавливаются глобоидные передачи с тремя типами зацеплений: классическая форма, передача с завалами на червяке и *модифицированная передача*.

Классическая глобоидная передача. Рабочая поверхность витка червяка классической глобоидной передачи образуется прямой линией, вращающейся в плоскости оси червяка вокруг оси колеса



Фиг. 5. Схемы к классическому зацеплению:

а — образование глобоидного червяка классической формы; *б* — изменение угла подъема витка по длине червяка.

и вместе с этой плоскостью — вокруг оси червяка так, что отношение угловых скоростей ω_1 и ω_2 обоих вращений постоянно (фиг. 5, *а*). Постоянство отношения этих угловых скоростей позволяет наиболее просто осуществлять нарезание такого червяка. Прямая, образующая поверхности витка червяка, касательна окружности с радиусом r_0 .

Боковая поверхность зуба колеса передачи образуется как сопряженная с поверхностью витка червяка, причем производящий червяк (фреза) является геометрическим аналогом червяка передачи.

Для выявления особенностей контакта в зацеплении глобоидной передачи следует совместно проанализировать изменение угла подъема витка червяка и изменение кривизны поверхности витка червяка по его длине.

В отличие от цилиндрического червяка, в котором угол подъема витка изменяется только по высоте его профиля, в глобоидном

червяке угол подъема витка изменяется также и по длине червяка, как это видно из кинематики формообразования витков (фиг. 5, б).

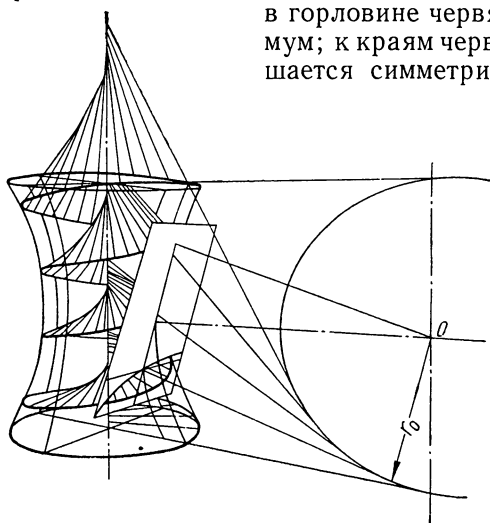
Угол подъема витка λ определяется направлением вектора скорости в данной точке M

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{v_2}{v_1} = \frac{r_2}{ir_1},$$

где v_1 — вектор скорости вращения заготовки;

v_2 — вектор скорости вращения резца.

Из этой формулы видно, что угол подъема витка зависит от радиуса r_2 окружности, образующей глобоидную поверхность червяка и для заданной его величины имеет максимальное значение в горловине червяка, где радиус r_1 имеет минимум; к краям червяка угол подъема витка уменьшается симметрично относительно горловины.



Фиг. 6. Схема получения кривой сечения витка червяка глобоидной передачи плоскостью нормальной образующей.

Под кривизной поверхности витка червяка следует понимать кривизну линии сечения этой поверхности плоскостью, нормальной к прямолинейной образующей витка червяка (фиг. 6). За начало принимается место, где первая образующая витка червяка составляет наибольший (до прямого) угол с осью червяка (фиг. 7). Это место является также началом входа витка червяка в зацепление с очередным зубом колеса. В этом месте поверхность витка имеет наименьшую кривизну (напоминает развернутый веер). По мере удаления от начала червяка, кривизна

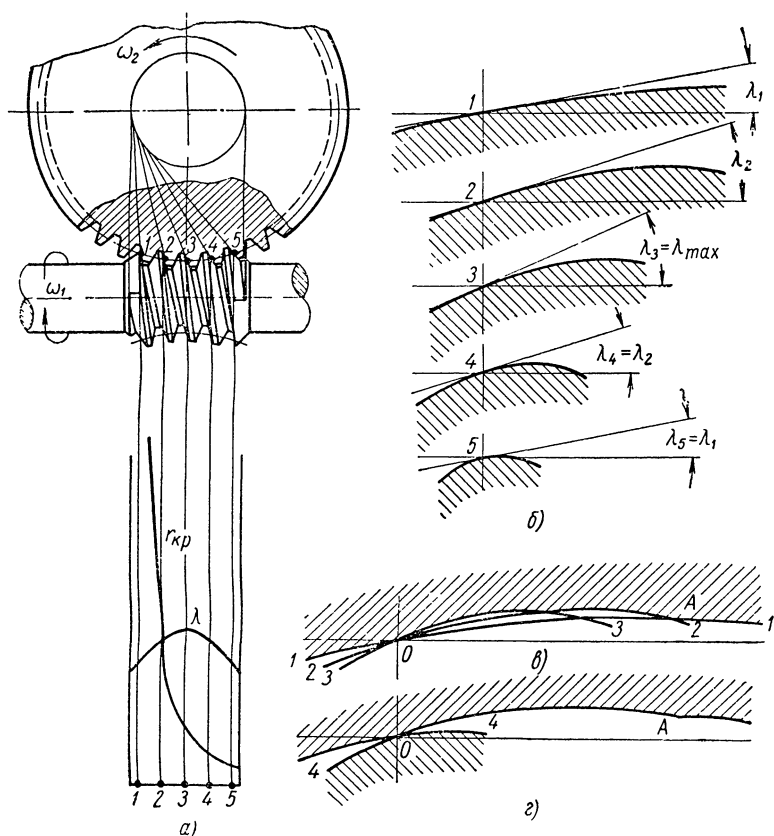
поверхности витка постепенно увеличивается, а угол между образующей поверхности (которая становится близкой по форме к конической поверхности) и осью червяка уменьшается.

Радиус кривизны поверхности витка червяка от его начала к концу соответственно плавно уменьшается (фиг. 7, а).

Характер геометрии зацепления наиболее удобно исследовать, рассматривая сечения его плоскостями, перпендикулярными образующим (фиг. 7, б), обращая при этом внимание на изменение угла подъема витка и радиуса кривизны его поверхности по длине червяка (фиг. 7, а).

Кривая 1, полученная в первом сечении (в начале червяка, на входной части), имеет малый угол наклона касательной (соответствен-

но малому углу подъема витка в этом месте)¹ и малую кривизну. В следующих сечениях 2 и 3, по мере приближения к горловине



Фиг. 7. Схема изменения кривой сечения витка по длине зацепления:

a — графики изменения угла подъема витка и радиуса кривизны витка по длине червяка; *б* — изменение формы кривой сечения по длине червяка; *в* — получение огибающей на входной половине длины червяка; *г* — контакт огибающей с сечением витка на выходной половине его длины.

червяка, углы подъема витка и кривизны линий сечения постепенно увеличиваются (фиг. 7, б).

Если совместить полученные линии нормальных сечений, то можно заметить, что они образуют пучок кривых, пересекающихся в одной точке *O* (фиг. 7, в), являющейся на плоскостях сечений проекцией огибающей витка.

¹ Строго говоря, в сечении плоскостью, перпендикулярной образующей, кривая имеет в начале координат угол наклона касательной, отличный от угла подъема витка в этой точке ($\operatorname{tg} \lambda' = \operatorname{tg} \lambda \cdot \cos \alpha_0$). Но эта поправка постоянна для всех сечений (т. е. для различных углов $\omega''f$) и не влияет на ход дальнейших рассуждений.

Эта точка, лежащая в средней плоскости передачи, принимается за начало координат. По одну сторону ее (в пределах ширины зуба колеса) кривые расходятся, по другую сторону образуют огибающую OA (см. фиг. 7, в).

Этот процесс образования огибающей легко уясняется при сопоставлении кривых сечений в точках 1, 2 и 3 (см. фиг. 7, в). Поскольку угол подъема витка в точке 1 меньше, чем в точке 2, т. е. $\lambda_1 < \lambda_2$, то при совмещении соответствующих сечений кривая 2—2 пересечет кривую 1—1 в точке O . Но кривые 1—1 и 2—2 будут иметь еще одну точку пересечения на второй половине поверхности зуба, так как средние радиусы кривизны $r_{кр}$ этих сечений различны. Такая же картина получается при сопоставлении кривых 3—3 и 2—2, поскольку $\lambda_2 < \lambda_3$ и радиус кривизны сечения в точке 3 меньше, чем в точке 2.

На входной части витка червяка каждая кривая сечения червяка имеет с огибающей две общие точки. Одна точка постоянная и является точкой перелома, которую можно рассматривать, как вторую огибающую (по знаку кривизны обратную первой), выродившуюся в точку.

Положение второй точки касания переменное: она постепенно, начиная от входа витка червяка в зацепление, приближается к первой и в горловине червяка сливается с ней.

На второй половине длины червяка угол подъема витка уменьшается, а кривизна сечений продолжает увеличиваться. Поэтому там кривые сечений «касаются» огибающей только в точке перелома (фиг. 7, г).

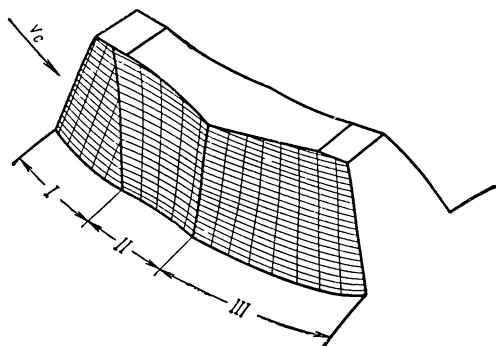
Форма поверхности зуба колеса, как поверхности, сопряженной с поверхностью витка червяка, имеет перелом, совпадающий со средней плоскостью колеса (фиг. 8). По одну сторону от этого перелома, на входной половине зуба, имеется поверхность II , являющаяся огибающей поверхности витка червяка в этом его движении относительно колеса и называемая *обкатной частью поверхности зуба*.

Остающаяся часть поверхности входной половины зуба I и поверхность его выходной половины III являются следом движения первой (входной) образующей поверхности витка червяка и соответственно называются: I — зона подреза на входной части поверхности зуба и III — подрезная часть поверхности зуба.

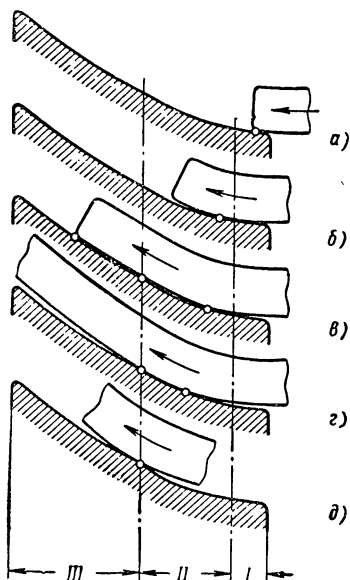
По мере вращения червяка процесс зацепления изменяется следующим образом. Первая образующая входной части поверхности витка червяка проходит по зоне подреза I на входной части поверхности зуба колеса (фиг. 9, а), что соответствует углу поворота червяка на несколько градусов. Когда первая образующая червяка перейдет из зоны подреза на обкатную часть II поверхности зуба колеса, она повиснет над ней (фиг. 9, б), образуя клинообразный зазор, сужающийся в направлении к линии контакта червяка и колеса, которая находится в этот момент в начале обкатной части (с входной стороны). Здесь выпуклая, конусообразная поверхность червяка

касается вогнутой обкатной части поверхности зуба. Вследствие небольшой разницы в радиусах их кривизны, обеспечивающей хорошее прилегание, хорошую форму масляного клина и захват масла, это место является основным по несущей способности. При движении первой образующей поверхности витка червяка по зоне подреза условия смазки неблагоприятны (хотя это не имеет большого значения, так как характер прилегания все равно не обеспечивает здесь достаточной несущей способности). При проходе же входной части червяка над обкатной частью зуба создание масляного клина в начальный момент и надежный захват смазки трущимися поверхностями обеспечиваются самими геометрическими особенностями червяка и колеса.

К тому времени, когда входная часть червяка коснется поверхности



Фиг. 8. Форма зуба колеса.

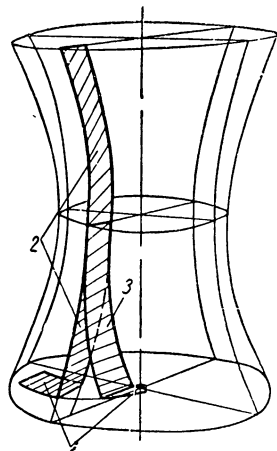


Фиг. 9. Процесс зацепления червяка с зубом колеса.

зуба колеса у линии перелома, линия контакта, находящаяся на обкатной части, сдвинется ближе к перелому. При дальнейшем вращении червяка (фиг. 9, в) его первая образующая будет скользить по выходной (подрезной) половине поверхности зуба колеса, причем одновременно будут сохраняться и вторая линия контакта на самом переломе, и третья линия контакта, которая находится на обкатной части зуба и перемещается ближе к перелому. Три линии контакта будут одновременно находиться на одном зубе колеса в течение периода, соответствующего повороту червяка на угол, равный половине угла обхвата колесом червяка. (Особого значения наличию трех линий контакта на одном зубе придавать не следует, так как полноценным является только контакт на обкатной части поверхности зуба.)

При дальнейшем вращении червяка контакт зубьев колеса с элементами поверхности червяка происходит по двум линиям (фиг. 9, г),

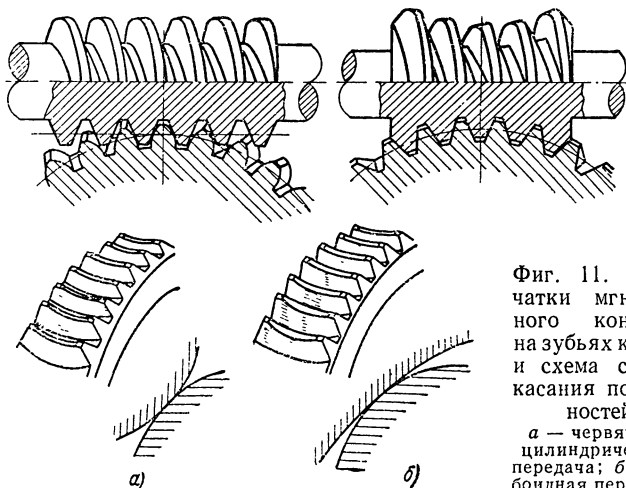
причем линия, находящаяся на обкатной части, постепенно приближается ко второй линии, находящейся на переломе. На середине длины червяка, в горловине, обе линии касания сливаются, и на второй половине длины червяка контакт происходит только по перелому (фиг. 9, д).



Фиг. 10. Поле зацепления.

Поле зацепления, представляющее собой геометрическое место характеристик (контактных линий, по которым касаются поверхности червяка и колеса), состоит из трех отдельных поверхностей (фиг. 10). На реальных участках зацепления эти поверхности выглядят следующим образом. Поверхность 1 представляет собой линейчатую поверхность, являющуюся следом движений первой образующей червяка, она ограничивается размерами зуба колеса. Эта поверхность, имеющая разрыв на месте обкатной части зуба, формирует зону подреза на входной части зуба колеса и подрезную (выходную) половину поверхности зуба. Поверхность 2 совпадает со средней плоскостью колеса и определяет контакт его зубьев по линиям перелома.

Поверхность 3 является геометрическим местом характеристик (линий контакта), определяющих обкатную часть поверхности зуба.



Фиг. 11. Отпечатки мгновенного контакта на зубьях колеса и схема соприкосновения поверхностей:

а — червячная цилиндрическая передача; б — глобоидная передача.

Реальный мгновенный контакт на зубьях колеса с учетом контактных деформаций имеет вид полосок на поверхностях зубьев (фиг. 11, б). На первом зубе (со стороны входа в зацепление) находятся две полоски, одна из которых, расположенная в начале обкатной части, шире, чем вторая, расположенная на переломе. На втором

и следующих зубьях (в пределах первой половины числа зубьев, находящихся в одновременном контакте) имеет место аналогичный контакт, но контактная полоска в обкатной части постепенно приближается к линии перелома, пока не сольется с полоской контакта, находящейся на переломе. На второй половине зубьев колеса, находящихся в данный момент в сопряжении с червяком, мгновенный контакт ограничивается полоской на линии перелома.

Важнейшей положительной особенностью глобоидной передачи является выгодное расположение контактных линий по отношению к направлению скорости скольжения. Угол между ними близок к прямому, что способствует интенсивному поступлению смазки в зону контакта. В обычных цилиндрических червячных передачах с архимедовым или эвольвентным червяком линия контакта имеет небольшой угол с направлением скольжения (фиг. 11, а); главным образом этим и объясняются худшие показатели таких передач по к. п. д. и передаваемой мощности по сравнению с глобоидными.

Другой положительной особенностью глобоидного зацепления является близкое прилегание соприкасающихся поверхностей в месте контакта благодаря небольшой разнице в их кривизне, что обеспечивает схематически показанную на фиг. 11 выгодную форму масляного клина, а также низкие контактные давления.

Эти две положительные особенности глобоидных передач гораздо важнее, чем обычно обращающая на себя внимание схема обхвата колеса червяком, обеспечивающая одновременный контакт по нескольким зубьям, а также часто имеющая место большая суммарная протяженность линий контакта.

Глобоидная передача с завалами на червяке. Предложение делать завалы на червяке внес Я. И. Дикер в 1950 г. [14]¹.

Это предложение обосновывалось аналогией с фланкированием или приданием бочкообразности зубьям зубчатых передач, где «приходится видоизменять классическую форму зубьев», что, «уменьшая влияние неточностей, в конечном итоге приводит к уменьшению вредных динамических явлений». Автор этого предложения считал, что «целесообразно видоизменять форму только витков червяка», не изменяя форму зубьев колеса, а также полагал «целесообразным держать в постоянном зацеплении две пары зубьев» (фиг. 12).

Дополнительным соображением послужило также следующее: «Видоизменение теоретической формы зубьев не только уменьшает влияние неточностей, но и улучшает условия смазки».

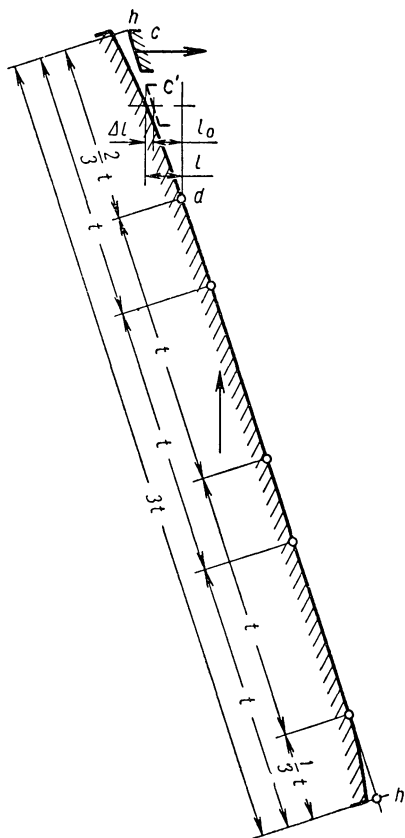
Далее Я. И. Дикер также формулировал назначение завала: «Завал витка у входа предназначен, как уже говорилось, для уменьшения влияния неточностей червяка и для улучшения условий смазки. У выхода же завал только уменьшает влияние неточностей».

В соответствии с указанными целями завала Я. И. Дикером давались рекомендации по назначению его величины; например,

¹ Далее в настоящем разделе в кавычках приведены формулировки из указанной статьи Я. И. Дикера.

для передачи $A = 150$ мм величина завала на входе должна была составлять $0,06 \div 0,08$ мм.

Модифицированная глобоидная передача. Эффективным типом модификации [23] в целях улучшения геометрии зацепления классической глобоидной передачи является распространение выгодных условий контакта в обкатной зоне зуба колеса на большую часть



Фиг. 12. Схема контакта червяка с завалом и зуба колеса (по Я. И. Дикеру).

длины червяка. Такого рода модификация зацепления может быть произведена путем придания винтовой поверхности витка червяка формы, несколько отклоняющейся от классической за счет изменения (по некоторому закону) окружного шага червяка по его длине, при соответственном изменении поверхности зубьев сопряженного колеса.

Этот путь логически вытекает из рассмотрения различных условий контакта на первой и второй половинах длины червяка классической передачи, с одной стороны, и из анализа характера геометрических закономерностей износа классической глобоидной передачи — с другой.

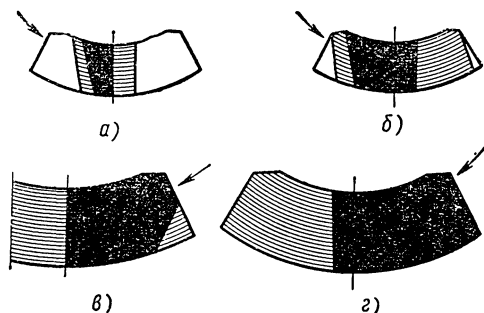
Изменение геометрии зацепления в любой червячной передаче, по мере ее износа, зависит от начальной геометрии зацепления. Во всех известных видах червячной цилиндрической передачи изменение геометрии зацепления в процессе износа имеет прогрессивный характер и ведет к ухудшению технических характеристик передачи.

Наблюдение за эксплуатацией сильно нагруженных глобоидных передач показало, что классическая форма зацепления также не

является устойчивой, а изменяется в процессе износа. По мере эксплуатации передачи зона обкатной части зуба, определяющая геометрию зацепления, расширяется в обе стороны, что особенно заметно по смещению линии перелома рабочей поверхности зуба от средней плоскости колеса к выходной части зуба. Однако в отличие от передач других типов, процесс изменения геометрии зацепления имеет здесь не прогрессивный, а асимптотический характер: изменение формы контакта постепенно прекращается и в дальнейшем

она имеет некоторый стабильный вид, даже в условиях последующего износа.

Это впервые наблюдалось при стендовых испытаниях глобоидной передачи 150-31 (т. е. с межосевым расстоянием $A = 150$ мм и передаточным числом $i = 31$), проводившихся в 1947 г. научно-исследовательской группой редукторостроения Московского авиационного института им. Серго Орджоникидзе (НИГР МАИ): После 200 ч работы (количество оборотов червяка $N_{ц1} = 1,7 \cdot 10^7$) на режимах нагрузки, близких к номинальным, было замечено, что перелом оказался сдвинутым на 5 мм к выходной части зуба (фиг. 13, б). Однако тогда этому не было придано важного значения.



Фиг. 13. Схема контакта на зубьях колеса:

а — для передачи 150-31 после прикатки; б — то же, через $1,7 \cdot 10^7$ оборотов червяка под нагрузкой; в — для передачи 203,2—10,67 после прикатки; г — то же, через $2 \cdot 10^7$ оборотов червяка под нагрузкой.

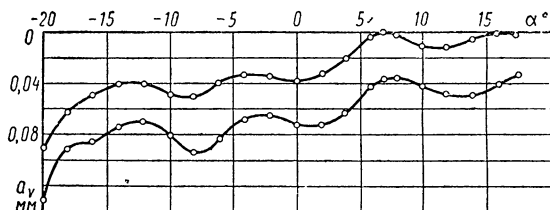
Такое же смещение перелома (фиг. 13, г) повторно было замечено в конце 1948 г. при первом опыте эксплуатации глобоидных передач (203,2—10,67) в заднем мосту троллейбуса. После специальной проверки, как наиболее вероятная, была выдвинута гипотеза о том, что причиной этого смещения перелома на поверхности зуба колеса является изменение геометрии поверхности витка червяка в процессе износа передачи, что было объяснено неравномерностью распределения нагрузки по длине червяка классической глобоидной передачи.

Для проверки этой гипотезы, после снятия передач с эксплуатации, было измерено отклонение винтовой линии витка от классической формы (на зубофрезерном станке с помощью индикатора с ценой деления 0,01 мм). Одна передача находилась в эксплуатации с 11 ноября 1948 г. по 7 июня 1949 г. ($N_{ц1} = 10 \cdot 10^7$; снята из-за разрушения радиального подшипника червяка с повреждением вала червяка); другая — с 11 ноября 1948 г. по 7 июня 1949 г. ($N_{ц1} = 12 \cdot 10^7$; снята из-за повреждения зубьев колеса болтом, случайно попавшим в зацепление). Измерения показали, что геометрия червяка значительно и закономерно отличается от первоначальной классической формы — на обоих червяках, при обоих направлениях их вращения, на каждом заходе (всего снято 12 кривых, на фиг. 14

показаны две из них). Отчетливо выявляется характерное отклонение a_v поверхности витка от классической формы на входной его части, направленное в тело червяка или, что то же, — увеличение шага на этой части червяка. По оси абсцисс на фиг. 14 даны величины угла обхвата α червяком колеса.

Это подтвердило выдвинутую гипотезу.

Примечателен тот факт, что перемещение перелома за среднюю плоскость колеса прогрессировало до числа циклов нагружения $N_{\text{ч1}} = 3 \cdot 10^7 \div 5 \cdot 10^7$, после чего положение перелома стабилизировалось, причем этому сопутствовало уменьшение интенсивности износа. Этот факт свидетельствует о том, что приобретенная в результате износа новая геометрия зацепления является стабильной, а также соответствует некоторому равновесию между распределением



Фиг. 14. Кривые отклонений винтовой линии витка червяка передачи 203,2—10,67 после работы в эксплуатации.

нагрузки и условиями контакта по длине червяка, при котором несущая способность передачи максимальна (при прочих равных условиях).

Последовательность изменения геометрии червяка в процессе износа классической передачи под нагрузкой показана схематически на фиг. 15, где линии отделяют изохронические (для равных отрезков времени работы) слои износившегося тела червяка.

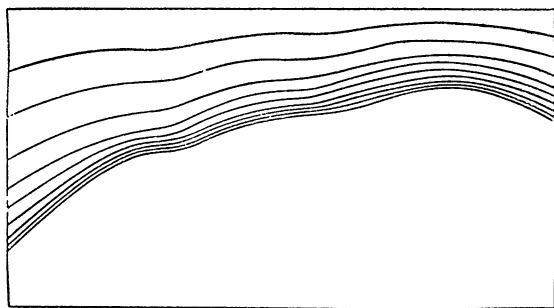
Изложенные соображения по улучшению геометрии глобоидного зацепления были доложены на 1-й Московской конференции по передачам в машиностроении, состоявшейся 20—25 ноября 1950 г. и сформулированы там [23] следующим образом: «Наблюдение над процессом износа червяка классической передачи показало, что в течение некоторого начального периода работы поверхность витка червяка на первой половине его длины изнашивается быстрее, чем на выходной его части. После того как геометрия червяка и колеса изменится указанным образом, нагрузка более равномерно распределяется по виткам и передача работает лучше. Представляется целесообразным корректировать зацепление соответственным образом по шагу, чтобы получить более равномерное распределение нагрузки по виткам».

В 1951 г. при стендовых испытаниях редукторов ВР150, были получены подтверждающие данные. Кривые для передачи после работы под нагрузкой в течение 730 ч ($N_{\text{ч1}} = 6,3 \cdot 10^7$) приведены

на фиг. 16, а; обкатная часть зуба стала по сравнению с начальной вдвое шире и перелом сдвинулся на 3 мм. На фиг. 16, б показаны кривые измерений винтовой линии витков червяка передачи с передаточным числом $i = 10,25$ после работы под нагрузкой в течение 460 ч ($N_{ц1} = 4 \cdot 10^7$).

На основании анализа этих кривых, с учетом наблюдений в процессе эксплуатации, можно следующим образом объяснить изменение геометрии зацепления в процессе нормальной приработки.

На первой стадии *приработки в эксплуатации* происходит интенсивное изменение геометрии поверхности зуба колеса и формирование ее, как сопряженной с червяком; на этой стадии частично исправляются неточности изготовления и сборки пары.

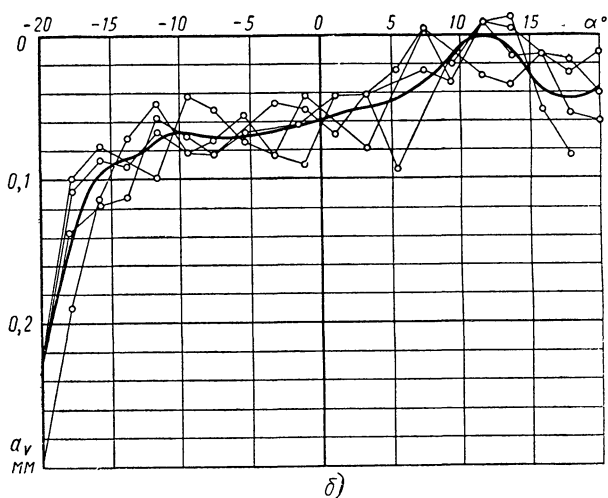
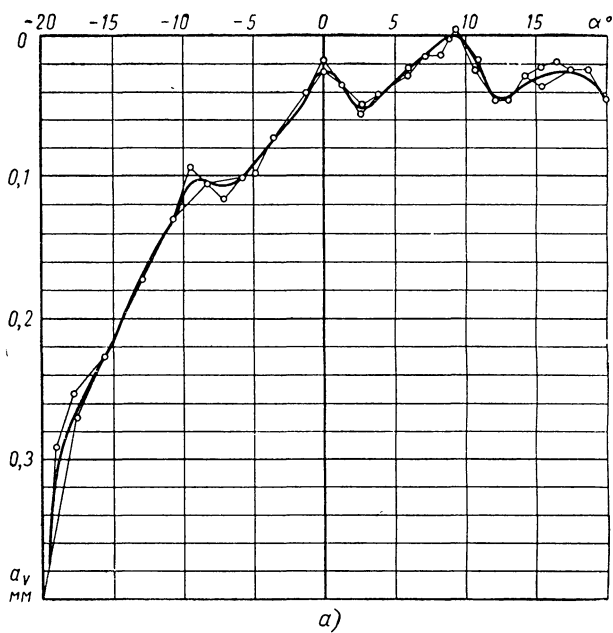


Фиг. 15. Схема изохронических линий износа червяка классической передачи под нагрузкой.

Параллельно с этим, а также при дальнейшей приработке, интенсивность которой зависит от величины нагрузки, происходит изменение геометрии червяка, причем большему износу подвергается наиболее нагруженная часть витка червяка, находящаяся на первой половине его длины. По мере износа этого участка поверхности витка в работу вступают участки его поверхности, ранее слабо нагруженные. Этому сопутствует соответственное непрерывное изменение геометрии зубьев колеса. Описываемый процесс закончится тогда, когда червяк будет нести нагрузку равномерно по всей длине. Естественно, что при этом удельные давления будут минимальными, передача будет иметь более высокий к. п. д., а при том же удельном давлении передача будет способна нести большую нагрузку.

Изменение эксплуатационных характеристик передачи особенно заметно на первой стадии работы под нагрузкой. Величины износов колеса и червяка¹ могут мало различаться между собой и даже быть примерно одинаковыми. Так, для передачи $A = 150$ мм, $i = 41$ при наибольшем износе зуба колеса в 0,4 мм максимальный износ витков червяка составил 0,35 мм. После такого первоначального

¹ Имеется в виду червяк умеренной твердости; подробнее см. ниже.



Фиг. 16. Кривые отклонений винтовой линии витка червяка после работы под нагрузкой:

а — передача 150-41; б — передача 150-10,25.

износа, за время которого (от нескольких часов до нескольких десятков часов работы под нагрузкой) зацепление приобретает естественную коррекцию по шагу, передача продолжает работать уже без заметного износа. Так, за последующие $9 \cdot 10^6$ оборотов червяка при максимуме нагрузки износ этой передачи зубомером не обнаруживался.

Из этого можно сделать вывод, что повышенный режим нагрузки, который для классической передачи нельзя считать нормальным и который ведет в первоначальный период работы к повышенному износу и нагреву, этот режим для передачи, имеющей уже заранее предусмотренную коррекцию зацепления по шагу, может являться нормальным, и передача будет выдерживать его в течение продолжительного времени.

В то же время, для классической передачи такой режим считать опасным в отношении надежности нельзя: это было неоднократно проверено приложением полной расчетной нагрузки непосредственно к передачам, которые после нарезания на зубофрезерном станке и сборки никаким приработочным операциям, кроме заводской обкатки, не подвергались.

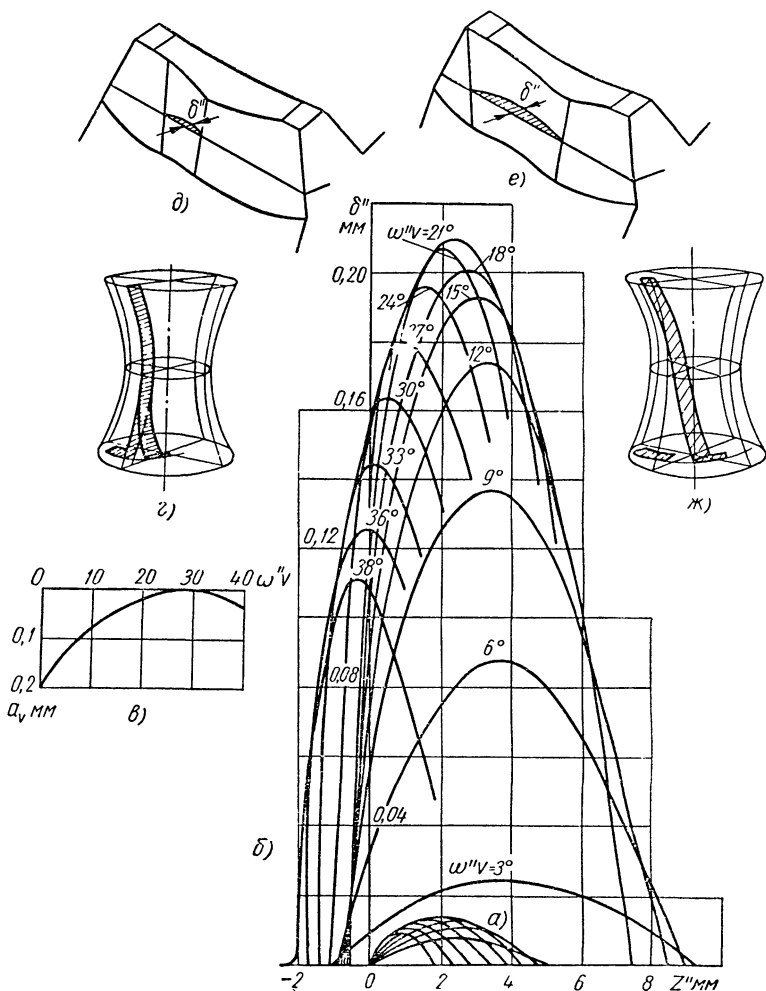
Если классические глобоидные передачи нагружены на меньшую мощность, то может оказаться, что описанные выше два этапа приработки будут пройдены не полностью. В этом случае геометрия зацепления получит лишь частичную коррекцию, достаточную для резкого уменьшения интенсивности дальнейшего износа, а следовательно, и для приостановки приработки.

Довольно часто бывают случаи (особенно, если при проектировании приняты чрезмерные запасы), когда износ приостанавливается уже на первом этапе, и червяк не входит в зацепление по всей длине. При этом недостаточная величина поверхности контакта на витке червяка может повести к недоразумениям при заводской приемке передач.

Особенности геометрии модифицированного зацепления. При исследовании геометрии червяка, корригированного по шагу, следует использовать то обстоятельство, что хотя каждое сечение и отличается от соответственного сечения червяка классической формы, однако ввиду незначительности этого изменения им можно пренебречь, ограничившись соответствующим сдвигом кривых (подробнее см. стр. 82).

Величина сдвига для каждой кривой будет соответствовать величине ординаты кривой коррекции червяка в этом месте. На фиг. 17, а показано семейство кривых сечений червяка классической формы при межосевом расстоянии $A = 150$ мм и передаточном числе $i = 30$. Кривые, как всегда в передаче классической формы, пересекаются в средней плоскости колеса; величина стрелы огибания $\delta'' = 0,0135$ мм. На фиг. 17, б представлены те же кривые, но сдвинутые по вертикали в соответствии с графиком коррекции (фиг. 17, в). Как видно, огибающая в случае корригированной передачи имеет во много раз большую величину стрелы огибания $\delta'' = 0,21$ мм

и соответственно большую ширину обкатной зоны (до 12 мм, см. фиг. 17, б), чем в классической передаче, где ширина обкатной зоны составляет 5 мм (см. фиг. 17, а).



Фиг. 17. Кривые сечения витка червяка нормальными плоскостями для передачи 150-30, схемы полей зацепления и зубьев колеса (обозначения Z'' и $\omega''v$ те же, что в фиг. 49):

а, в, г, д — классическое зацепление; б, е, ж — зацепление, скорректированное по шагу; в — кривая модификации.

Форма поля зацепления скорректированной передачи (фиг. 17, ж) и форма зуба колеса (фиг. 17, е) также отражают ее преимущества перед классической передачей (фиг. 17, в и 17, д).

Как видно из графиков на фиг. 17, а, б, резко отличающихся по длине зоны огибающей и величине стрелы огибания δ'' , условия

контакта на второй половине длины червяка для передачи с корригированием по шагу значительно лучше, чем для классического глобоидного зацепления. В классической передаче только на первой (входной) части витка червяка имеются линии контакта при сопряжении выпуклой поверхности витка червяка и вогнутой обкатной поверхности зуба колеса, тогда как на второй половине длины червяка контакт ограничивается сопряжением выпуклой поверхности витка червяка и перелома на поверхности зуба колеса. В отличие от этого в корригированной по шагу передаче контакт по всей длине червяка качественно аналогичен контакту на первой (входной) части витка червяка классической передачи.

Сравнивая модифицированное глобоидное зацепление с двумя предыдущими типами зацепления, следует отметить различие и сходство их отдельных элементов.

Создание завала не решает задачи выравнивания нагрузки по длине червяка, на что оно, впрочем, и не направлено. Геометрия глобоидной передачи, имеющей червяк с завалами, также не стабильна, и, по мере приработки под нагрузкой, эта передача, как и классическая, переходит в модифицированную; это при производстве редукторов можно сделать быстрее, так как приработке должно подвергаться только колесо.

Однако такую приработку следует производить осторожно или прибегнуть к притирке, поскольку первоначальный контакт по длине червяка ограничен по сравнению с классической формой передачи.

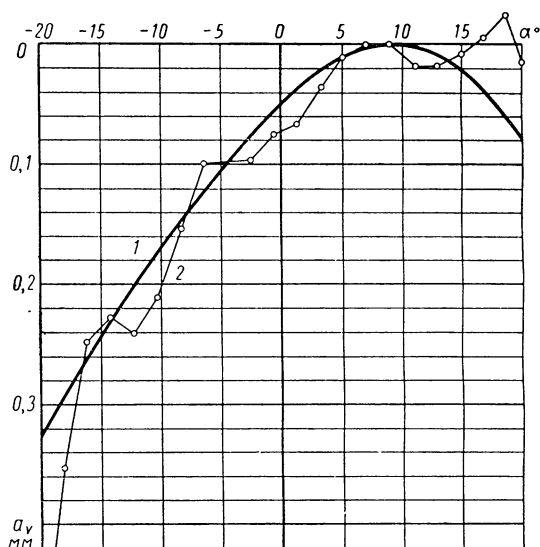
Передача с завалами на червяке, если этот завал выполнен плавно, теоретически обеспечивает постепенное снижение зазора при входе червяка в зацепление с зубьями колеса. Однако смазочный слой начинает обнаруживать несущую способность при уменьшении его толщины до нескольких микрон, почему основная часть завала по его прямому назначению (снижение динамических явлений, улучшение условий смазки) не используется. В то же время, по мере приработки червяка, как только износ контактирующей части витка будет заметным, в месте перехода от этой части витка к поверхности завала появляется перелом, создающий динамический эффект и действующий как скребок на подрезной поверхности зубьев колеса, как это имеет место и в классической передаче.

Этим обоим типам зацепления свойственны ухудшенные первоначальные показатели: повышенные потери и нагрев, значительный первоначальный износ. В процессе этого первоначального износа форма зацепления (червяк и колесо) закономерно изменяется, приближаясь к стабильной. При этом показатели передачи по к. п. д. и несущей способности соответственно возрастают.

Модифицирование при нарезании пары. Такую модифицированную форму можно придать зацеплению и преднамеренно при нарезании пары; тогда без длительной приработки она получит повышенный к. п. д., а паспортная мощность редуктора в меньшей степени будет ограничиваться нагревом в первый период эксплуатации.

В 1953 г. при участии Копейского машиностроительного завода была изготовлена [24; 25] глобоидная передача с корригированным по шагу зацеплением. Форма коррекции зацепления была установлена для параметров заводской передачи (250-38) на основе изложенных геометрических соображений и подмеченных закономерностей.

Испытания передачи производились на стенде в корпусе врубной машины КМП-2. После $N_{\text{ц1}} = 1,4 \cdot 10^6$ под номинальной нагрузкой износ составил 0,072 мм, за последующие $N_{\text{ц1}} = 6,3 \cdot 10^6$ — всего 0,078 мм. Заданная при нарезании и установившаяся при работе



Фиг. 18. Модификация передачи 250-38:
1 — заданная при нарезании; 2 — установившаяся под нагрузкой.

под нагрузкой формы коррекции по шагу показаны на фиг. 18. Как видно, сходимость получилась убедительной.

Особенности описанных типов. Различие описанных выше трех типов глобоидного зацепления показано на схеме контакта (фиг. 19)

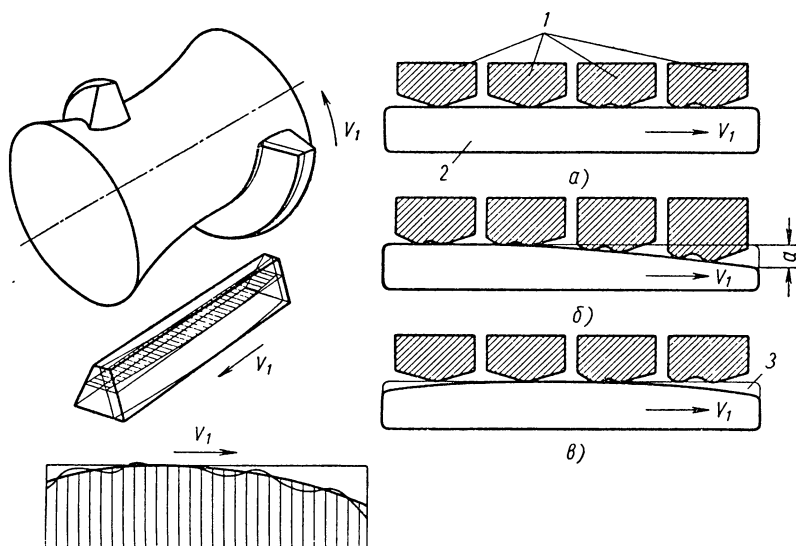
За границей развитие взглядов на усовершенствование классического глобоидного зацепления (как можно установить по известным опубликованным материалам) шло в той же последовательности.

Предложение ввести завалы на червяке сделано Г. Р. Скоттом (патент США № 2279414 от 14 апреля 1942 г.), причем в особенности зацепления также входит отклонение от классической формы на концах червяка (в его тело) и очевидная несопряженность в этих местах с колесом, изменение формы которого автором не оговорено.

Однако промышленностью США этот патент использован не был, поскольку об этом можно судить по высказыванию [57] технического руководителя отделения Коновских (глобоидных) передач фирмы

Мичиган Тул Ф.Е. Бирча в журнале «Продакт инжиниринг» в августе 1948 г.

Как видно из приведенной на фиг. 20 картины зацепления, фирма в 1948 г. все же применяла классическую форму. Интересно, что иллюстрация пространственной системы зацепления производится с помощью двух плоских картин: линий контакта на зубе и сечений плоскостью, перпендикулярной образующей витка червяка, подобно тому, как за год до этого было сделано у нас [22]. При хронологическом сравнении этих материалов обнаруживается,



Фиг. 19. Схема контакта поверхности витка червяка и зубьев колеса:

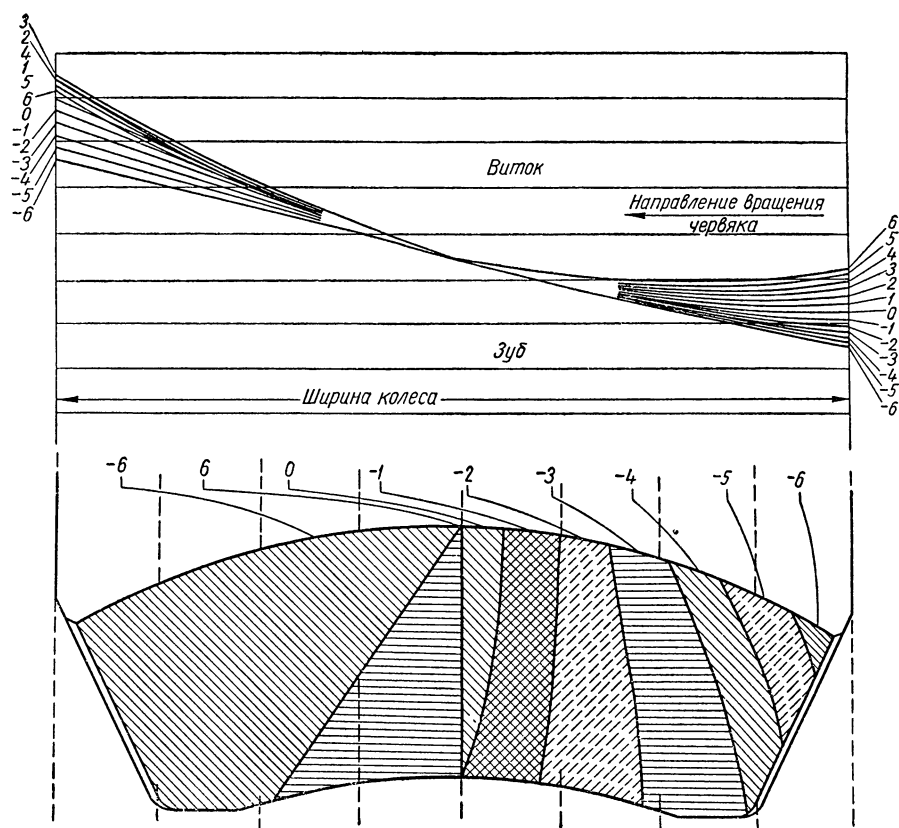
a — классическое зацепление; *б* — зацепление, скорректированное по шагу; *в* — зацепление с червяком, имеющим завалы; *1* — зубья колеса; *2* — виток червяка; *3* — завал.

что картина сечений использована у нас в стране раньше, а приведенная Ф. Е. Бирчем схема линий контакта точнее, причем явно базируется на современных методах геометрического анализа, к сожалению нигде не опубликованных. Впрочем, точная картина линий контакта независимо и почти одновременно получена и у нас в стране в результате аналитического исследования, доклад о котором был сделан в Институте Машиноведения 8 марта 1948 г. [5].

К выводу о целесообразной модификации глобоидного зацепления при нарезании червяка и колеса за границей пришли позже, чем у нас. Это можно утверждать на основе патентов известного американского специалиста Э. Вильдгабера на усовершенствование зацепления и методов нарезания глобоидных передач (патенты США № 2935886, 2935887 и 2935888 от 10 мая 1960 г.; заявлены в конце 1957 г.). Эти методы предусматривают нарезание глобоидной передачи

в форме, фактически не отличающейся от предложенного и разработанного ранее в СССР корригирования глобоидного зацепления по шагу (модифицированного глобоидного зацепления).

В связи с этим вызывают возражения упрощенные взгляды на несущественность различия между модифицированным глобоидным



Фиг. 20. Картина глобоидного зацепления, применяемого фирмой Мичиган Тул (по Ф. Е. Бирчу). Цифры показывают изменение места контакта по длине червяка от начала (-6) до конца (6).

зацеплением и глобоидным зацеплением с червяком, имеющим завалы, и, тем более, безосновательная попытка [44] приписать фирме Мичиган Тул приоритет выпуска модифицированных глобоидных передач еще в 1949 г.

В более поздних работах Я. И. Дикера [15], [16] существо завала червяка трансформировалось с введением принципа приработки колеса к червяку, увеличения величины завала и т. п. Таким образом, геометрически это зацепление приблизилось к зацеплению, корригированному по шагу. Однако с названием «завал» согласиться

уже в этом случае нельзя, так как этот термин предполагает по существу элемент несопряжения.

Исследованием глобоидной передачи с корригированным по шагу зацеплением занимался Л. И. Сагин в 1954—1955 гг. [43], присвоивший ей более удачное название модифицированной, под которым было решено внести ее в ГОСТ 9369-60 «Передачи червячные глобоидные. Основные параметры».

Выбор передачи

Методика выбора. Перед конструктором при проектировании машины обычно возникает задача выбора передачи. Часто решение этой задачи облегчается тем, что имеются особые условия, позволяющие уверенно выбрать передачу по свойственным ей качественным особенностям. Однако случается, что задача выбора передачи требует количественной оценки и сравнения ряда вариантов. Таким методом является определение сравнительной экономической эффективности.

Показатели, характеризующие уровень новой техники, могут быть стоимостными и натуральными. Натуральные показатели по редукторостроению отражают отдельные стороны эффективности технического мероприятия: изменение трудовых затрат, расхода материалов, допускаемой нагрузки, срока службы, к. п. д. Но они не дают сводных сравнимых сведений, поэтому необходимо установление таких стоимостных показателей, которые обобщают влияние отдельных показателей новой техники на рост производительности общественного труда. В дополнение к стоимостным показателям, которые являются основными, должны быть использованы и натуральные.

Для редукторов народнохозяйственная эффективность того или иного варианта конструкторско-технологического комплекса определяется как алгебраическая сумма изменений себестоимости в обоих звеньях народного хозяйства: изменения себестоимости производства редукторов и изменения себестоимости производства на предприятиях, потребляющих редукторы, т. е. и в сфере производства, и в сфере эксплуатации.

При сравнительной оценке этих вариантов должен проводиться всесторонний технико-экономический анализ, в первом приближении с помощью укрупненных или удельных показателей, рекомендуемых ниже.

Постановка задачи о выборе передачи имеет смысл только применительно к конкретным условиям ее работы; для ее разрешения нет универсальных методов. В этом направлении могут быть показаны лишь методические приемы, которые в настоящем разделе даются на достаточно типичном примере редукторов общего назначения, изготавливаемых специализированными предприятиями.

В качестве важнейших показателей эффективности выбора того или иного варианта элемента конструкции или производства,

применительно к редукторам, могут быть выделены следующие: производственная себестоимость, допускаемая нагрузка и к. п. д.

Производственная себестоимость редукторов. В себестоимости производства редукторов по прямым затратам целесообразно выявить две главные составляющие:

- а) стоимость материалов и полуфабрикатов;
- б) производственную заработную плату.

Для зубчатых редукторов общего назначения, исходя из экономических данных по редукторам РМ, выпущенным в 1960 г. Ижевским заводом им. Ленина в количестве 58261 шт. (средний вес редуктора 203 кг, себестоимость 89,7 руб.), можно установить следующие, характерные для нынешнего уровня крупносерийного производства, экономические параметры: удельный вес в себестоимости материалов и полуфабрикатов 67,5%; удельный вес заработной платы 7,5%; средняя себестоимость 0,442 руб/кг. Мелкосерийному производству редукторов свойственна другая структура себестоимости: стоимость материалов и полуфабрикатов составляет около 50%, а заработная плата — 10%.

Важно отметить, что у редукторов одного класса по твердости рабочих поверхностей зубьев ($< HB\ 300$) удельная стоимость, т. е. стоимость 1 кг веса редуктора, величина довольно устойчивая, она мало зависит от размеров редуктора и, например, для наиболее распространенных двухступенчатых редукторов находится в пределах $0,40 \div 0,45$ руб/кг. Эта стабильность объясняется тем, что с повышением веса редукторов серийность выпуска их обычно падает; составляющая доля заработной платы уменьшается, но это компенсируется ухудшением коэффициента использования металла и повышением удельного веса затрат на материалы и полуфабрикаты.

Имея в виду тенденцию прогрессивного изменения структуры себестоимости редукторов по мере расширения их специализированного производства, можно полагать, что в ближайшие годы доля затрат на материалы и полуфабрикаты достигнет 65—75%, а доля затрат на заработную плату уменьшится до 3—5%. Не следует ожидать заметного изменения удельной стоимости, так как последовательное снижение себестоимости будет сопровождаться снижением веса редукторов и особенно расхода металла за счет уменьшения черного веса заготовок. Особо следует иметь в виду возможность применения в редукторах общего назначения зубчатых колес с повышенной твердостью рабочих поверхностей зубьев, что вызовет некоторое увеличение удельной стоимости, но будет компенсировано повышением допускаемой нагрузки.

Подавляющее влияние стоимости материалов и полуфабрикатов на себестоимость редукторов позволяет, в первом приближении, привести изменение себестоимости производства редукторов к изменению стоимости материалов и полуфабрикатов или к изменению веса редуктора как масштабной характеристики. Тем самым утверждается принцип пропорциональности остальных затрат расходам на материалы и полуфабрикаты.

Подтверждающие выводы могут быть сделаны и в результате анализа себестоимости зубчатых колес. По приведенным ВНИИНМАШ данным, нынешняя средняя *удельная себестоимость* цилиндрических зубчатых колес составляет 0,69 руб/кг, а для специализированного производства она будет равна 0,452 руб/кг, в том числе для серийного производства (составляющего 10 %) — 0,51 руб/кг; крупносерийного (20 %) — 0,505 руб/кг и массового (70 %) — 0,43 руб/кг. Интересно отметить, что величина удельной стоимости зубчатого колеса весьма близка к удельной стоимости редуктора общего назначения. Это объясняется тем, что относительно меньшая удельная стоимость корпусных и прочих деталей редуктора компенсируется дополнительными затратами на подшипники, уплотнения и другие готовые изделия; практически это удобно при экономических расчетах, так как позволяет принимать укрупненно единую величину удельной себестоимости для зубчатых колес и для редуктора в целом.

Редукторы и зубчатые колеса с высокой твердостью рабочих поверхностей зубьев ($>HRC\ 40$) отличаются более высоким (на 15—25 %) уровнем удельной себестоимости. Если они выполнены по схеме с разветвлением потока мощности, как например крановые редукторы Ц2 конструкции ВНИИПТМАШ, то удельная себестоимость их повышается до 0,4—0,8 руб/кг (на материалы и полуфабрикаты 40—60 %, на заработную плату — 10—14 % от себестоимости).

Удельная стоимость конических и коническо-цилиндрических редукторов также несколько выше, но незначительно (на 5—10 %), что в укрупненном расчете незаметно. Сами конические передачи с круговыми зубьями по удельной себестоимости заметно выше цилиндрических; в укрупненном расчете можно принимать коэффициент повышения удельной себестоимости 1,2.

Удельная себестоимость планетарных редукторов и червячных редукторов с достаточно высоким уровнем передаваемой мощности также выше (примерно в 1,5 раза). Однако значительная удельная себестоимость редуктора может компенсироваться большей передаваемой мощностью. Так, для передачи мощности $N_1 = 4,5$ квт при $n_1 = 1500$ об/мин и $i = 45 \div 50$ требуется цилиндрический двухступенчатый редуктор с суммарным межосевым расстоянием $A = 400$ мм весом 250 кг, который может быть заменен червячным глобоидным редуктором РГНВ-150 весом 170 кг.

Трудоемкость изготовления. Основным путем снижения трудоемкости изготовления редукторов является специализация их производства при соответствующем увеличении масштаба производства, делающим рациональным применение специального высокопроизводительного оборудования, поточного производства, механизированных и автоматизированных линий.

Величина удельной заработной платы хотя и зависит от размеров редуктора, но для цилиндрических редукторов общего назначения колеблется в небольших пределах (около 0,025—0,035 руб/кг). Для крупных редукторов величина удельной заработной платы несколько выше и составляет 0,035—0,045 руб/кг.

Для укрупненных расчетов можно пользоваться предлагаемым показателем удельной заработной платы, принимая 0,03 руб/кг для малых цилиндрических и 0,04 руб/кг для крупных редукторов.

Поправочные коэффициенты на большую сложность изготовления надо принимать аналогичными поправкам на себестоимость 1 кг веса редуктора, приведенным выше.

Следует иметь в виду, что снижение трудоемкости и расходов на производственную заработную плату, достигаемое применением высокопроизводительного оборудования, механизации и автоматизации, не дает пропорционального сокращения накладных и прочих расходов. Более того, расходы на осуществление этих мероприятий увеличивают накладные и прочие расходы, что несколько уменьшает эффект снижения трудоемкости изготовления. Например, уменьшение трудоемкости в 2—3 раза за счет коренного изменения структуры оборудования, внедрения автоматизированных линий и конвейерной сборки может снизить себестоимость примерно на 5%.

Однако повышение технического уровня производства, кроме снижения трудоемкости, дает большой эффект в повышении эксплуатационных показателей и за счет стабильности процесса позволяет снизить металлоемкость.

При сравнительной оценке сложности и требуемой точности изготовления передач обычно приходится сталкиваться с утверждениями о более высоких требованиях, предъявляемых к производству глобоидных передач. Действительно, производство глобоидных передач связано с необходимостью обеспечить достаточно точное положение червяка в осевом направлении, но не следует забывать, что и в производстве качественных цилиндрических червячных передач требуется не менее высокая точность расположения колеса в направлении его оси, тогда как в глобоидной передаче в этом отношении допускаются большие отклонения.

Трудоемкость нарезания глобоидной передачи не превышает трудоемкости нарезания обычной червячной передачи тех же размеров, но если принять во внимание меньшие размеры глобоидных передач при одинаковой передаваемой мощности, то с переходом на глобоидные передачи достигается заметная экономия в трудоемкости и загрузке станочного парка.

И червяк, и колесо глобоидной передачи могут быть нарезаны на обычном зубофрезерном станке. Для чистового нарезания червяка станок должен быть оборудован устройством для понижения скорости резания. Это довольно простое устройство, не нарушающее универсальности станка. При проектировании глобоидной передачи следует учитывать, что в обычных зубофрезерных станках в большинстве случаев не предусмотрено возможности размещения глобоидного червяка во фрезерном суппорте. В ряде случаев приходится соответственно изменять только конструкцию червяка, но иногда, при отсутствии станков достаточно крупных размеров, приходится даже пересматривать заново вопрос о возможности применения глобоидной передачи.

Вес редуктора. Сравнение веса редукторов имеет смысл при одинаковых главных размерах (суммарное межосевое расстояние в цилиндрических редукторах, межосевое расстояние в червячных редукторах, диаметр окружности центров сателлитов в планетарных редукторах).

Зависимость веса редуктора от межосевого расстояния (фиг. 21) может быть приближенно выражена следующей формулой:

$$G = \gamma_G \cdot A^q. \quad (1)$$

Показатель степени q для цилиндрических зубчатых и для червячных редукторов, по отечественным данным и сведениям зарубежных фирм, колеблется в незначительных пределах (в среднем $q = 2,4$).

Таким образом, уровень веса редукторов данного типа характеризуется показателем «удельного веса» редуктора γ_G .

В экономическом расчете надо учитывать, что уменьшение веса и габаритных размеров редуктора приводит обычно к значительно большему уменьшению веса и габаритов тех машин, где используется редуктор.

По данным ВНИИПТМАШа, при уменьшении веса редукторов кранового комплекта на 629 кг вес крановой тележки снижается на 1560 кг (коэффициент эффективности $\frac{1560}{629} = 2,5$) за счет уменьшения размеров и веса рамы и механизмов передвижения. Уменьшение габаритных размеров крана, в свою очередь, дает возможность сократить размеры промышленных зданий, их стоимость и амортизационные расходы.

В среднем можно считать, что снижение веса редуктора на 1 кг уменьшает вес соответствующей машины на 2,5 кг. По себестоимости можно принять коэффициент эффективности равным двум.

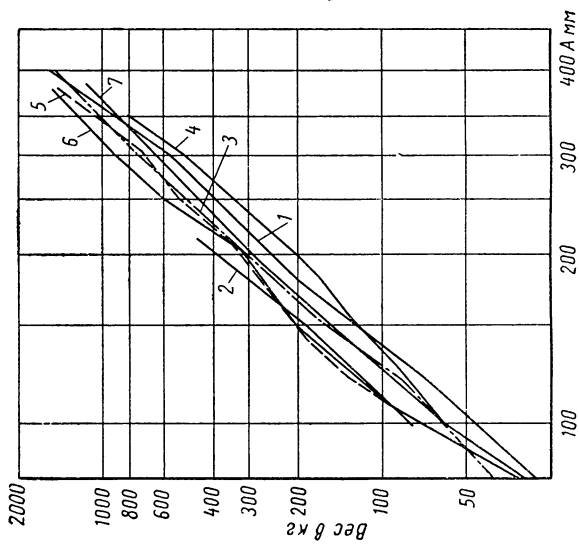
Допускаемая нагрузка. Сравнение допускаемой нагрузки зубчатых и червячных передач одинаковых размеров целесообразно проводить по величине допускаемого момента M_T на тихоходном валу. Эта величина весьма удобна, поскольку в небольших пределах изменений она для данного вида передачи мало зависит от передаточного числа и скорости вращения.

Зависимость момента M_T от межосевого расстояния (фиг. 22) можно приближенно выразить следующей формулой:

$$M_T = K_M \cdot A^p, \quad (2)$$

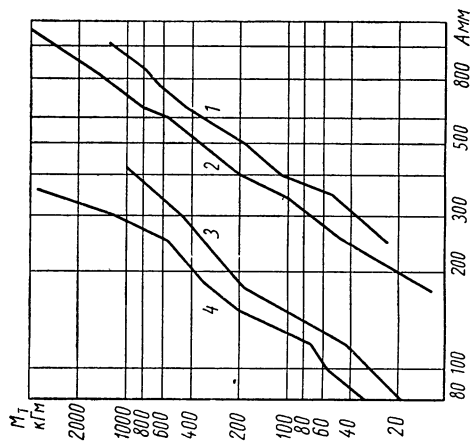
где K_M — коэффициент момента.

Если за исходную принять постоянную величину контактных напряжений, то для зубчатых и червячных передач показатель степени $p \approx 3$; для цилиндрических зубчатых редукторов практически также показатель степени имеет незначительные отклонения от этой величины ($p \approx 2,8 \div 3,1$ при скорости на входном валу от 750 до 1500 об/мин и передаточных числах 20—40); для червячных редукторов, где допускаемая нагрузка зависит от ряда факторов,



Фиг. 21. Зависимость веса от межосевого расстояния для червячных редукторов разных типов:

1 — рчп и рчн; 2 — гвш; 3 — рг; 4 — Д. Браун; 5 — Кливленд; 6 — Мичиган Тул; 7 — Флендер.



Фиг. 22. Зависимость момента на входном валу M_t от межосевого расстояния для разных редукторов (при $n_1 = 1000$ об/мин; $i = 40$):

1 — цилиндрические зубчатые типа рм; 2 — цилиндрические зубчатые типа рцд; 3 — цилиндрические червячные типа чп; 4 — червячные глобоидные типа рг.

по паспортным данным отечественных редукторов общего назначения и по материалам каталогов зарубежных фирм в среднем показатель степени может быть принят равным 2,4.

Для оценки сравнительной допускаемой нагрузки различных передач удобно пользоваться отношением момента M_T к весу редуктора G , так как последний в значительной мере определяет условия применения и отражает, как отмечено, себестоимость редуктора.

Так как показатели степеней в формулах (1) и (2) близки, то показатель относительной допускаемой нагрузки $\frac{M_T}{G}$ (*удельный момент*) мало изменяется в зависимости от размеров передачи и характеризует тип редуктора.

Абсолютные величины удельного момента должны, разумеется, восприниматься критически, с учетом влияния отдельных специфических особенностей данного вида зацепления. Следует также иметь в виду, что на весе редуктора заметно могут сказываться факторы, не зависящие от вида передачи, например, уровень допускаемых консольных нагрузок на выходных валах или минимальная толщина стенок корпуса, зависящая в настоящее время только от технического уровня литейного производства. Поэтому веса редукторов разных заводов зачастую трудно сравнивать. Замена веса объемным показателем $A^{2,4}$ повышает объективность сопоставления, хотя ограничивает его область (например, только зубчатыми или только червячными редукторами).

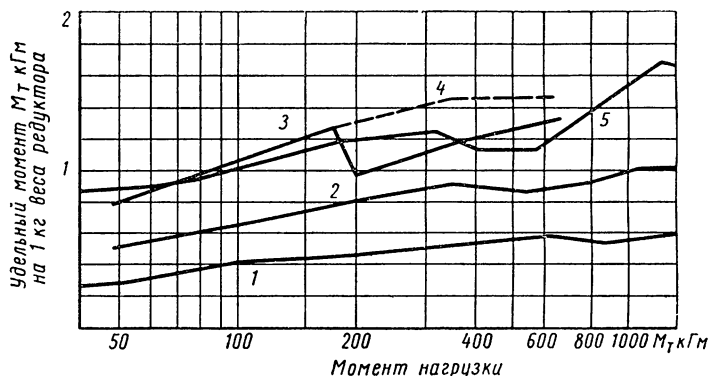
На фиг. 23 показана зависимость величины удельного момента для различных типов редукторов (цилиндрических двухступенчатых, коническо-цилиндрических двухступенчатых¹, червячных глобоидных) в зависимости от допускаемого момента на тихоходном валу. Передачи целесообразно сравнивать в зоне значений момента 100—300 кгм, наиболее широко применяемых для редукторов общего назначения.

Как видно, уровень величины удельного момента для редукторов общего назначения составляет 0,6÷0,7 кгм на 1 кг веса для зубчатых редукторов типа РЦД и 1,0—1,2 кгм на 1 кг веса для червячных глобоидных типа РГ. С учетом различной удельной себестоимости этих редукторов себестоимость на 1 кгм момента составит, например, для зубчатых редукторов 0,65, для червячных глобоидных 0,55 руб/кгм.

Показатель «себестоимости момента» является удобным критерием для оценки выгодности типа редуктора. В связи с этим можно считать, что наивыгоднейшим будет редуктор не с минимальным межосевым расстоянием, а с оптимальным, соответствующим, в первом приближении, редуктору с минимальной себестоимостью 1 кгм момента; полноценным критерием будет минимальная суммарная себестоимость производства и эксплуатации.

¹ Ряд коническо-цилиндрических шахтных редукторов с межосевыми расстояниями цилиндрической передачи 150, 200 и 250 (проект ВНИИПТУГЛЕМАША, 1960 г.).

Уровень допускаемой нагрузки редуктора может рассматриваться как производственный показатель, изменение которого эквивалентно снижению веса редуктора. При сопоставлении технико-экономических данных различных редукторов, исходя из физического смысла показателя $\frac{M_T}{G}$, можно считать вес редуктора пропорциональным допускаемой нагрузке (при прочих равных условиях). Это, например, позволяет полагать, что для червячного редуктора $A = 150$ мм (вес 170 кг, себестоимость 170 руб.) повышение передаваемой мощности с $N_1 = 4$ квт до $N_1 = 6$ квт, т. е. в 1,5 раза, может приравни-



Фиг. 23. Зависимость удельного момента $\frac{M_m}{G}$ от момента для редукторов разных типов ($i = 40$; $n_1 = 1000$ об/мин).

1 — цилиндрические зубчатые типа РМ; 2 — цилиндрические зубчатые типа РЦД; 3 — цилиндрические зубчатые типа Ц2; 4 — коническо-цилиндрические зубчатые шахтные типа КЦД-Ш; 5 — червячные глобоидные типа РГ.

ваться к замене редуктора весом $170 \cdot 1,5 = 255$ кг на редуктор весом 170 кг. Разница в себестоимости составит $170 \cdot 1,5 - 170 = 85$ руб.

Срок службы. Конструктор может задаться целью снизить вес редуктора при той же допускаемой нагрузке и сроке службы или повысить допускаемую нагрузку редуктора при том же весе и сроке службы, с одной стороны, либо повысить срок службы при том же весе и уровне нагруженности, с другой.

При сравнении эффективности этих двух направлений обычно оказывается, что второй путь дает, на первый взгляд, значительно лучшие результаты.

Например, если подсчитанный эффект от увеличения допускаемой нагрузки червячного редуктора на 50% принять за единицу, то эффект повышения срока службы червячных редукторов лифтовых лебедок за счет замены червячного цилиндрического редуктора $A = 240$ червячным глобоидным редуктором $A = 150$ мм (несколько меньшего веса, что не учитывается и отнесено в запас надежности

выводов) равен 1,67 (исходя из статистически установленного ВНИИПТМАШем увеличения километража пробега лифта в три раза). Это соотношение является типичным.

Таким образом, экономически как-будто более выгодно за счет некоторой недогрузки обеспечить значительное повышение срока службы редуктора.

Однако при сравнении эффекта от осуществления различных мероприятий, если экономия (или затраты) реализуется в разные сроки, то сравнение следует проводить с учетом экономии (или затрат), реализуемой в более позднее время по отношению к текущему моменту, путем деления ее на коэффициент, учитывающий средний эффект, который может быть получен в данной отрасли при условии производительного использования капитальных вложений [55].

Коэффициент приведения K_{np} определяется по формуле сложных процентов

$$K_{np} = (1 + E)^T,$$

где E — нормативный коэффициент эффективности [55];

T — период времени в годах.

Нормативный коэффициент сравнительной эффективности должен устанавливаться дифференцированно — с учетом стоимости редуктора или зубчатой передачи и особенностей машины, где они используются.♦

При этом следует иметь в виду моральный износ машины и редуктора. Для многих машин, конструкция которых заметно развивается, нецелесообразно увеличивать срок службы свыше 5—7 лет. К таким машинам относятся, например, подземные горные, сельскохозяйственные и др. Поэтому встроенные редукторные узлы этих машин можно ограничивать таким же сроком службы. Нормативный коэффициент эффективности E составляет для них $0,2 \div 0,15$.

Для редукторов общего назначения, исходя из темпов технического прогресса их конструкции, следует считать характерной длительность рациональной эксплуатации данного типа, которая достигает 20 лет. Такой нормативный срок окупаемости принимается для редукторов шахтных подъемных машин; он может быть принят и для лифтов, экскаваторов и т. п. Этому сроку окупаемости соответствует нормативный коэффициент эффективности 0,05. Однако «Типовая методика» [55] ограничивает минимальный коэффициент эффективности величиной $E = 0,1$.

Можно принять, в среднем, как типичную для редукторостроения, величину коэффициента эффективности $E = 0,15$; тогда коэффициент приведения эффекта по уменьшению амортизационных отчислений за счет повышения срока службы от последнего года эксплуатации к исходному моменту выразится величиной

$$K_{np} = (1 + 0,15)^7 = 2,65.$$

Средняя величина коэффициента приведения годового эффекта в течение срока эксплуатации составит:

$$K_{cp} = \frac{1 + 2,65}{2} = 1,83.$$

Таким образом, для рассмотренного примера с этой поправкой экономический эффект от повышения срока службы редуктора при сохранении прочих равных условий практически равноценен эффекту от повышения допускаемой нагрузки редуктора. Этот вывод, как показывает практика, может быть распространен на редукторы многих машин.

При подсчете годовой эффективности по повышению срока службы путем изменения амортизационных отчислений следует принимать либо изменение отчислений для годовой программы выпуска редукторов в течение срока их службы, либо изменение годовых отчислений на одновременно установленном в промышленности количестве редукторов (с учетом постепенной замены старых новыми или на год полного переоснащения производства).

Коэффициент полезного действия. Оценка сравнительных величин к. п. д. зубчатых редукторов обычно не имеет решающего значения в связи с малыми потерями, которые в передаче среднего качества изготовления находятся в пределах 0,015—0,010.

Но при сравнении таких редукторов с планетарными и червячными, а также при выборе типа передачи следует учитывать сравнительные величины к. п. д., как важнейшего эксплуатационного показателя. На это обратил внимание В. Н. Кудрявцев [34], указавший на конкретные примеры соизмеримости затрат на потери энергии со стоимостью редуктора.

Для глобоидного редуктора общего назначения РГНВ-150, при вероятном среднем значении передаточного числа $i = 37$ и скорости вращения червяка $n_1 = 1500$ об/мин, передаваемая мощность N_1 составляет 6,8 квт, а к. п. д. $\eta = 0,84$. Этот редуктор за свой срок службы израсходует на потери энергии сумму, почти равную его первоначальной стоимости, хотя следует учитывать понижающий коэффициент приведения, поскольку затраты на энергию не являются разовыми, а расходуются постепенно на протяжении срока службы редуктора.

Однако при небольших передаточных числах, которым соответствует большой угол подъема витка, и при достаточно большой скорости скольжения, к. п. д. глобоидной передачи может быть и более высоким. Так, по данным отечественных стендовых испытаний (см. гл. III), при передаточном числе $i = 6,2$ и скорости вращения червяка $n_1 = 1500$ об/мин редуктор средних размеров показал к. п. д. $\eta = 0,97$. По данным фирмы Мичиган Тул, к. п. д. глобоидной передачи может достигать величины 0,994 (см. ниже).

К. п. д. глобоидного редуктора выше, чем при обычной червячной передаче; это обнаруживается в редукторах, в которых обычная червячная пара заменена глобоидной без изменения остальных эле-

ментов, в том числе и подшипниковых узлов; при одинаковых режиме работы и нагрузке нагрев и износ глобоидного редуктора заметно ниже. Поскольку, однако, глобоидная передача, при одинаковых габаритах может быть нагружена в несколько раз больше, подшипниковые опоры ее должны быть соответственно более мощными, в связи с чем повышенные (абсолютные) потери в подшипниках обычно заметно поглощают уменьшение потерь в зацеплении.

Глобоидный редуктор обычно имеет большие потери, чем обычный двух- или трехступенчатый цилиндрический редуктор, и это следует учитывать при выборе типа передачи. Так, например, глобоидный редуктор с передаточным числом $i = 35 \div 40$ при $n_1 = 1500 \text{ об/мин}$ имеет к. п. д. $\eta = 0,80 \div 0,85$, в то время как двух- или трехступенчатый цилиндрический редуктор, который при таком передаточном числе может сравниться с глобоидным, будет иметь к. п. д. не менее $0,90-0,95$.

При сравнении различных видов червячных и планетарных передач передаваемая мощность и к. п. д. оказываются тесно связаны при часто имеющем место напряженном тепловом режиме редуктора, когда его допускаемая нагрузка ограничивается возможностями теплоотдачи.

Например, для редукторов общего назначения, где обязательно предусматривается непрерывный режим работы, ограничение передаваемой мощности по нагреву является типичным. Поэтому в данном случае увеличение к. п. д. помимо самостоятельного значения как эксплуатационного показателя, означает также повышение паспортных данных по допускаемой нагрузке редуктора, что более заметно. Например, рост к. п. д. редуктора с 0,79 до 0,84 свидетельствует о снижении величины потерь $(1 - \eta)$ на 24% и, следовательно, о повышении допускаемой нагрузки редуктора на 32%. Поэтому экономии от повышения к. п. д. червячного редуктора следует подсчитывать с учетом прямого эффекта от экономии энергии при его эксплуатации, а также с учетом прямого повышения допускаемой нагрузки редуктора (включая эффект в машине, где он использован).

Сравнение различных видов червячных передач. Для выбора вида червячных передач, например, в редукторах общего назначения, целесообразно использовать параметр допускаемой нагрузки передачи K_n .

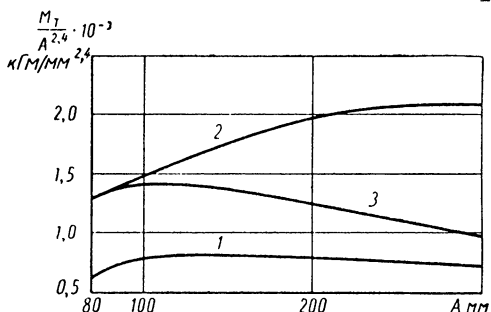
На фиг. 24 сравниваются различные передачи по величине этого показателя. Для сопоставления выбраны три типа передач: червячная цилиндрическая (по материалам фирмы Д. Браун), глобоидная (по номограммам фирмы Мичиган Тул) и червячная цилиндрическая с вогнутым профилем (по данным фирмы Флендер).

Сравнение¹ этих видов червячных передач по показателю допускаемой нагрузки $K_n = \frac{M_T}{A^{2,4}}$ проведено в диапазоне межосевых

¹ В связи с вероятной несогласованностью исходных положений в различных источниках сопоставление носит иллюстративный характер.

расстояний редукторов общего назначения ($A = 80 \div 420$ мм) при передаточном числе ($i = 40$) и скорости вращения ($n_1 = 1000$ об/мин), характерных для наиболее распространенных редукторов.

Как видно, величины допускаемой нагрузки цилиндрической передачи с вогнутым профилем червяка приближаются к показателям



Фиг. 24. Сравнение относительной нагрузочной способности червячных передач ($i = 40$; $n_1 = 1000$ об/мин):

1 — червячная цилиндрическая (по данным Д. Браун); 2 — червячная глобоидная (по данным Мичиган Тул); 3 — червячная цилиндрическая с вогнутым профилем (по данным Флендер).

преимущества. К. п. д. сравниваемых передач примерно одинаков.

Учитывая уровень развития червячных передач в настоящее время, следует считать правильным выбор глобоидных передач для основного специализированного производства червячных редукторов общего назначения.

Применение

Область применения червячной глобоидной передачи, как наиболее эффективной из червячных передач, определяется ее преимуществами в определенных условиях работы перед зубчатой передачей — цилиндрической и конической — или, учитывая большое возможное передаточное число, перед двух-, трехступенчатой зубчатой передачей. При этом следует учитывать главные сравнительные недостатки глобоидной передачи: низкий к. п. д. и расход цветного металла.

Сравнительные преимущества в каждом конкретном случае обоснования целесообразности применения глобоидной передачи должны перекрывать эти недостатки, если учитывать при этом минимальную народнохозяйственную себестоимость и другие соображения, изложенные выше.

Далее приводятся характерные примеры и комментарии к ним с обоснованием рациональности применения глобоидной передачи в различных условиях.

Лебедки. В лебедке характерны благоприятные условия для применения глобоидной передачи: большое передаточное число,

при котором применение червячной передачи позволяет сократить число ступеней передач; относительно небольшая продолжительность работы в цикле нагружения, в связи с чем низкий к. п. д. не играет большой роли. Во многих случаях при компоновке лебедки оказывается удобным перекрещивание валов глобоидной передачи, а также плавность ее работы.

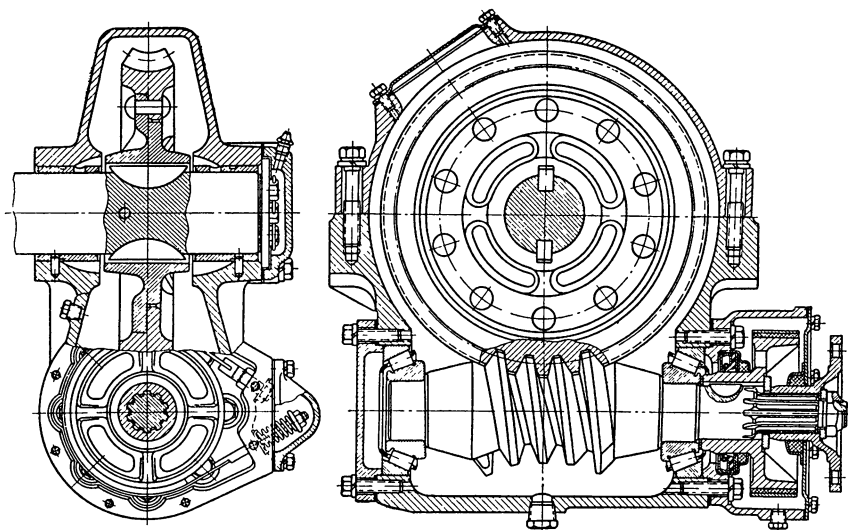
В автомашинах ЗИЛ-151 и ЗИЛ-131 глобоидная передача (фиг. 25) применена в аварийной лебедке, установленной впереди машины. Лебедка имеет основной режим работы в виде непрерывного цикла на длине подтягивания машины (100 м) под большой нагрузкой ($M_2 = 450 \text{ кгм}$). В данном случае пониженный к. п. д. не имеет значения, а применение бронзы оправдывается тем, что лебедка получается компактной, легкой, простой и дешевой, привод лебедки через раздаточную коробку машины также прост, благодаря продольному расположению входного вала.

Условия работы глобоидной передачи в лебедках сходны с условиями ее работы в подающих частях врубовой машины и угольного комбайна. Двигатель этих машин располагается в середине и имеет выходы вала в обе стороны; с одной стороны располагается режущая часть с рабочим органом, с другой стороны — подающая часть в виде лебедки. Конец троса закрепляется на распорной стойке и машина в процессе работы подтягивается к ней (фиг. 26).

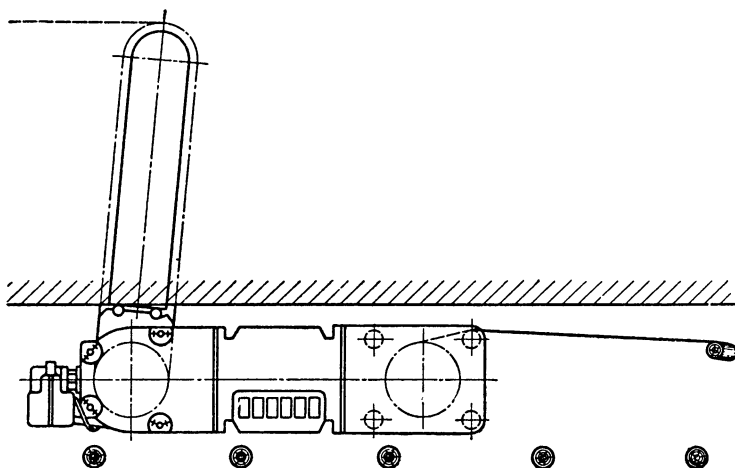
Глобоидная передача 250-38 врубовой машины КМП-3 располагается в подающей части (фиг. 27) в кинематической цепи ее привода; рабочая скорость n_1 вращения червяка составляет 78 об/мин. Скорость подачи врубовой машины регулируется путем изменения времени включения передачи (пульсации) в цикле, составляющем 0,8 сек. Характерным является цикл, в котором вращение длится 0,6 сек. Усилие на тросе при рабочем ходе составляет 5000 кг; соответствующий момент на колесе $M_2 = 450 \text{ кгм}$. Возвращение врубовой машины происходит холостую на ускоренном ходу при числе оборотов червяка 780 в минуту.

Учитывая эти условия (скорость скольжения $v_c = 0,41 \text{ м/сек}$ при рабочем ходе и $v_c = 4,1 \text{ м/сек}$ при маневровом), выбор для венца колеса бронзы марки Бр. АЖ9-4 следует считать оправданным.

Передача (фиг. 28) применена в этом узле машины вместо червячной цилиндрической передачи тех же размеров. В результате стендовых сравнительных испытаний при удвоенной нагрузке (соответствующей натяжению каната 10 т) в течение 50 ч было установлено, что боковой зазор в зацеплении увеличился в глобоидной передаче на 0,01 мм, тогда как в обычной червячной — на 0,08 мм. К. п. д. глобоидной передачи был заметно выше, что было установлено по меньшей потребной подтяжке пружины фрикционной муфты пульсатора на валу червяка, а также по меньшему нагреву масла в ванне передачи (45° С вместо 60° С). В результате этой замены на 30% сокращен расход бронзы за счет сужения венца колеса (фиг. 29).

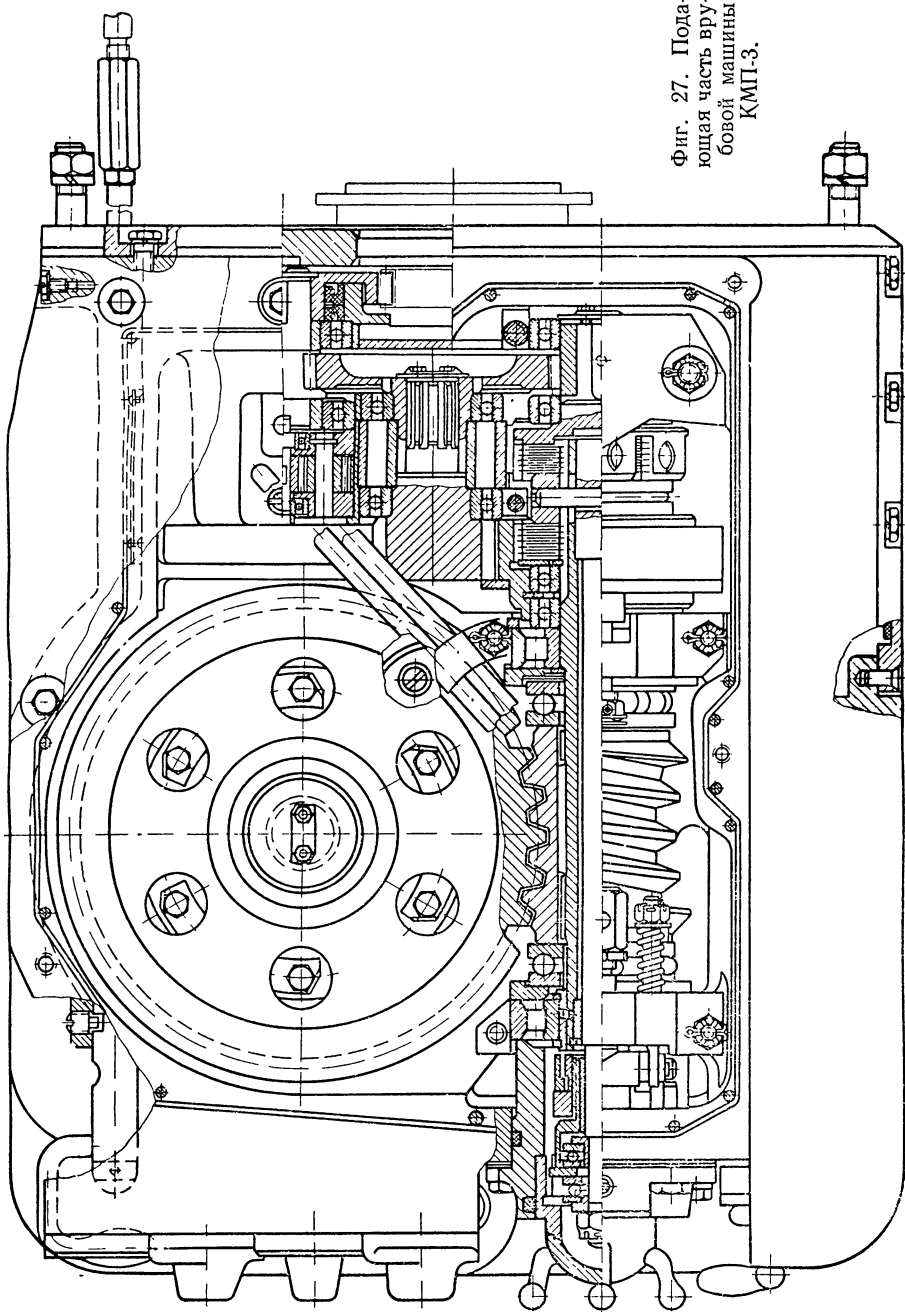


Фиг. 25. Глобоидная лебедка автомашины ЗИЛ-131.



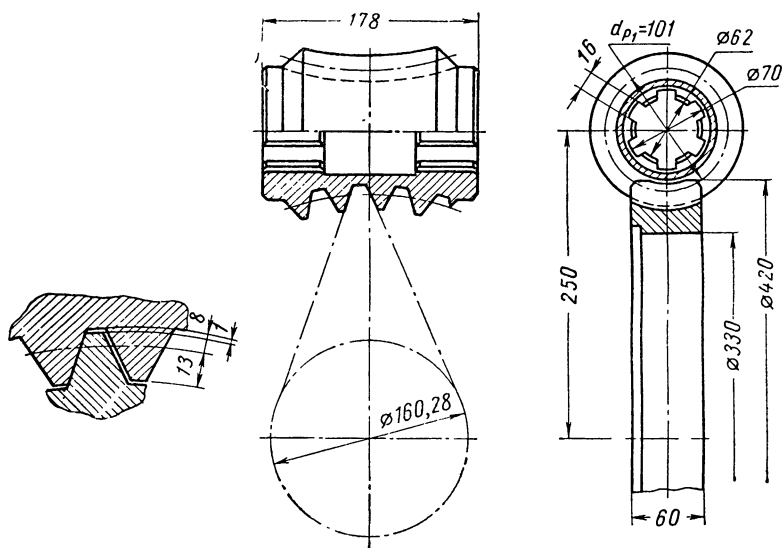
Фиг. 26. Схема работы врубной машины.

Фиг. 27. Пода-
ющая часть вру-
бовой машины
КМП-3.



При обследовании в эксплуатации в Донбассе глобoidные передачи врубовой машины КМП-3 после двух-, трехлетней работы оказались вполне работоспособными.

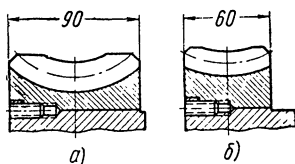
Глобoidная передача подающей части угольного комбайна Донбасс-2 (также 250-38) (фиг. 30) работает в более тяжелых условиях:



Фиг. 28. Передача подающей части врубовых машин и угольных комбайнов.

нагрузка на трос составляет 15 т ($M_2 = 675\text{ кгМ}$), число оборотов червяка на рабочем ходу $n_1 = 167 \div 230\text{ об/мин}$, а на маневровом ходу достигает 1460 об/мин .

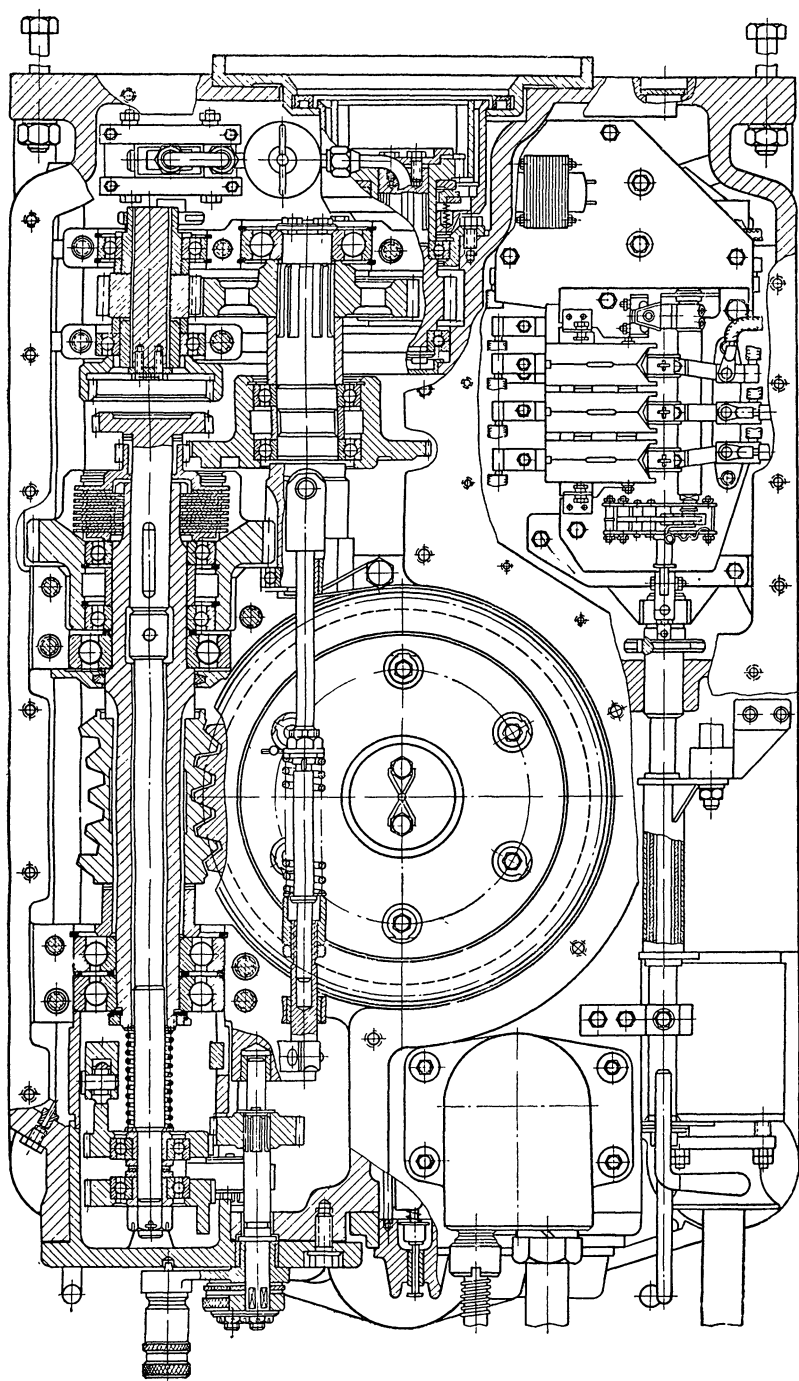
Следует отметить, что передача работает не вполне удовлетворительно, причем это относится не к рабочему ходу (когда нагрузки



Фиг. 29. Ширина венцов колеса передачи КМП-3:

a — червячная цилиндрическая передача; *б* — глобoidная передача.

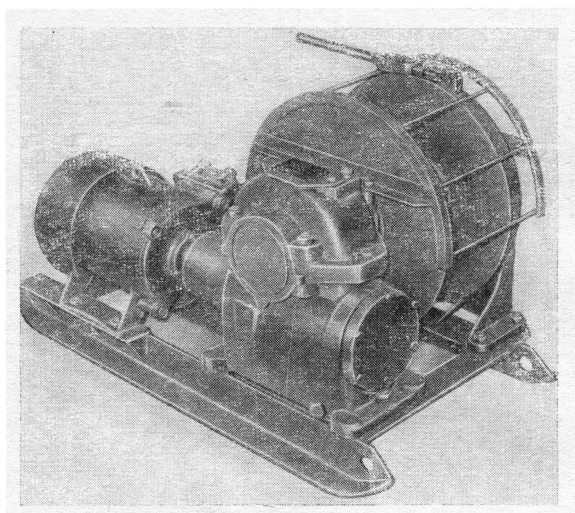
максимальны), а к маневровому, холостому. Износ велик и передача явно перегружена для работы в условиях маневрового хода. Это, по-видимому, объясняется свойствами примененной бронзы Бр. АЖ9-4, которую в данном случае при скорости скольжения $v_c = 8\text{ м/сек}$, применять нецелесообразно. Попытки повысить износостойкость передачи путем увеличения твердости червяка не дали лучших результатов. Положительные результаты дало применение бронзы марки Бр. ОЦС 5-5-5 (см. гл. VI).



Фиг. 30. Подающая часть угольного комбайна Донбасс-2.

Глобоидная передача 250-38 применена также в подающих частях врубовых машин ВПМ-1, Урал-30, ПМГ-3, угольных комбайнов Донбасс-7, Горняк, Шахтер-2, Кировец, УКМГ-2 и др.

Наиболее простая компоновка лебедки получается при установке канатного барабана непосредственно на валу колеса. По такой схеме выполнены шахтные вспомогательные лебедки ЛГ-1 (фиг. 31), ЛГ-2, ЛПР-1, ЛШ-1 и др. При компоновке этих машин использован уни-



Фиг. 31. Лебедка ЛГ-1.

фицированный редуктор РГ-150, применяемый с двумя передачами: 150-59 и $150-59 : 2$.

Технические характеристики лебедок ЛГ-1 и ЛГ-2 приведены на табл. 2. Для сравнения приведены характеристики лебедки ЛМЭ с трехступенчатым зубчатым редуктором. Как видно, применение глобоидной передачи дает заметный выигрыш по размерам и весу.

Т а б л и ц а 2

Технические характеристики лебедок

Показатели	Тип лебедки			
	ЛГ-1	ЛМЭ-4,2	ЛГ-2	ЛМЭ-11,4
Тяговое усилие в кг . . .	1200	1200	1000	1000
Скорость каната в м/сек	0,26	0,22	0,78	0,75
Мощность двигателя в квт	4,5	4,2	8	11,4
Вес в кг	395	520	440	595

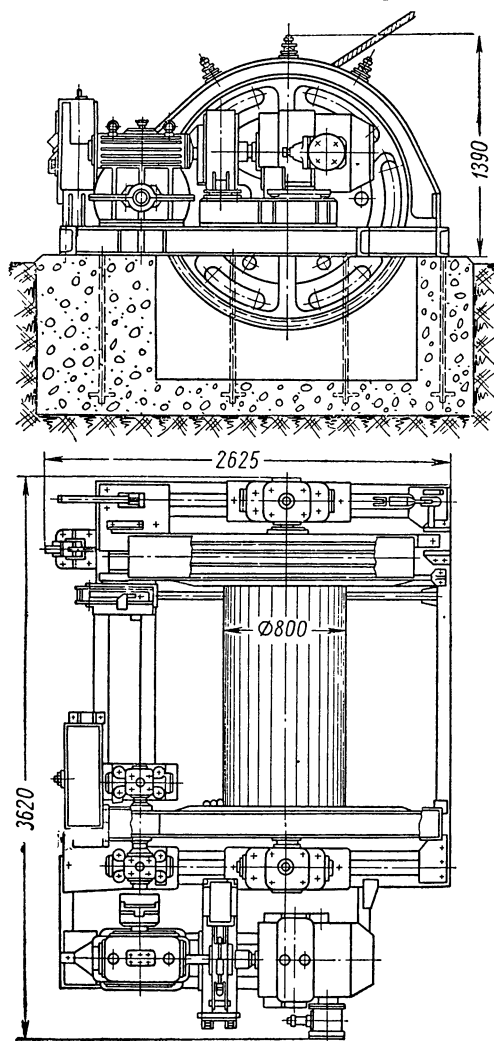
Редуктор этих лебедок установлен на раме на двух небольших опорных площадках, расположенных вдоль оси червяка, третьей опорой служит кронштейн на конце вала колеса-барабана.

При обследовании лебедок в эксплуатации на шахтах работоспособность их признана удовлетворительной. Ряд случаев выхода лебедок из строя был связан с их неправильным применением. Недоразумение возникло из-за того, что лебедку ЛГ-1, обращая внимание на более мощный двигатель (а не на паспорт лебедки), часто устанавливали на подтягивание груженых вагонеток (тогда как она по скорости предназначена для подтягивания порожняка). Получающийся при включении лебедки, из-за повышенной скорости, рывок сбрасывал вагонетку с рельсов, она «забуривалась» и нагрузка на передачу дальше определялась накопившейся за время выбирания слабину троса кинетической энергией двигателя или прочностью троса.

Для более крупных лебедок типична двухступенчатая схема с использованием глобоидной передачи на одной из ступеней. Более рационально при этом глобоидную передачу ставить на первой ступени: к. п. д. и передаваемая мощность при этом выше.

Тогда цилиндрическую передачу на второй ступени можно объединить с барабаном, избежав муфты на валу барабана; эту схему можно считать целесообразной для средних и крупных лебедок с глобоидной передачей.

Примером удачной компоновки привода лебедки по такой схеме может служить проходческая лебедка ЛП-10/800 (фиг. 32) с двигателем



Фиг. 32. Лебедка ЛП-10/800.

мощностью 20 *квт*. Глобоидная передача 300-49 установлена в редукторе первой ступени. Вторая ступень представляет собой пару цилиндрических зубчатых колес с передаточным числом $i = 7,3$. Венец колеса расположен непосредственно на барабане. Небольшие размеры глобоидного редуктора и удачная компоновка привода с тормозом и двигателем обеспечили малые габаритные размеры и вес лебедки. Эта же глобоидная передача используется в лебедке ЛПК-5/500.

В лебедке ЛПК-3/500 применена глобоидная передача 369-79 ($N_{\text{двиг}} = 18 \text{ квт}$, $n_1 = 730 \text{ об/мин}$; $\eta = 0,72$).

В маневровой лебедке МКБУ-1м (фиг. 33, а), на первой ступени трехступенчатого привода был установлен червячный редуктор с передачей 270-39 : 2. В результате применения глобоидного зацепления в этом редукторе ширина бронзового венца была уменьшена на 30%. Результаты испытаний оказались положительными, поэтому взамен МКБУ-1м была спроектирована новая лебедка ЛМГ-1 с теми же техническими характеристиками, но с более полным использованием возможностей глобоидной передачи и обоснованной выше схемы привода.

Лебедка ЛМГ-1 (фиг. 33, б) имеет двухступенчатую схему привода с глобоидным редуктором на первой ступени и отличается применением на второй ступени цилиндрической зубчатой передачи с внутренним зацеплением и использованием прилива на корпусе глобоидного редуктора для одной из опор барабана. Двигатель мощностью 24 *квт* с числом оборотов 730 в минуту. В этой лебедке применена глобоидная передача 210-29. Лебедка имеет значительно меньшие размеры и вес (1450 кг вместо 2550 кг у МКБУ-1м).

Для укомплектования лебедек при общем большом передаточном числе применяются также двухступенчатые редукторы, где глобоидная передача используется на второй ступени, а первая ступень составляется из пары цилиндрических зубчатых колес (фиг. 34).

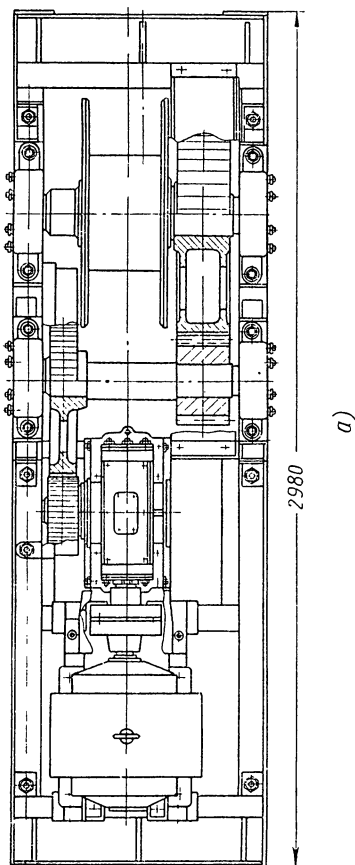
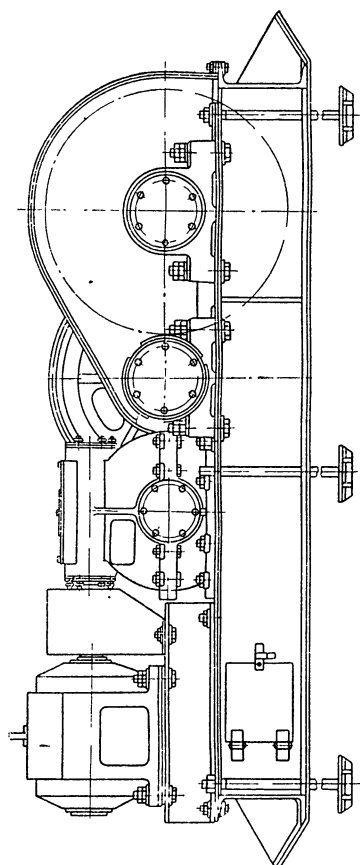
Если имеется возможность установки фланцевого двигателя, то такая дополнительная зубчатая пара может одновременно заменить муфту, как это сделано в шахтостроительной посадочной лебедке ЛПК-10А (фиг. 35).

При такой схеме несколько понижается к. п. д. червячной передачи за счет меньшей скорости, но получается заметный выигрыш в размерах и весе лебедки.

Фирма Крозе—Фурнейрон (Франция) выпускает большой ряд лебедек с глобоидными редукторами, начиная с лебедки типа III-45 с двигателем 2 *квт* (фиг. 36) до шахтной подъемной машины мощностью 800 *квт* (фиг. 37).

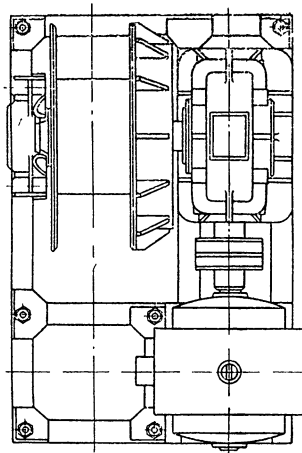
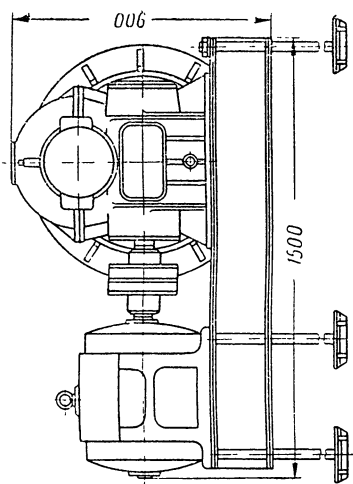
Компактность. Весьма типичным примером снижения размеров за счет применения глобоидной передачи является судовая насос ТП-20/250.

Более ранний образец менее мощного насоса имел червячную цилиндрическую передачу. Насос ТП-20/250 по мощности втрое больше и червячная цилиндрическая передача получалась



2980

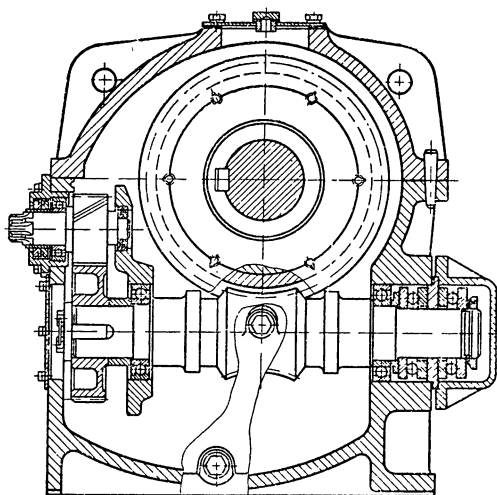
а)



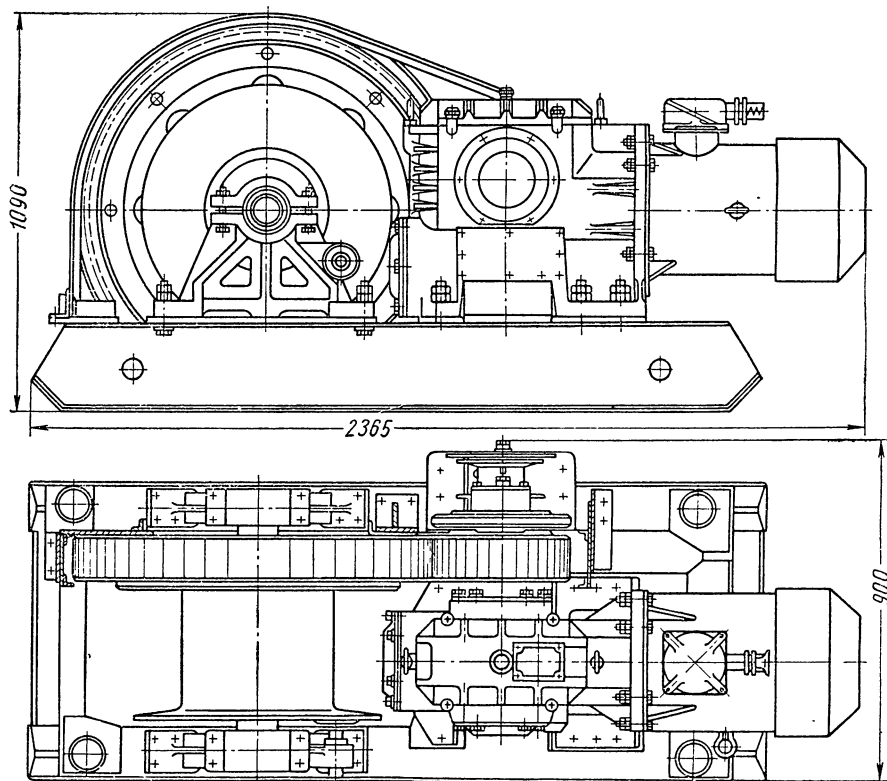
б)

Фиг. 33. Лебедки завода им. 15-летия ЛКСМУ:

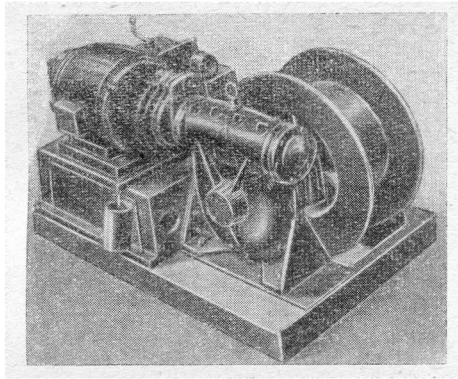
а — МКБУ-1м; б — ЛМГ-1.



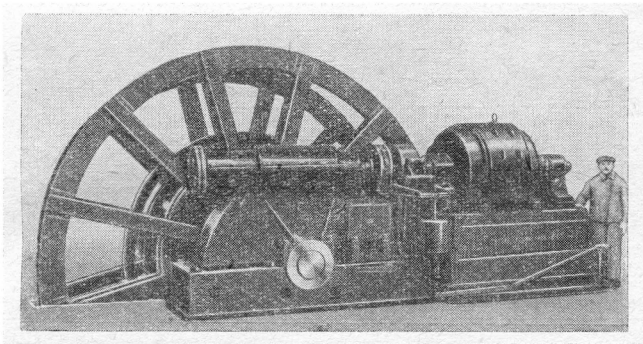
Фиг. 34. Редуктор
для лебедок с допол-
нительной цилиндриче-
ской парой ($i_{общ} = 58$).



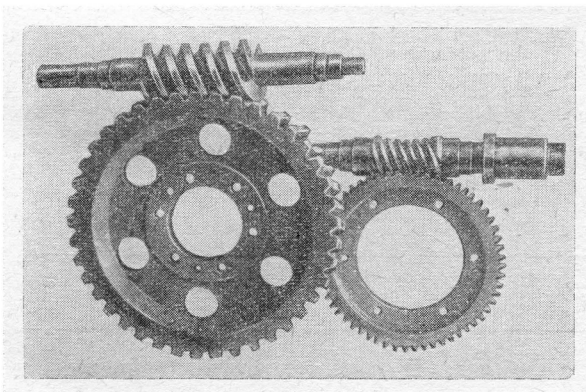
Фиг. 35. Лебедка ЛПК-10А.



Фиг. 36. Лебедка III-45.

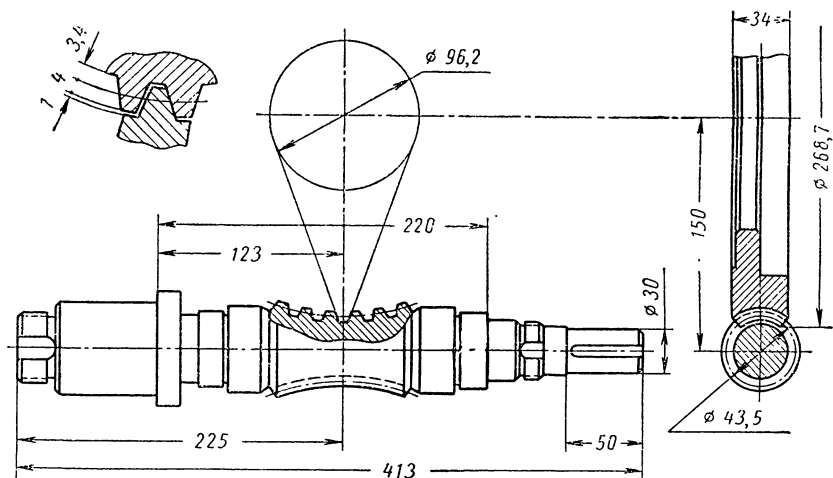


Фиг. 37. Шахтная подъемная машина мощностью 800 квт
фирмы Крозе—Фурнейрон.



Фиг. 38. Передачи насосов: червячная цилиндри-
ческая (ТП-18) и глобоидная (ТП-20/250).

по размерам такой, что насос в заданную высоту уложить не представлялось возможным. Поэтому ЦКБ гидромашиностроения при проектировании применило глобоидную передачу.



Фиг. 39. Передача насоса ТП-20/250.

Сравнительные характеристики насосов и передач показаны в табл. 3 и на фиг. 38, а размеры передачи — на фиг. 39.

Таблица 3

Сравнительные данные передач насосов

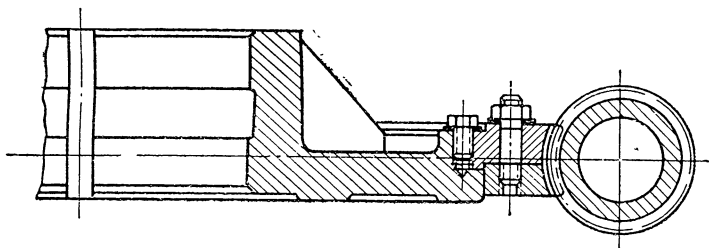
Показатели	Тип насоса	
	ТП-18	ТП-20/250
Максимальная мощность электродвигателя в <i>квт</i>	12,5	38
Червячная передача	Цилиндрическая	Глобоидная
Межосевое расстояние в <i>мм</i>	220	150
Передаточное число	13,67	14,75
Максимальная скорость вращения червяка в <i>об/мин</i>	2000	3700
Вес бронзового венца колеса в <i>кг</i>	25,1	6,4
К. п. д. насоса *	0,70	0,81

* Гидравлическая часть сравниваемых насосов аналогична.

Плавность работы. В ряде случаев решающее значение при выборе передачи имеет низкая виброактивность глобоидной передачи.

Наряду с компактностью это явилось главным соображением при выборе институтом ВНИИПТМАШ глобоидного зацепления в ряде лифтов.

Производство глобоидных редукторов с межосевыми расстояниями 150, 210 и 240 мм и различными передаточными числами для лифтов высотных зданий было освоено Перовским машиностроительным заводом с 1950 г. Опыт десятилетней эксплуатации глобоидных передач в лифтах высотных зданий г. Москвы показал сравнительно с цилиндрическими червячными редукторами их значительно больший срок службы. Глобоидные редукторы с межосевым расстоянием $A = 150$ мм заменяют червячный цилиндрический редуктор с межосевым расстоянием $A = 240$ мм (лифтовая лебедка Т-1000); километраж пробега для глобоидных редукторов уже втрое превысил среднестатистический пробег для передач лебедок Т-1000, причем состояние глобоидных пар хорошее.



Фиг. 40. Колесо делительной передачи зубофрезерного станка.

Эти преимущества в отношении плавности работы используются также, например, в станочных линиях отечественного производства для шлифовки и полировки стекла, где это соображение оказалось решающим.

Точность. Червячные передачи обеспечивают более высокую кинематическую точность, чем другие передачи зацеплением, почему преимущественно и применяются в делительных устройствах. Более длительное сохранение точности глобоидной передачи обеспечивается большой износостойкостью ее и особыми возможностями регулирования в эксплуатации. Используя специфический диагональный контакт в глобоидном зацеплении, можно с большим успехом применять схему разрезного колеса (фиг. 40). Для цилиндрического червячного зацепления такая схема связана с потерей половины несущей поверхности зуба, почему ей обычно предпочитают другие способы регулирования зазоров в зацеплении.

Применение глобоидного зацепления в схеме разрезного колеса практически не отразится на несущей способности при использовании в качестве рабочей стороны зуба той, куда сдвинута его обкатная часть.

Таковыми глобоидными делительными передачами (с межосевыми расстояниями 442,8; 637 и 650 мм и передаточными числами 192; 144 и 120) было переоборудовано восемь зубофрезерных станков трех моделей, что позволило обрабатывать зубья при больших скоростях вращения стола и уменьшило его боковой люфт.

Перекрещивание валов. При компоновке машин особым соображением по выбору передачи нередко является необходимость размещения осей в перпендикулярных плоскостях. Типичны случаи, когда рабочий орган машины должен иметь вертикальный вал, а двигатель — горизонтальный.

Для привода пропеллерного насоса в контакторах алкилирующих установок ранее применялось два последовательно соединенных редуктора: цилиндрический шевронный с передаточным числом $i_1 = 3,16$ и конический спиральнозубый с передаточным числом $i_1 = 1,9$ (фиг. 41, а). Диаметр конического колеса 684 мм, а общий вес двух редукторов 3300 кг.

Вертикальное расположение выходного вала обуславливается особенностями технологического процесса переработки нефти, а горизонтальное положение входного вала — конструкцией приводной паровой турбины.

Применение глобоидной передачи по проекту Гипронефтемаша позволило заменить два редуктора одним с весом всего 1350 кг и значительно сократить габаритные размеры установки (фиг. 41, б).

Основные параметры глобоидной передачи следующие:

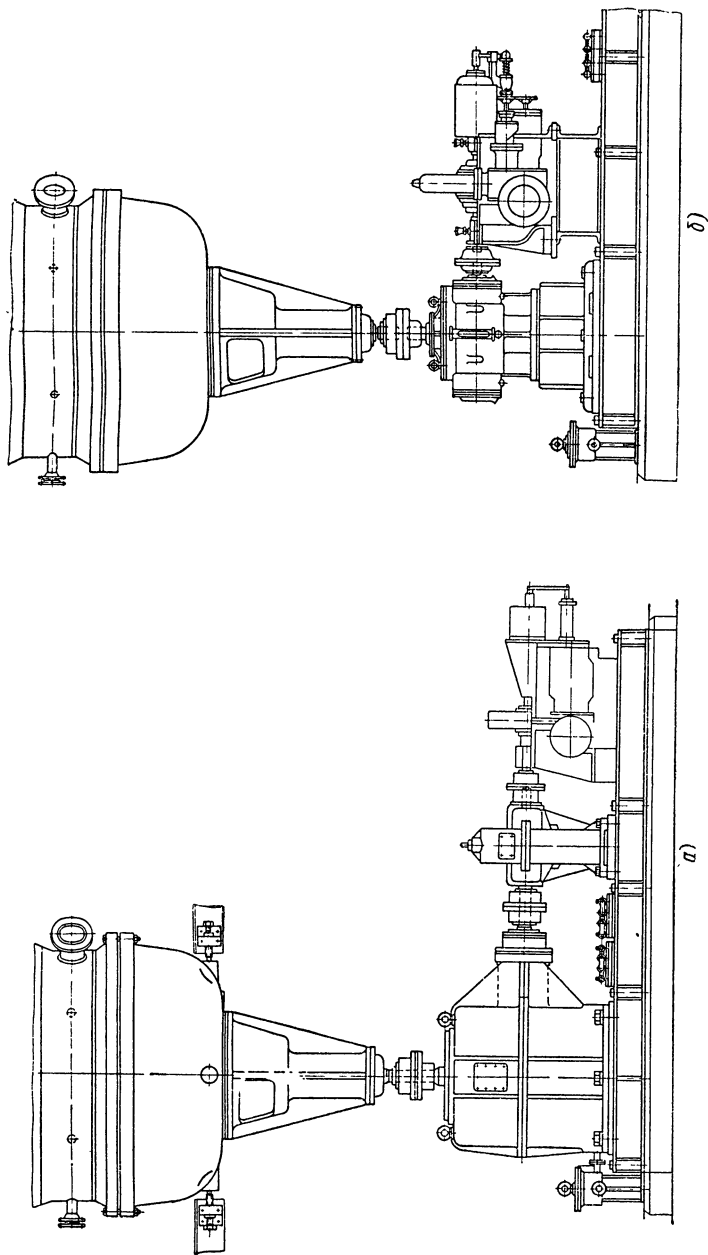
Межосевое расстояние в мм	270
Передаточное число	5,83
Модуль в мм	12,56
Угол подъема витка	37°
Передаваемая мощность в л. с.	250
Рабочее число оборотов червяка в мин	2900

Особенностью конструкции редуктора является главный подшипниковый узел (фиг. 42) червяка в виде трех радиально-упорных шарикоподшипников 66412, два из которых совместно воспринимают осевое усилие при рабочем направлении вращения. Охлаждение масляной ванны осуществляется змеевиком.

Главной технологической задачей было создание шестизаходной фрезы, особенностью которой являлось расположение передней плоскости зубьев колеса нормально к винтовой линии витка. Такая фреза была успешно изготовлена и дала хорошие результаты при нарезании передачи.

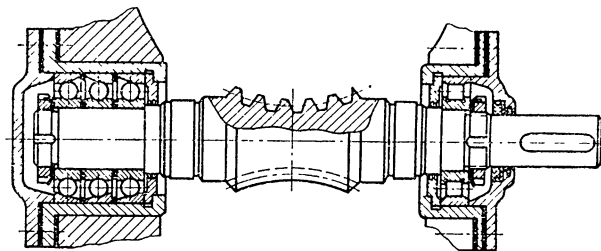
Опыт эксплуатации этой передачи представляет большой интерес в связи с большой передаваемой мощностью и весьма малым передаточным числом. Передача проработала более двух лет непрерывно и была снята с эксплуатации лишь в связи с неработоспособностью других узлов установки. Следует отметить, что передача находилась во вполне работоспособном состоянии. При данном передаточном числе и скорости вращения к. п. д. передачи был близок к 0,97, т. е. и по к. п. д. глобоидная передача не уступала сравниваемой с нею системе из двух редукторов.

Такая же компоновка передачи имеет место в тарельчатых питателях, один из которых показан на фиг. 43 (передача типоразмера 360-90).



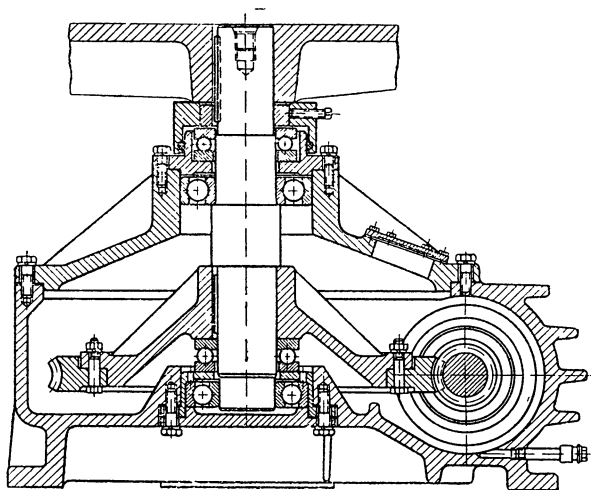
Фиг. 41. Привод пропеллерного насоса нефтеперерабатывающей установки:
а — двухступенчатый зубчатый; *б* — глобоидный

В механизме гусеничного хода роторного экскаватора ЭРГ350-1000, изготавливаемого Донецким машиностроительным заводом им. 15-летия ЛКСМУ, применение глобоидной передачи (360-47 : 2) позволяет уменьшить поперечные размеры привода (фиг. 44).



Фиг. 42. Передача редуктора РЧГ-270.

Прочность. Способность глобоидной передачи нести большие нагрузки объясняется выгодными контактными условиями, а также распределением нагрузки между большим числом зубьев колеса и особенностью их напряженного состояния, приближающегося



Фиг. 43 Редуктор тарельчатого питателя Луганского машиностроительного завода им. Пархоменко.

к сдвигу. Окружное усилие на колесе глобоидной передачи может при прочих равных условиях, значительно превышать допускаемые для других передач зацеплением.

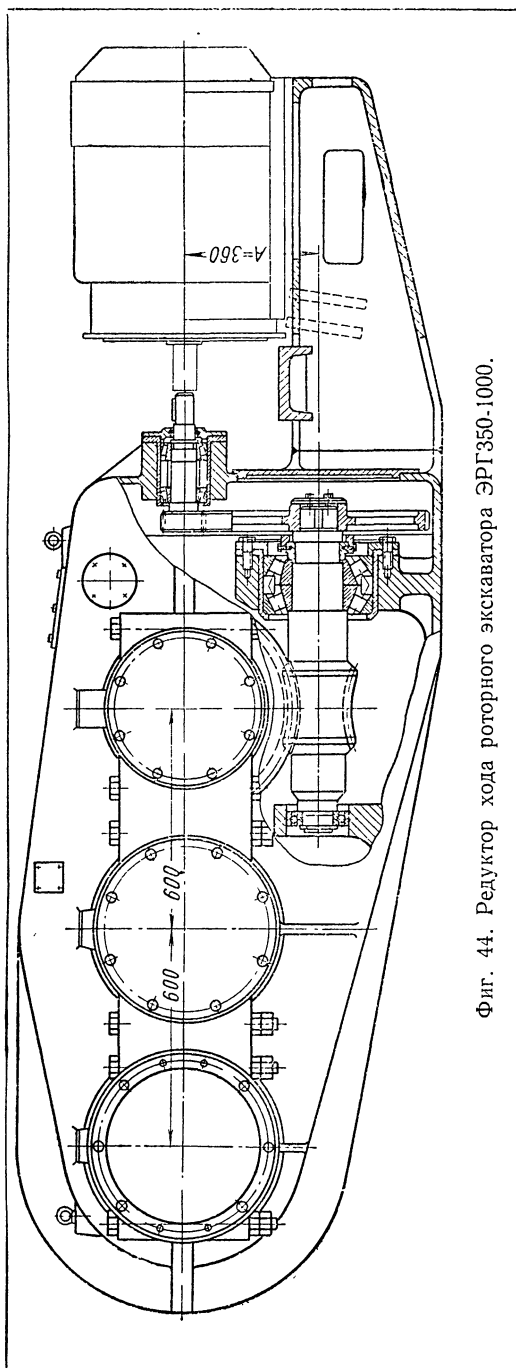
Поэтому глобоидную передачу целесообразно применять для восприятия больших перегрузок, характерных, например, для артиллерийских систем или металлургического оборудования, где это

может происходить в связи с неожиданным изменением механических свойств горячего металла (например вследствие местного переохлаждения).

Поскольку в этих случаях импульс нагрузки передается по кинематической цепи привода машины от ее рабочего органа, следует использовать самотормозящие свойства глобоидной передачи для предохранения от перегрузок дальнейших звеньев этой цепи. Поэтому здесь глобоидную передачу устанавливают ближе к рабочему органу, несмотря на то, что число оборотов ее будет ниже, и это скажется на к. п. д. привода.

Глобоидная передача используется в нажимных устройствах прокатных станов, в маятниковых пилах, в приводе шлепера для блумов, в тележке для слитков и другом металлургическом оборудовании. Только в прокатном оборудовании завода Азовсталь применяется десять типоразмеров глобоидных передач с межосевыми расстояниями от 300 мм до 700 мм и с передаточными числами от 18 до 55.

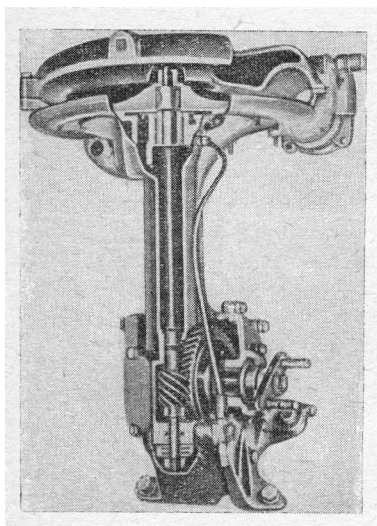
Коэффициент полезного действия. При определенных условиях применения к. п. д. глобоидной передачи может не уступать зубчатой и даже превосходить ее. Это видно на примере описан-



Фиг. 44. Редуктор хода роторного экскаватора ЭРГ350-1000.

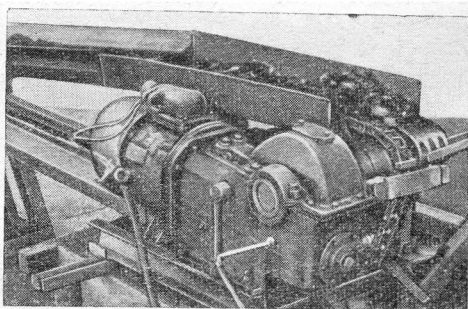
ной выше шестизаходной передачи $270-35 : 6$ при числе оборотов $n_1 = 2900$ об/мин.

По данным фирмы Мичиган Тул, достигнут к. п. д., равный 0,994. Эта величина относится к ускоряющему приводу центробежного нагнетателя авиадвигателя (фиг. 45). Передача приводит во вращение крыльчатку нагнетателя, находящуюся на валу червяка с числом оборотов 30 000 в минуту. Червяк восьмизаходный (передаточное число $i = 4,87$). Межосевое расстояние передачи 67 мм, передаваемая мощность 19 л. с.



Фиг. 45. Ускоритель нагнетателя авиадвигателя с передачей 67-39 : 8.

В то же время, при больших передаточных числах, сравнительно невысоких скоростях вращения и непрерывном режиме работы, низкий к. п. д. может быть главным препятствием к использованию глобоидной передачи. Для примера можно при-



Фиг. 46. Приводная головка конвейера КСО-15.

вести неудачное применение глобоидных передач в качестве одноступенчатого привода в угольных скребковых конвейерах.

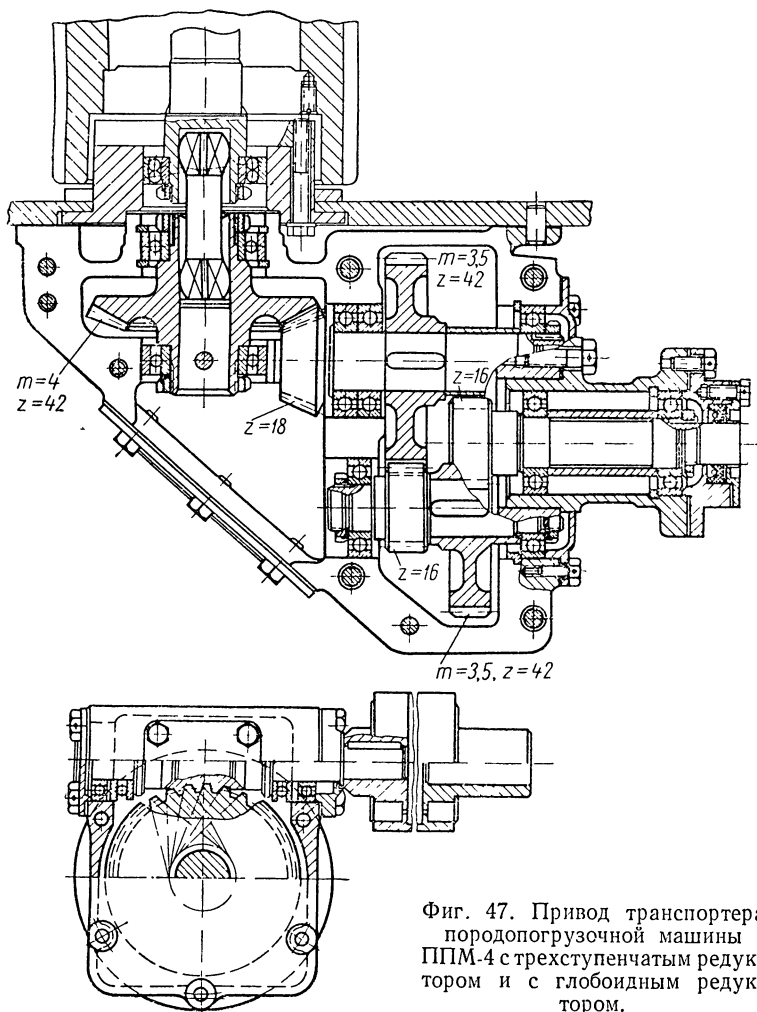
Привод опытного конвейера КСО-15 имел встроенный в приводную головку редукторный узел в виде глобоидной передачи 200-38, передававшей мощность от двигателя 15 квт на вал звездочки скребковой цепи (фиг. 46).

При этой схеме отвод тепла от масляной ванны оказался неудовлетворительным. Непосредственно с окружающим воздухом соприкасалась небольшая часть поверхности корпуса, остальные участки поверхности выходили в полости корпуса приводной головки, где воздухообмен затруднен. Создание ребер в условиях шахты нецелесообразно, так как между ними скапливается грязь, образующая теплоизолирующий слой.

В результате при испытаниях конвейера выяснилось, что при непрерывной работе в условиях возможной перегрузки двигателя температура масла и корпуса растет и через 5—6 ч достигает такой

величины, что масло теряет несущие свойства, к. п. д. передачи падает и конвейер приходится останавливать.

Построенный по такой же схеме привод конвейера мощностью 8 квт при испытаниях дал аналогичные результаты, и применение



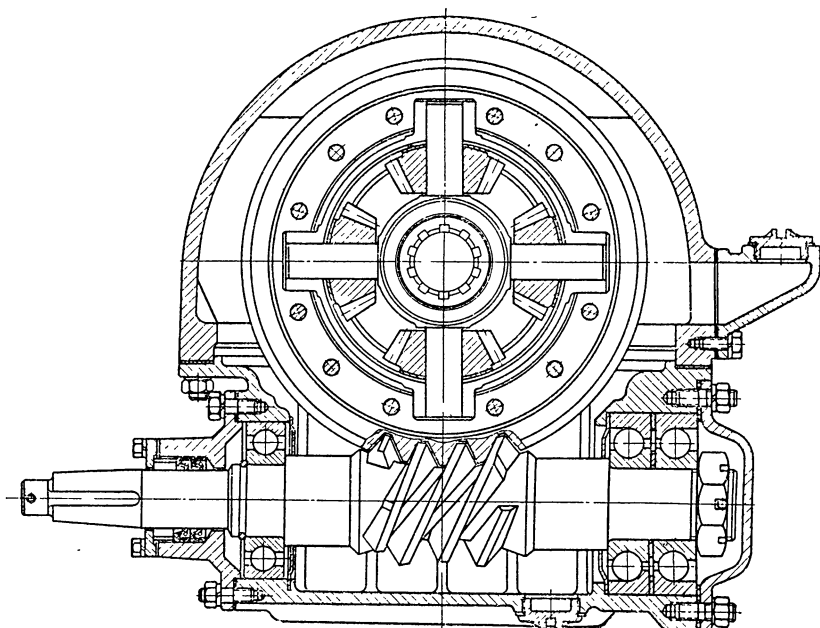
Фиг. 47. Привод транспортера породопогрузочной машины ППМ-4 с трехступенчатым редуктором и с глобоидным редуктором.

глобоидной передачи в этом конвейере оказалось оправданным только при двухступенчатой схеме с отдельным глобоидным редуктором в первой ступени привода. В этом варианте передача имела меньшее передаточное число, больший к. п. д. и лучшие условия охлаждения.

Глобоидную передачу в приводах конвейеров лучше использовать там, где конвейер не является основной частью, не имеет

постоянной нагрузки и где, следовательно, пониженный к. п. д. не так заметен, а компактность является решающей.

Примерами удачного применения в таких условиях являются: передача типоразмера 180-38 : 3 транспортера проходческого комбайна ПКГ-3, работающая при $n_1 = 400 \text{ об/мин}$ с двигателем 9 кВт в тяжелых условиях (толчки, удары); передача типоразмера 120-33 : 2 (фиг. 47) транспортера породопогрузочной машины ППМ-4, примененная в этом узле вместо трехступенчатой передачи.



Фиг. 48. Редуктор заднего моста троллейбуса.

Жесткость опор червяка. Глобоидная передача, в отличие от червячной цилиндрической, чувствительна к осевому сдвигу червяка. Особенно это замечается при сочетании больших колебаний нагрузки и недостаточной жесткости подшипниковых опор червяка в осевом направлении.

Это может быть пояснено примером первой попытки замены цилиндрической червячной передачи заднего моста троллейбуса глобоидным зацеплением (фиг. 48). Первый цикл испытаний глобоидных передач проходил на двух троллейбусах. Испытания велись на радиально-упорных подшипниках червяка с углом контакта $\beta = 45^\circ$, специально поставлявшихся в то время для троллейбусов, и дали положительные результаты.

Эти передачи были сняты с эксплуатации после 30 000—36 000 км пробега в связи с повреждениями по посторонним причинам, после чего было решено повторить испытания на пяти троллейбусах.

Однако эти передачи работали значительно хуже первых: повышенный износ (в среднем 0,048 мм на каждую 1000 км пробега), заметный шум редуктора под нагрузкой. Этому сопутствовал зарегистрированный при периодических проверках большой свободный ход червяка вдоль оси несмотря на его устранение при каждой проверке; величины смещения червяка многократно превосходили допускаемые (+0,05 мм), достигая в отдельных случаях 2,5 мм.

При анализе причин было обнаружено, что передачи смонтированы не на специальных радиально-упорных подшипниках, имеющих угол контакта $\beta = 45^\circ$, как было предусмотрено согласно расчетам и проектировочным чертежам редуктора троллейбуса даже для исходного варианта с цилиндрической червячной передачей, а на обычных радиально-упорных подшипниках 46412 с углом контакта $\beta = 26^\circ$. Эти подшипники подвержены большему износу (расчетная долговечность в 5 раз ниже) и имеют значительно меньшую жесткость в осевом направлении. В результате не было обеспечено нормальных условий работы глобоидной передачи при значительных колебаниях нагрузки с толчками и ударами, возникающими при трогании с места и торможении троллейбуса.

ГЛАВА II

ТЕОРИЯ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Аналитическое исследование

Геометрия глобоидного зацепления может быть исследована с помощью классического аппарата дифференциальной геометрии.

Поверхность червяка. Если анализировать глобоидное зацепление в системах координат, показанных на фиг. 49, когда система $A'X'Y'Z'$ связана с телом червяка, $OX''Y''Z''$ — с телом колеса, а система $A'X_0Y_0Z_0$ неподвижна, то, выбрав при этом направление вращения червяка и колеса, как это показано на фиг. 49, и приняв во внимание, что поверхность глобоидного червяка является линейчатой, можно выразить радиус-вектор произвольной точки M на поверхности червяка так:

$$\bar{r}_M = \bar{q}(v) + u\bar{l}(v), \quad (3)$$

где $\bar{q}(v)$ — вектор направляющей винтовой поверхности;

$\bar{l}(v)$ — единичный вектор образующей;

u — параметр, характеризующий положение произвольной точки M вдоль образующей.

В уравнении (3) v является угловым параметром направляющей кривой, характеризующим ее форму, а параметр u — линейным.

Спроектировав радиус-вектор \bar{r}_M на координатные оси X' , Y' , Z' , получим уравнения поверхности червяка в системе координат $A'X'Y'Z'$, связанной с телом червяка,

$$x'_1 = q_{x'}(v) + ul_{x'}(v),$$

$$y'_1 = q_{y'}(v) + ul_{y'}(v),$$

$$z'_1 = q_{z'}(v) + ul_{z'}(v),$$

или в развернутом виде

$$\left. \begin{aligned} x'_1 &= (A - r_0 \sin \omega'' v + u \cos \omega'' v) \cos \omega' v; \\ y'_1 &= -(A - r_0 \sin \omega'' v + u \cos \omega'' v) \sin \omega' v; \\ z'_1 &= r_0 \cos \omega'' v + u \sin \omega'' v. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

При постоянном отношении скоростей ω' и ω'' зацепление имеет классическую форму.

Уравнения (4) являются двухпараметрическими уравнениями поверхности червяка и в общем виде могут быть выражены так:

$$\left. \begin{aligned} x'_1 &= x'_1(u, v); \\ y'_1 &= y'_1(u, v); \\ z'_1 &= z'_1(u, v). \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Параметры u и v в уравнениях (5) можно рассматривать как криволинейные координаты на поверхности червяка.

Закон образования поверхности модифицированного глобоидного червяка отличается от закона образования классического червяка только тем, что в каждый момент времени точка образующей червяка, лежащая на расчетной окружности колеса, смещается по этой окружности на определенную величину a_v , зависящую от принятого закона модификации (т. е. в функции углового параметра v). Это смещение измеряется, как длина дуги расчетной окружности между смещенной точкой и соответствующей точкой при классическом зацеплении. Следовательно, для получения уравнений поверхности модифицированного червяка нужно в уравнениях поверхности классического червяка везде заменить член $\omega''v$ на $(\omega''v - a_v)$. В результате получим

$$\left. \begin{aligned} x'_1 &= [A - r_0 \sin(\omega''v - a_v) + u \cos(\omega''v - a_v)] \cos \omega'v; \\ y'_1 &= -[A - r_0 \sin(\omega''v - a_v) + u \cos(\omega''v - a_v)] \sin \omega'v; \\ z'_1 &= r_0 \cos(\omega''v - a_v) + u \sin(\omega''v - a_v). \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

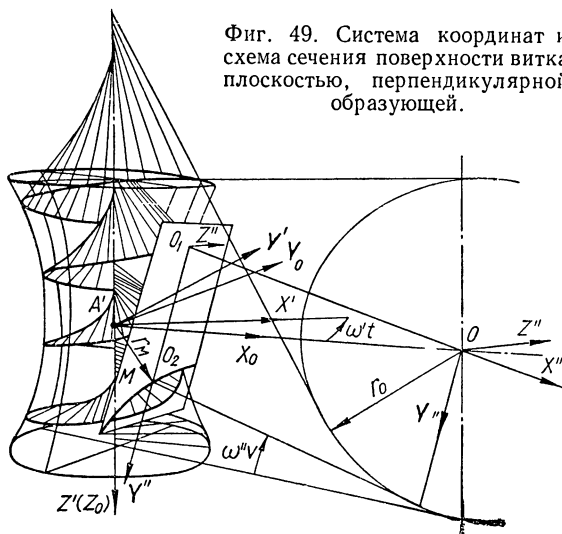
Параметр модификации a_v зависит от угла $\omega''v$ поворота образующей и может быть задан в виде

$$a_v = f\left(\frac{\omega''v}{\alpha_0}\right). \quad (7)$$

Если исходить из далее обоснованного закона модификации (26), то эта зависимость будет выглядеть следующим образом:

$$a_v = \frac{2AK_a}{d_{p2}} \left[0,49 \left(\frac{\omega''v}{\alpha_0} \right)^2 - 1,4 \frac{\omega''v}{\alpha_0} + 1 \right],$$

где d_{p2} — расчетный диаметр колеса;



Фиг. 49. Система координат и схема сечения поверхности витка плоскостью, перпендикулярной образующей.

α_0 — половина угла обхвата колеса (при расчете модификации приближенно принимают $\alpha_0 \approx \alpha_p$);

K_a — масштабный коэффициент модификации, зависящий от величины межосевого расстояния A .

Уравнения поверхности классического червяка получаются, если в уравнении (6) принять $a_v = 0$.

Для дальнейшего исследования необходимо представить поверхность червяка относительно тела колеса. Для этого воспользуемся формулами преобразования координат, перейдя от системы $A'X'Y'Z'$ к системе $O''X''Y''Z''$.

$$\left. \begin{aligned} x'' &= x' \cos \omega' t \cos \omega'' t - y' \sin \omega' t \cos \omega'' t + z' \sin \omega'' t - A \cos \omega'' t; \\ y'' &= -x' \cos \omega' t \sin \omega'' t + y' \sin \omega' t \sin \omega'' t + z' \cos \omega'' t + A \sin \omega'' t; \\ z'' &= x' \sin \omega' t + y' \cos \omega' t. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Здесь $\omega' t$ угол поворота червяка вокруг его оси (следовательно, $\omega'' t = \frac{\omega' t}{i}$ также характеризует фазу зацепления).

Уравнения движения червяка относительно тела колеса получаются из уравнений (6) и (8).

$$\left. \begin{aligned} x_1'' &= \cos \omega'' t \{ \cos \omega' (t - v) [u \cdot \cos (\omega'' v - a_v) - r_0 \sin (\omega'' v - a_v) - \\ &- a_v] + A \} + \sin \omega'' t [u \sin (\omega'' v - a_v) + r_0 \cos (\omega'' v - a_v)]; \\ y_1'' &= -\sin \omega'' t \{ \cos \omega' (t - v) [u \cos (\omega'' v - a_v) - \\ &- r_0 \sin (\omega'' v - a_v) + A] - A \} + \cos \omega'' t [u \sin (\omega'' v - a_v) + \\ &+ r_0 \cos (\omega'' v - a_v)]; \\ z_1'' &= \sin \omega' (t - v) [u \cos (\omega'' v - a_v) + r_0 \sin (\omega'' v - a_v) + A], \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где t — параметр движения.

При каждом фиксированном значении t эти уравнения представляют собой уравнения поверхности червяка в определенной фазе зацепления с колесом.

При текущем значении t система уравнений (9) является однопараметрическим семейством поверхностей червяка.

Поверхность колеса. Сопряженная поверхность колеса (рабочей поверхности зуба) получается, как огибающая поверхности червяка в его движении относительно тела колеса, в виде системы уравнений, в которую входят уравнения (9) и функциональный определитель:

$$\begin{vmatrix} \frac{\partial x_1''}{\partial u} & \frac{\partial x_1''}{\partial v} & \frac{\partial x_1''}{\partial t} \\ \frac{\partial y_1''}{\partial u} & \frac{\partial y_1''}{\partial v} & \frac{\partial y_1''}{\partial t} \\ \frac{\partial z_1''}{\partial u} & \frac{\partial z_1''}{\partial v} & \frac{\partial z_1''}{\partial t} \end{vmatrix} = 0 \quad (10)$$

Частные производные, входящие в уравнение (10), находятся из уравнений (9). Подставив найденные значения частных производных в определитель (10) и произведя преобразования, получаем следующее уравнение:

$$\begin{aligned}
 u^2 \left\{ \left(1 - \frac{1}{\omega''} \frac{da_v}{dv} \right) [i \cos(\omega''v - a_v) - \sin(\omega''v - a_v) \sin \omega'(t - v)] - \right. \\
 \left. - i \cos(\omega''v - a_v) \cos \omega'(t - v) \right\} + u \left\{ \left(1 - \frac{1}{\omega''} \frac{da_v}{dv} \right) \times \right. \\
 \times [A - r_0 \sin(\omega''v - a_v)] - iA \cos^2(\omega''v - a_v) - i \cos \omega'(t - v) \times \\
 \times [A - r_0 \sin(\omega''v - a_v) + A \cos^2(\omega''v - a_v)] - \\
 \left. - \left(1 - \frac{1}{\omega''} \frac{da_v}{dv} \right) r_0 \cos(\omega''v - a_v) \sin \omega'(t - v) \right\} + iA \cos(\omega''v - a_v) \times \\
 \times [1 - \cos \omega'(t - v)] [A - r_0 \sin(\omega''v - a_v)] = 0. \quad (11)
 \end{aligned}$$

Это уравнение связи между параметрами, совместно с уравнениями семейства поверхностей червяка (9) представляет собой систему уравнений сопряженной поверхности колеса (оггибающей)

$$\left. \begin{aligned}
 x'' &= [A - r_0 \sin(\omega''v - a_v) + u \cos(\omega''v - a_v)] \times \\
 &\quad \times \cos \omega''t \cos \omega'(t - v) - A \cos \omega''t + \\
 &\quad + [r_0 \cos(\omega''v - a_v) + u \sin(\omega''v - a_v)] \sin \omega''t; \\
 y'' &= -[A - r_0 \sin(\omega''v - a_v) + u \cos(\omega''v - a_v)] \times \\
 &\quad \times \sin \omega''t \cos \omega'(t - v) + A \sin \omega''t + \\
 &\quad + [r_0 \cos(\omega''v - a_v) + u \sin(\omega''v - a_v)] \cos \omega''t; \\
 z'' &= [A - r_0 \sin(\omega''v - a_v) + u \cos(\omega''v - a_v)] \times \\
 &\quad \times \sin \omega'(t - v); \\
 u^2 \{ &i \cos(\omega''v - a_v) \left[1 - \frac{1}{\omega''v} \frac{da_v}{dv} - \cos \omega'(t - v) \right] - \\
 &- \left(1 - \frac{1}{\omega''v} \frac{da_v}{dv} \right) \sin(\omega''v - a_v) \sin \omega'(t - v) \} + \\
 &+ u \left\{ i \left[1 - \frac{1}{\omega''v} \frac{da_v}{dv} - \cos \omega'(t - v) \right] [A - r_0 \times \right. \\
 &\times \sin(\omega''v - a_v)] + iA \cos^2(\omega''v - a_v) [1 - \cos \omega'(t - v)] - \\
 &- \left(1 - \frac{1}{\omega''v} \frac{da_v}{dv} \right) r_0 \cos(\omega''v - a_v) \sin \omega'(t - v) \} + \\
 &+ iA \cos(\omega''v - a_v) [1 - \cos \omega'(t - v)] \times \\
 &\quad \times [A - r_0 \sin(\omega''v - a_v)] = 0.
 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Эта система уравнений содержит три параметра (u ; v ; t), из которых только два являются независимыми.

Для получения уравнений поверхности колеса в удобной для исследований двухпараметрической форме нужно исключить параметр движения t , получив его из последнего уравнения, как

$$t = f(u, v),$$

и затем подставить в первые три.

Тогда уравнения поверхности колеса получают вид:

$$\left. \begin{aligned} x_2'' &= x_2''(u, v); \\ y_2'' &= y_2''(u, v); \\ z_2'' &= z_2''(u, v). \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

В случае классической передачи ($a_v = 0$) решение последнего уравнения системы (12) относительно параметра t дает два корня

$$t = v \quad (14)$$

и

$$t = \frac{1}{\omega'} \arctg \frac{2NPu}{p^2 - N^2u^2} + v, \quad (15)$$

где

$$N = u \sin \omega''v + r_0 \cos \omega''v, \quad (16)$$

$$\begin{aligned} P &= u^2 i \cos \omega''v + ui (A - r_0 \sin \omega''v + A \cos^2 \omega''v) + \\ &+ Ai \cos \omega''v (A - r_0 \sin \omega''v). \end{aligned} \quad (17)$$

Анализ корня (14) показывает, что при подстановке значения $t = v$ в первые три уравнения системы (12), они принимают следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} x'' &= u; \\ y'' &= r_0; \\ z'' &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Уравнения (18) представляют собой уравнения прямой линии на поверхности колеса, лежащей в расчетной плоскости передачи и являющейся линией перелома.

Подстановка значения параметра t из уравнения (15) в первые три уравнения системы (12) дает уравнения поверхности зуба колеса:

$$\left. \begin{aligned} x_2'' &= \cos \left(\frac{1}{i} \arctg \frac{2PNu}{P^2 - N^2u^2} + \omega''v \right) \left(\frac{P^2 - N^2u^2}{P^2 + N^2u^2} Q - A \right) + \\ &\quad + N \sin \left(\frac{1}{i} \arctg \frac{2PNu}{P^2 - N^2u^2} + \omega''v \right); \\ y_2'' &= -\sin \left(\frac{1}{i} \arctg \frac{2PNu}{P^2 - N^2u^2} + \omega''v \right) \times \\ &\quad \times \left(\frac{P^2 - N^2u^2}{P^2 + N^2u^2} Q - A \right) + N \cos \left(\frac{1}{i} \arctg \frac{2PNu}{P^2 - N^2u^2} + \omega''v \right); \\ z_2'' &= \frac{2PNu}{P^2 + N^2u^2} Q, \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

где

$$Q = u \cos \omega''v - r_0 \sin \omega''v + A. \quad (20)$$

Уравнения (19) представляют собой уравнения обкатной зоны поверхности колеса, они имеют двухпараметрическую форму и позволяют проводить необходимые аналитические и графо-аналитические исследования этой поверхности.

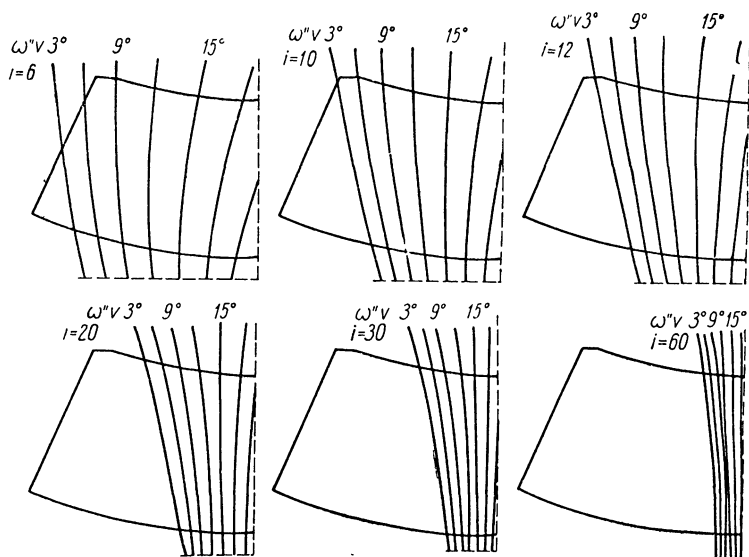
Уравнения подрезной зоны и подрезной половины зуба колеса, являющихся следом первой образующей червяка, можно записать так:

$$\left. \begin{aligned} x_2'' &= \cos \omega''v (u \cos \omega'v - A) + r_0 \sin \omega''v; \\ y_2'' &= -\sin \omega''v (u \cos \omega'v - A) + r_0 \cos \omega''v; \\ z_2'' &= -u \sin \omega'v. \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Характеристики. Поскольку сопряженная поверхность колеса может рассматриваться как геометрическое место характеристик, то уравнение (12) при данной фазе зацепления, соответствующей некоторому значению величины $\omega''t$, явится уравнением определенной характеристики на поверхности колеса.

Поверхность зацепления. Поверхность зацепления обычно исследуют путем анализа проекций характеристик на выбираемые для этой цели плоскости или с помощью кривых, получаемых сечением плоскостями, выбираемыми по особым соображениям. Наиболее показательными являются два вида плоских картин зацепления: проекция характеристик на плоскость $y'' = 0$, проходящую через образующую витка червяка, и нормальную к средней плоскости передачи, и сечение плоскостью $x'' = \text{const}$, перпендикулярной этой образующей.

Как показал анализ, в используемом диапазоне передаточных чисел ($i > 6$) положение характеристик по отношению к скорости скольжения близко к перпендикулярному. Это видно из фиг. 50, где представлены характеристики на поверхности зуба колеса классического глобоидного зацепления. Эти характеристики построены для угла обхвата $\alpha = 20^\circ$, а контуры зубьев соответствуют отношению $d_{p1} : A = 0,45$. Вид характеристик весьма мало изменяется



Фиг. 50. Характеристики (линии контакта) на поверхности зуба колеса при различных передаточных числах ($\alpha = 20^\circ$).

даже при большом колебании основных соотношений передачи, например при значительном изменении угла обхвата (фиг. 51).

В связи с этим, контакт полностью определяется сечением плоскостью $x'' = \text{const}$, в частности, плоскостью

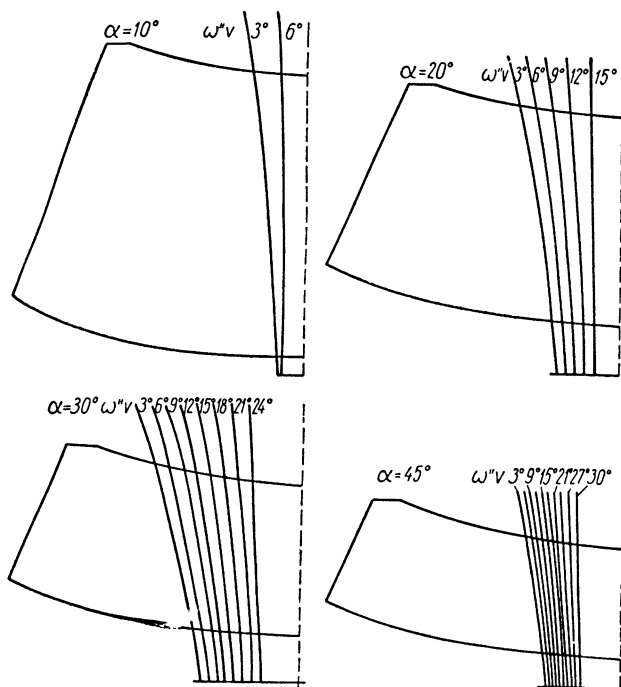
$$x'' = -\sqrt{r_2^2 - r_0^2}, \quad (22)$$

где r_2 — радиус тороидной поверхности червяка, на которой находится точка сечения с координатой $z'' = 0$.

Поэтому для исследования формы контакта следует подставить значение x'' из уравнения (22) в первое уравнение системы (12), после чего получить из него значение параметра

$$u = f(v, t). \quad (23)$$

Затем, подставив эти значения u в уравнения (12) и задавшись предварительно значениями v и t , получим сечения сопряженной поверхности червяка плоскостью, выраженной уравнением (22) в положении червяка, определяемом параметром t . Координаты кривых сечений червяка классической передачи с межосевым расстоянием $A = 150$ ($d_{p1} : A = 0,45$; $\alpha = 20^\circ$) для различных передаточных чисел приведены в табл. 4.



Фиг. 51. Вид характеристик при различных углах обхвата для $i = 30$.

Этот метод позволяет исследовать геометрию зацепления передач с любым законом модификации, т. е. при любом законе изменения a_v , в том числе и при $\frac{\omega'}{\omega''} = \text{const}$ (т. е. $a_v = 0$), когда получается классическое зацепление.

Если уравнения характеристик (12) целесообразно исследовать аналитически, то уравнения сечений червяка плоскостью $x'' = \text{const}$ лучше анализировать графоаналитическим методом, описанным ниже.

Важное значение для оценки несущей способности зацепления имеет форма масляного клина, которую также целесообразно исследовать в плоскости $x'' = \text{const}$ (см. стр. 89).

Таблица 4

Координаты сечений поверхности витка плоскостью, перпендикулярной образующей червяка

z''	y''	z''	y''	z''	y''	z''	y''
$i = 6$ $\omega''t = 3^\circ$		11,89245	35,22357	26,24609	32,31563	$\omega''t = 24^\circ$	
		14,06658	34,44350	12,31221	47,69930		
2,03588	39,55207	16,39872	33,74707	10,53401	46,52817	1,78801	39,56813
4,09013	38,61532	18,81952	33,08690	8,76122	45,55824	3,62373	38,68021
6,16807	37,69157	21,37860	32,48962	7,00795	44,50553	5,51483	37,84040
8,28778	36,78611	24,10004	31,96550	5,26430	43,47155	7,46899	37,05449
10,45999	35,90199	27,01243	31,52682	3,52099	42,45801	9,49463	36,32805
12,699858	35,04194	13,28502	47,48655	1,76912	41,46693	11,60075	35,66662
14,98704	34,20074	11,32088	46,46849	$\omega''t = 18^\circ$		13,77351	35,04048
17,43845	33,41389	9,37868	45,44827	1,77598	39,56355	16,09460	34,57096
19,97696	32,65684	7,47353	44,43553	3,59101	38,66128	18,50502	34,15520
22,65763	31,94668	5,59370	43,43228	5,46971	37,80003	21,04177	33,84229
22,50770	31,29180	3,72840	42,42703	7,39423	36,97984	23,71987	33,64559
28,55985	30,70235	1,86707	41,45355	9,35838	36,20174	26,55643	33,58071
10,32792	45,32023	$\omega''t = 12^\circ$		11,42048	35,48042	11,75268	47,99851
8,20359	44,35480			13,54533	34,78915	10,12200	46,85603
6,12086	43,38742			15,82212	34,22392	8,47133	45,71740
4,06715	42,42081	1,83057	39,55917	18,18872	33,70503	6,81598	44,60820
2,03065	41,45766	3,69120	38,64353	20,68705	33,27255	5,14834	43,52982
$\omega''t = 6^\circ$		5,59155	37,75624	23,33590	32,93881	3,46116	42,48417
		7,54175	36,90201	26,15714	32,71848	1,74739	41,47349
		9,55296	36,08510	12,00546	47,79856	$\omega''t = 27^\circ$	
1,95119	39,55459	11,63648	35,30913	10,29370	46,70334		
3,92330	38,62507	13,77749	34,55828	8,57933	45,61048	1,81899	39,57071
5,92718	37,71439	16,07465	33,90515	6,87820	44,47696	3,68994	38,69072
7,97416	36,82728	18,46104	33,29156	5,17501	43,49050	5,61982	37,86461
10,07635	35,96613	20,98361	32,74866	3,46742	42,46651	7,61488	37,09846
12,24696	35,13528	23,66478	32,28746	1,74512	41,46907	9,68581	36,39830
14,47019	34,32530	26,53093	31,92121	$\omega''t = 21^\circ$		11,83784	35,77008
16,85383	33,58465	12,73915	47,59633			14,05806	35,18007
19,32542	32,87701	10,87673	46,55066	1,78497	39,56362	16,42453	34,76344
21,93734	32,22441	9,05344	45,50104	3,61329	38,66902	18,87949	34,40438
24,71512	31,63615	7,20727	44,47136	5,49307	37,81796	21,45749	34,15685
27,68964	31,12356	5,40399	43,45233	7,43277	37,01462	24,17158	34,03458
13,94803	47,36681	3,60814	42,44944	9,44147	36,26552	27,03639	34,05342
11,86507	46,37930	1,80981	41,46478	11,52894	35,57537	11,81040	48,10527
9,81247	45,38730	$\omega''t = 15^\circ$		13,68124	34,91794	10,19044	46,93810
7,80597	44,39701			15,98423	34,40243	8,54514	45,77524
5,83288	43,41182	1,79497	39,56137	18,37717	33,93726	6,88762	44,64577
3,88149	42,43112	3,62451	38,65239	20,89970	33,56720	5,21095	43,55132
1,94075	41,46022	5,49774	37,77640	23,56887	33,30523	3,50847	42,49390
$\omega''t = 9^\circ$		7,42421	36,93841	26,40425	33,16667	1,77366	41,47597
		9,41417	36,14290	11,90598	47,89873	$\omega''t = 30^\circ$	
		11,47876	35,39400	10,22925	46,77893		
1,88270	39,55694	13,60367	34,67257	8,54251	45,66235	1,86651	39,57352
3,79089	38,63452	15,88241	34,06282	6,85933	44,57145	3,78905	38,70223
5,73482	37,73575	18,25078	33,49601	5,17133	43,50766	5,77400	37,89101
7,72523	36,86515	20,75317	33,00768	3,47056	42,47269		
9,77360	36,02664	23,41023	32,60955	1,74932	41,46856		

z''	y''	z''	y''	z''	y''	z''	y''		
7,82800	37,14992	27,30251	36,22107	$\omega''t = 15^\circ$		11,20902	38,37307		
9,95970	36,47529	14,08105	44,04449			13,24559	38,10322		
12,17144	35,88270	11,96206	43,52349			15,41356	37,99240		
14,45424	35,33187	9,87930	43,00138			17,65342	37,91594		
16,88085	34,97233	7,84844	42,48529			20,00412	37,91189		
19,39459	34,67426	5,85663	41,97613			22,48279	37,98943		
22,02755	34,49677	3,56871	41,47489			25,10912	38,15945		
24,79066	34,45376	1,94337	40,98264			12,35882	44,58752		
27,69618	34,56123	$\omega''t = 9^\circ$				11,24614	38,16009		
11,98583	48,22029					13,28660	37,87067		
10,36098	47,02675			15,46646	37,67244				
8,70361	45,83787			17,72240	37,50267				
7,02669	44,68658			20,09821	37,39078				
5,32393	43,57471			22,61431	37,34488				
3,48928	42,50450			25,29478	37,37464				
1,81659	41,47868			12,64149	44,37789				
$i = 12^\circ$ $\omega''t = 3^\circ$				10,77410	43,77329	$\omega''t = 24^\circ$			
				13,87460	37,64745			8,92663	43,17305
		16,14667	37,36596	7,11309	42,59426				
		18,49937	37,10350	5,32311	42,03709				
		20,98101	36,89175	3,54700	41,50187				
		23,61636	36,72657	1,77560	40,98937				
		26,43360	36,61958	$\omega''t = 18^\circ$					
		13,48419	44,16286					1,76829	40,03877
		11,46608	43,61193					3,56026	39,60800
		9,47871	43,06197					5,33450	39,20973
7,53710	42,52364	7,24992	38,84758						
5,62924	41,99752	9,16605	38,52461						
5,28026	41,48444	11,14313	38,24335						
1,87099	40,98500	13,16739	37,98223						
$\omega''t = 12^\circ$		15,32659	37,82558			$\omega''t = 27^\circ$			
		17,55968	37,70022					1,80768	40,04587
		19,90791	37,63974	3,64479	39,63692				
		22,38993	37,65278	5,51835	39,27575				
		25,02760	37,74963	7,43563	38,96643				
		12,33918	44,48074	9,40427	38,71275				
		10,58010	43,85088	11,43246	38,51823				
		8,77617	43,22674	13,50677	38,35031				
		7,00161	42,62855	15,70365	38,32984				
		5,24520	42,05636	17,96699	38,34918				
3,49847	41,51046	20,33092	38,45489						
1,75286	40,99153	22,80886	38,65672						
$\omega''t = 21^\circ$		25,41629	38,96615	$\omega''t = 15^\circ$					
		12,38400	44,80677			$\omega''t = 3^\circ$			
		$\omega''t = 15^\circ$							

z''	y''	z''	y''	z''	y''	z''	y''
10,60933	44,09836	$\omega''t = 6^\circ$		11,37386	39,19176	12,55219	43,16736
8,83421	43,39898			13,42512	39,05057	10,69245	42,71958
7,07161	42,73917	1,94755	40,22016	15,60498	38,97889	8,85410	42,27968
5,31395	42,11885	3,90873	39,95162	17,86393	38,92807	7,05155	41,86833
3,55406	41,53836	5,89438	39,69540	20,24274	38,92067	5,26317	41,48485
1,73502	40,99850	7,91578	38,45391	22,76350	38,96265	3,50686	41,12911
		9,98497	39,22858	25,45238	39,06135	1,75595	40,80074
$\omega''t = 30^\circ$		12,11501	39,02010	13,10863	42,95704		
		14,29021	38,82063	11,14622	42,56142	$\omega''t = 21^\circ$	
1,85406	40,04867	16,61743	38,66408	9,21366	42,17059		
3,73933	39,64818	19,02477	38,54025	7,32537	41,79490	1,77252	40,22896
5,66231	39,30139	21,56407	38,40848	5,47006	41,44590	3,55992	39,99436
7,62967	39,01256	24,26088	38,32782	3,63726	41,11168	5,38118	39,79619
9,64842	38,78572	27,14575	38,28534	1,81715	40,79640	7,23380	39,63649
11,72598	38,62466	14,13373	42,72863	$\omega''t = 15^\circ$		9,13030	39,51813
13,84890	38,49255	12,00054	42,39049			11,08035	39,44329
16,08917	38,52407	9,93460	42,05223	1,78594	40,22692	13,06861	39,38688
18,39490	38,59827	7,86537	41,72449	3,58843	39,97875	15,18487	39,44147
20,79496	38,76645	5,86610	41,40437	5,41655	39,75686	17,34234	39,52129
23,30195	39,03857	3,89619	41,09332	7,27977	39,56403	19,64157	39,67070
15,92891	39,42611	1,94442	40,79184	9,18536	38,40218	22,04231	39,88916
12,61587	44,93063	$\omega''t = 9^\circ$		11,15251	39,27351	26,94029	40,60330
10,82138	44,19281			13,15885	39,15938	12,68078	43,27869
9,02152	43,46498	1,87730	40,22252	15,29864	39,12871	10,69065	42,80158
7,22914	42,78172	3,76907	39,96105	17,50896	39,12119	8,86077	42,33559
5,43732	42,14297	5,68574	39,71676	19,83326	39,16388	7,06191	41,94250
3,63943	41,54918	7,63788	39,49216	22,29186	39,26350	5,28468	41,40316
1,82910	41,00122	9,63686	39,28892	24,90864	39,42809	3,52073	41,13562
$i = 20$		11,69500	39,10804	12,91994	43,06202	1,76182	40,80043
$\omega''t = 3^\circ$		13,79726	38,93818	10,87056	42,64093	$\omega''t = 24^\circ$	
		16,04502	38,82537	8,99235	42,22539		
2,03405	40,21764	18,36972	38,73009	7,15502	41,83371	1,77382	40,23360
4,08078	39,94145	20,82031	38,67103	5,40781	41,46350	3,56711	40,00597
6,15165	39,67243	23,42055	38,65338	3,55737	41,12034	4,38738	39,81882
8,25857	39,41277	26,19901	38,68360	1,78001	40,79850	7,24242	39,67517
10,41425	39,16373	13,56306	35,84663	$\omega''t = 18^\circ$		9,14046	39,57781
12,63254	38,92566	11,52368	35,47871			11,10081	39,53038
14,89696	38,69447	9,51846	35,11377	1,76520	40,22909	13,09233	39,50257
17,32014	38,49098	7,56240	34,76280	3,54754	39,98747	15,18623	39,59597
19,82651	38,29867	5,64337	34,42575	5,35609	39,77665	17,35145	39,72148
22,47089	38,12659	3,75030	41,10276	7,19972	39,59959	19,63546	39,92080
25,28045	37,97808	1,87255	40,79419	9,08870	39,45870	21,99084	40,19156
28,28780	37,85720	$\omega''t = 12^\circ$		11,03158	39,35557	24,49591	40,55342
14,81866	42,60003			13,01520	39,26905	12,48761	43,38398
12,57525	42,29450	1,82332	40,22474	15,10998	39,27690	10,76443	42,88418
10,37459	41,99205	3,66221	39,97002	17,30553	39,31452	8,83365	42,39297
8,23332	41,68293	5,52632	39,73706	19,59261	39,40704	7,05444	41,94067
6,13887	41,38114	7,42568	39,52853	22,00646	39,56368	5,27740	41,52558
4,07450	41,08310	9,97100	39,34635	24,56880	39,79314	3,61833	41,14706
2,03248	40,78930					1,76166	40,80520

z''	y''	z''	y''	z''	y''	z''	y''
$\omega''t = 27^\circ$		12,62304	39,48436	11,55238	41,91398	$\omega''t = 18^\circ$	
1,80316	40,23616	14,88398	39,34162	9,53828	41,64095	1,76366	40,32427
3,62669	40,01623	17,30308	39,22295	7,57502	41,38318	3,54177	40,17744
5,47764	39,84204	19,80480	39,11290	5,65048	41,14030	5,34285	40,06061
7,36321	39,71685	22,44391	39,01960	3,75344	40,91217	7,17578	39,97642
9,29104	39,64355	25,24758	38,94540	1,87333	40,69883	9,04994	39,92685
11,26923	39,62474	28,24838	38,89365			10,97546	39,91329
13,28452	39,62833	14,83179	41,94517	$\omega''t = 12^\circ$		12,93865	39,91468
15,41262	39,76965	12,58485	41,73016			15,02625	40,00857
17,59802	39,94424	10,38128	41,51496	1,82229	40,31993	17,17782	40,12554
19,87459	40,19587	8,23754	41,30340	3,65806	40,15998	19,43408	40,29560
22,25574	40,53278	6,13986	41,09580	5,51697	40,02108	21,81348	40,52528
24,75674	40,96474	4,07555	40,89252	7,40902	39,90558	24,33770	40,82245
12,61099	43,50143	2,03275	40,69394	9,34488	39,81508	12,63105	42,51339
10,77543	42,97235	$\omega''t = 6^\circ$		11,33612	39,75050	10,75029	42,15588
8,94904	42,45499	1,94703	40,31537	13,36822	39,69727	8,89423	41,80745
7,14481	41,98052	3,90664	40,14159	15,53722	39,71092	7,07646	41,80745
5,35500	41,54801	5,88968	39,97945	17,77765	39,74248	5,28714	41,19953
3,57226	41,15706	7,90741	39,83100	20,13553	39,81388	3,51705	40,93841
1,78956	40,80771	9,97184	39,69742	22,63284	39,93038	1,75749	40,70538
$\omega''t = 30^\circ$		12,09603	39,57904	25,29570	40,09854	$\omega''t = 21^\circ$	
1,84907	40,23893	14,26428	39,46812	13,16081	42,30175	1,77074	40,52412
3,71941	40,02739	16,58334	39,39659	11,18436	41,99683	3,55642	40,18452
5,61749	39,86737	18,98136	39,33708	9,28999	41,69787	5,36518	40,07991
7,54999	39,76224	21,51011	39,30253	7,34215	41,41929	7,20524	40,01292
9,52390	39,71511	24,19512	39,29661	5,47946	41,16048	9,08557	39,98568
11,54569	39,72862	27,06688	39,32379	3,64143	40,92109	11,01564	40,00003
13,60516	39,76685	14,15997	42,07331	1,81819	40,70106	12,98192	40,03122
15,77094	39,95812	12,02007	41,82584	$\omega''t = 15^\circ$		15,06761	40,16873
17,99062	40,18518	9,91909	41,58051			17,21387	40,33193
20,29604	40,49644	7,87378	41,34488	1,78465	40,32211	19,45926	40,55513
22,69752	40,90005	5,87083	40,11893	3,58326	40,16871	21,82062	40,84532
25,20963	41,40609	3,89828	40,90273	5,40491	40,04083	24,31756	41,21098
13,18206	43,63884	1,94494	40,69648	7,25903	39,94098	12,62730	42,62431
11,00394	43,06914	$\omega''t = 9^\circ$		9,15564	39,87093	10,75593	42,23882
9,14780	42,52237	1,87646	40,31772	11,10555	39,83185	8,90589	41,86396
7,30969	42,02377	3,76595	40,15104	13,09294	39,82412	7,09059	41,52403
5,47714	41,57253	5,67870	40,00080	15,21147	39,85953	5,30080	41,21803
3,65919	41,16799	7,62534	39,86926	17,40174	39,93422	3,52788	40,94516
1,83410	40,81046	9,61721	39,75777	19,70007	40,05523	1,76361	40,70510
$i = 30$ $\omega''t = 3^\circ$		11,66659	39,66699	22,12960	40,22875	$\omega''t = 24^\circ$	
2,03379	40,31283	13,75846	39,58569	24,71421	40,46210	1,77179	40,32880
4,07974	40,13141	15,99400	39,55788	12,83677	42,40814	3,55899	40,19585
6,14930	39,95644	18,30475	39,54519	10,91677	42,07670	5,36910	40,10248
8,25437	39,78982	20,73956	39,56516	9,02512	41,75284	7,20989	40,05142
10,40768	39,63247	23,32218	39,62231	7,17581	41,45423	9,03954	40,04497
		26,08096	39,72227	5,35824	41,18004		
		13,60233	42,19114	3,56256	40,92976		
				1,77948	40,70322		

z''	y''	z''	y''	z''	y''	z''	y''
11,01681	40,08514	11,09517	42,50930	5,67166	40,28513	21,96665	41,19821
12,97843	40,14380	9,21098	42,05241	7,61302	40,24687	24,51879	41,50131
15,05326	40,32133	7,34942	41,64561	9,59753	40,22739	12,90151	47,75512
17,18457	40,52671	5,50505	41,28762	11,63813	40,22702	10,96412	41,51369
19,40835	40,79806	3,66956	40,97756	13,71957	40,23468	9,05784	41,28115
21,73961	41,14271	1,83660	40,71513	15,94285	40,29329	7,19666	41,07529
24,19572	41,56927			18,23958	40,36283	5,36992	40,89496
12,57515	42,73226	$i = 60$		20,65851	40,46244	3,56774	40,73931
10,72132	42,32104	$\omega''t = 3^\circ$		23,22335	40,59514	1,78078	40,60790
8,70101	43,60997	2,03353	40,40805	25,96237	40,76570		
7,07934	41,56193	4,07869	40,32150	13,64151	41,53737	$\omega''t = 18^\circ$	
5,29582	41,24048	5,14694	40,24074	11,58103	41,35049		
3,52647	40,95656	8,25017	40,16733	9,55805	41,16897	1,76212	40,41951
1,76367	40,70987	10,40118	40,10193	7,58763	41,00408	3,53559	40,36749
$\omega''t = 27^\circ$		12,61352	40,04414	5,65755	40,95460	5,82894	40,34478
1,80089	40,33134	14,87098	39,99023	3,75657	40,72170	7,15100	40,35366
3,61764	40,20605	17,28598	39,95682	1,87412	40,60351	9,01111	40,39580
5,45725	40,12558	19,78303	39,92967	$\omega''t = 12^\circ$		10,91935	40,47216
7,32694	40,09277	22,41684	39,91551	1,82125	40,41517	12,86204	40,56190
9,23429	40,11009	25,21393	39,91626	3,65391	40,35008	14,92557	40,74033
11,18727	40,17968	28,20881	39,93436	5,50760	40,30537	17,04969	40,93930
13,17299	40,26966	14,4488	41,29195	7,39233	40,28311	19,27493	41,18763
15,26648	40,49267	12,59442	41,16701	9,31872	40,28460	21,61964	41,49123
17,41259	40,74583	10,38790	41,04316	11,29830	40,31035	24,10540	41,85713
19,64507	41,07154	8,24176	40,92439	13,31656	40,34599	12,70825	41,86121
21,97726	41,47735	6,14222	40,81069	15,46928	40,44499	10,80676	41,59342
24,42444	41,97219	4,07660	40,70205	17,69109	40,55952	8,93325	41,33608
12,72400	42,85157	2,03301	40,59862	19,92791	40,71036	7,10134	41,11022
10,85819	42,41131	$\omega''t = 6^\circ$		22,50163	40,90216	5,30109	40,91453
9,00629	41,98433	1,94650	40,41059	25,13828	41,14068	3,52323	40,74708
7,18134	41,60201	3,90455	40,33170	13,21285	41,64818	1,75903	40,61005
5,37549	41,26302	5,88497	40,26376	11,22242	41,43348	$\omega''t = 21^\circ$	
-3,58134	40,96661	7,89902	40,20859	9,26629	41,22597	1,76895	40,41932
1,79182	40,71239	9,95809	40,16703	7,35890	41,04024	3,54929	40,37448
$\omega''t = 30^\circ$		12,07701	40,13904	5,48885	40,87534	5,34907	40,36390
1,84658	40,33411	14,233830	40,11710	3,64559	40,73063	7,17663	40,38983
3,70912	40,21717	16,54916	40,13103	1,81917	40,60572	9,04077	40,45402
5,59464	40,15073	18,93781	40,15459	$\omega''t = 15^\circ$		10,95092	40,55791
7,51024	40,13783	21,45598	40,19965	1,78336	40,41735	12,74924	40,66473
9,46172	40,18097	24,12910	40,26914	3,57809	40,35878	12,95163	40,89833
11,45693	40,28249	26,98768	40,36674	5,39326	40,32508	17,06639	41,14265
13,48564	40,51588	14,18615	41,41963	7,23827	40,31839	19,27623	41,44307
15,60937	40,67812	12,03886	41,26242	9,12309	40,34021	21,59790	41,80594
17,78783	40,98282	9,93231	41,10055	11,05884	40,39199	24,05094	42,23890
20,04437	41,36656	7,88221	40,96580	12,93887	41,37831	12,71631	41,97352
22,37534	41,83401	5,87555	40,83378	15,12992	40,59295	10,82107	41,67725
24,84528	42,40393	3,90037	40,71225	17,30526	40,74431	8,95093	41,39311
12,98963	42,98085	$\omega''t = 9^\circ$		19,56637	40,94993	7,11931	41,14559
		1,87574	40,41294			5,31691	40,93319
		3,76283	40,34113			3,53502	40,75481
						1,76539	40,60980

z''	y''	z''	y''	z''	y''	z''	y''
$\omega''t = 24^\circ$		8,93628	41,45128	17,22651	41,55027	7,47011	40,51389
		7,11204	41,18364	19,41459	41,95088	9,39897	40,64758
1,76977	40,42401	5,31417	40,95565	21,69743	42,42655	11,36651	40,83735
3,55087	40,38539	3,53461	40,76621	24,09026	42,98533	13,34777	41,04608
5,35081	40,38644	1,76570	40,61454	12,83670	42,20350	15,44981	41,40066
7,17732	40,42818	$\omega''t = 27^\circ$		10,94076	41,85155	17,58354	41,78318
9,03854	40,51294			9,0644	41,51452	19,79211	42,24043
10,94318	40,64230			7,21781	41,22404	22,09209	42,78018
12,87800	40,78839	1,79863	40,42656	5,39596	40,97836	24,48230	43,40826
14,92147	41,04808	3,60857	40,39601	3,59043	40,77628	13,11306	42,33460
17,01711	41,33477	5,43684	40,40942	1,79409	40,61708	11,18565	41,95074
19,20070	41,68231	7,29061	40,46919	$\omega''t = 30^\circ$		9,27361	41,58328
21,48719	42,09836	9,17744	40,57743			7,38384	41,26780
23,89386	42,59073	11,10534	40,73579	1,84408	40,42932	5,52759	41,00308
12,67637	42,08259	13,06119	40,91260	3,69945	40,40709	3,67947	40,78728
10,79544	41,76021	15,11990	41,21786	5,57258	40,43443	1,83909	40,51883

Форма модификации

При конструировании глобоидного зацепления необходимо задать форму поверхности витка червяка. Главной величиной, характеризующей модификацию типоразмеров различных передач, является отклонение на входе витка червяка (величина модификации) a .

Величина модификации. В первом приближении величина отклонения на входе витка червяка зависит от размеров передачи и передаточного числа.

Для определения зависимости величины a модификации глобоидной передачи от передаточного числа i было analyzed [48] большое число червяков глобоидных передач с межосевым расстоянием $A = 150$. Последнее было выбрано потому, что оно характерно для общего машиностроения и передачи с этим межосевым расстоянием наиболее полно изучены экспериментально. Всего analyzed 38 кривых модификаций при передаточных числах $i = 10,25; 12,75; 25,5; 39; 41; 51; 59$. При этом использовались данные измерений винтовых линий витков червяков, приведенные в протоколах испытаний МАИ, ЦНИИТМАШ и ВНИИПТУГЛЕМАШ.

Исследовались червяки (табл. 5) из разных марок сталей с различными твердостями, проработавшие под нагрузкой от нескольких часов до несколько сот часов. Многие червяки имели до работы заданную модификацию. По величинам модификации на входе витка червяка, заданным при нарезании и полученным в результате приработки, составлен график (фиг. 52), на котором стрелками показано направление изменения величины модификации в процессе работы передачи. Зависимость модификации a на входе витка червяка от передаточного числа i в первом приближении можно выразить прямой:

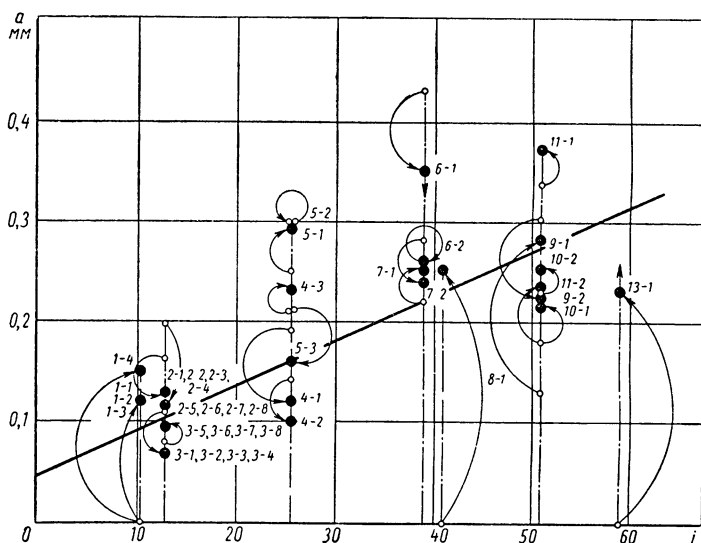
$$a_{150} = K + Mi.$$

Определив коэффициенты K и M методом наименьших квадратов, получим¹:

$$a_{150} = 0,046 + 0,0051 \cdot i \text{ мм.} \quad (24)$$

Выражение (24) определяет величину a модификации на входе витка в зависимости от передаточного числа i только для передач с межосевым расстоянием $A = 150 \text{ мм}$.

Зависимость от размеров передачи, исходя из соображений геометрического подобия, может быть принята линейной. Эта гипо-



Фиг. 52. Величина естественной модификации на входе витка червяка в зависимости от заданной при нарезании по экспериментальным данным таблицы 5.

теза проверена экспериментально при переходе от $A = 150 \text{ мм}$ к $A = 250 \text{ мм}$: рассчитанная и заданная при нарезании величина модификации передачи 250-38 близко совпала с установившейся после работы под нагрузкой (см. фиг. 18).

Если принять масштабную зависимость от размеров передачи, то в общем виде получим

$$a = \frac{A}{150} a_{150} = A(0,0003 + 0,000034i) \text{ мм.} \quad (25)$$

Червяки работали в неодинаковых условиях, имели различные твердости, колеса были выполнены из бронзы разных марок, однако значения естественной модификации большинства передач группируются довольно плотно. Для закаленных червяков величины модификации на входе могут быть не только близкими (точки 11—2, 7—1,

¹ Коэффициент корреляции 0,845.

Т а б л и ц а 5

Характеристика червяков глобидных передач $A = 150$ мм к обоснованию параметров модификации

№ червяка	Индекс кривой	Передаточное число $z_2 : z_1$	Материал и термообработка	Твердость		Рабочая сторона	Время работы в ч	Число оборотов червяка n_1 в мин	Максимально достижимая мощность N_2 в л. с.	Величина модификации на входе втяжки червяка a	
				HRC	HV					заданная	полученная после приработки
1	1—1	41 : 4	Сталь 35ХМА	33		—	460	1500	27	0	0,12
	1—2									0	0,12
	1—3									0	0,12
	1—4									0	0,15
2	2—1	51 : 4	Сталь 38ХГ Улучшение			Правая	65	1000	8,5	0,19	0,13
	2—2									0,10	0,12
	2—3									0,15	0,14
	2—4									0,19	0,12
	2—5					Левая	75	1000	10	0,18	0,12
	2—6									0,22	0,12
	2—7									0,20	0,12
	2—8									0,18	0,10
3	3—1	51 : 4	То же	321		Правая	115	1000	8	0,10	0,08
	3—2									0,08	0,07
	3—3									0,09	0,05
	3—4									0,16	0,08
	3—5					Левая	130	1000	9	0,03	0,06
	3—6									0,10	0,10
	3—7									0,12	0,11
	3—8									0,07	0,10

№ червяка	Индекс кривой	Передаточное число $z_2 : z_1$	Материал и термообработка	Твердость		Рабочая сторона	Время работы в ч	Число оборотов червяка n_1 в мин	Максимально допустимая мощность N_2 в л. с.	Величина молификации на входе витка червяка a	
				HRC	HVB					заданная	полученная после приработки
4	4—1	51 : 2	Сталь 38ХГН Улучшение	269		Правая	35	1000	3	0,19	0,12
	4—2									0,14	0,10
	4—3					Левая	135	1000	4	0,21	0,23
5	5—1	51 : 2	То же	269		Правая	10	1000	2,5	0,25	0,29
	5—2									0,30	0,30
	5—3					Левая	65	1000	5	0,21	0,16
6	6—1	39 : 1	Сталь 10 Цементационная закалка	54		Правая	70	1200	6,5	0,43	0,35
	6—2					Левая	155	1200	8	0,26	0,26
7	7—1	39 : 1	То же	51		Правая	360	1000	9	0,22	0,25
	7—2					Левая	90	1500	10	0,28	0,24
8	8—1	41 : 1	Сталь 35ХМА	33			730	1500	9,6	0	0,25
9	9—1	51 : 1	Сталь 38ХГН Улучшение	269		Правая	120	1000	2	0,13	0,28
	9—2					Левая	135	1000	3,4	0,18	0,23
10	10—1	51 : 1	То же	269		Правая	90	1000	3,2	0,18	0,22
	10—2					Левая	110	1000	3,5	0,23	0,25
11	11—1	51 : 1	Сталь 45 Закалка	≥50		Правая	110	1000	7	0,34	0,37
	11—2					Левая	60	1000	4	0,30	0,23
12	12—1	59 : 1	Сталь 45 Улучшение	33			120	1500	9,2	0	0,23

7—2, 6—2), но даже несколько большими, чем полученные методом наименьших квадратов. Для червяков, нарезанных с завалами, величина модификации на входе после приработки в ряде случаев не только не уменьшалась, но, наоборот, увеличивалась (7—1, 11—1). Это, конечно, не следует понимать, как износ только входной части витка. Так как червяк с завалами начинает изнашиваться с середины, то, очевидно, зона контакта по мере приработки доходит до концов витка и входная часть также начинает изнашиваться; постепенно относительная величина износа стабилизируется, и в дальнейшем виток изнашивается равномерно по всей длине.

Форма модификации. Наилучшие показатели передачи по нагрузочной способности и к. п. д. получаются после приработки, когда передача получит окончательную форму модификации. Поэтому желательно установить форму модификации именно такой.

Однако кривые естественной модификации глобоидных передач имеют сложную форму, особенно, если учесть их волнообразный характер. Изготовить червяк с подобной модификацией технологически сложно. Вследствие этого кривую модификации нужно аппроксимировать так, чтобы она, отличаясь в определенных пределах от исходной, сохраняла ее общий характер. Оставшиеся отклонения второго порядка малости легко устраняются в процессе приработки передачи.

В ГОСТ 9369-60 форма модификации не регламентируется, хотя в приложении в качестве рекомендации наряду с непрерывной кривой приведена кривая модификации, содержащая прямолинейный классический участок. Однако эта кривая хуже аппроксимирует кривую естественной модификации, чем непрерывная плавная кривая в виде параболы [30] или синусоиды [24], [25].

Опыт показывает, что кривая второго порядка (парабола), достаточно близко подходит к кривой естественной модификации (см. фиг. 18). Тогда уравнение кривой модификации будет иметь вид:

$$a_x = a \left(\frac{x - x_0}{x_0} \right)^2,$$

где x — расстояние в долях половины угла обхвата червяка от начала витка червяка до текущего положения точки кривой модификации на витке;

a_x — величина модификации на расстоянии x до начала витка червяка в мм;

x_0 — расстояние от начала витка до положения на витке с нулевой модификацией.

По результатам обработки кривых естественной модификации можно рекомендовать $x_0 = 1,4$.

На фиг. 17 была показана кривая модификации для передачи 150-30.

Парабола проходит через точку $(0, a)$ и точку $(x_0, 0)$, которая является для параболы точкой экстремума и легко определяется из анализа кривых естественной модификации.

На основании изложенного, уравнение модификации червяка можно представить в виде

$$a_x = a (0,49x^2 - 1,4x + 1)$$

или, переходя к параметру v ,

$$a_v = a \left[0,49 \left(\frac{\omega''v}{a_0} \right)^2 - 1,4 \left(\frac{\omega''v}{a_0} \right) + 1 \right]. \quad (26)$$

Следует заметить, что через эти две точки можно провести и другие кривые, мало отличающиеся на этом наиболее важном участке, практически с такими же результатами; решающим фактором для выбора кривой обычно является технологичность модифицирования.

Корректомер. Разработка научно обоснованных рекомендаций по выбору оптимальных параметров отклонений на боковых сторонах витков червяков с учетом изменения основных параметров передачи потребует много сил и времени. В то же время, заводы, имеющие налаженное производство глобоидных редукторов или приступающие к их изготовлению, могут легко определить оптимальную величину модификации витка на входе и форму модификации по длине червяка для своих глобоидных передач.

Кривая модификации для каждого определенного типоразмера строго определена и стабильна. Поэтому, проводя приработку редуктора с первой передачей (выполненной приближенно) и измерив кривую естественной модификации, можно использовать эту кривую для модификации данных передач при нарезании.

Для измерения величины износа витка червяка в процессе приработки без разборки редуктора институтом ВНИИПТУГЛЕМАШ и заводом «Красная гвардия» спроектирован, изготовлен и применен специальный прибор-корректомер (фиг. 53), который позволяет находить величину износа витка червяка в виде отклонения его поверхности от заданной при нарезании.

Корректомер представляет собой измерительные ножницы, ось вращения рычагов которых (в цапфе 4) расположена в средней плоскости червяка, перпендикулярно его оси и межосевому расстоянию передачи; корректомер может быть при установке повернут вокруг оси червяка в любое положение.

Измерительный наконечник жесткого упора 1 одного плеча ножниц под действием усилия груза или пружины прижимается к винтовой поверхности неизношенной части витка червяка (у ножки) в пределах радиального зазора, и при проворачивании червяка следует за витком, как за копиром. Измерительный наконечник рычага 2 другого плеча ножниц упирается в изношенную часть винтовой поверхности витка червяка, но несколько выше — в пределах рабочего участка по высоте, и соединен с индикатором 5.

Для установки индикатора на нуль имеется базовая поверхность скобы 3, касательная профильной окружности d_0 . Перед началом работы передачи под нагрузкой индикатор устанавливается на нуль

по базовой поверхности скобы, после чего снимаются исходные тарировочные кривые (для каждого захода) дуговой разности координат винтовых глобоидных линий, учитывающие погрешности изготовления и сборки передачи и корректомера. Затем ножницы отводятся в крайнее положение до упора в базовую скобу. В этом положении прибор находится во время работы передачи.

После работы передачи под нагрузкой в течение некоторого срока опять снимаются те же кривые (для каждого захода); разность координат тарировочных кривых и кривых, снятых после работы под нагрузкой, покажет износ рабочей поверхности витка червяка. Эти измерения можно повторить несколько раз, через определенные периоды работы передачи.

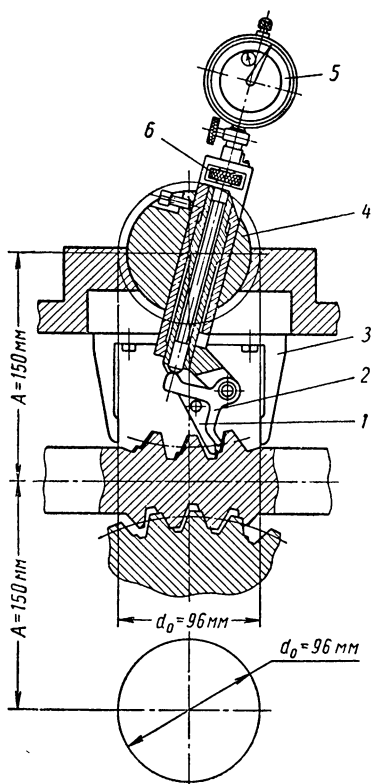
Измерять можно на разных уровнях по высоте витка, для чего державку рычага необходимо передвинуть с помощью гайки в новое положение.

После установления стабилизации формы винтовой поверхности витка червяка путем сравнения получившегося закона отклонений поверхности витка червяка с тарировочной кривой и исходной кривой, может быть выявлен закон для коррекционного устройства. Проверить форму кривой винтовой поверхности витка можно на специальном приборе или зубофрезерном станке, погрешности делительной пары которого учитываются.

Для монтажа корректомера в корпусе редуктора используется окно, которое должно находиться в зоне нарезанной части червяка. После снятия корректомера окно закрывается крышкой.

Графоаналитическое построение огибающей

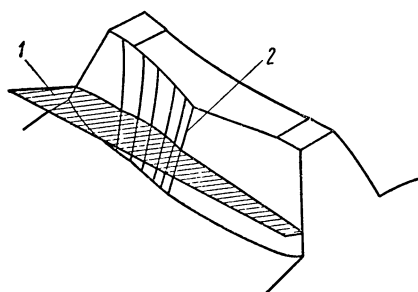
Плоскость, нормальная к образующей витка червяка, пересекает поверхность зуба колеса (фиг. 54), составляя с характеристиками углы, близкие к прямым. Это дает основание при анализе образования огибающей и формы зазора между текущим сечением червяка и огибающей (что важно при исследованиях зубообразования и решении контактно-гидродинамической задачи) ограничиться изучением сопрягаемых поверхностей в сечении этой плоскостью.



Фиг. 53. Корректомер.

- 1 — упор; 2 — измерительный рычаг;
3 — тарировочная скоба; 4 — цапфа;
5 — индикатор; 6 — тарировочная
гайка.

Существенно упрощает решение задачи допущение о пренебрежимой малости отклонений поверхности витка модифицированной передачи от поверхности витка классической передачи на протяжении огибающей. Как показала специальная аналитическая проверка, принципиальная¹ погрешность находится в пределах точности расчетов. Это может быть показано на примере передачи 150-59. Для нее величина модификации составляет $a = 0,35$ мм, максимальное изменение шага не более 0,15 мм (на угол 2π поворота червяка); следовательно, на длине огибающей, соответствующей углу поворота червяка не более $\frac{\pi}{6}$, отклонение винтовой линии не превзойдет 0,01 мм.



Фиг. 54. Схема пересечения зуба колеса плоскостью 1, нормальной к образующей 2.

Исходя из этого положения, для построения огибающей можно использовать кривые сечений, приведенные в табл. 4. Для других передаточных чисел могут быть приняты имеющиеся ближайшие по передаточному числу семейства кривых или же, более точно, такие семейства могут быть получены интерполяцией. Для других межосевых расстояний следует соответственно изменить масштаб.

Кривые могут браться и в натуральном виде — с неискаженными координатами, но при этом точность построений будет низкой в связи с малой разницей между соседними кривыми семейства. Для увеличения точности масштаб по оси ординат увеличивают.

Еще лучший результат дает аффинное преобразование (эквипроцентроаффинное преобразование плоскости) семейства кривых с переходом к косоугольным координатам, ось ординат которых совпадает с прежней, а ось абсцисс выбирается близкой к пучку семейства кривых в пределах огибающей. При этих преобразованиях точки пересечения кривых при $t = t_1, t_2, t_3$ сохраняются неизменными.

Для этого построения через начало системы координат Z'' ($Y'' - r_0$) на секущей плоскости (точка O_2 на фиг. 49) проводится вспомогательная наклонная прямая (фиг. 55)

$$y^* = r_0 - Kz''. \quad (27)$$

Значение коэффициента K берется таким, чтобы в пределах ширины зуба колеса эта прямая проходила достаточно близко к пучку кривых I, II, III, IV сечений. Получаемые отрезки y_i^* (фиг. 55, а и б)

¹ Принципиальной здесь считается погрешность, получаемая за счет замены точной зависимости или формы поверхности приближенной.

могут быть подсчитаны по каждой кривой для значений z'' , полученных расчетом для заданных параметров.

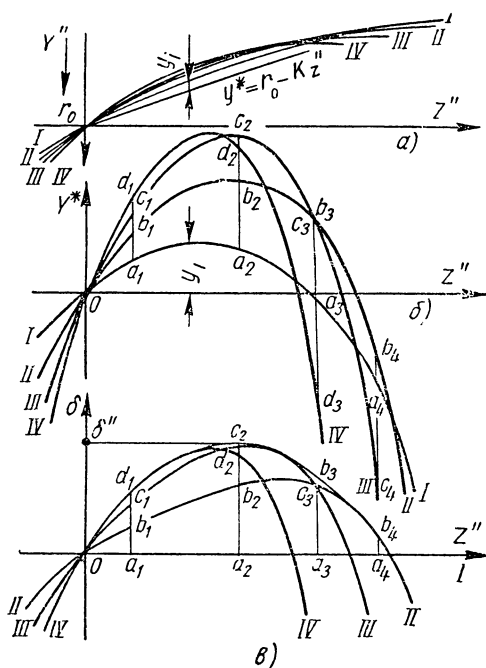
Эти отрезки y_i^* в новой системе координат Z'' ; Y^* могут быть отложены в масштабе, во много раз большем, чем это было возможно раньше (фиг. 55, б).

Поэтому дальнейшее исследование возможно вести графически с высокой степенью точности.

Например, на фиг. 55, в для классического зацепления показана схема графического построения кривых, ординаты которых представляют разности между ординатами в системе координат Z'' ; Y^* и ординатами от следа движения первой образующей витка червяка (для упрощения вместо этой кривой может быть приближенно принята кривая сечения витка червяка в том же месте плоскостью, перпендикулярной первой образующей). Геометрический смысл этих кривых заключается в определении слоя материала, дополнительно удаляемого с поверхности зуба колеса, нарезанного двузубой фрезой (каждый зуб которой формирует свою сторону зуба колеса). Максимальная величина ординат огибающей семейства кривых на фиг. 55, в представляет собой стрелу огибания δ'' .

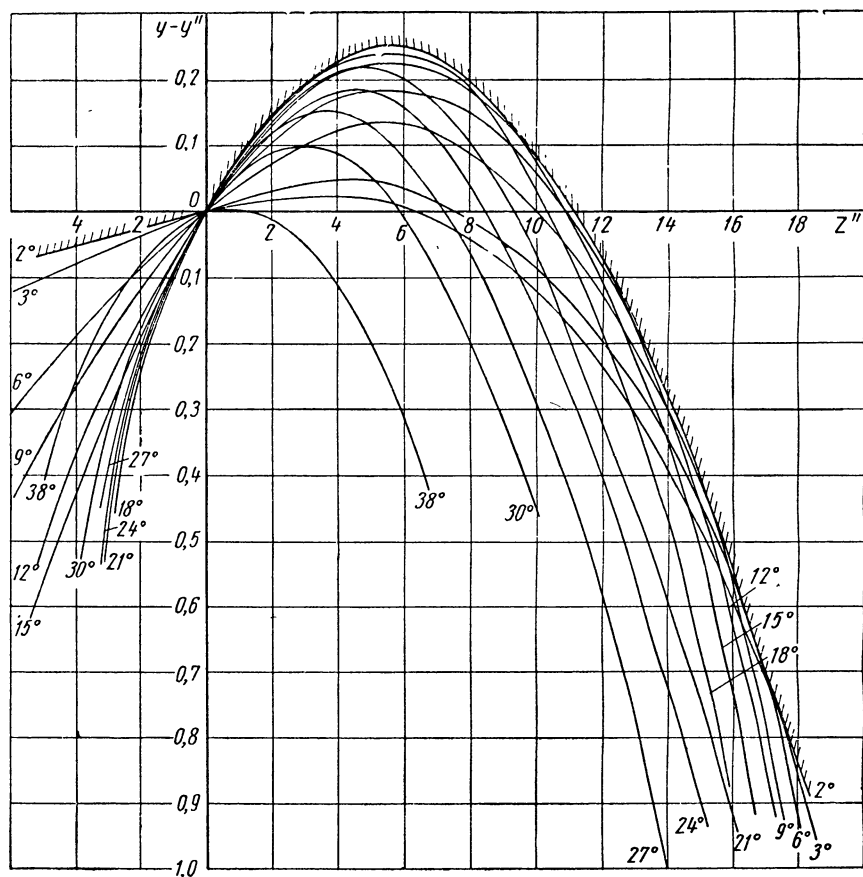
Для ряда передаточных чисел на фиг. 56 представлены семейства сечений витка червяка классической формы после аффинных преобразований, эти кривые построены для $A = 150$ мм; $\alpha = 20^\circ$; $d_{p1} : A = 0,45$.

При переходе к модифицированному зацеплению каждая кривая смещается поступательно в направлении оси ординат на величину ординаты кривой модификации в этом месте длины червяка при соответствующем угле поворота $\omega''t$, как это показано на примере передачи 150-30 на фиг. 17.

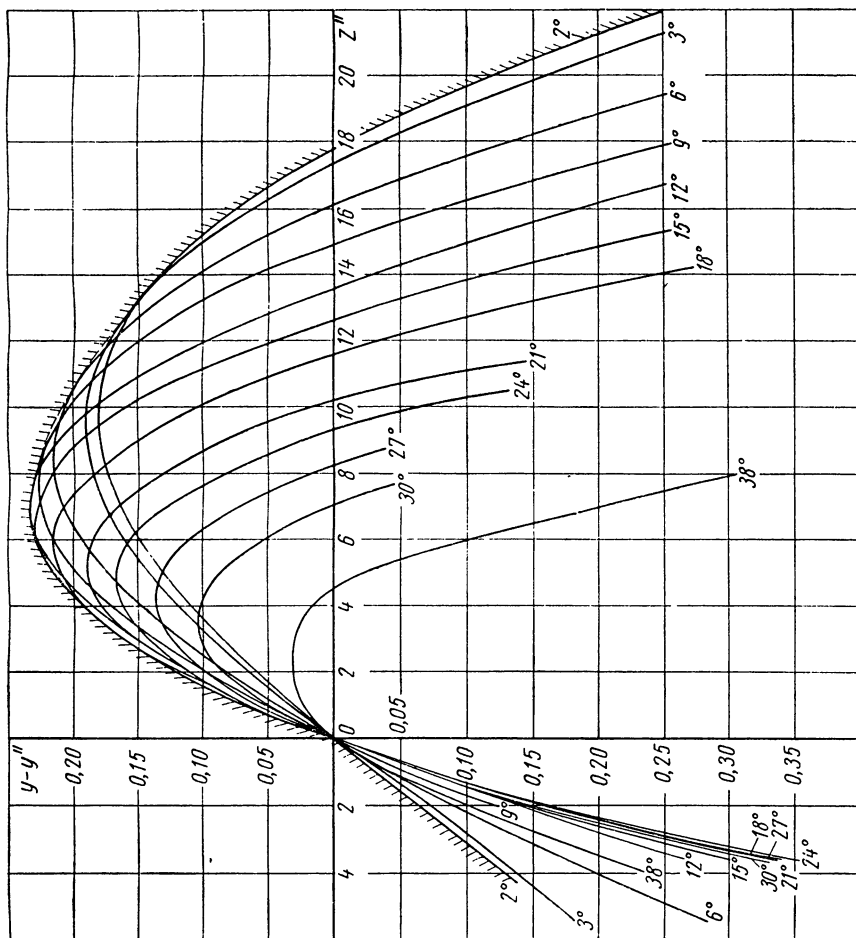


Фиг. 55. Схема графоаналитического метода исследования геометрии зацепления в сечении плоскостью, перпендикулярной к образующей:

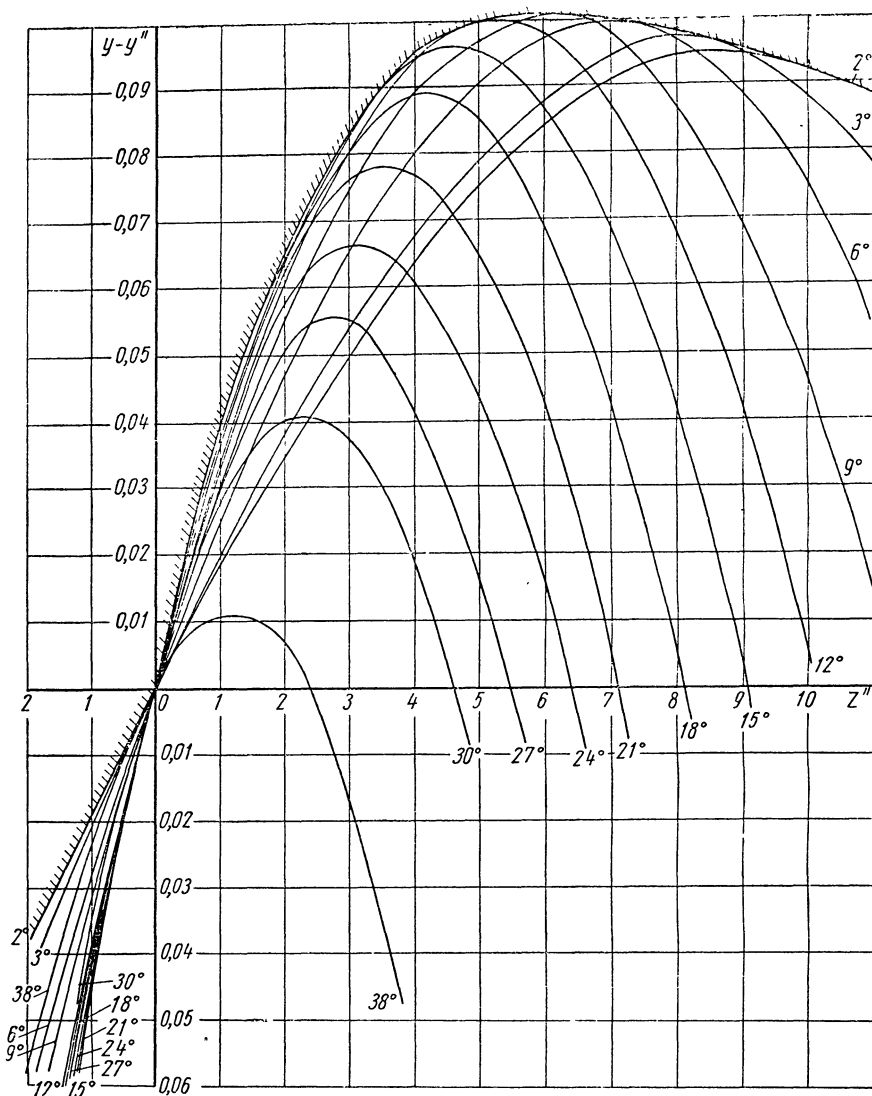
a — вид сечений в обычных координатах и новая система координат; b — вид сечений в новой системе координат; v — вид сечений в системе координат, в которой за ось абсцисс принят след движения первой образующей.



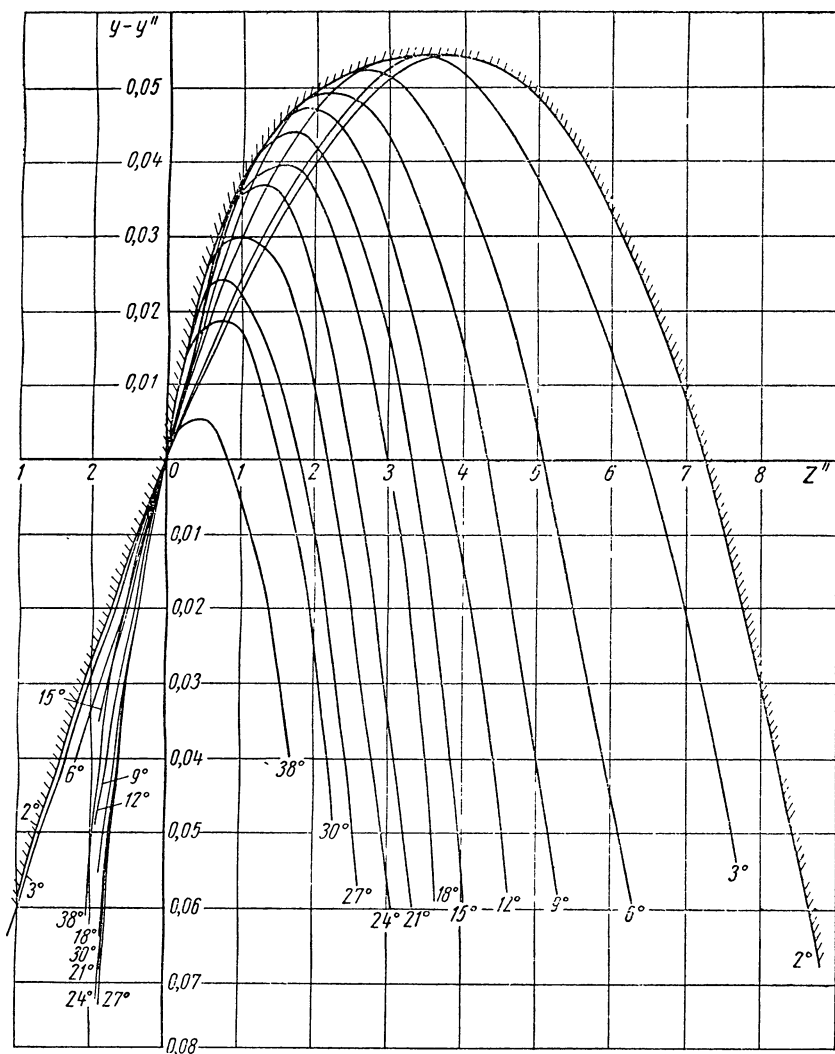
Фиг. 56, а. Семейство сечений витка червяка плоскостью, перпендикулярной к образующей, после аффинных преобразований со вспомогательной осью координат $y^* = r_0 - Kz''$; $i=6$ ($K = 0,45$).



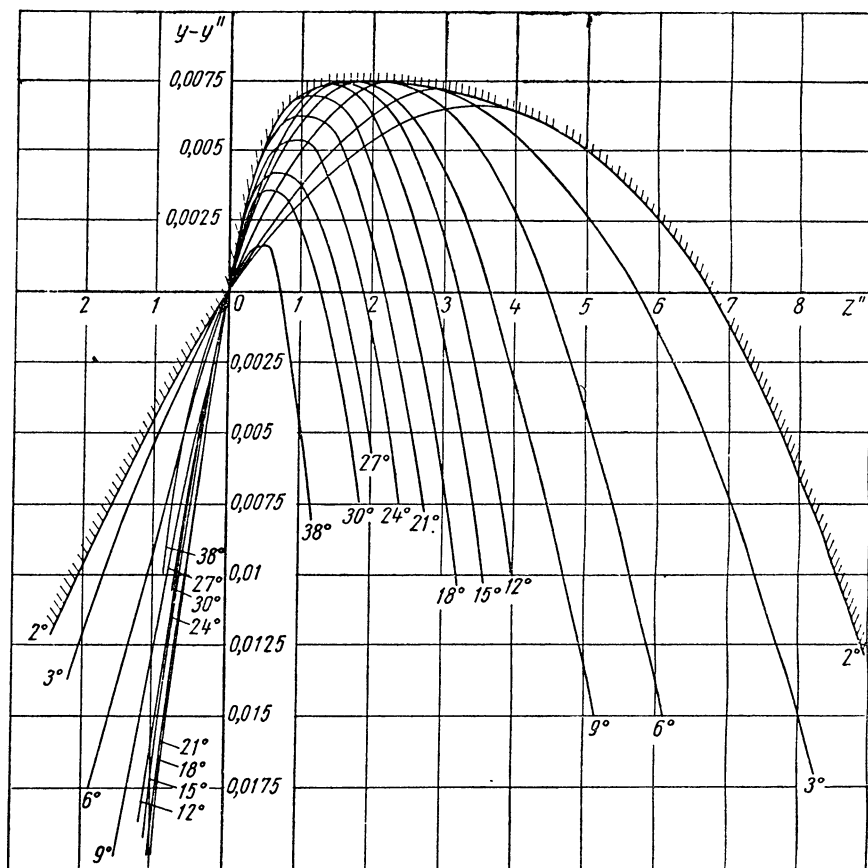
Фиг. 56, б. Семейство сечений витка червяка плоскостью, перпендикулярной к образующей, после аффинных преобразований со вспомогательной осью координат $y^* = r_0 - Kz^*$, $i = 12$ ($K = 0,2$).



Фиг. 56, в. Семейство сечений витка червяка плоскостью, перпендикулярной к образующей, после аффинных преобразований со вспомогательной осью координат $y^* = r_0 - Kz''$; $i = 20$ ($K = 0, 12$).



Фиг. 56, г. Семейство сечений витка червяка плоскостью, перпендикулярной к образующей, после аффинных преобразований со вспомогательной осью координат $y^* = r_0 - Kz''$; $i = 30$ ($K = 0,08$).



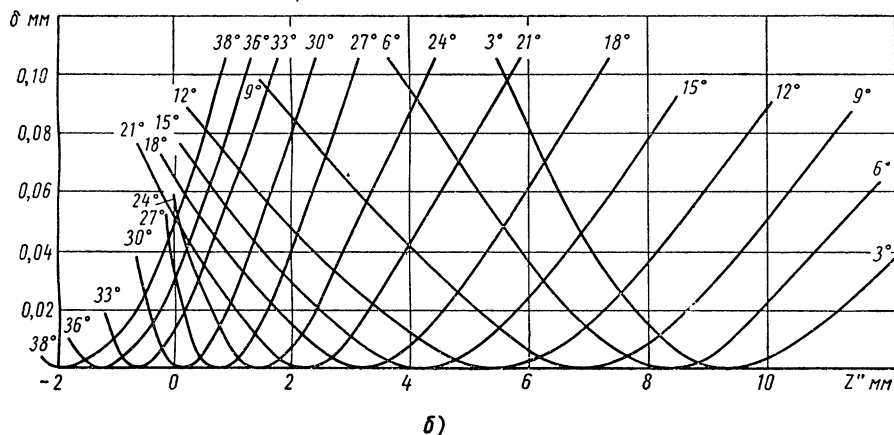
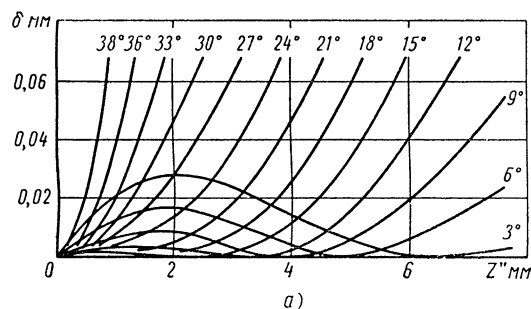
Фиг. 56, д. Семейство сечений витка червяка плоскостью, перпендикулярной к образующей, после аффинных преобразований со вспомогательной осью координат $y^* = r_0 - Kz''$; $i = 60$ ($K = 0,04$).

Геометрия зацепления в зоне контакта

Как показал приведенный выше анализ, контактные линии в глобoidном зацеплении располагаются (с практической точностью) поперек зуба. Это позволяет свести гидродинамическую задачу глобoidного зацепления к плоскому случаю, рассматривая форму контакта в сечении поверхностей червяка и колеса плоскостью $x'' = \text{const}$, как это показано на фиг. 57 для классического и модифицированного зацеплений.

В первом приближении можно ограничиться определением приведенных радиусов кривизны соприкасающихся¹ поверхностей в разных фазах зацепления.

Сложность уравнений (12) вызвала некоторые сомнения в воз-



Фиг. 57. Диаграмма зазоров в зацеплении ($A = 150$; $i = 30$):

a — классическая передача; b — модифицированная передача.

можности их получения и практического использования для вычисления приведенных радиусов кривизны. Несомненно, анализ этих уравнений в значительной степени затруднен, однако ими можно пользоваться при решении поставленной задачи, если воспользоваться следующей методикой.

Подставив в первое уравнение системы (19) численное значение x'' , следует его представить в виде $f(u, v) = 0$, что можно сделать только приближенно. Наиболее простым способом получения

¹ Здесь рассматривается геометрический характер соприкосновения поверхностей без учета разделяющей их масляной пленки и контактных деформаций.

ГЛАВА III

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

Эксплуатационные показатели

В передачах, работающих в условиях преобладающего трения скольжения, большую роль играют условия смазки, которые или обеспечивают жидкостное трение или, если трение полужидкостное, существенно уменьшают потери в зоне контакта. Эти условия зависят от геометрии зацепления передачи, т. е. от того, в какой мере геометрия обеспечивает несущую способность смазочного слоя в месте контакта, а следовательно, и нагрузочную способность и к. п. д. передачи.

Важнейшим эксплуатационным показателем редуктора является его допускаемая нагрузка, часто определяемая возможностями собственно передачи. Однако ограничение допускаемой нагрузки редуктора может иметь место и по подшипникам, валам и т. д. В червячных (а также в некоторых планетарных) редукторах с пониженным к. п. д. допускаемая нагрузка часто ограничивается возможностями теплоотвода.

К. п. д. червячного редуктора, таким образом, помимо его самостоятельного большого значения, как фактора эксплуатационного, во многих случаях влияет и на допускаемую нагрузку редуктора.

На этом основании, ниже анализируются в качестве эксплуатационных показателей допускаемая нагрузка передачи и к. п. д., как величины, весьма тесно взаимно связанные для червячных передач.

Критерием величины *предельной нагрузки* при исследованиях червячных глобоидных передач обычно принимается начало заедания. В отношении определенности этого критерия червячные глобоидные передачи выгодно отличаются от других передач зацеплением. Предельная величина нагрузки зубчатых передач, помимо этого, тоже характерного вида разрушения, может ограничиваться и усталостной изломной прочностью зубьев, усталостной контактной прочностью поверхностей зубьев и износом. В червячных цилиндрических передачах могут происходить также различные характерные разрушения.

В отличие от этого, в эксплуатации глобоидных передач случаи поломки червяков (или их витков) и зубьев колеса, питтинги или прогрессивный износ наблюдаются редко и во всяком случае не являются типичными. В условиях лабораторных стендовых испытаний путем повышения величины нагрузки эти явления обычно воспроизвести также не удается.

Процесс развития заедания в глобоидных передачах отличен от соответствующих процессов в цилиндрических червячных и в зубчатых передачах.

В цилиндрических червячных передачах, устойчивая работоспособность которых обеспечена предварительной приработкой, по мере увеличения нагрузки к. п. д. постепенно растет, достигает максимума, а затем сравнительно плавно падает. Это падение к. п. д. связано с появлением отдельных очагов заедания (натиров), начинающихся обычно в зоне неблагоприятного направления контактных линий — продольного по отношению к скорости скольжения.

Первичным в развитии заедания червячной передачи является повреждение поверхности червяка. Это подтверждается тем фактом, что для устранения последствий заедания червячной передачи обычно достаточно зачистить поверхность витка червяка, а поврежденная поверхность зубьев колеса заглаживается (без специальной ее зачистки) при дальнейшей работе передачи. В следующей стадии развития заедания наблюдается «приваривание» частичек материала колеса к поврежденной поверхности витка червяка, имеющее вид «намазывания» бронзы на витки. Следствием этого на последней стадии заедания являются хорошо заметные риски на поверхности зубьев колеса. На разных уровнях нагрузки в червячной цилиндрической передаче могут быть разные степени заедания, и на начальных ее стадиях оно может быть квалифицировано, как износ, обычно рассматриваемый в качестве самостоятельного вида разрушения.

Развитие заедания в глобоидной передаче (также предварительно приработанной) по мере увеличения нагрузки отличается отсутствием плавности перехода от одной стадии заедания к другой. Максимум кривой к. п. д. в зависимости от нагрузки для глобоидной передачи находится довольно близко к предельной нагрузке. Это объясняется большей равноценностью отдельных участков глобоидного зацепления в части несущей способности, чем в цилиндрических червячных передачах. Поэтому если нагрузку на глобоидную передачу не подводить близко к предельному по заеданию уровню, то износ передачи мало заметен.

Следовательно, критерий допускаемой нагрузки глобоидной передачи по заеданию может одновременно служить критерием и по износу.

Критерии предельной величины нагрузки при испытаниях. Объективными признаками наступления заедания при испытаниях червячных передач являются: резкое понижение к. п. д., увеличение износа, повышение температуры, изменение внешнего вида рабочих поверхностей зубьев. Последний признак непригоден в качестве кри-

терия, так как после заметного изменения рабочих поверхностей передача для дальнейших опытов непригодна. Поэтому им пользуются только в эксплуатации, когда остальные признаки в свою очередь оказываются неприменимыми. В глобоидных передачах, в связи с указанной особенностью быстрого развития заедания, неудобно пользоваться и признаком износа.

Поэтому при исследовании глобоидных передач предельная нагрузочная способность определяется по изменению к. п. д. или по нагреву.

С целью унификации понятия оценки предельной величины нагрузочной способности червячных передач и редукторов, а также условий испытаний, можно, с последующим уточнением на основе экспериментальной проверки, принять величину предельного скачка повышения потерь, равной 0,2 (1 — η). Необходимо отметить, что для осуществления такой методики (и для снижения запаса, заложенного в предлагаемой величине предельного скачка увеличения потерь) стенды должны иметь достаточную точность регистрации к. п. д.

Особенности применимости результатов стендовых испытаний. При испытании червячного редуктора к предельно допустимой нагрузке подходят обычно путем ступенчатого ее увеличения. Это экономнее с точки зрения сохранности испытуемой передачи, хотя известно, что при такой методике испытаний передача может вынести бо́льшую нагрузку, чем при испытании новой передачи с однократным (внезапным) приложением полной нагрузки.

Важно иметь в виду, что к. п. д. новой червячной пары, вначале пониженный, быстро возрастает во время работы под нагрузкой, характеризуя эксплуатационные качества передачи, поскольку время его достижения составляет незначительную часть всего периода эксплуатации. Однако при ограничении допустимой мощности червячных передач по нагреву следует принимать во внимание не только максимальное значение к. п. д., которое может быть достигнуто после продолжительной работы, но и величину к. п. д. редуктора сразу после заводской обкатки, т. е. при выпуске с завода-изготовителя. Это особенно относится к лабораторным исследованиям с хорошо приработанными подшипниками, оптимальной для данного режима смазкой, искусственным охлаждением и т. п.

Поэтому максимальные («рекордные») показатели стендовых исследований не могут быть положены в основу назначения паспортных данных для редукторов, и никакие умозрительные соображения не могут служить основанием для перехода от максимальных показателей к паспортным. Необходима экспериментально обоснованная методика такого перехода, а еще лучше—организация контрольных опытов над новыми комплектами передач, приработка которых ограничивается длительностью и условиями, соответствующими заводским.

Так, для глобоидного редуктора ВР150-41, который являлся опытным образцом редуктора общего назначения серии ВР, предназначенного для серийного производства (с межосевым расстоянием

$A = 150$ мм, передаточным числом $i = 41$), при стендовых исследованиях максимальный к. п. д. (с учетом потерь на вентилятор) составил 0,802, при контрольных опытах с новой парой 0,759 (см. далее фиг. 74). Для этого редуктора высшая нагрузочная способность (при $n_1 = 1500$ об/мин) оказалась равной 11,5 л. с. С новой парой редуктор был проверен при нагрузке 9,75 л. с., а в паспортных данных эта нагрузка была ограничена величиной 8,6 л. с.

Следует обратить внимание на то, что контрольный опыт по проверке нагрузочной способности новых пар необходимо проводить при $N_2 = \text{const}$, чтобы приблизить испытания к условиям начального периода эксплуатации, где обычно задана внешняя нагрузка. Стендовые испытания при $N_1 = \text{const}$ создают облегченные условия, поскольку при начальном понижении к. п. д. соответственно падает момент нагрузки на валу колеса.

Обычная в эксплуатации переменность нагрузки также значительно отличается от условий стендовых испытаний. Например, в случае осторожной приработки в стендовых условиях при постепенном повышении нагрузки могут быть достигнуты весьма обнадеживающие результаты с недефицитными заменителями бронзы. Однако в эксплуатации могут иметь место резкие колебания величины нагрузки, причем за счет деформаций произойдет значительная концентрация нагрузки, что может привести к выходу передачи из строя. Поэтому своевременно в программу контрольных испытаний при исследовании заменителей вводить переменные нагрузки.

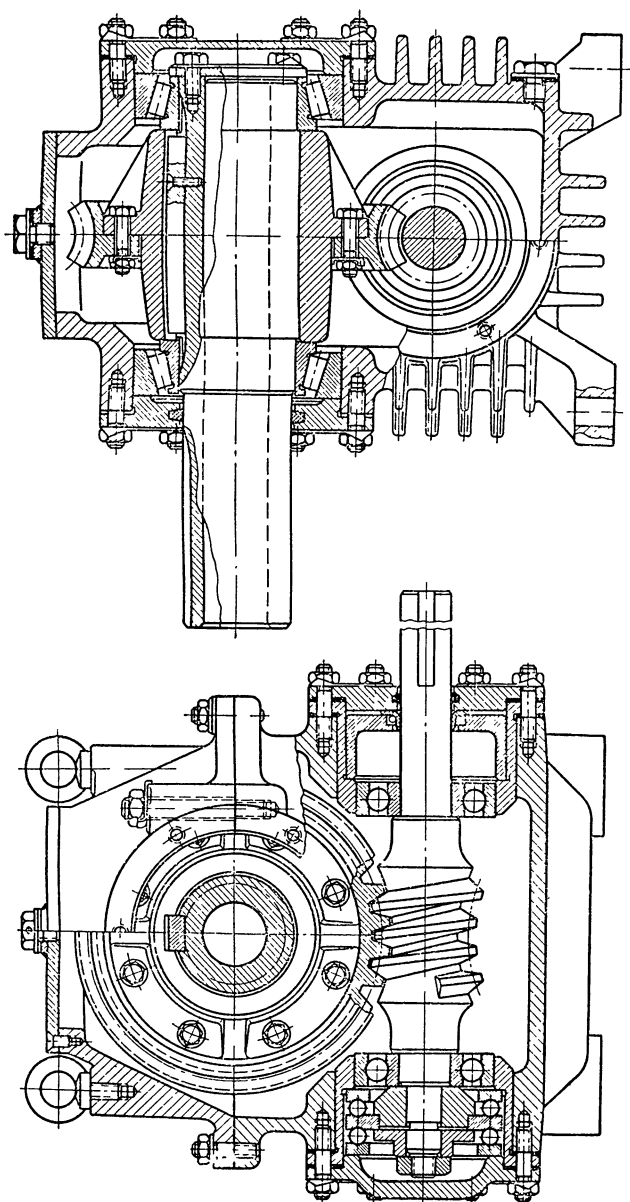
Испытания передач 150-31 и 150-31 : 5

Объект испытаний. Червячная передача имела $A = 150$ мм, число зубьев колеса $z_2 = 31$, числа заходов червяка $z_1 = 1$ и $z_1 = 5$, модуль $m = 7,5$ мм, относительную толщину червяка $q = 9$, диаметр профильной окружности $d_0 = 80,68$ мм.

Материал червяка — сталь 45 HRC 32 ÷ 36. Венец колеса из оловянисто-никелевой бронзы Бр ОН10-1. Тип зацепления классический.

Условия испытаний. Передачи были смонтированы в корпусе редуктора, конструкция которого показана на фиг. 58. Следует отметить, что в опорах червяка были применены упорные подшипники. В качестве смазки применялось касторовое масло. Для регулирования температуры масла в масляной ванне был дополнительно установлен радиатор с проточной водой.

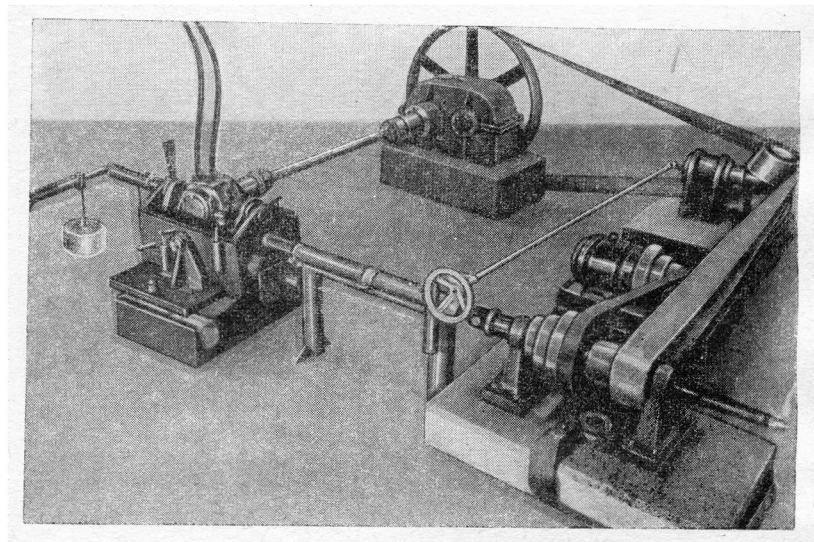
Стенд. Для испытаний этих передач был спроектирован специальный стенд (фиг. 59). Нагружение редуктора производилось с помощью замкнутого контура, в который входили карданные валы, ускоритель и ускоряющая ременная передача. Поскольку ременная передача должна была служить нагружающей, она была спроектирована с увеличенным проскальзыванием ремня (4%). При увеличении натяжения ремня специальным натяжным роликом момент трения на шкивах возрастал и циркулирующая в стенде мощность увеличивалась. Приводной двигатель в этой схеме, как



Фиг. 58. Конструкция редуктора МАИ (1947 г.).

и в любой другой замкнутой схеме, только компенсировал потери в системе. При испытаниях мощность, протекающая через редуктор, достигала 40 *квт* при мощности двигателя всего 8 *квт*. Число оборотов изменялось путем применения ременной передачи со ступенчатыми шкивами.

При переналадке стенда для испытания пятизаходной передачи ($i = 6,2$) соосный двухступенчатый зубчатый ускоритель ($i = 5$) преобразовывали в прямую гибкую муфту, для чего промежуточный вал с зубчатыми колесами вынимали, а входное и выходное соосные колеса соединяли пальцами. Именно этот вариант показан на фиг. 59.



Фиг. 59. Стенд НИГР МАИ (1947 г.).

Колебания подвески гасились двумя парами масляных демпферов.

Для измерения моментов на валу червяка и на валу колеса редуктор был установлен в карданном подвесе. Одна ось вращения подвеса была параллельна оси червяка и пересекала ось колеса, а другая — параллельна оси колеса и пересекала ось червяка в равновесном положении.

Измеренные реактивные моменты, действовавшие на систему подвеса относительно ее осей качания, были равны соответственно моментам на валу червячного колеса и на валу червяка, а их отношение, деленное на передаточное число, давало к. п. д. редуктора.

Плечо l_2 момента на валу колеса (фиг. 60) было выбрано постоянным и момент регулировался изменением веса G груза. Момент на оси червяка регулировался перемещением того же груза, т. е. изменением плеча l_1 . Таким образом, один груз создавал оба уравнивающих момента и погрешность в определении его величины не отражалась на точности измерений к. п. д.

Как выяснилось, большое влияние на точность измерения моментов оказывает соосность карданных валов в нейтральном положении. Особенно большое значение имеет перекося карданного вала у муфты вала колеса при виде в плане (фиг. 60). Как видно из схемы, при перекося этих валов на угол ν возникает дополнительный момент, вектор которого $\Delta M_2 \approx M_2 \cos \nu$ параллелен вектору момента на валу червяка M_1 и при измерении реактивного момента в подвеске M_{R1} он составляется из алгебраической суммы этих моментов $M_1 + \Delta M_2$.

Поэтому для обеспечения надлежащей точности измерений, перекося осей карданов в горизонтальной плоскости ограничивался тремя минутами, что достигалось с помощью индикаторных рычагов при наладке стенда. Соответствующая погрешность в определении к. п. д. $\Delta \eta = \pm 1,5\%$ при $i = 31$, $\Delta \eta = \pm 0,3\%$ при $i = 6,2$.

Чувствительность стрелочного указателя со включенными демпферами в статическом состоянии была определена практически равной $2,5 \text{ кгсм}$ (отклонение стрелки на одно деление, соответствующее углу $0^\circ 12'$).

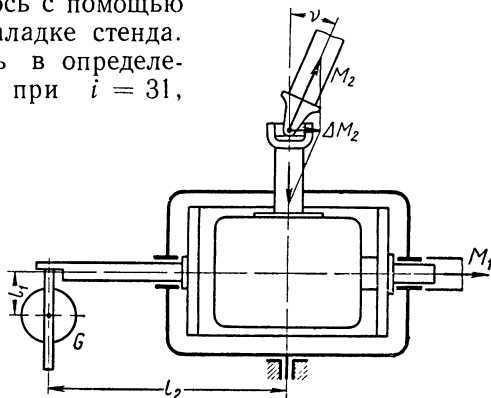
Общая возможная погрешность измерений в статическом состоянии $\Delta \eta = \pm 2\%$ при $i = 31$ и $\Delta \eta = \pm 0,5\%$ при $i = 6,2$. Есть основания полагать, что в процессе измерений, при вращении с наличием вибраций, погрешность была меньше, но количественно это не уточнялось.

Порядок испытаний. Приработка начиналась с нагрузкой, равной половине расчетной. Нагрузка повышалась ступенями. На каждой ступени нагрузки редуктор выдерживался до достижения теплового равновесия. Таким образом, редуктор доводился до уровня нагружения, при котором замечалось падение к. п. д. На этом приработка считалась законченной, масло сливали, редуктор промывали керосином и вновь заливали свежим маслом для снятия рабочих характеристик. Каждый редуктор обкатывался в течение 25—30 ч.

Испытания проводились при числах оборотов червяка, равных 750; 1000 и 1500 в минуту, и нагрузках, составляющих 0,5; 0,75; 1,0 и $1,25 N_{1p}$ (N_{1p} — расчетная нагрузка).

Продолжительность работы на каждом режиме ограничивалась установлением теплового равновесия, после чего производились три измерения температуры и к. п. д. с интервалом в 15 мин. Если результаты измерений практически совпадали, то переходили к следующей ступени нагрузки.

Испытания проводились с включенным и выключенным радиатором. Смазка касторовым маслом.

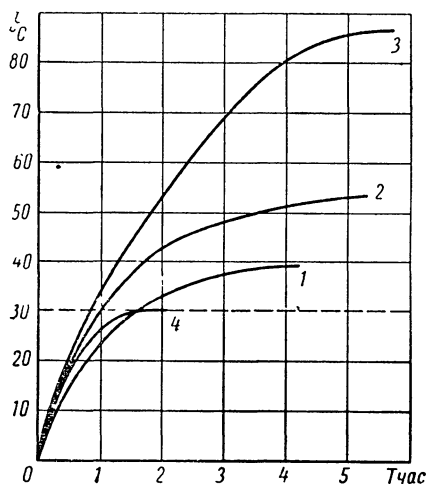


Фиг. 60. Система подвески испытуемого редуктора и схема действующих моментов.

При испытаниях регистрировались: нагрузка, к. п. д., число оборотов, температура масляной ванны и окружающего воздуха. Продолжительность испытаний каждого редуктора равнялась 200 ч.

Испытания передачи $i = 31$. При числе оборотов $n_1 = 750$ об/мин расчетная нагрузка N_{1p} составляла 8,5 л. с. и редуктор при ней работал удовлетворительно.

С выключенным радиатором установившийся перепад температур масла и окружающего воздуха составлял 39; 53 и 88° С (фиг. 61) при нагрузке, равной соответственно 0,5; 0,75 и 1,0 N_{1p} .



Фиг. 61. Кривые нагрева масла в редукторе в зависимости от продолжительности T работы:

1 — 0,5 N_{1p} ; 2 — 0,75 N_{1p} ; 3 — 1,0 N_{1p} ; 4 — 1,0 N_{1p} (с включенным охлаждением).

Испытания передачи $i = 6,2$. При $n_1 = 750$ об/мин расчетная нагрузка N_{1p} составляла 34 л. с. и редуктор при ней работал удовлетворительно со включенным радиатором при установившемся перепаде температур 50° С.

Максимальный к. п. д. $\eta = 0,91$ был при нагрузке, равной 0,7 N_1 .

После 30 ч обкатки на зубе колеса также была нацарапана сетка штрихов, сохранившаяся при дальнейшей работе.

При $n_1 = 1500$ об/мин расчетная нагрузка составляла 46 л. с. и редуктор при ней работал удовлетворительно со включенным радиатором при установившемся перепаде температур 30° С. Максимальный к. п. д. $\eta = 0,96$ соответствовал нагрузке, равной 0,7 N_{1p} .

Сетка штрихов после 200 ч работы под нагрузкой ($N_1 = 34$ л. с. при $n_1 = 750$ об/мин и $N_1 = 46$ л. с. при $n_1 = 1500$ об/мин) сохранилась.

Максимальный к. п. д. $\eta = 0,788$ установился при нагрузке 0,75 N_{1p} .

Для проверки износа, после обкатки (30 ч) на зубе колеса была нацарапана сетка штрихов, которая сохранилась после испытаний.

При $n_1 = 1500$ об/мин расчетная нагрузка составляла 12,7 л. с. и редуктор работал удовлетворительно со включенным радиатором с установившимся перепадом температур 30° С.

Максимальный к. п. д. $\eta = 0,86$ также соответствовал нагрузке, равной 0,75 N_1 .

Всего под нагрузкой ($N_1 = 8,5$ л. с. при $n_1 = 750$ об/мин и $N_1 = 12,7$ л. с. при $n_1 = 1500$ об/мин) редуктор проработал почти непрерывно 200 ч; износ был невелик, насколько можно было судить по сохранившимся сетки штрихов, нацарапанных на рабочей поверхности зуба после 30 ч обкатки.

Контрольные опыты. Для контроля точности полученных высоких результатов была проверена тарировка и точность стенда и измерен к. п. д. редуктора $150 = 31 : 5$ при числе оборотов $n_1 = 750$ об/мин и нагрузке $N_1 = 16$ л. с.

Статическая чувствительность стенда выразилась моментом, равным 0,27 % от передаваемого. Измерения плеча момента на червяке (остальные величины оставались постоянными) дали следующий разброс значения к. п. д.: 0,942; 0,934; 0,945; 0,934; 0,945; 0,940; 0,940.

Выводы. Проверенный уровень допускаемой нагрузки редуктора соответствовал уровню глобоидных редукторов фирмы Мичиган Тул по ее расчетным нормативам. К. п. д. для таких же условий также не уступает величинам, получаемым по данным этой фирмы. Тем самым подтверждена принятая геометрия зацепления (классического типа) и весь конструкторско-технологический комплекс, как обеспечивающий необходимый уровень эксплуатационных показателей.

Поскольку испытываемые редукторы отличались подшипниками, которым свойственны небольшие потери, можно, пренебрегая всеми потерями, кроме потерь в зацеплении, подсчитать коэффициент трения (табл. 6).

Т а б л и ц а 6

Коэффициент трения по данным испытаний

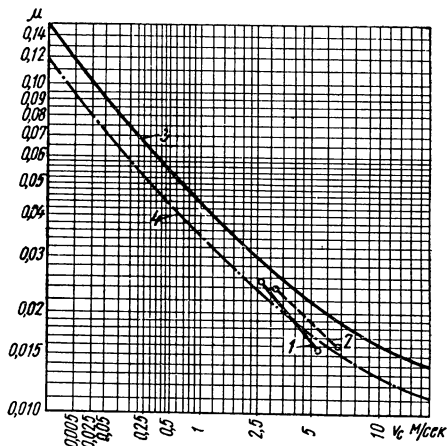
Показатели	Передаточное число			
	31		6,2	
Число оборотов n_1 в мин	750	1500	750	1500
Скорость скольжения v в м/сек	2,65	5,30	3,35	6,70
Угол подъема витка червяка λ	5°57'	5°57'	27°27'	27°27'
К. п. д. η	0,788	0,86	0,94	0,96
Коэффициент трения μ	0,027	0,016	0,026	0,017

При сравнении этих величин коэффициента трения с величинами, получаемыми по кривой Х. Е. Меррита [39] для эвольвентных червячных передач (фиг. 62), обращает на себя внимание хорошее совпадение (см. кривую для касторового масла). Получаемые по кривой Меррита «значения применимы к редукторам первоклассного качества в отношении материалов и изготовления, с червячными колесами из фосфористой бронзы, содержащей 12 % олова, и со стальными цементованными, шлифованными и полированными червяками, смонтированными на шариковых подшипниках и смазываемыми надлежащим маслом. Эти потери включают и потери в подшипниках, происходящие из-за нагрузки».

Близость значений минимального коэффициента трения при одинаковых скоростях скольжения для цилиндрических червячных и для глобоидных передач, имеющих совершенно различную геометрию зацепления и разные условия контакта, позволила выдвинуть

гипотезу о том, что при определенных условиях в обоих случаях имеет место качественно одинаковое жидкостное трение. (Принципиальной разницей является лишь различный уровень нагрузок, которые при этом могут нести сравниваемые передачи).

Эта гипотеза подтверждается совпадением с данными по величинам коэффициента трения на дисковой машине, также опубликованными Мерритом. Такое совпадение получается, если некоторую часть потерь отнести за счет подшипников, перемешивания смазки, трения в уплотнениях и т. п. и принять коэффициент трения в зацеплении около 0,015 при скорости скольжения 5—7 м/сек и 0,020 при скорости 3 м/сек.



Фиг. 62. Полученные величины коэффициента трения (1 — $i = 31$; 2 — $i = 31$; 3 — минеральное масло, 4 — касторовое масло) на кривой Х. Е. Меррита (3 — минеральное масло, 4 — касторовое масло).

На этом основании при расчете к. п. д. глобоидных передач в дальнейшем было рекомендовано использование кривой Меррита как более удобной, чем график фирмы Мичиган Тул (см. гл. IV).

Испытание передачи 150-31 в лебедке ЗИЛ. Лебедка предназначена в качестве аварийной для вытаскивания застрявшей машины, устанавливается на переднем буфере и приводится во вращение от раздаточной коробки. Предварительные испытания передачи в двух вариантах (с венцом из оловянисто-никелевой бронзы и с венцом из чугуна) были проведены на стенде НИГР МАИ. Вариант

с колесом из чугуна оказался неудовлетворительным: зубья колеса быстро изнашивались, а затем срезались под корень. Возможно причиной этого служила сравнительно высокая скорость скольжения ($V_c = 2,65$ м/сек).

Второе испытание проводилось автозаводом им. Лихачева. Глобоидные передачи были изготовлены центральной зуборезной лабораторией завода по чертежам НИГР МАИ. В одинаковых условиях на стенде испытывались: две лебедки ЗИЛ-151 (одна с бронзовым венцом, другая с чугунным колесом) и лебедка фирмы «Хилл» с автомобиля «Студебеккер», имеющая цилиндрическую эвольвентную червячную передачу.

Основные испытания лебедок проводились с относительно большим моментом на колесе 450 кгм (что соответствует усилию на тросе 4500 кг при радиусе его намотки 100 мм) при числе оборотов выходного вала 1,75 в минуту. Через 35 мин непрерывной работы максимальный износ колеса лебедки «Хилл» и чугунного колеса лебедки ЗИЛ-150 составили около 1,48 мм и передачи вышли из строя. Износ

бронзового колеса лебедки ЗИЛ-150 на отдельных зубьях доходил до 0,5 мм, и ее испытания были продолжены.

Лебедка проработала еще 173 мин, из них непрерывно 88 мин, причем температура масла повысилась до 265°С (в связи с ограниченностью масляной ванны и поверхности охлаждения корпуса, непригодного для непрерывной работы); износ составил 1,42—1,80 мм.

Дальнейшие испытания были проведены автозаводом непосредственно на автомобилях. При нарезании передач были устранены обнаруженные погрешности. Испытание проводилось работниками ЗИЛ совместно с представителями НИГР МАИ путем многократного подтягивания лебедкой заторможенного автомобиля. Усилие на тросе (4,5 т) контролировалось динамометром и регулировалось торможением. Нагрев редуктора не превышал допустимой нормы.

Износ зубьев колеса лебедки фирмы «Хилл» оказался в 25 раз больше, чем износ зубьев колеса глобоидной передачи лебедки ЗИЛ-151. Большая разница объясняется, по-видимому, тем, что для цилиндрической червячной передачи нагрузка оказалась на уровне заедания, т. е. правильнее здесь не сравнивать величины износа, а констатировать, что в цилиндрической червячной передаче превышен предел допускаемой нагрузки по заеданию, в то время, как в глобоидной передаче этот предел не был достигнут.

Испытание редуктора лебедки лифта

Объект испытаний. Редуктор лифта имел глобоидную передачу со следующими параметрами: $A = 210$ мм, $i = 17,25$, число заходов червяка $z_1 = 4$, угол подъема витка $\lambda = 14^\circ 57'$, модуль $m = 5$ мм; материал червяка — сталь 40Х, HRC 32 ÷ 35; материал венца колеса — оловянисто-никелевая бронза, отливка в землю; масло — автол. Тип зацепления — классический; колесо приближенно нарезалось четырехзубой фрезой. После заводской обкатки контакт имел обычный диагональный вид и площадь до 5% от рабочей поверхности.

В связи с отсутствием на заводе предусмотренного проектом радиально-упорного подшипника тяжелой серии на испытываемом редукторе одна из опор червяка была смонтирована на сдвоенных подшипниках особо легкой серии.

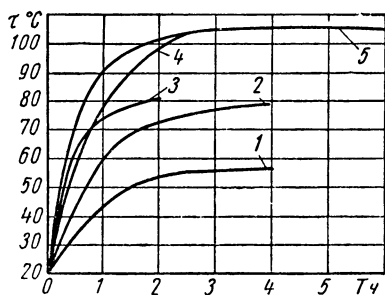
Условия испытания. Установленный на стенде редуктор приводился во вращение электродвигателем постоянного тока мощностью 30 квт при числе оборотов 760 в минуту. Редуктор нагружался тормозным рычагом с клиновыми колодками на канатоведущем шкиве лебедки. Длина тормозного рычага составляла 200 см, усилие измерялось динамометром.

Цель испытания — установить работоспособность редуктора при $M_2 = 330$ кгм и $n_1 = 760$ об/мин.

Проведение и результаты испытаний. Нагрузка на редуктор увеличивалась ступенями.

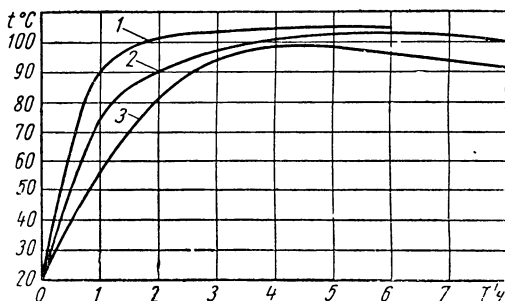
Стабильная температура масла $t_m = 56^\circ \text{C}$ при нагрузке $0,1 N_{1p}$ установилась через 3,5 ч работы (фиг. 63). Пятно касания увеличилось до 10% от рабочей поверхности зуба.

После двух часов работы при следующей ступени нагрузки ($0,3 N_{1p}$) интенсивность нагрева оказалась чрезмерной; это было



Фиг. 63. Кривые перепада температуры масла в редукторе:

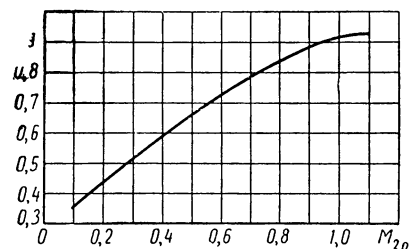
1 — $0,1 N_{1p}$; 2 — $0,3 N_{1p}$; 3 — $0,3 N_{1p}$ (при сдвиге червяка); 4 — $0,7 N_{1p}$; 5 — $1,0 N_{1p}$.



Фиг. 64. Кривые температуры масла в редукторе за три смены работы при N_{1p} :

1 — 29 мая; 2 — 30 мая; 3 — 31 мая.

поставлено в связь с обнаружившимся осевым смещением червяка до $0,35 \text{ мм}$. После устранения перекоса лебедки и смещения подшипникового узла испытание было продолжено. Установившаяся температура масла через 4 ч работы была равна 80°C (при температуре воздуха $t_a = 22^\circ \text{C}$). Пятно касания составило 25% по ширине и 60% по высоте зуба.



Фиг. 65. График изменения к. п. д. редуктора в зависимости от нагрузки (в долях от расчетной).

При повышении нагрузки до $0,7 N_{1p}$ установившаяся температура масла оказалась равной $t_m = 106^\circ \text{C}$ ($t_a = 19^\circ \text{C}$).

При расчетной нагрузке установившаяся температура масла составила $t_m = 105^\circ \text{C}$ ($t_a = 20^\circ \text{C}$). Пятно достигло 40% по ширине и 75% по высоте зуба. За три смены работы при этой нагрузке выявилась тенденция к снижению установившейся температуры масла

(фиг. 64), к концу этого периода дошедшей до $t_m = 95^\circ \text{C}$ при $t_a = 20^\circ \text{C}$. Пятно контакта достигло 65% по ширине и 90% по высоте зуба.

Испытания при вращении в обратную сторону были короче, так как в этом случае пара показала лучшие результаты: через 4 ч при нагрузке $0,3 N_{1p}$ и 9 ч при нагрузке $0,7 N_{1p}$ установившаяся температура масла составила $t_m = 86^\circ \text{C}$ ($t_a = 15^\circ \text{C}$), а пятно контакта — 70% по ширине и 80% по высоте зуба.

К. п. д. редуктора при испытаниях возрастал с увеличением нагрузки (фиг. 65) и достиг величины $\eta = 0,92$ при расчетной величине нагрузки; следует заметить, что эта величина нагрузки составила лишь 0,6 от величины несущей способности зацепления.

Универсальный стенд НИГР МАИ

Обоснование схемы¹. Основные трудности создания стенда для исследования червячных редукторов по открытой схеме заключаются в создании тормоза, так как число оборотов выходного вала невелико и момент достигает значительных величин.

Испытание редуктора по замкнутой схеме, кроме очевидного преимущества экономии энергии, позволяет успешно решить задачу отвода выделяемого стендом тепла, величина которого может быть уменьшена в 2—3 раза по сравнению с разомкнутой схемой. Важность решения этого вопроса может быть показана на примере глобоидного редуктора 150—41 : 4, который при $n_1 = 1500$ об/мин имеет на валу червяка мощность 20 квт или 17 200 ккал/ч.

Использование замкнутой схемы с наличием циркулирующей мощности осложняется необратимостью червячных редукторов с большим передаточным числом; поэтому механическое замыкание для испытания червячных передач не универсально и лучше заменить его замыканием электрическим. Для возможности плавного изменения числа оборотов червяка приняты электрические машины постоянного тока. Для их питания имеется преобразователь, выполненный в виде электродвигателя переменного тока, связанного клиноременной передачей с генератором постоянного тока.

Червяк испытываемого редуктора приводится во вращение через упругую муфту от электродвигателя, выполненного в виде мотор-весов, для определения момента на валу червяка (фиг. 66).

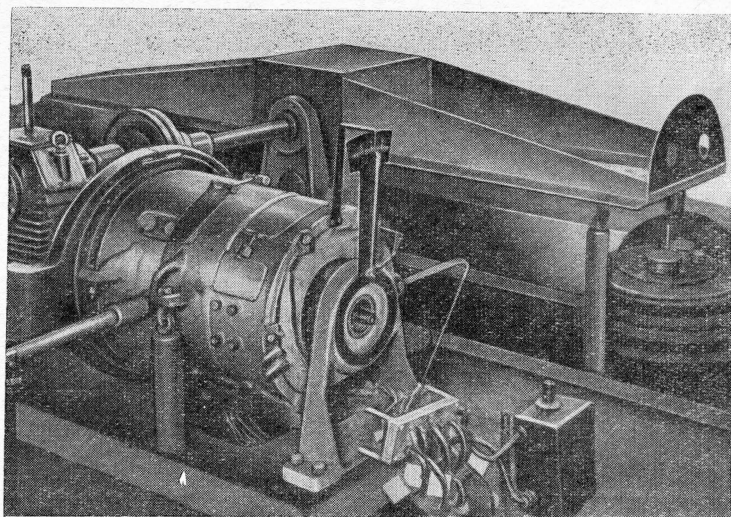
Вал колеса редуктора нагружается моментом, создаваемым генератором, через ускоряющую червячную передачу, которая увеличивает скорость вращения вала колеса редуктора до величины, достаточной для создания необходимого момента торможения генератора. Момент этот регулируется сопротивлением в цепи тормозного генератора.

При достаточной скорости вращения вала генератора (не ниже 1000 об/мин), т. е. учитывая передаточное число червячного ускорителя, равное 3 : 32, при числе оборотов колеса редуктора не ниже 90 об/мин, возможна работа с нагружением циркулирующей мощностью. При этом оба генератора (генератор преобразователя и генератор тормоза) параллельно включены на двигатель.

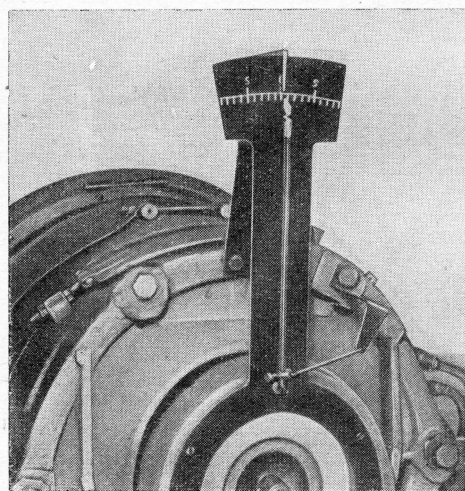
При меньшей скорости рекуперация неосуществима и нагрузка создается реостатом, включенным в цепь якоря тормозного генератора.

Тормозной генератор и червячный ускоритель смонтированы на общем основании в виде люльки, свободно качающейся относи-

¹ Электрическая схема стенда разработана Д. Б. Сыромятниковым, механическая часть стенда — В. Л. Журавлевым и автором.



a)



б)

Фиг. 66. Мотор-весы стенда и люлька тормоза (а) и ускоряющий четырехзвенник для повышения точности измерений на мотор-весках (б).

тельно оси, совпадающей с осью колеса редуктора. Тормоз сбалансирован, и реактивный момент на нем может быть определен подвешиванием компенсирующего груза на плече определенной длины.

Для удобства подсчетов плечо l_1 мотор-весов принято равным 71,6 см, а плечо l_2 тормоза — 143,2 см, т. е. приняты кратными коэффициенту в общеизвестной формуле для подсчета момента.

Таким образом, мощность на валу червяка

$$N_1 = \frac{G_1 n_1}{1000},$$

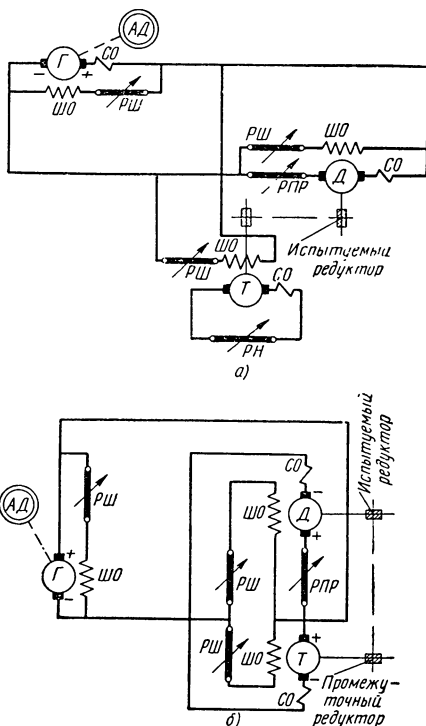
где G_1 — вес груза на мотор-весах.

Принципиальная электрическая схема. В первом варианте использования стэнда тормозной генератор T (фиг. 67, а), приводимый электродвигателем D через испытываемый и промежуточный редукторы, работает на нагрузочный реостат RH , где его электроэнергия превращается в тепло. Режим испытываемого редуктора задается путем изменения возбуждения машин D и T (для чего служат шунтовые реостаты $RШ$), а также путем введения в цепь якоря двигателя пускорегулирующего реостата $RПР$. Питание электродвигателя D и параллельной обмотки $ШО$ тормозного генератора T осуществляется от мотор-генератора, состоящего из асинхронного трехфазного двигателя $АД$ и генератора постоянного тока G .

Во втором варианте для использования электроэнергии тормозной генератор T включается параллельно с питающим генератором G (фиг. 67, б).

Электрические машины стэнда. Как было указано, установка обслуживается тремя машинами постоянного тока типа ДТБ-60. Двигатели имеют смешанное возбуждение и снабжены дополнительными полюсами. Технические характеристики машины ДТБ-60, по данным завода, следующие:

часовой режим: мощность 60 кВт; напряжение 550 в; число оборотов в минуту — 1215;



Фиг. 67. Принципиальная электрическая схема стэнда:

а — нагрузка реостатом; б — работа с переключением.

длительный режим: мощность 45 квт; напряжение 550 в, число оборотов в минуту 1295.

Точность измерений. При испытаниях измеряются следующие параметры:

число оборотов приводного электродвигателя (приставным тахометром);

груз на мотор-весах G_1 , характеризующий момент на валу приводного электродвигателя;

груз на люльке тормоза G_2 , характеризующий момент на валу тормоза;

температура масляной ванны (техническим термометром с ценой делений в 1°C);

температура воздуха в помещении (таким же термометром).

Потери в упругих муфтах, находящихся на валах червяка и колеса, не выделялись и к. п. д. редуктора, таким образом, подсчитывался по формуле

$$\eta = \frac{2G_2}{iG_1}$$

с точностью, обеспечиваемой 25-сантиметровой логарифмической линейкой.

Точность определения веса грузов G_1 и G_2 характеризуется результатами проверки чувствительности стрелок, указывающих нулевое положение мотор-весов и тормоза. При проверке чувствительности мотор-весов, оказалось, что хорошо заметное смещение стрелки на одно деление (≈ 8 мм) соответствует изменению груза на 50 Г при $n_1 = 1500$ об/мин. При измерениях есть возможность удерживать колебания стрелки в пределах ± 2 мм — такое смещение стрелки может дать относительную ошибку в определении веса груза G_1 (и, что то же самое, в величине N_1 и к. п. д.) для номинальной нагрузки редуктора $A = 150$; $i = 41$, равную $\Delta G_1 = 0,2\%$, а для номинальной нагрузки редуктора $A = 150$; $i = 10,25$ — $\Delta G_1 = 0,05\%$. Проверка чувствительности тормоза показала, что изменение веса груза G_2 на 100 Г хорошо заметно по положению стрелки, смещающейся на 2—3 мм. Соответствующая относительная ошибка при измерении величины G_2 , N_2 , η для редукторов $A = 150$ составит 0,1 %.

Следует иметь в виду, что при работе стенда чувствительность балансирных устройств во много раз выше, чем при статической тарировке, в связи с уменьшением моментов трения при вибрациях.

Поэтому целесообразно уменьшать цену делений; это наиболее важно при измерениях момента на мотор-весах и достигнуто с помощью ускоряющего четырехзвенника (фиг. 66, б).

Испытания передачи 150-59 : 4

Цель испытаний — проверить пригодность передачи к использованию в насосе ТП-20/250 в отношении износа и прочности при $N_1 = 28$ л. с. и $n_1 = 2900$ об/мин.

Объект испытаний. Передача 150-59 : 4; модуль $m = 4,35$ мм; относительная толщина червяка $q = 10$; диаметр профильной окружности $d_0 = 96,2$.

Материал червяка — сталь 35ХМА, HRC 34—36, материал венца колеса — Бр. ОН-10-1,5, отливка в землю. Тип зацепления — классический.

Предварительные испытания. Проводились на универсальном стенде НИГР МАИ. Передача была смонтирована в чугунном корпусе; в качестве опор червяка были применены: на одном конце — два радиально-упорных шарикоподшипника 46412, на другом — один радиальный шарикоподшипник 408. Предварительный натяг в блоке радиально-упорных подшипников — 0,09 мм с моментом натяга 0,08 кгМ, момент натяга подшипников колеса (7518) составлял около 4 кгМ.

В корпус было залито 3,5 л масла марки МК; специальное охлаждение не применялось.

Перед испытаниями передача обкатывалась с постепенным увеличением числа оборотов от $n_1 = 750$ до $n_1 = 2900$ в минуту и увеличением нагрузки до $N_1 = 28$ л. с. в течение 12 ч.

Испытания проводились в течение 50 ч. Число оборотов колебалось от $n_1 = 2900$ до $n_1 = 2950$ в минуту, нагрузка — от $N_1 = 27,5$ до $N_1 = 29,5$ л. с.

Износ определялся по разности между боковыми зазорами в зацеплении до и после данного периода испытаний; зазор измерялся индикатором (цена деления 0,01 мм) с упором измерительного накопчика в зуб колеса. Перед испытаниями боковой зазор, определенный по двум зубьям, был равен 0,20 мм. После испытаний измерения на четырех зубьях дали следующие значения зазора: 0,27; 0,26; 0,265; 0,27 мм. Следовательно, суммарный износ колеса и червяка составил в среднем 0,066 мм. За время испытаний количество циклов $N_{ц2}$ нагружения каждого зуба колеса (оборотов колеса) составило $0,6 \cdot 10^6$.

Скорость $\omega_{ц2}$ износа (колеса) глобоидной передачи оказалась равной $0,11 \cdot 10^{-6}$ мм/об. Рабочие поверхности колеса и червяка были гладкими, без повреждений.

К. п. д. не регистрировался из-за неподготовленности стенда. Однако было отмечено, что масло МК имеет необходимые несущие свойства до температуры $t = 110^\circ\text{C}$. При температуре воздуха до $22\text{—}24^\circ\text{C}$ (ночью) температура масла устанавливалась равной $109\text{—}111^\circ\text{C}$ и редуктор устойчиво работал часами. Если температура воздуха поднималась выше 25°C (днем) хотя бы на $2\text{—}3^\circ\text{C}$, то соответственно быстро росла (на столько же) температура масла и далее продолжала расти при всех признаках падения к. п. д. (уменьшение груза G_2 на люльке при ее равновесии). На основе этого наблюдения возникла гипотеза о наличии жидкостного трения в глобоидном зацеплении.

Заводские испытания. Испытывалась передача в насосе ТП-20/250 со смазкой моторным маслом марки «Т».

Насос работал на различных режимах 80 ч, в течение которых обрабатывались различные агрегаты и в том числе система смазки. В конце испытаний насос проработал несколько часов при $n_1 = 3560$ об/мин и давлении на выходе 25 ат непрерывно. Установившаяся температура корпуса насоса на уровне масляной ванны была 50°C , а напротив радиально-упорных подшипников червяка 92°C ; температура масляной ванны, измеренная сразу после остановки, составила 70°C (температура воздуха 21°C).

Государственные испытания. Передача испытывалась также в насосе ТП-20/250. Всего за это время передача проработала 338 ч, из них 320 ч под номинальной нагрузкой $N_1 = 19,7$ кВт при $n_1 = 3000$ об/мин., $N_1 = 24,7$ кВт при $n_1 = 3700$ об/мин. Общий к. п. д. насоса достигал 0,81. Исходя из установленного при испытаниях к. п. д. двигателя 0,85, механический к. п. д. насоса составил 0,95, а максимальный к. п. д. передачи ориентировочно 0,97 — 0,98.

Для уточнения величины износа передачи, в конце испытаний были приведены дополнительные контрольные испытания ($N_1 = 19,7$ кВт; $n_1 = 3000$ об/мин) продолжительностью 70 ч. За период $N_{\text{ч}} = 0,85 \cdot 10$ оборотов колеса средний износ составил 0,064 мм, а скорость $\omega_{\text{ч}}$ износа $0,075 \cdot 10^{-6}$ мм/об.

Стендовые исследования и испытания редукторов ВР-150

Исследования проводились на универсальном стенде НИГР МАИ.

Объекты исследований. Опытные редукторы, являвшиеся представителями серий глобоидных редукторов ВР, предназначенных для подъемно-транспортных машин ($A = 100; 150; 210$). Число зубьев колеса $z_2 = 41$ и $z_2 = 59$; число заходов червяка $z_1 = 1; 2$ и 4 ; передаточные числа $i = 10,25; 14,75; 20,5; 29,5; 41; 59$.

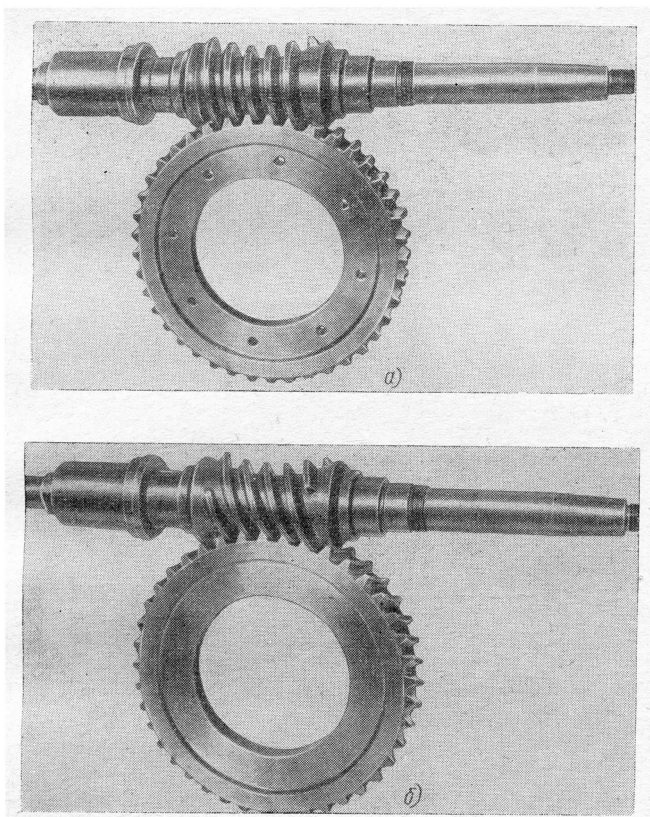
В целях унификации заготовок червяка и колеса при принятой для $z_2 = 41$ относительной толщине червяка $q = 10$ (модуль $m = 5,88$ мм, диаметр профильной окружности $d_0 = 90,16$ мм), для $z_2 = 59$ принята $q = 14$ ($m = 4,1$ мм; $d_0 = 90,68$). Тип зацепления — классический.

Материал червяка сталь 35ХМА, HRC 32÷35. Рабочие поверхности витков начисто нарезаны резцом на режиме протягивания. Материал венцов колес — бронза, Sn = 10,16%, P = 0,11%, Ni = 1,48%; литье в полукокиль (чугунное кольцо с земляным стержнем); HB 103—108. При $z_1 = 1$ и $z_1 = 2$ колеса нарезались двухзубой фрезой, колеса четырехзаходных передач нарезались четырехрядными фрезами. Две передачи показаны на фиг. 68.

Передачи были смонтированы в чугунном корпусе (фиг. 69), на обычных подшипниках качения, радиально-упорные шарикоподшипники 66412 установлены с едва заметным предварительным натягом; охлаждение редукторов — воздушное, с помощью вентилятора на валу червяка.

Редуктор $i = 41$. Этот редуктор исследовался вначале со смазочным маслом марки АТВОХ-Л, рекомендованным экспериментальным нефтемаслозаводом.

Как выяснилось, полной расчетной нагрузки $N_{1p} = 9,75$ л. с. при $n_1 = 1500$ об/мин на этом масле редуктор не выдерживает: при достижении температуры масла 80°C заметно падал к. п. д. и резко возрастала температура. Это явление повторилось трижды в разное время, характер его протекания дал основание объяснить это снижением вязкости масла (с ростом температуры) до величины, при

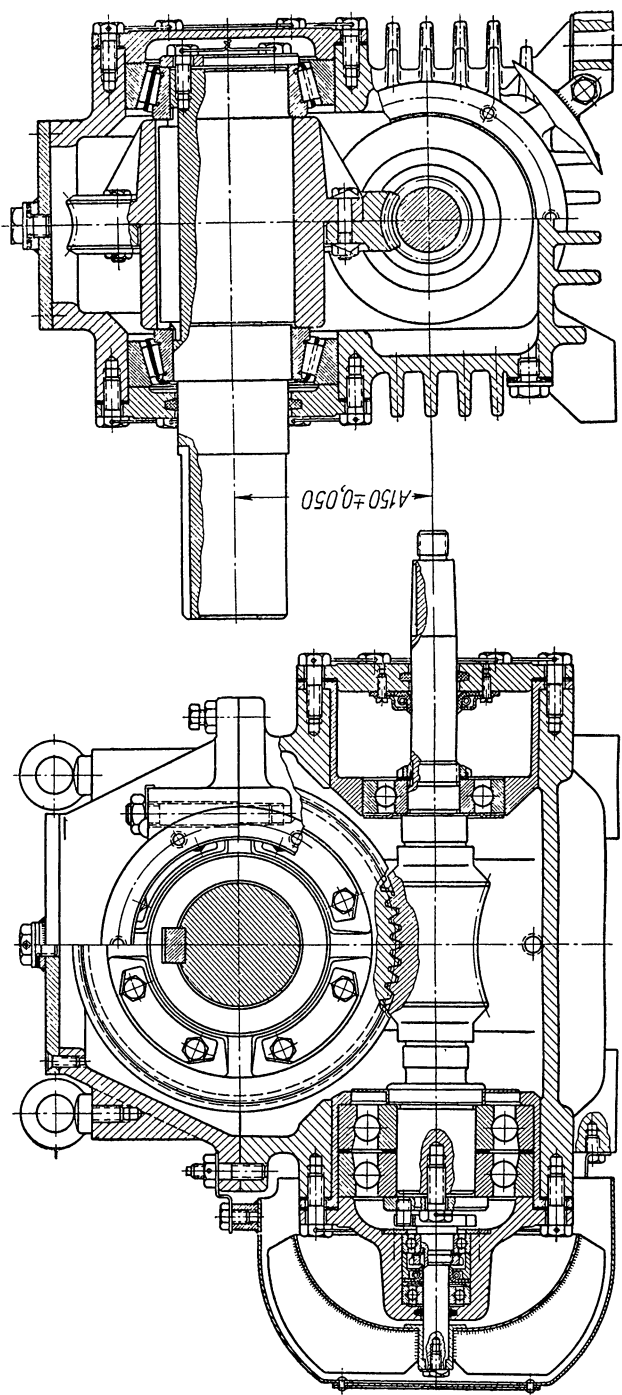


Фиг. 68. Глобoidные передачи:

а — ВР-150-41; б — ВР-150-41 : 4.

которой смазочный слой уже не имеет достаточной грузоподъемности. Жидкостное трение при этом переходило в полужидкостное, что сопровождалось значительным выделением тепла и прогрессивным разжижением смазки.

Это объяснение подтверждается тем фактом, что при несколько пониженной температуре окружающего воздуха ($t_s = 18^\circ\text{C}$) наблюдалась устойчивая работа передачи с полной нагрузкой ($N_{1p} = 9,75$ л. с.) при температуре масляной ванны 80°C , причем если с величины $\eta = 0,78$ (при $t_m = 76,5^\circ$) через один час работы к. п. д.



Фиг. 69. Конструкция редуктора ВР-150.

упал до 0,772 (при $t_m = 80^\circ \text{C}$), то еще через 1 ч 15 мин работы к. п. д., постепенно возрастаая, при той же температуре масла достиг величины 0,779.

Для устойчивой работы редуктора при $n_1 = 1500 \text{ об/мин}$ нагрузка была снижена до 0,9 N_1 ($\tau = 52^\circ \text{C}$, $\eta = 0,789$), при $n_1 = 1000 \text{ об/мин}$ — до 0,8 N_1 ($\tau = 50^\circ \text{C}$, $\eta = 0,780$) и при $n_1 = 750 \text{ об/мин}$ — до 0,7 N_1 ($\tau = 42,5^\circ \text{C}$, $\eta = 0,789$).

В связи с тем, что предельные нагрузки для масла марки АТВОХ-Л оказались низкими, а допустимый перепад температуры не использован, было проведено специальное исследование по подбору смазки.

Всего было испытано десять различных смазок, основные характеристики которых по вязкости приведены в табл. 7.

Т а б л и ц а 7

Характеристика масел

Масло	Удельный вес	Вязкость	
		E_{100}	E_{50}
Цилиндровое 52 (пар)	0,9019	4,91	55,12
Цилиндровое 38 (цилиндровое 6) . . .	0,9253	4,30	61,37
Нигрол	0,976	4,81	48,2
Брайтсток	0,9034	3,68	29,63
Касторовое масло	0,9592	3,0*	17,44
ЭЗН-1 **	0,897	3,98	31,0
АТВОХ-Л ***	—	3,4	—
Цилиндровое 52, разбавленное велоситом	0,908	4,06	32,5
Цилиндровое 52, разбавленное велоситом	0,902	3,43	24,55
Нигрол с присадкой ****	0,978	4,46	52,2

* При 90°C .

** Масло ЭЗН-1 представляет собой пар, разбавленный велоситом и содержит поверхностно-активные присадки, содержащие органические соединения хлора, серы и фосфора.

*** Масло АТВОХ, сорта Л, представляет собой осерненный пар, разбавленный велоситом и содержит поверхностно-активные присадки, содержащие органические соединения хлора.

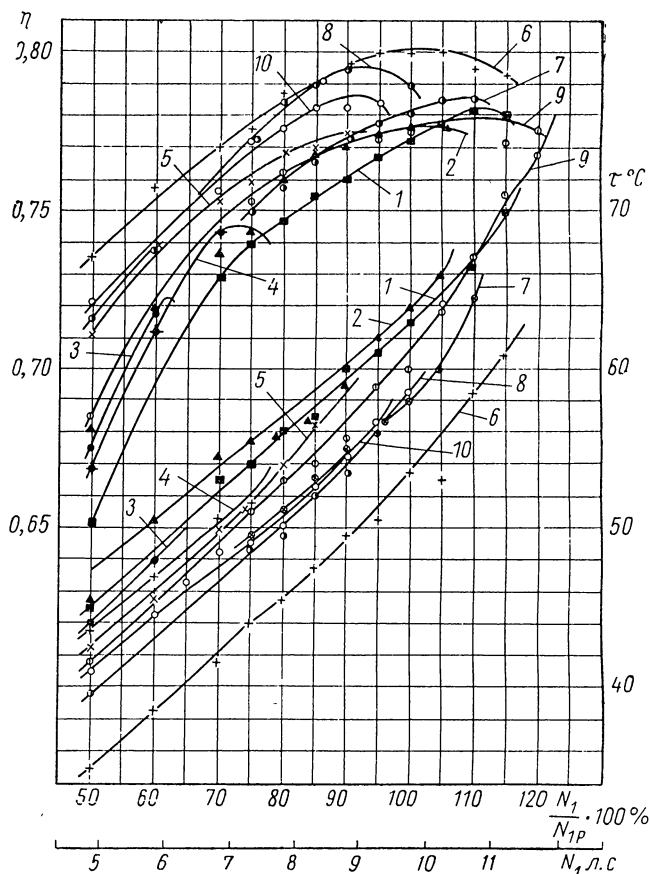
**** В качестве присадки к нигролу применены поверхностно-активные органические соединения хлора и кислорода.

Для исследования с целью подбора смазки была принята следующая методика. При числе оборотов 1500 в минуту нагрузка увеличивалась ступенями в 0,5, 0,6, 0,7, 0,75 N_{1p} и далее через 0,05 N_{1p} до предельной, с выдержкой в 1,5—2 ч на каждом режиме.

Результаты по допускаемым мощностям, перепаду температур и к. п. д. приведены на фиг. 70.

Для всех масел характерно повышение к. п. д. с увеличением нагрузки до некоторого максимума, после которого к. п. д. резко падает. Соответственно этому, кривые перепада температур в функции нагрузки близки к прямым, которые при достижении предельной нагрузки резко поднимаются вверх.

Анализ кривых дает основания полагать, что на поднимающихся участках кривых к. п. д. существует жидкостное трение. При достижении некоторой нагрузки нарастание к. п. д. замедляется, а при еще большей нагрузке кривая к. п. д. переходит через максимум, что свидетельствует о полужидкостном трении. Участок



Фиг. 70. Кривые испытаний масел в редукторе ВР-150-41

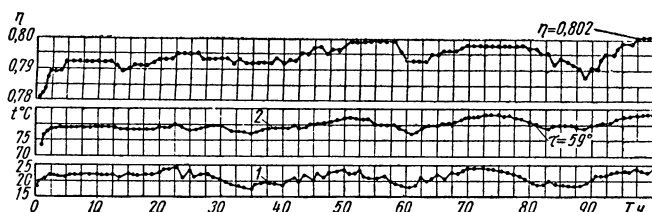
1 — цилиндрическое 52 (вапор); 2 — цилиндрическое 38 (цилиндрическое 6); 3 — нигрол; 4 — нигрол с присадкой; 5 — брайтсток; 6 — касторовое масло; 7 — ЭЗН-1; 8 — АТВОХ-Л; 9 — цилиндрическое 52 + велосит ($E_{100} = 4,06^\circ$); 10 — цилиндрическое 52 + велосит ($E_{100} = 3,43^\circ$)

полужидкостного трения для некоторых смазок (касторовое масло, АТВОХ-Л), отличающихся активными свойствами (маслянистостью), растянут; для минеральных смазок без активных присадок (цилиндрическое 52, брайтсток, цилиндрическое 32) этот участок короток и кончается резким падением к. п. д.

Для последних масел (минеральных), как видно из графиков, при эксплуатации в особенности не следует допускать приближе-

ния к полужидкостному трению. В то же время, при жидкостном трении не выявляется эффект притирки контактирующих поверхностей; поэтому, например, после непрерывной работы редуктора в течение 100 ч ($n_1 = 1500$ об/мин, $N_1 = 8,3$ л. с.) не оказалось износа, который можно было бы измерить зубомером с ценой деления 0,02 мм и не было обнаружено изменения к. п. д. и перепада температур (фиг. 71). (Следовательно, скорость износа была меньше $0,09 \cdot 10^{-6}$ мм/об). Это объясняется тем, что передача перед этим испытывалась при большей нагрузке ($N_{1p} = 9,75$ л. с.), при которой, в результате притирки, сносились гребешки, способствующие возникновению граничного трения.

Для хорошей приработки передачи необходимо наличие элементов граничного трения. Например, всегда через некоторое



Фиг. 71. Графики испытаний редуктора ВР-150-41 с непрерывной работой 100 часов при $n_1 = 1500$ об/мин под нагрузкой $N_1 = 8,3$ л. с.:

1 — температура воздуха; 2 — температура масла.

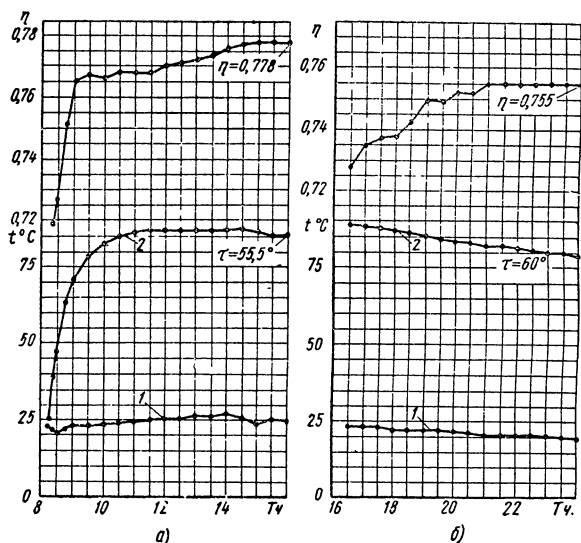
время после небольшого *натира*, характеризующегося падением величины к. п. д. при возрастающей температуре масла, к. п. д. передачи вновь увеличивался, а перепад температур падал. Это проверено преднамеренным созданием таких небольших натиров путем повышения нагрузки.

До представляющего интерес перепада температур в 70°C наилучшие результаты по грузоподъемности дают следующие смазки: цилиндрическое 52, разбавленное велоситом до вязкости $E_{100} = 4,06^\circ$, касторовое масло и цилиндрическое 52.

Из этих масел в виде основного было выбрано цилиндрическое 52 (вапор), как менее дефицитное, чем касторовое масло, и как более простое, чем смесь его с велоситом. Это масло имеет для основных режимов избыточную вязкость, что с большим запасом обеспечивает жидкостное трение.

Доказательством наличия жидкостного трения является следующее сравнение. После снятия основных характеристик редуктора при $n_1 = 1500, 1000$ и 750 об/мин было обнаружено, что сетка входного отверстия вентилятора была плотно забита пылью, что значительно повысило перепад температур. Поэтому, после того как сетка была очищена, характеристики были сняты повторно (фиг. 72), причем перепад температур оказался на $10,5\text{—}12,5^\circ\text{C}$ ниже.

Важно отметить, что понижение температуры масла и перепада температур, вообще свидетельствующее о повышении к. п. д., в данном случае привело к понижению к. п. д. Это сравнение данных



Фиг. 72. Графики испытаний редуктора ВР-150-41 (масло-паров):

a — $n_1 = 1500$ об/мин; $N_1 = 9,75$ л. с.; *б* — $n_1 = 750$ об/мин; $N_1 = 5,8$ л. с.; 1 — температура воздуха; 2 — температура масла.

по к. п. д. при различных температурах (см. табл. 8) является ярким свидетельством наличия жидкостного трения.

Т а б л и ц а 8

Сравнительные величины к. п. д. редуктора ВР-150-41 для разной температуры масла

Испытание	n_1 в об/мин	N_1 в л. с.	τ в °C	t_m в °C	η
Первое	1500	9,75	71,0	92,0	0,802
Второе	1500	9,75	60,5	85,0	0,781
Первое	1000	7,1	69,0	92,0	0,798
Второе	1000	7,1	56,5	76,0	0,777
Первое	750	5,8	71,5	89,0	0,771
Второе	750	5,8	60,0	79,0	0,755

Если бы в зацеплении, кроме жидкостного трения, существовало бы граничное, то понижение температуры масла при повторных испытаниях привело бы к повышению вязкости, увеличению толщины и грузоподъемности масляного слоя, а следовательно, к увеличению доли жидкостного трения, чему соответствовал бы более высокий к. п. д. Весьма примечателен также тот факт, что масла с активными свойствами (касторовое, АТВОХ-Л, ЭЗН-1, нигрол с присадкой) не дают заметного преимущества по к. п. д. Это можно объяснить только наличием жидкостного трения.

Выбор несколько менее вязкого масла, чем цилиндровое 52, позволил бы получить более высокий к. п. д. и, соответственно, меньший перепад температур. Однако в этом случае запас грузоподъемности уменьшается, что может привести к прогрессивному заеданию при чрезмерном случайном превышении мощности над допустимой или при значительном повышении температуры окружающей среды.

Данные по к. п. д. и нагреву на основании исследования по подбору смазки следует рассматривать как сравнительные, так как выдержка на каждом режиме была невелика, и при более продолжительной работе на постоянном режиме к. п. д. значительно возрастал. Это подтверждается данными испытаний передачи при безостановочной работе в течение 24 ч на каждом режиме. Соответствующие данные (через каждые 8 ч работы передачи) приведены в табл. 9.

Т а б л и ц а 9

Данные испытаний редуктора ВР-150-41 после 24-часовой непрерывной работы

$n_1 = 1500 \text{ об/мин}$ $N_1 = 9,75 \text{ л. с.}$			$n_1 = 1000 \text{ об/мин}$ $N_1 = 7,1 \text{ л. с.}$			$n_1 = 750 \text{ об/мин}$ $N_1 = 5,5 \text{ л. с.}$		
$t_m, ^\circ\text{C}$	$\tau, ^\circ\text{C}$	η	$t_m, ^\circ\text{C}$	$\tau, ^\circ\text{C}$	η	$t_m, ^\circ\text{C}$	$\tau, ^\circ\text{C}$	η
88,0	65,0	0,789	90,0	66,0	0,766	85,0	62,0	0,753
87,0	64,0	0,795	85,0	64,5	0,778	82,5	60,5	0,764
87,0	63,0	0,80	84,5	63,0	0,785	80,0	59,0	0,769

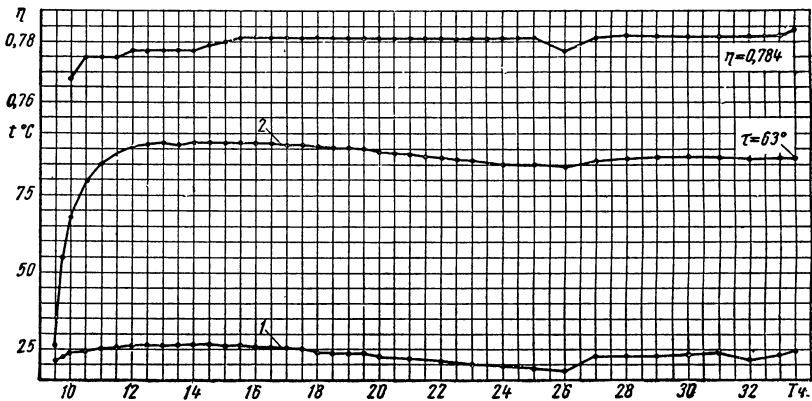
Характеристики редуктора без вентилятора при наибольших допустимых мощностях приведены в табл. 10.

По этим данным можно судить о необходимости установки вентилятора, особенно для наиболее употребительной скорости $n_1 = 1500 \text{ об/мин}$, хотя при этом к. п. д. редуктора падает на 2%.

Вентилятор обеспечивает эффективное охлаждение и высокую нагрузочную способность редуктора при высоком числе оборотов червяка (фиг. 73), при низком же числе оборотов, как видно из табл. 11, тепловой режим ограничивает передаваемую мощность.

Данные испытаний редуктора ВР-150-41 без вентилятора

Показатели	n_1 в об/мин		
	1500	1000	750
Максимально допустимая мощность по нагреву N_{1H} в л. с.	8,0	6,3	5,5
$\frac{N_{1H}}{N_{1P}}$	0,82	0,8	0,8
Перепад температур τ в °С	80,0	73,0	69,5
К. п. д. редуктора η	0,82	0,805	0,785

Фиг. 73. Графики испытания редуктора ВР-150-41 при $n_1 = 1500$ об/мин под нагрузкой $N_1 = 11,25$ л. с.:

1 — температура воздуха; 2 — температура масла.

Таблица 11

Влияние числа оборотов вентилятора на его эффективность для редуктора ВР-150-44

Показатели	n_1 в об/мин		
	1500	1000	750
Максимально допустимая расчетная мощность по износу N_{1P} в л. с.	9,75	7,9	6,8
Максимально допустимая мощность по нагреву N_{1H} в л. с.	11,25	7,9	5,8
$\frac{N_{1H}}{N_{1P}}$	1,15	1,00	0,85
К. п. д. редуктора η	0,784	0,780	0,755
Перепад температур τ в °С	63,0	61,0	60,0

Температура масляной ванны устанавливается в течение 2 ч; соответствующий перепад температур показан ниже в зависимости от числа оборотов червяка и нагрузки.

Скорость вращения n_1 в об/мин	1500			1000		750
Передаваемая мощность N_1 в л. с.	8,3	9,75	11,2	7,1	7,9	5,8
Перепад температур τ в °C	59,0	60,6	63,0	56,5	61,0	60,0

Для максимального приближения к эксплуатационным условиям был проделан эксперимент с приложением расчетной нагрузки к остывшему редуктору. Особенностью этого эксперимента являлась проверка несущей способности охлажденного масла. Эксперимент не дал никакого отличия, сравнительно с обычными условиями испытаний.

Контрольное испытание. Для определения характеристик, соответствующих уровню выпуска изготовленного редуктора с завода, было проведено специальное контрольное испытание редуктора с приложением нагрузки к неприработанной передаче.

Собранная и установленная на стенде передача была с целью приработки нагружена мощностью $N_1 = 6,3$ л. с. ($0,65N_{1p}$) при $n_1 = 1500$ об/мин и работала в течение 4 ч со смазкой притирочным маслом экспериментального нефтемаслозавода. Состав притирочного масла — минеральное масло с добавлением 20% поверхностно-активной безабразивной присадки, содержащей органические соединения хлора и серы (вязкость $E_{50} = 3,97$). После этого редуктор был нагружен мощностью $N_1 = 8,25$ л. с. при правом вращении¹ и $N_1 = 9,75$ л. с. при левом вращении (фиг. 74).

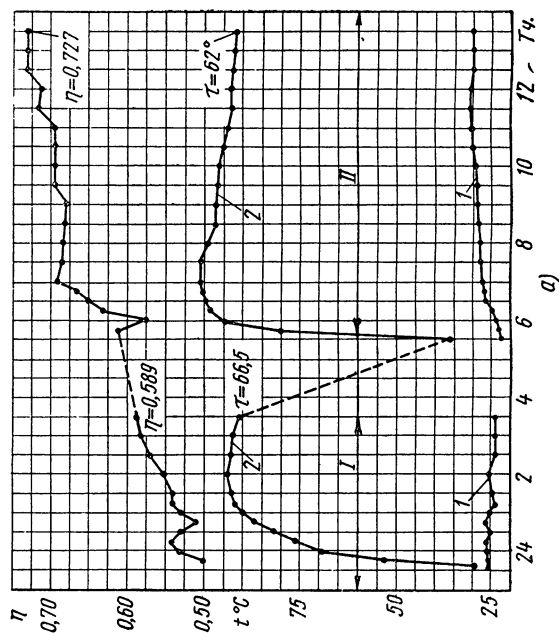
Сравнительные характеристики передачи в зависимости от степени приработки при $n_1 = 1500$ об/мин представлены в табл. 12.

Т а б л и ц а 12

Влияние приработки редуктора ВР-150-41 на к. п. д. и нагрев

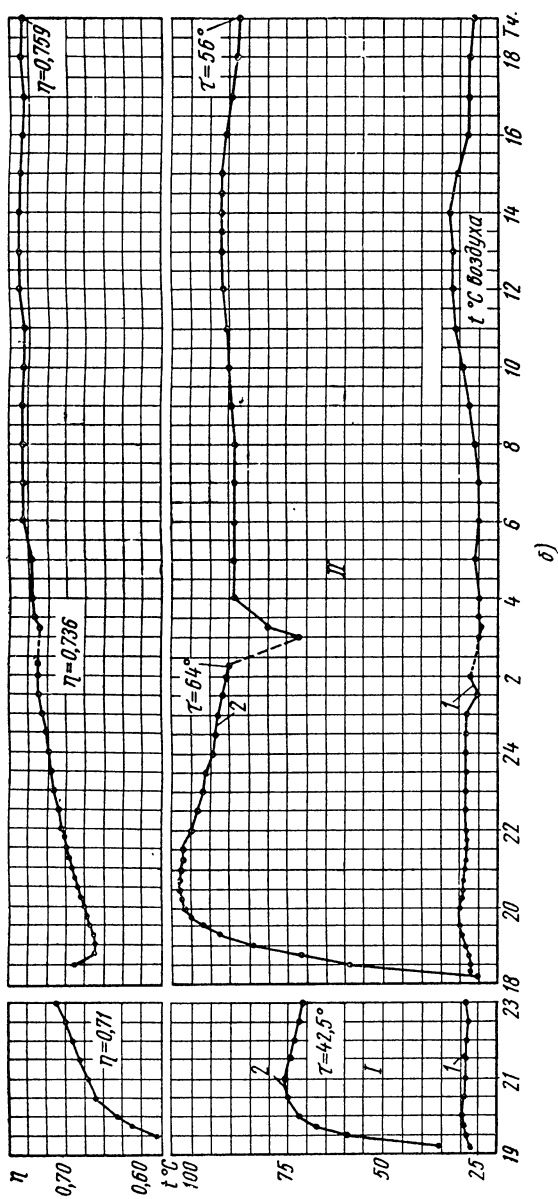
Степень приработки	N_1 в л. с.	τ в °C	η
В течение 2 ч	8,3	73,0	0,684
» » 8 ч	8,3	62,0	0,727
Хорошо приработанный редуктор . . .	8,3	59,0	0,802
В течение 2 ч	9,75	74,0	0,682
» » 8 ч	9,75	64,0	0,736
Хорошо приработанный редуктор . . .	9,75	60,5	0,781

¹ По часовой стрелке, если смотреть от двигателя.



Фиг. 74. Графики контрольного испытания редуктора ВР-150-41 с новой передачей при $n_1 = 1500$ об/мин:

а — на левой стороне вращения ($N_1 = 8,25$ л. с.);
 б — на правой стороне вращения ($N_1 = 9,75$ л. с.);
 1 — масло пригнорное ($N_1 = 6,3$ л. с.); 1/1 — масло
 vapor; 1 — температура воздуха, 2 — температура масла.



**Примеры натиров в редукторе ВР-150-10,25
при повышении нагрузки и температуры масла**

Время измерения в ч.	N_1 в л. с.	t_M в °C	t_d в °C	η	$\frac{N_1}{N_{1p}}$
21 ⁰⁰	20,85	87,0	27,0	0,867	0,60
21 ¹⁵	22,65	88,5	26,5	0,864	0,65
21 ³⁰	22,65	90,0	26,0	0,864	0,65
22 ⁰⁰	22,65	91,5	26,0	0,864	0,65
22 ³⁰	22,65	93,5	25,5	0,852	0,65
23 ⁰⁰	22,65	96,0	25,0	0,852	0,65
23 ³⁰	22,65	98,0	25,0	0,852	0,65
24 ⁰⁰	19,1	95,0	25,0	0,835	0,55
8 ³⁰	24,3	84,5	26,0	0,890	0,70
8 ⁴⁵	26,1	87,5	26,0	0,887	0,75
9 ⁰⁰	26,1	90,0	27,0	0,887	0,75
9 ¹⁰	26,1	92,0	27,0	0,875	0,75
9 ¹⁵	24,3	97,0	27,0	—	0,70
21 ⁰⁰	24,3	83,0	25,0	0,893	0,70
21 ¹⁵	26,1	86,0	24,5	0,889	0,75
21 ²³	26,1	89,0	24,5	0,883	0,75
22 ⁰⁰	22,65	83,0	24,0	0,890	0,65
8 ²⁰	26,1	28,0	23,5	—	0,75 (пуск)
8 ³⁵	26,1	56,0	24,0	0,878	0,75
9 ⁰⁰	26,1	70,0	24,0	0,889	0,75
9 ³⁰	26,1	78,0	24,0	0,891	0,75
10 ⁰⁰	26,1	82,5	26,0	0,891	0,75
10 ³⁰	26,1	86,0	26,5	0,888	0,75
10 ⁴⁵	26,1	88,5	26,5	0,888	0,75
11 ⁰⁰	24,3	87,0	26,5	0,888	0,70

Испытания с маслом цилиндрическое 38 показали, что это масло несколько уступает цилиндрическому 52, в связи с чем характеристики редуктора ухудшаются.

Поскольку масло цилиндрическое 38 при этом дороже и дефицитнее, оно не было рекомендовано для применения в редукторах серии ВР.

Редуктор $i = 10, 25$. Этот редуктор был подвергнут менее подробным исследованиям.

Тепловой режим редуктора оказался напряженным, а характер изменения температуры масла очень резким. Последнее, как было установлено, объяснялось большим влиянием изменения к. п. д. на температуру масляной ванны.

Так как с таким явлением исследователи столкнулись впервые (в испытанных ранее редукторах тепловой режим был более устойчив, так как масляные ванны имели водяное охлаждение), то при каждой нагрузке редуктора немедленно уменьшались.

В качестве примеров таких натиров в табл. 13 приведен ряд случаев (все при $n_1 = 1500$ об/мин, масло — цилиндрическое 52).

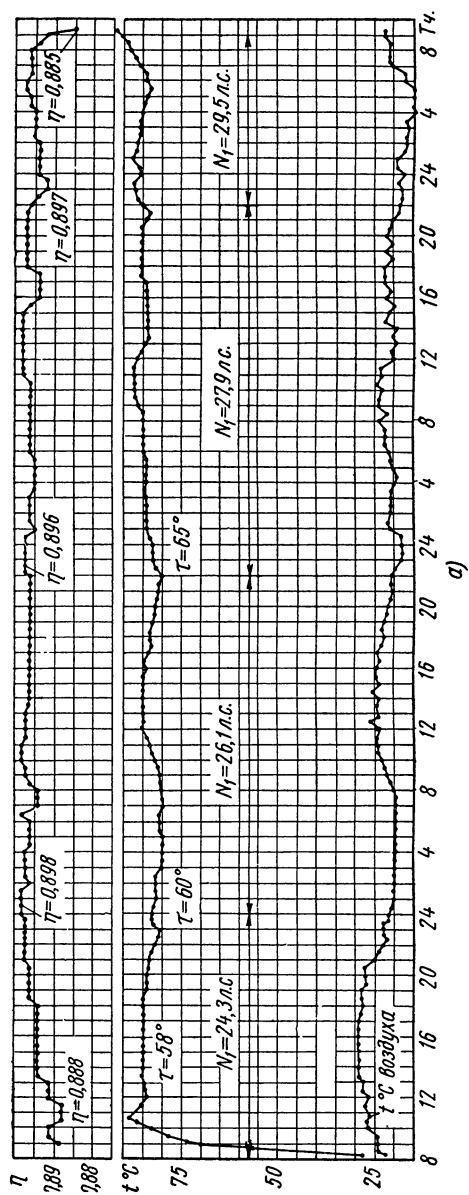
На основании значительной части всего комплекса исследований глобоидных редукторов с воздушным охлаждением можно считать, что описанное явление (натир), которому сопутствует падение к. п. д. на 0,3—1,2% с соответствующим повышением температуры масла, носит временный характер, объясняется наличием граничного трения по гребешкам шероховатостей и свидетельствует о приработке передачи, а потому перевод редуктора из-за этого на облегченный режим нагрузки не является необходимым.

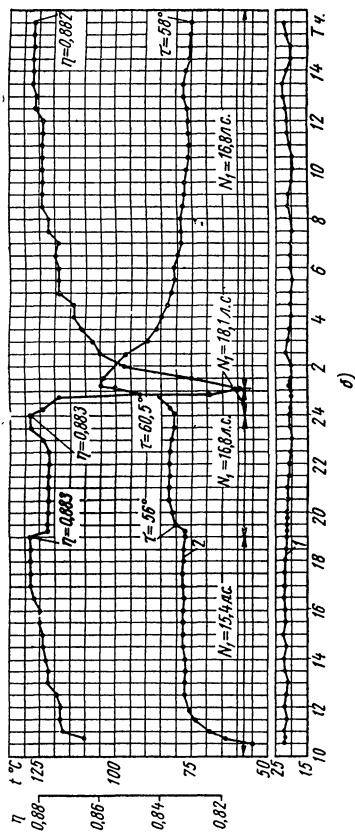
Это подтвердили в дальнейшем результаты нагружения этого же редуктора при другом направлении вращения (фиг. 75). В этом случае, при падении к. п. д. на 0,7% нагрузку не снижали, и к. п. д. постепенно восстанавливался.

Аналогичные результаты были получены при испытании редуктора $i = 41$, когда к. п. д. временно, на 0,5 ч, падал даже на 3,7%, в другом случае на 2,9% (то же видно в приведенных далее графиках испытаний редукторов $i = 20,5$ и $i = 59$ на фиг. 77 и 78).

Испытания редуктора $i = 10,25$ без вентилятора показали, что использовать его в таком виде совершенно нецелесообразно: допускаемая мощность падает до $0,35 N_{1p}$ при $n_1 = 1500$ об/мин и $n_1 = 1000$ об/мин и до $0,4 N_{1p}$ при $n_1 = 750$ об/мин от расчетной по износу, причем это не компенсируется повышением к. п. д., так как потери в недогруженном редукторе несоразмерно велики.

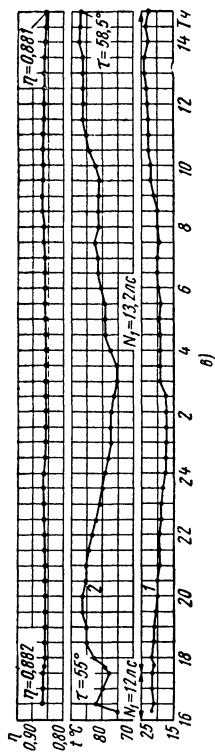
Вентилятор не обеспечивает необходимого отвода тепла, и допускаемая мощность для основного режима ($n_1 = 1500$ об/мин) снижается на 20%, а для меньших чисел оборотов еще больше (см. табл. 14 и фиг. 75).





Фиг. 75. Графики испытаний редуктора ВР-150.10.25:

- а — $n_1 = 1500$ об/мин;
- б — $n_1 = 1000$ об/мин;
- в — $n_1 = 750$ об/мин;
- 1 — температура воздуха;
- 2 — температура масла.



**Влияние числа оборотов
на допустимую мощность редуктора ВР-150-10,25**

Показатели	n_1 в об/мин		
	1500	1000	750
Максимально допустимая расчетная мощность по износу N_{1p} в л. с.	34,9	28,0	23,8
Максимально допустимая мощность по нагреву $N_{1н}$ в л. с.	27,9	16,8	13,1
$\frac{N_{1н}}{N_{1p}}$	0,80	0,60	0,55
К. п. д. редуктора	0,897	0,882	0,881
Перепад температур τ в °С	65	58	58,5

Приведенный ниже в зависимости от нагрузки перепад температур масла и воздуха для редуктора ВР-150-10,25 при $n_1 = 1500$ об/мин устанавливается в течение двух часов

Передаваемая мощность N_1 в л. с.	14	21	28
$\frac{N_1}{N_{1н}}$	0,50	0,75	1,00
Перепад температур τ в °С	44,5	53	65

Наблюдение за работой передач при различных температурах масла позволило установить, что при прочих равных условиях несущая способность смазочного слоя для многозаходного редуктора ниже, чем для однозаходного.

Так, в редукторе $i = 41$ при $n_1 = 1500$ об/мин смазочный слой имеет хорошую несущую способность при температуре масла $t_m = 92^\circ \text{С}$, обеспечивая передаваемую мощность $N_1 = 9,75$ л. с. (N_{1p}) и даже $N_1 = 11,2$ л. с. ($1,15 N_{1p}$) со всеми признаками жидкостного трения.

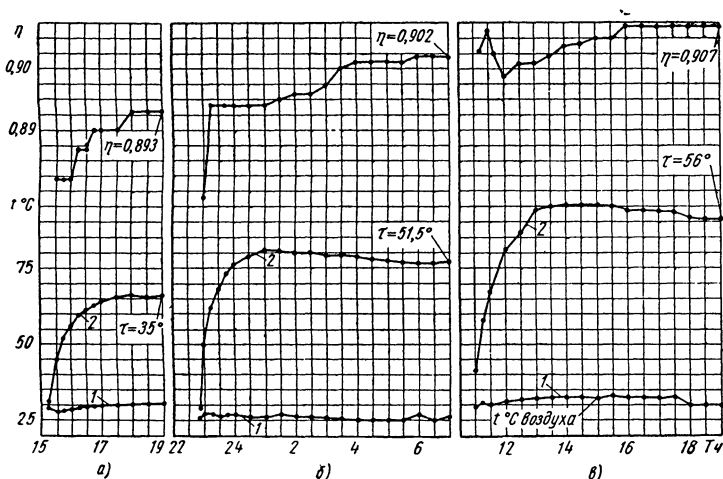
В то же время редуктор $i = 10,25$ при $n_1 = 1500$ об/мин с маслом цилиндрическое 52 позволяет передавать мощность $N_1 = 29,5$ л. с. ($0,85 N_{1p}$) до температуры масла, не превосходящей $t_m = 88^\circ \text{С}$, при которой наступает нарушение равновесия, с последующим резким повышением температуры и падением к. п. д.

Однако, судя по к. п. д., жидкостное трение соответствует при этой нагрузке температуре масла не более $83,5 \div 84,0^\circ \text{С}$ (где к. п. д. максимальный), что не дает возможности использовать допустимый перепад температур $\tau = 70^\circ \text{С}$. Следовательно, для обеспечения расчетной грузоподъемности передачи $i = 10,25$ следует применять редко встречающееся масло большей вязкости.

Поэтому для масел типа цилиндрическое 52, с учетом некоторого запаса, расчетные нагрузки четырехзаходных редукторов серии ВР уменьшены на 20 % по сравнению с возможностями передачи.

Сходное явление наблюдается при пониженных оборотах червяка. В этом случае условия жидкостного трения ухудшаются, для его

поддержания требуется повышенная вязкость масла; поэтому масло цилиндрическое 52 не позволяет полностью использовать допустимый перепад температур $\tau^\circ = 70^\circ \text{C}$ и ограничивает передаваемую мощность редукторов ВР с $A = 150 \text{ мм}$ при $n_1 = 750 \text{ об/мин}$. Для редукторов ВР с $A = 210 \text{ мм}$ этого не следует опасаться, так как скорость скольжения при $n_1 = 750 \text{ об/мин}$ будет примерно соответствовать скорости скольжения передач $A = 150 \text{ мм}$ при 1000 об/мин , когда смазочный слой (при этом же масле) достаточно грузоподъемен. Для редукторов $A = 100 \text{ мм}$, при $n_1 = 1000 \text{ об/мин}$ передаваемую



Фиг. 76. Графики контрольного испытания редуктора ВР-150-10,25 с новой передачей при $n_1 = 1500 \text{ об/мин}$:

а — притирочное масло $N_1 = 17,4 \text{ л. с.}$; б — vapor, $N_1 = 24,3 \text{ л. с.}$;
в — vapor, $N_1 = 28 \text{ л. с.}$

мощность следует на этом основании понижать на 15%, а при $n_1 = 750 \text{ об/мин}$ — на 25%, сравнительно с расчетной (по передаче).

Контрольное испытание. Характеристики новой передачи (прошедшей лишь четырехчасовую приработку при $n_1 = 1500 \text{ об/мин}$ под нагрузкой $N_1 = 17,4 \text{ л. с.}$), при нагружении мощностью $N_1 = 24,3 \text{ л. с.}$ и такой же передачи (после дополнительной работы в течение 8 ч с нагрузкой $N_1 = 24,3 \text{ л. с.}$) при нагружении мощностью $N_1 = 28,0 \text{ л. с.}$ приведены на фиг. 76.

Редуктор $i = 20,5$. Двухзаходная передача была приработана на обоих направлениях вращения с притирочным маслом, по 4 ч при $n_1 = 1500 \text{ об/мин}$ и $N_1 = 12,3 \text{ л. с.}$ ($0,65N_{1p}$). Испытание этого редуктора было проведено в качестве контрольного.

К остывшему редуктору (левое вращение), залитому новой смазкой (цилиндрическое 52), была приложена нагрузка $N_1 = 16,05 \text{ л. с.}$ ($0,85N_{1p}$) и после 8 ч работы нагрузка была повышена до

$N_{1p} = 18,9$ л. с. Такая же нагрузка после обкатки была приложена при обратном направлении вращения.

Основные данные по этим испытаниям приведены на фиг. 77.

Условия приработки. Испытания редукторов с применением для приработки специального притирочного масла пониженной вязкости показали серьезные недостатки этого метода. Основным недостатком является необходимость понижения нагрузки в процессе приработки; при пониженной передаваемой мощности в такой же степени понижаются силы, действующие на червяк и колесо, а следовательно, и деформации в подшипниковых опорах. Эти деформации не настолько малы, чтобы ими можно было пренебречь: продольная жесткость червяка составляет примерно 17500 кг/мм (по данным испытаний редуктора ВР-150-10,25). При осевой силе около 900 кг (примерно соответствующей допускаемой мощности редукторов $A = 150$ мм) деформация составляет $0,05$ мм, т. е. на $0,02$ мм больше, чем деформация, на которой происходит приработка. Поэтому, если приработанную при пониженной мощности передачу нагрузить большей мощностью, то контакт несколько изменится, что потребует дополнительной приработки. Заводская приработка под эксплуатационной нагрузкой полезна также тем, что может выявить дефекты деталей редуктора, например подшипников, чрезмерный нагрев которых при этом скажется сразу. Применение же второй ступени приработки с эксплуатационной нагрузкой, на вязком масле типа цилиндрическое 52, приводит к непроизводительной потере времени на смену масла и на повторный нагрев масляной ванны до рабочей температуры.

Наиболее целесообразна приработка с маслом типа цилиндрическое 52 при ступенчатом повышении нагрузки до расчетной. Поскольку неприработанный редуктор со смазкой типа vapor может сразу воспринять $0,75N_{1p}$, целесообразно назначать две ступени: одну — $0,75N_{1p}$, другую — N_{1p} .

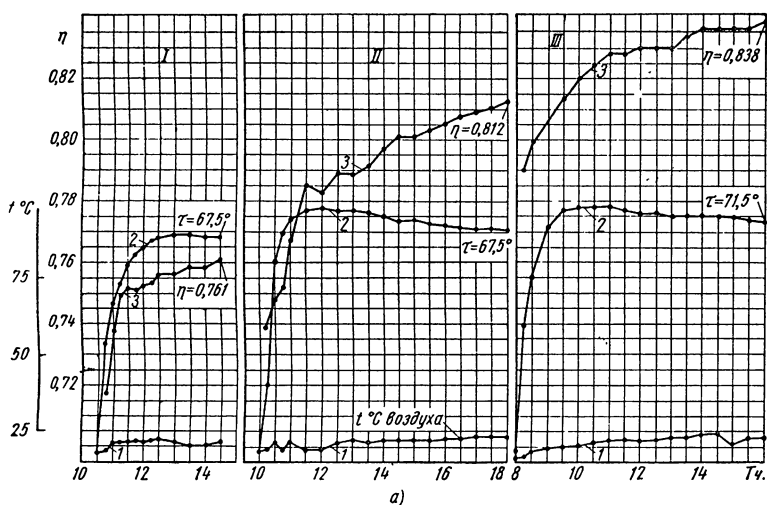
Часто достаточно ограничиться одной (первой) ступенью.

Редуктор $i = 59$. Рекомендации по условиям приработки и испытаний были проверены на новом редукторе $A = 150$; $i = 59$.

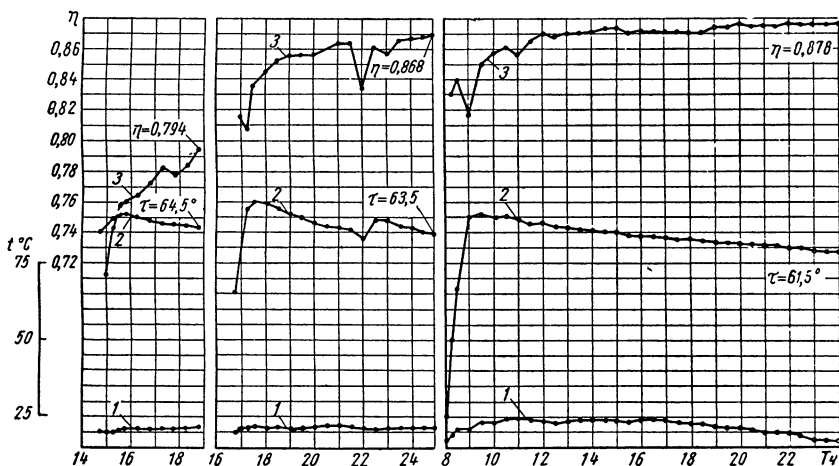
При правом вращении редуктор, залитый маслом цилиндрическое 52, был сразу нагружен мощностью $N_1 = 5$ л. с. ($0,75N_{1p}$). Через два часа работы на этом режиме температура масла достигла максимума (перепад температур $\tau = 71,5^\circ\text{C}$), через 12 ч работы перепад температур составил $68,5^\circ\text{C}$. Как видно, длительная работа на режиме $0,75N_{1p}$ мало эффективна. Поэтому далее нагрузка была увеличена до N_{1p} , причем через 2 ч работы на этом режиме перепад температур снизился до $86,5^\circ\text{C}$, а после 5 ч работы — до 84°C .

При вращении против часовой стрелки передача приработывалась с нагрузкой $0,75N_{1p}$ всего 6,5 ч, после чего нагрузка была повышена до $N_{1p} = 6,7$ л. с. Характеристики передачи, нагруженной после приработки полной расчетной мощностью, приведены на фиг. 78.

Эти данные показывают, что передача без всякой приработки может выдерживать нагрузку в $0,75$ от максимально допустимой



а)



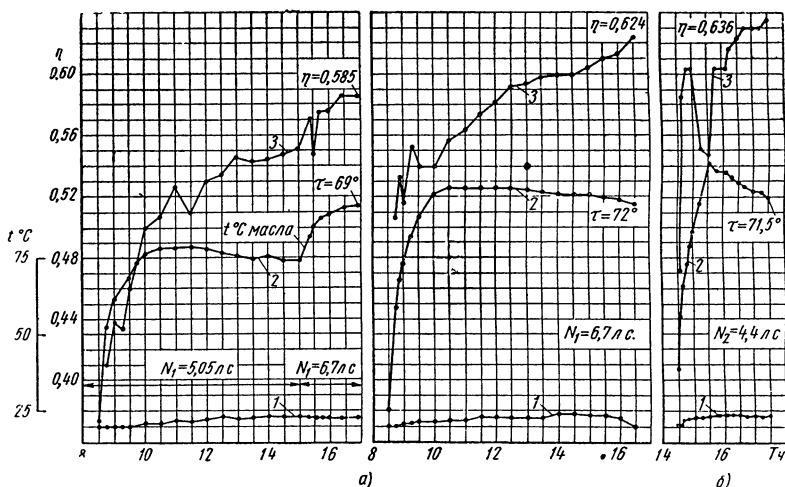
б)

Фиг. 77. Графики контрольных испытаний редуктора ВР-150-20,5 с новой передачей при $n_1 = 1500$ об/мин:

а — на левой; б — на правой стороне вращения; I — притирочное масло, $N_1 = 12,3$ л. с.; II — vapor, а — $N_1 = 16,05$ л. с., б — $N_1 = 18,9$ л. с.; III — vapor, $N_1 = 18,9$ л. с.; 1 — температура воздуха; 2 — температура масла; 3 — к. п. д.

и что после 6,5 ч приработки можно увеличить нагрузку до полной, причем в дальнейшем характеристики передачи по к. п. д. и нагреву быстро приближаются к расчетным.

Испытания при $N_2 = \text{const}$. В эксплуатации часты случаи, когда нагрузка редуктора задается на валу колеса. Такие условия работы существенно отличаются от условий стендовых испытаний, когда нагрузка задавалась на валу червяка, из-за чего более низкий к. п. д. в первый, после пуска, период работы, облегчал работу передачи, снижая нагрузку на валу колеса.



Фиг. 78. Графики контрольных испытаний редуктора ВР-150-59 с новой передачей при $n_1 = 1500 \text{ об/мин}$ на левой стороне вращения:

а — при $N_1 = \text{const}$; б — при $N_2 = \text{const}$; 1 — температура воздуха; 2 — температура масла; 3 — к. п. д.

По этому поводу высказывались опасения о том, что имевшиеся случаи натира, заметные по временным падениям к. п. д., в случае сохранения постоянного момента на валу колеса могут перейти в серьезный зади́р, который может вывести передачу из строя. Поэтому были поставлены специальные эксперименты с нагружением передачи мощностью, сохраняющей неизменную величину на валу колеса.

Как показали эти исследования, проведенные с редуктором $i = 59$, кривая нагрева отличается большей интенсивностью роста величины перепада температур в первый период работы передачи до достижения теплового равновесия (фиг. 78). Однако после этого кривая нагрева резко снижается и дальше заметно не отличается от обычных кривых. Очевидно, что мощность N_1 редуктора на валу червяка при заданной на основе расчетного к. п. д. величине мощности N_2 на валу колеса будет отличаться от расчетной в той же степени, что и действительный к. п. д. от расчетного. Поэтому, при задан-

ном моменте на валу колеса отличие действительного к. п. д. от расчетного на 2—5% вызовет такое же отличие мощности на валу червяка, что не может иметь существенного значения. При испытании передачи $i = 59$ с нагружением расчетной мощностью на валу колеса $N_2 = 4,4$ л. с. (исходя из мощности $N_1 = 6,7$ л. с. и расчетного к. п. д. редуктора $\eta = 0,66$) действительно происходило временное (на 30 минут) падение к. п. д. с $\eta = 0,604$ до $\eta = 0,550$, однако это сопровождалось лишь временным поднятием перепада температур до величины $82,5^\circ \text{C}$ с последующим возвратом к прежнему к. п. д. и к концу трехчасового испытания увеличением к. п. д. до $0,636$ и снижением перепада температур до $71,5^\circ \text{C}$.

Как видно, редуктор работал устойчиво: падение к. п. д. и рост температуры масляной ванны носили временный характер и характеристики редуктора быстро улучшались, приближаясь к расчетным.

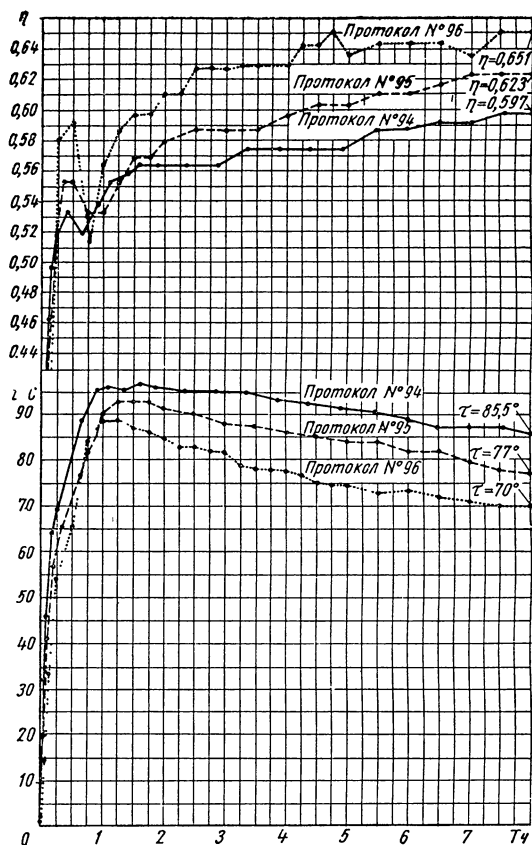
Для подтверждения этого вывода этот же редуктор, проработавший всего 20 ч, был нагружен (при вращении по часовой стрелке) полной расчетной мощностью на валу колеса $N_{2p} = 4,4$ л. с. и при $n_1 = 1500$ об/мин проработал три смены. Как видно из приведенных на фиг. 79 графиков, несмотря на значительные натирь, перепад температур и к. п. д. к концу третьей смены приблизились к расчетным и составили 70°C и $0,654$ соответственно.

Если приводной электродвигатель имеет, как обычно, некоторые запасы мощности, то эксплуатация машины или механизма с глобондным редуктором будет отличаться несколько повышенным расходом электроэнергии в первые смены работы; никаких других неприятных последствий рассмотренные особенности приработки передач, очевидно, не дадут.

Режим приработки с постоянным моментом на валу колеса оказался более жестким, что позволяет значительно быстрее достичь эксплуатационных характеристик передачи. Это можно объяснить тем, что нагружение редуктора постоянным моментом на червяке снижает нагрузку в зацеплении (за счет падения к. п. д. в момент начала граничного трения), а это задерживает приработку пары.

Влияние вязкости масла. Влияние вязкости масла на работу редуктора было проверено на редукторе ВР-150-10,25 с новой передачей. Как выяснилось, масло, применявшееся при испытаниях, имело вязкость E_{100} всего $4,91^\circ$, тогда как по ГОСТу вязкость должна находиться в пределах $5,5—7,0^\circ \text{E}$. При вращении против часовой стрелки редуктор, залитый маслом с $E_{100} = 4,91^\circ$, был обкатан при $n_1 = 1500$ об/мин под нагрузкой $N_2 = 18,6$ л. с. в течение 8 ч, к концу которых перепад температур составил $78,5^\circ \text{C}$. После этого остывший редуктор был нагружен мощностью $N_2 = 26,0$ л. с. и при числе оборотов $n_1 = 1500$ об/мин проработал 6 смен по 8 ч. После этого масло с $E_{100} = 4,91^\circ$ было слито и залито масло вязкостью $E_{100} = 5,95^\circ$. Сравнение кривых нагрева и к. п. д. (фиг. 80) показывает заметное положительное влияние повышения вязкости.

При правом вращении этот редуктор был обкатан с маслом вязкостью $E_{100} = 5,95^\circ$ при $N_2 = 18,6$ л. с. в течение 6 ч и испытывался при $N_2 = 25,5$ л. с. в течение 24 ч непрерывно. К концу этого



Фиг. 79. Графики испытаний редуктора BP-150-59 с нагрузкой $N_2 = 4,4$ л. с. при $n_1 = 1500$ об/мин на правой стороне вращения.

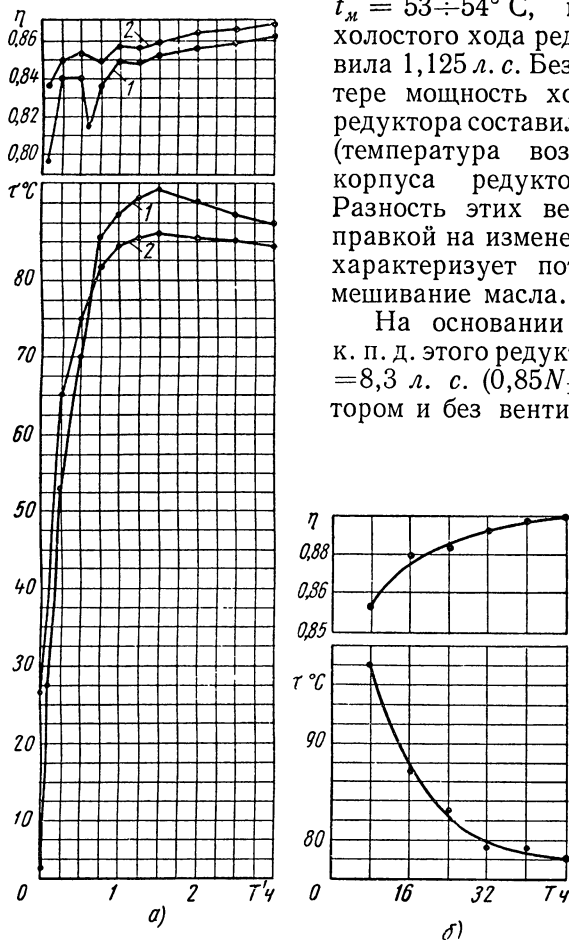
испытания редуктор имел к. п. д. $\eta = 0,901$ и перепад температур $\tau = 69^\circ \text{C}$ (фиг. 81).

Влияние неточностей. Влияние продольного сдвига червяка было проверено на новом редукторе $A = 150$; $i = 14,75$. Как показали испытания, проведенные путем приработки на обоих направлениях вращения при $N_2 = 13,6$ л. с. и последующего нагружения мощностью $N_2 = 18,4$ л. с., разница в величинах к. п. д., соответствующих положительному и отрицательному сдвигу червяка, составляет примерно 5% (фиг. 82).

Дополнительные потери в редукторе. Измерение потерь на перемешивание масла было проведено на редукторе $A = 150 \text{ мм}$; $i = 41$. Для $n_1 = 1500 \text{ об/мин}$ с маслом АТВОХ-Л, при температуре масла

$t_m = 53 \div 54^\circ \text{C}$, мощность N_1 холостого хода редуктора составила $1,125 \text{ л.с.}$ Без масла в картере мощность холостого хода редуктора составила $N_1 = 0,9 \text{ л.с.}$ (температура воздуха внутри корпуса редуктора $47,5^\circ \text{C}$). Разность этих величин, с поправкой на изменение вязкости, характеризует потери на перемешивание масла.

На основании определения к. п. д. этого редуктора при $N_1 = 8,3 \text{ л.с.}$ ($0,85 N_{1p}$) с вентилятором и без вентилятора, было

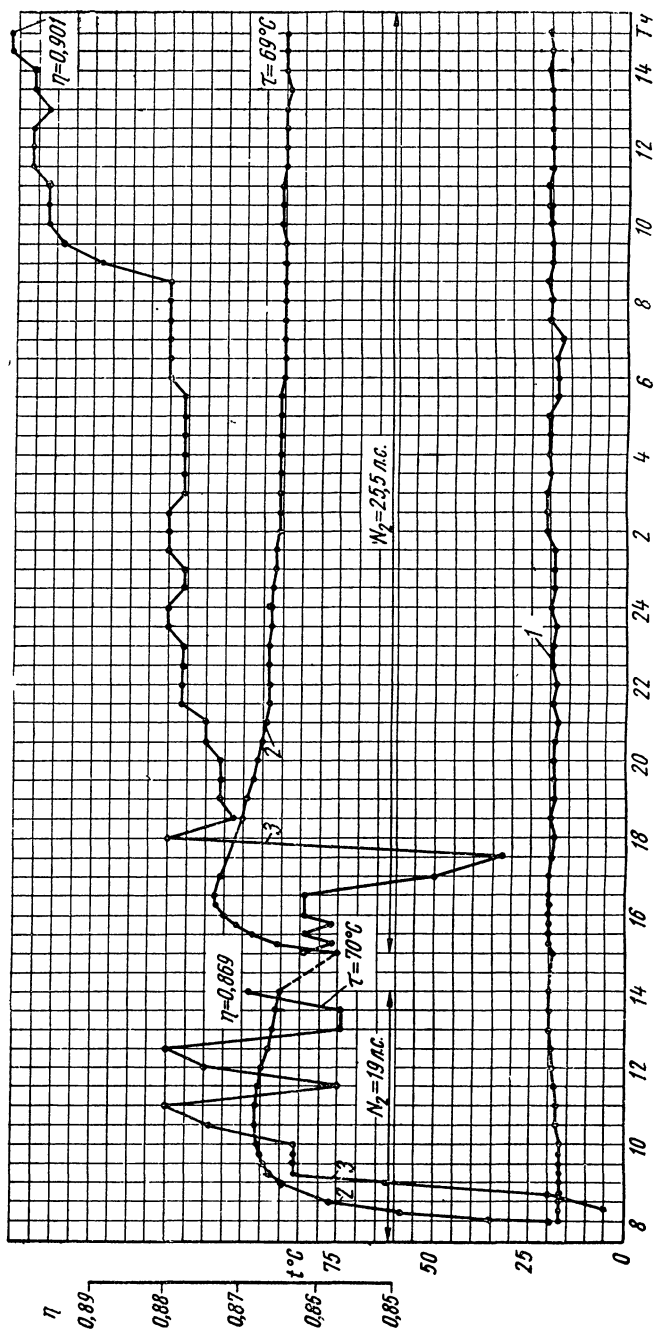


Фиг. 80. Графики контрольных испытаний редуктора ВР-150-10,25 при $n_1 = 1500 \text{ об/мин}$ под нагрузкой $N_1 = 25 \text{ л.с.}$:

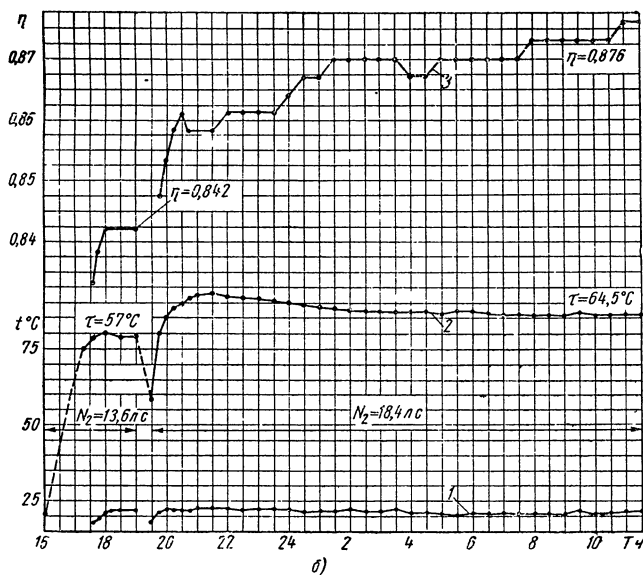
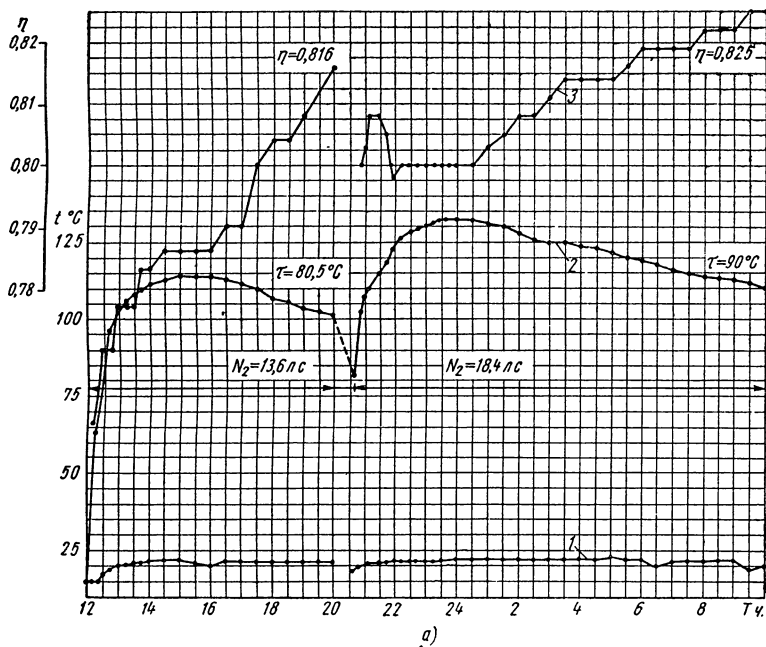
а — при различной вязкости масла; б — с маслом марки вазор вязкостью $E_{100} = 4,91^\circ$ в течение 6 смен по 8 ч; 1 — вазор $E_{100} = 4,91^\circ$; 2 — вазор $E_{100} = 5,95^\circ$.

установлено, что потери на охлаждение составляют 2% от мощности редуктора. К. п. д. был равен в первом случае 0,802, во втором — 0,821. Абсолютная величина потерь на вентилятор определена равной 0,166 л.с.

Потери на подшипники специально не определялись, но некоторые косвенные данные позволяют судить о порядке их величины. Потери



Фиг. 81. Графики контрольного испытания редуктора ВР-150-10,25 при $N_1 = 1500$ об/мин.



Фиг. 82. Графики контрольных испытаний редуктора ВР-150-14,75:

а — с сдвигом червяка $\Delta M_1 = -0,05$ мм;
 б — со сдвигом червяка $\Delta M_2 = 0,05$ мм;
 1 — температура воздуха; 2 — температура масла; 3 — к.п.д.

для холостого хода редуктора со слитым маслом после 62,5 ч работы составили: 0,9 л. с. при $n_1 = 1500$ об/мин; 0,45 л. с. при $n_1 = 1000$ об/мин и 0,225 л. с. при $n_1 = 750$ об/мин. Сюда входят, кроме потерь в подшипниках, потери на вентилятор; если последние выделить (считая их пропорциональными квадрату числа оборотов), то потери в подшипниках для холостого хода составят: 0,734 л. с. при $n_1 = 1500$ об/мин; 0,376 л. с. при $n_1 = 1000$ об/мин; 0,184 л. с. при $n_1 = 750$ об/мин.

Эти потери свойственны, очевидно, и хорошо приработанным подшипникам; измерение потерь холостого хода редуктора $A = 150$; $i = 41$ с вентилятором, при $n_1 = 1500$ об/мин, через 62,5 ч работы (с маслом АТВОХ-Л при $t_m = 53 \div 54^\circ \text{C}$) и через 730 ч работы (с маслом цилиндрическое 52 при $t_m = 79^\circ \text{C}$), дали совершенно одинаковые результаты $N_{1x} = 1,12$ л. с.

Испытания редукторов РГ

Испытания проводились лабораторией зубчатых передач Одесского совнархоза.

Испытательный стенд ИС-4. Стенд (фиг. 83) работает по разомкнутой схеме.

Мотор-весы постоянного тока мощностью 10,2 квт при 1000 об/мин (с предельным числом оборотов 1800 в минуту) питаются от отдельного машинного преобразователя.

Люлька тормоза состоит из цилиндрического зубчатого ускорителя (с переменным передаточным числом $1 : 33 \div 1 : 108$, обеспечиваемым сменными зубчатыми колесами) и генератора постоянного тока. Нагружается генератор регулируемыми силовыми сопротивлениями, включенными в цепь якоря.

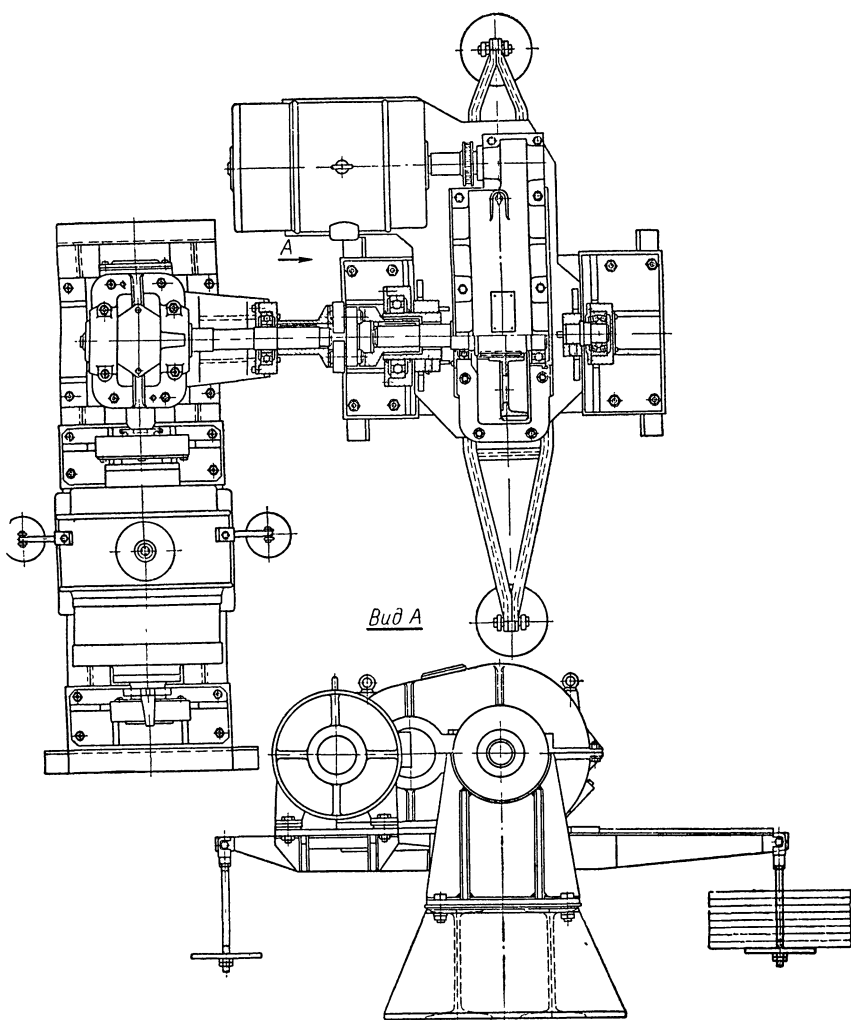
Для повышения чувствительности измерений стенд оснащен специальным вибратором. Точность измерений характеризуется величиной дополнительных моментов, смещающих стрелки на одно малое деление из положения равновесия: на люльке тормоза $\Delta M_2 = 0,25$ кгм, на мотор-весах $\Delta M_1 = 0,015$ кгм; соответствующая погрешность, например, при $A = 150$ мм $i = 59$ в определении нагрузки на валу колеса составляет 0,18%, на валу червяка 0,4%. Температура масла измеряется техническими термометрами прибора МСП1-01.

Стенд оборудован системой циркуляционной смазки, имеющей автоматическое устройство для поддержания заданной температуры масла.

Методика испытаний. При определении предельной нагрузки величина ее увеличивается ступенями в 0,1 от расчетного значения M_2 , начиная с $0,40M_2$.

Предельной считается нагрузка на ступени, предшествующей той, на которой к. п. д. заметно падает (не менее чем на 1%) и не имеет тенденции к восстановлению в течение 3—4 ч.

Испытания проводились при постоянной нагрузке на валу колеса $M_2 = \text{const}$.

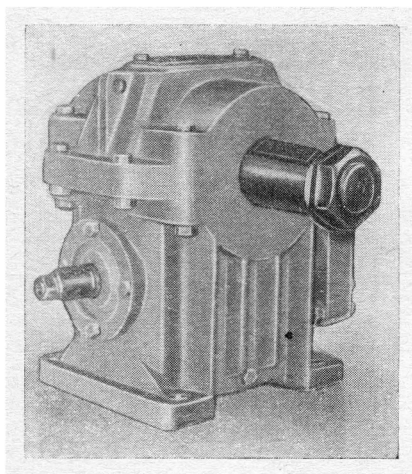


Фиг. 83. Схема стенда ИС-4.

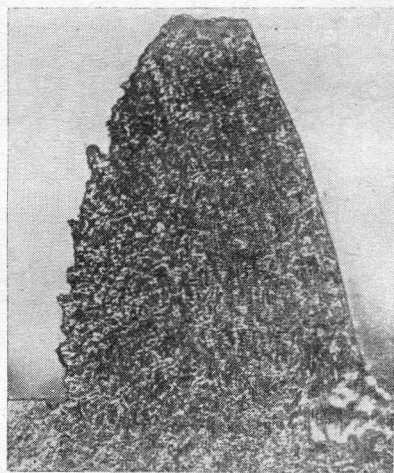
Редуктор РГС-150-59. Этот редуктор (фиг. 84) предназначен для лифтов и отличается мощными опорами и валом колеса для восприятия больших консольных нагрузок.

Размеры зацепления по ГОСТ 9369-60; диаметр червяка $D_{i1} = 36$ мм; материал червяка — сталь 40Х, $HRC\ 32\div35$, материал венца — бронза Бр. ОНФ 10-1-1, отливка в землю. Зацепление — модифицированное. Масло — цилиндрическое 52.

Расчетная нагрузка M_{2p} была принята равной 140 кгМ при $n_1 = 1460$ об/мин. Предельная нагрузка M_2 составила 165 кгМ при $\eta = 0,75$. Дальнейшее повышение нагрузки вызвало резкое падение к. п. д.



Фиг. 84. Редуктор РГС-150.



Фиг. 85. Макрошлиф зуба колеса передачи РГС-150-59.

При анализе материала колеса была обнаружена большая пористость (фиг. 85), в связи с чем завод перешел на литье в кокиль.

Редуктор РГН-150-37. Редуктор общего назначения, применяется для кратковременного режима работы.

Размеры зацепления по ГОСТ 9369-60; диаметр червяка по 1-му ряду; материал червяка — сталь 40Х, $HRC\ 32\div35$, материал венца — бронза ОНФ 10-1-1, отливка в кокиль. Тип зацепления — модифицированное; колесо нарезалось двузубой фрезой и прирабатывалось под нагрузкой в течение 80 ч.

Испытание проводилось при температуре масляной ванны 80°C , масло — цилиндрическое 52.

Величина предельных моментов и соответствующие значения к. п. д. приведены ниже.

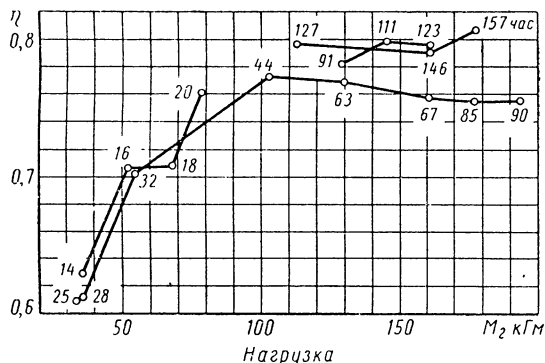
Скорость вращения n_1 в об/мин	750	1000	1500
Нагрузка M_2 в кгМ	229,6	201,6	200,5
К. п. д. η	0,69	0,81	0,82

Редуктор РГН-150-37. В первом образце этого редуктора испытывалось колесо из сурьмянистой стали. Масло — нигрол с вязкостью $E_{100} = 4,65^\circ$.

Предельные величины нагрузки и к. п. д. выявлялись при $n_1 = 500 \div 750$ об/мин и ступенчатом повышении нагрузки. Полученные результаты приведены ниже.

Скорость вращения n_1 в об/мин	500	750
Нагрузка M_2 в кгМ	40	79
К. п. д. η	0,566	0,727

При этих, сравнительно невысоких, показателях редуктор работал неудовлетворительно: временами резко увеличивался шум в зацеплении, появлялся дым, к. п. д. падал до 0,25—0,30. Поэтому



Фиг. 86. Результаты испытаний редуктора РГН-150-37 при $n_1 = 750$ об/мин (на точках указано календарное время работы в часах).

после 25 ч испытаний было решено проверить все прочие элементы редуктора, для чего колесо заменили на обычное серийное с венцом из оловянисто-никелевой бронзы и слегка зачистили поверхность витка червяка вручную; все остальное было оставлено неизменным.

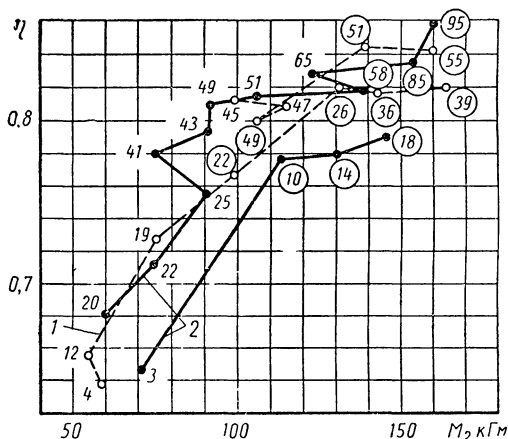
При вращении в том же направлении и $n_1 = 500$ об/мин редуктор прирабатывался на трех ступенях нагрузки ($M_2 = 21,7$ кгМ; 53,9 кгМ; 68,6 кгМ) по четыре часа на каждой ступени. Дальнейшее испытание велось при $n_1 = 750$ об/мин; результаты показаны на фиг. 86. На графиках полученные экспериментально точки отмечены величиной накопленного времени работы. Заметно, что величины к. п. д., полученные после 90 ч работы, существенно выше, причем после 110 ч дальнейшая приработка под нагрузкой мало эффективна.

При повышении температуры масла до 86°C была включена система охлаждения, и, начиная с нагрузки $M_2 = 103$ кгМ, температура масла искусственно поддерживалась на уровне $86\text{—}90^\circ\text{C}$.

Редуктор РГНВ-150-23,5. Этот образец редуктора был предназначен для работы на судах при $n_1 = 1000$ об/мин, и предел

нагрузки выявлялся не только при охлаждении корпуса обдувом, но и при водяном охлаждении масла с поддержанием его температуры на уровне 80—90° С.

Как видно из фиг. 87, первоначально при вращении по часовой стрелке была достигнута нагрузка $M_2 = 146$ кгМ и к. п. д. $\eta = 0,790$, а при вращении в обратную сторону $M_2 = 164$ кгМ и $\eta = 0,821$.



Фиг. 87. Результаты испытаний редуктора РГНВ-150-23,5 при $n_1 = 1000$ об/мин (на точках указано накопленное время работы в часах; в кружках — при дополнительном охлаждении масла):

1 — левое вращение; 2 — правое вращение.

При охлаждении только вентилятором, нагрузке $M_2 = 75$ кгМ и температуре воздуха 35° С температура масла составляла 80° С. Результаты исследования эффективности вентилятора приведены в табл. 15.

Т а б л и ц а 15

Исследование эффективности вентилятора редуктора РГНВ-150-23,5

Показатели	Направление вращения						
	Левое			Правое			
M_2 в кгМ	99	115	60,2	74,6	90,9	74,6	90,9
η	0,812	0,809	0,681	0,712	0,755	0,780	0,793
t_m °С	90	95	87,5	92	97	81	88
$T_{напол}$ в ч	20	35	18	40	60	70	78

Обращает на себя внимание рост к. п. д. во время работы под нагрузкой $M_2 = 74,6 \div 90,9$ кгМ.

В дальнейшем число лопаток на вентиляторе было увеличено с шести до двенадцати: полученные результаты показаны в табл. 16.

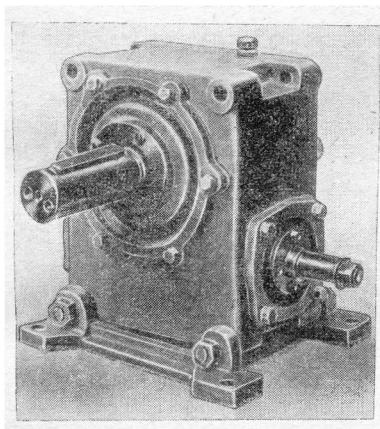
Т а б л и ц а 16

Исследование охлаждения редуктора РГНВ-150-23,5

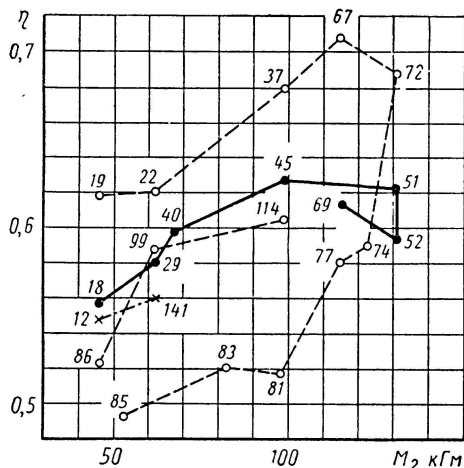
Показатели	M_2 в кгМ								
	90,9	106	138,8*	122,6	90,9*	106*	139*	154*	160*
η	0,810	0,815	0,818	0,828	0,805	0,800	0,820	0,836	0,860
t_m °C	85	93	90	98	92	85	94	95	90
t_θ °C	25	25	—	21	28	28	25	23	24

* Данные для этих величин нагрузки получены при водяном охлаждении масла с расходом воды $Q = 16,5$ л/мин и перепадом температуры воды от 24,0° С до 24,8° С

При нагрузке $M_2 = 122,6$ кгМ без водяного охлаждения редуктор работал неустойчиво: повышение температуры воздуха всего на один



Фиг. 88. Редуктор РГУ-120.



Фиг. 89. Результаты испытаний редуктора РГУ-120-47 (на точках указано накопленное время работы в часах):

правое вращение 18—69 $n_1 = 750$ об/мин, 86—114 $n_1 = 1000$ об/мин, 127—141 $n_1 = 1500$ об/мин;
левое вращение 19—85 $n_1 = 750$ об/мин.

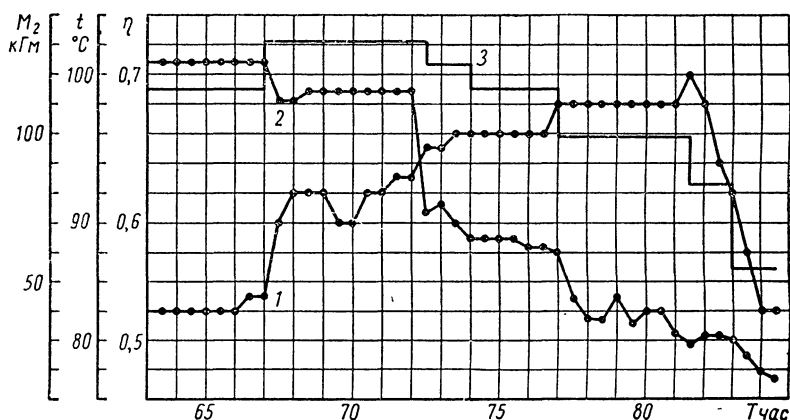
градус (с 21° С до 22° С) и соответствующее повышение температуры масла до 100° С привело к тому, что к. п. д. заметно упал (до $\eta = 0,819$).

При вращении против часовой стрелки достигнут такой же уровень нагрузки $M_2 = 160$ кгМ.

Редуктор РГУ-120. Редуктор (фиг. 88) испытывался с передачей $i = 47$ со смазкой маслом цилиндрическое 52 при искусственном охлаждении.

Как видно из фиг. 89, при предельной нагрузке $M_2 = 131$ кгМ редуктор работает неустойчиво. При правом вращении для этого

достаточно было повышения температуры масла с 96 до 98° С после шести часов стабильной работы. При вращении в обратную сторону зади́р произошел при повышении температуры масла с 93 до 95° С.



Фиг. 90. Картина заедания при снижении вязкости масла с его нагревом при испытаниях редуктора РГУ-120-47:

1 — температура масла; 2 — к. п. д.; 3 — нагрузка.

Более детально картина заедания показана на фиг. 90, откуда ясно, что последствия заедания не удалось устранить последующей приработкой при меньшей нагрузке, несмотря на значительное ее снижение.

ГЛАВА IV

КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

К. п. д. передачи

При расчете к. п. д. передачи могут быть выделены две существенные составляющие: потери в самом зацеплении и потери на разбрызгивание и перемешивание масла в масляной ванне.

Потери в зацеплении. Коэффициент η_z , учитывающий потери в зацеплении, для глобоидной передачи, как и для всякой пары, использующей принцип простого клина, вычисляется по формуле

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \varrho)},$$

где λ — угол подъема витка (клина);

ϱ — угол трения.

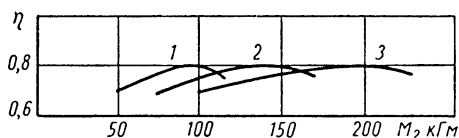
Главным фактором, влияющим на величину угла трения ϱ в зацеплении, при расчете к. п. д. глобоидной передачи, как и при расчете к. п. д. обычных червячных передач, является скорость скольжения.

Рядом экспериментов с глобоидными редукторами, проводившихся в условиях, когда другие потери, кроме потерь в зацеплении, можно было выделить или считать второстепенными, было установлено, что расчетные значения к. п. д. хорошо согласуются с экспериментальными данными ¹, если принять расчетный угол λ подъема витка равным λ_0 — углу подъема витка в середине расчетного глобоида, а значения угла трения принимать по графику на фиг. 62.

Следует обратить внимание на совпадение экспериментально полученных величин коэффициента трения в глобоидном зацеплении с величинами, получаемыми по кривой Меррита [39], построенной на основании исследования эвольвентной червячной передачи. Это совпадение объясняется наличием жидкостного трения в обоих случаях, несмотря на различные условия контакта. Практической иллюстрацией этого может служить то, что червячные передачи

¹ Помимо отечественных данных заслуживает внимания исследование к. п. д. глобоидных передач, изготовленных в США, проведенное Бин-Лун Хо [56].

различных типов, при прочих равных условиях (межосевое расстояние, угол подъема витка, скорость скольжения, подшипниковые опоры, смазка и т. д.), имеют одинаковую величину максимального к. п. д., только этот максимум соответствует различным величинам нагрузки (фиг. 91).



Фиг. 91. Схема зависимости к. п. д. червячных передач от величины нагрузки (для передачи 150-40 по фиг. 24):

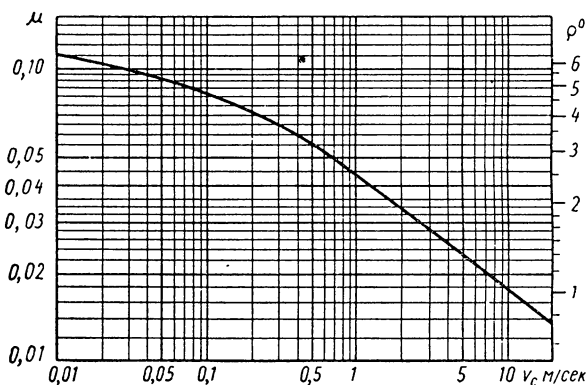
1 — цилиндрическая эвольвентная; 2 — цилиндрическая с вогнутым профилем; 3 — глобоидная.

Поэтому расчет к. п. д. глобоидного зацепления ведется по формуле

$$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \lambda_0}{\operatorname{tg} (\lambda_0 + \varrho)} \quad (30)$$

Величину коэффициента трения μ или угла трения ϱ следует брать по кривой на фиг. 92, справедливой для минеральных масел.

В литературе встречаются указания о более высоком к. п. д. глобоидной передачи сравнительно с червячной цилиндрической. Это сравнение следует относить к редукторам (или редукторным узлам), где, кроме потерь в передачах, имеются заметные потери в подшипниках, уплотнениях, на вентилятор и др. Если потери



Фиг. 92. Кривая для определения коэффициента трения или угла трения в зависимости от скорости скольжения.

при холостом ходе в случае одинаковых размеров сравниваемых редукторов одинаковы, а передаваемая мощность глобоидного редуктора выше, то и к. п. д. будет выше. По американским данным, потери в глобоидном редукторе в два раза меньше, чем в червячном цилиндрическом; это также следует относить к приведенному выше пояснению.

Величина к. п. д. зацепления по формуле (30) является максимальной и соответствует оптимальному сочетанию вязкости масла (при рабочей температуре) с величиной нагрузки.

Приближенное значение к. п. д. глобоидной передачи может быть также найдено по графику на фиг. 93, заимствованному из AGMA 441.02 [61]. Этот график относится к передачам средних размеров — с межосевыми расстояниями $A = 120 \div 180$ мм.

Самоторможение. В некоторых учебниках еще до сих пор приводится критерий самоторможения в виде $\lambda < \varphi$. После элементарных преобразований (исходя из предположения постоянства коэффициента трения, что не всегда должным образом оговорено) из этого условия вытекает, что к. п. д. самотормозящей передачи не превышает 0,5. Такое чрезмерное упрощение этого сложного вопроса может приводить к ошибкам.

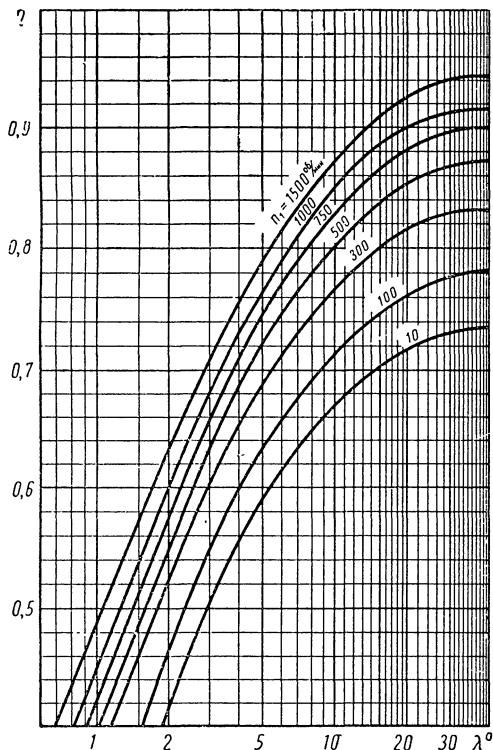
В проблеме самоторможения большое значение имеет нестабильность коэффициента трения и зависимость его от многих факторов. В частности, трение движения может быть во много раз меньше трения покоя, что видно из фиг. 62.

Известные в практике случаи, когда червячные подъемные механизмы, даже при весьма малом угле подъема витка ($\lambda < 2^\circ$), оказывались несамотормозящими, объясняются этими факторами.

При применении червячных передач следует иметь в виду, что они не гарантируют самоторможения, и оно должно в случае необходимости обеспечиваться специальными устройствами.

В то же время, к. п. д. червячной передачи при наиболее распространенных углах подъема витка ($\lambda < 12^\circ$) при передаче усилия от колеса к червяку заметно ниже, чем в обычном случае передачи от червяка к колесу. Эту особенность можно использовать для уменьшения тормозных устройств.

Однако при импульсной перегрузке коэффициент трения значительно возрастает и передача может оказаться необратимой уже при угле подъема витка $\lambda = 12$ и даже 15° . Это явление можно использовать для создания передачи с высоким к. п. д., обеспечивающей



Фиг. 93. График для приближенного определения к. п. д. в зависимости от угла подъема витка λ и числа оборотов в минуту (по AGMA).

в то же время практически надежное самоторможение в связи с передачей от колеса на червяк незначительной части импульса. Это явление может оказаться и опасным, если необходимо гарантировать непрерывное движение независимо от внешних импульсов; тогда следует выбирать еще большие величины угла подъема витка ($\lambda > 20^\circ$).

Потери на перемешивание масла. Коэффициент η_p , учитывающий потери на разбрызгивание и перемешивание масла, имеет меньшее значение в к. п. д. глобоидной передачи, чем в обычных червячных редукторах (благодаря меньшим размерам передачи при одинаковой мощности).

Потери на разбрызгивание и перемешивание масла подсчитываются по формуле

$$\Delta N_p = 3,8 \cdot 10^{-4} n_1 A^2 \sqrt{v_t} \text{ квт}, \quad (31)$$

где n_1 — число оборотов червяка в минуту;

A — межосевое расстояние в мм;

v_t — кинематическая вязкость смазки в *сст* при рабочей температуре масла t_m .

Эта формула выведена на основе данных экспериментального исследования глобоидных редукторов.

Значение v_t находится из графика на фиг. 94, по известным для принятого масла точкам вязкости при 50 или 100° С.

При использовании вязких масел в условиях пониженной начальной температуры величина мощности, необходимой для перемешивания, может быть очень большой, причем может даже превосходить мощность двигателя. Это должно быть предусмотрено при подборе смазки (см. гл. X). Такие условия находятся вне пределов применимости формулы (31).

При работе зацепления без жидкой масляной ванны (консистентная смазка, смазка поливанием, верхнее расположение червяка и т. п.) потери на перемешивание масла не учитываются.

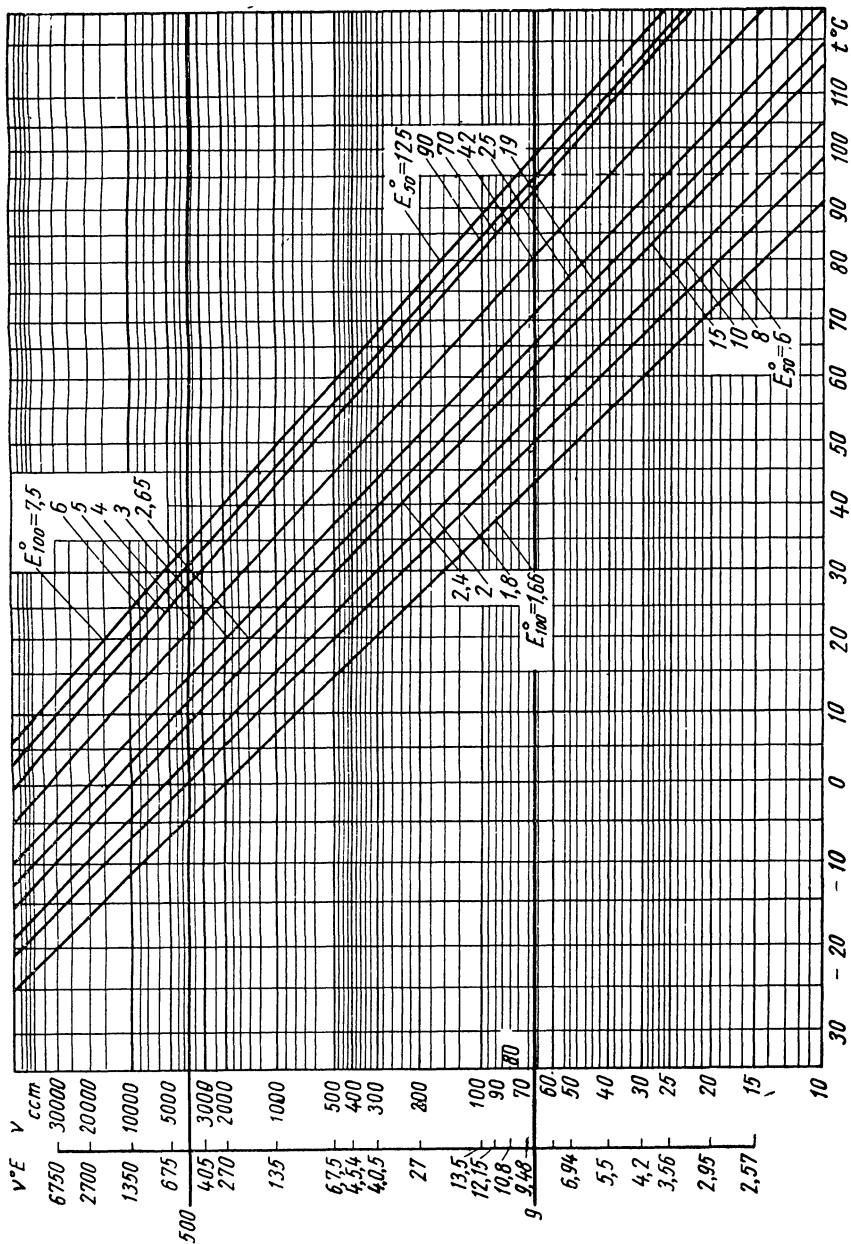
Потери на перемешивание масла не зависят от величины передаваемой мощности, поэтому при подсчете величины η_p потери должны быть отнесены к передаваемой мощности:

$$\eta_p = \left(1 - \frac{\Delta N_p}{N_1} \right). \quad (32)$$

Этим частично объясняется то, что к. п. д. передачи существенно зависит от величины нагрузки: при меньшей нагрузке потери на перемешивание масла более заметны и, следовательно, к. п. д. передачи ниже.

Потери в редукторе

При расчете к. п. д. редуктора (или редукторного узла машины), кроме потерь в передаче, учитываются потери на трение в подшипниках и на вращение вентилятора (или маслоснабсасоса).



Фиг. 94. Номограмма для определения кинематической вязкости ν масла в зависимости от температуры. Пример: масло с вязкостью $E_{100} = 6^\circ$, при температуре 95°C будет иметь вязкость 9°E .

Потери в подшипниках глобоидного редуктора не могут быть учтены простым исправлением (приведением) коэффициента трения, как это часто делается при расчете обычных червячных редукторов. В глобоидных редукторах, передающих более высокие мощности, чем обычные червячные редукторы одинаковых с ними размеров, подшипники должны иметь большие размеры и, следовательно, более высокие относительные моменты трения.

Поэтому потери мощности на трение в подшипниках глобоидного редуктора необходимо определять как сумму потерь в подшипниках червяка и колеса

$$\Delta N_n = \frac{R_i f_i d_i n_i}{1\,950\,000} \text{ кВт}, \quad (33)$$

где R_i — сила, действующая на подшипник в кГ;
 f_i — приведенный коэффициент трения в подшипнике [2];
 d_i — диаметр вала в мм;
 n_i — число оборотов вала в минуту.

Значения приведенных коэффициентов трения при жидкой смазке даны в табл. 17.

Т а б л и ц а 17

Приведенные коэффициенты трения f_i подшипников качения
при работе с жидкой смазкой

Тип подшипника	f_i	Тип подшипника	f_i
Радиальный однорядный шарикоподшипник при радиальной нагрузке	0,001	Радиально-упорный шарикоподшипник при радиальной нагрузке	0,0015
То же, при осевой нагрузке	0,002	То же, при осевой нагрузке	0,0025
Сферический двухрядный шарикоподшипник	0,0008	Конический роликоподшипник при радиальной нагрузке	0,004
Роликоподшипник с короткими цилиндрическими роликами	0,001	То же, при осевой нагрузке	0,010
Роликоподшипник игольчатый	0,004	Упорный шарикоподшипник	0,0015
Роликоподшипник двухрядный бочкообразный	0,002		

При работе подшипников с консистентной смазкой значения f_i следует удваивать.

Коэффициент η_n , учитывающий потери на трение в подшипниках, подсчитывается по формуле

$$\eta_n = \left(1 - \frac{\Delta N_n}{N_1}\right). \quad (34)$$

Потери энергии на работу вентилятора зависят от его типа и габаритных размеров. Методика подсчета потребной мощности вентилятора дается в специальной литературе.

Для ориентировочных расчетов мощности нагнетающего центробежного вентилятора (с осевым потоком воздуха), в котором диаметр рабочего колеса примерно равен диаметру расчетной окружности червячного колеса $D_e \approx D_{p2}$, можно пользоваться эмпирической формулой

$$\Delta N_e \approx 15 \cdot 10^{-6} v_i^3 \text{ квт}, \quad (35)$$

где $v_i = \frac{\pi D_e n_1}{60 \cdot 1000}$ м/сек — окружная скорость крайних точек рабочего колеса вентилятора (D_e в мм).

Коэффициент η_e , учитывающий эти потери,

$$\eta_e = \left(1 - \frac{\Delta N_e}{N_1}\right). \quad (36)$$

К. п. д. редуктора

Расчет к. п. д. червячных редукторов должен быть выполнен достаточно точно в связи с его влиянием на нагрузочную способность редукторов, в большинстве случаев ограничиваемую нагревом. Это особенно важно для передач с повышенной допускаемой нагрузкой и сравнительно невысоким к. п. д., какими являются глобоидные.

Расчет к. п. д. редуктора производится по формуле

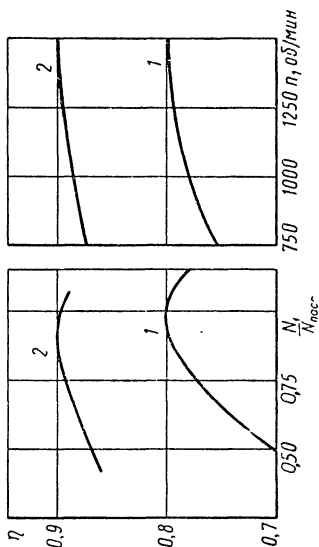
$$\eta = \eta_z \eta_p \eta_n \eta_e. \quad (37)$$

Выше было принято, что потери в подшипниках пропорциональны нагрузке. Однако потери мощности на холостом ходу (со слитым маслом и снятым вентилятором) достаточно велики. Поэтому при пониженных внешних нагрузках на редуктор возникает соответствующая погрешность расчета потерь. Поскольку передаваемая мощность редуктора при малых передаточных числах может ограничиваться по его нагреву величиной $0,6—0,7N_{1p}$, эта погрешность расчета потерь составит 15—20% (1,5—2% к. п. д.).

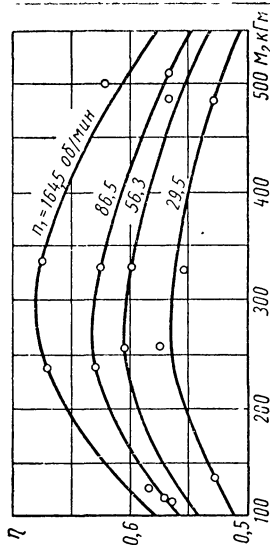
Расчетная величина к. п. д. является максимальной и, следовательно, справедлива для наивыгоднейшего уровня нагрузки, который обычно близок к величине допускаемой нагрузки редуктора. При снижении нагрузки к. п. д. может заметно падать. Характерные кривые для этой зависимости приведены на фиг. 95 по данным описанных выше испытаний редуктора ВР-150 для двух передаточных чисел.

Аналогичные по характеру кривые по данным Я. И. Альшица, полученные при исследовании на стенде подающей части угольного комбайна «Донбасс-2», приведены на фиг. 96. Эти данные относятся к испытанию глобоидной передачи 250-38 с модифицированным хорошо приработанным зацеплением (червяк: сталь 40Х, НВ 270—300; колесо: бронза Бр. ОЦС 5-5-5).

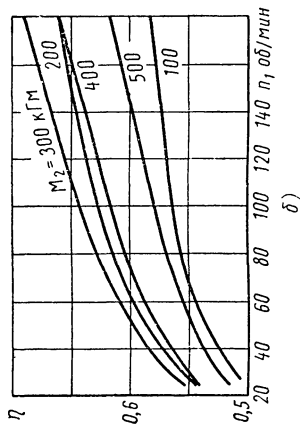
В отчете отмечено, что эти данные ($\eta = 0,685$) соответствуют неточной установке червяка; при следующей, более удачной сборке



Фиг. 95. Зависимость к. п. д. от нагрузки и числа оборотов червяка в минуту по данным исследований режиссера ВР-150:
1 — $i = 41$; 2 — $i = 10.25$.

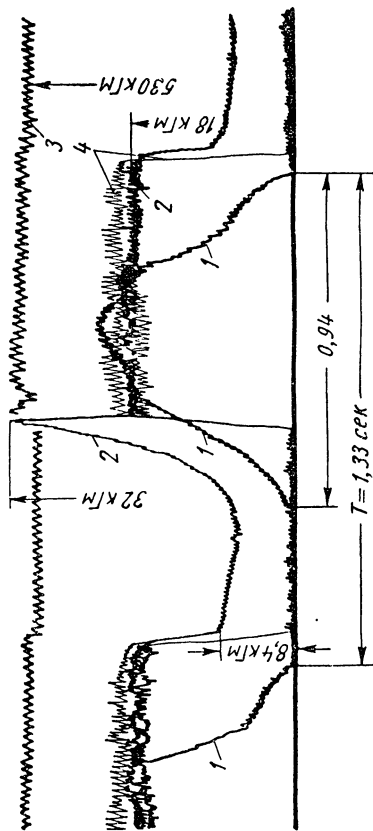


а)



б)

Фиг. 96. К. п. д. глобальной передачи 250.38 угольного комбайна «Донбасс-2»:
а — в зависимости от нагрузки; б — в зависимости от числа оборотов в минуту.



Фиг. 97. Осциллограмма работы подающей части угольного комбайна «Донбасс-2» (по Я. И. Альшину):

1 — усилие осевого нажатия в дисковой фрикционной муфте на валу червяка; 2 — крутящий момент на валу червяка M_1 ; 3 — момент нагрузки на валу колеса M_2 ; 4 — скорость вращения червяка n_1 .

передачи уровень к. п. д. был выше и при прочих равных условиях поднялся до $\eta = 0,78$.

На фиг. 97 приведена осциллограмма моментов на валу червяка и на валу колеса этой же передачи, снятая при работе комбайна под землей [1] в течение одного цикла пульсирующей подачи. Как видно, установившийся к. п. д. составил 0,775 при $n_1 = 167,5$ об/мин, усилие подачи 10 т, $M_2 = 440$ кгм.

Особенно интересно изменение к. п. д. передачи в момент включения. Во время трогания момент на валу червяка возрастает до $M_1 = 32$ кгм при постоянном моменте сил сопротивления на валу колеса $M_2 = 530$ кгм, т. е. при включении к. п. д. составляет всего 0,435. Это явление должно учитываться при подборе двигателя. Увеличение момента трогания по сравнению со средним эксплуатационным может происходить, кроме того, вследствие большой начальной вязкости еще не нагретого масла.

Приближенно учесть увеличения коэффициента потерь в редукторе $\psi = 1 - \eta$ при работе под нагрузкой меньше расчетной, можно по следующим данным:

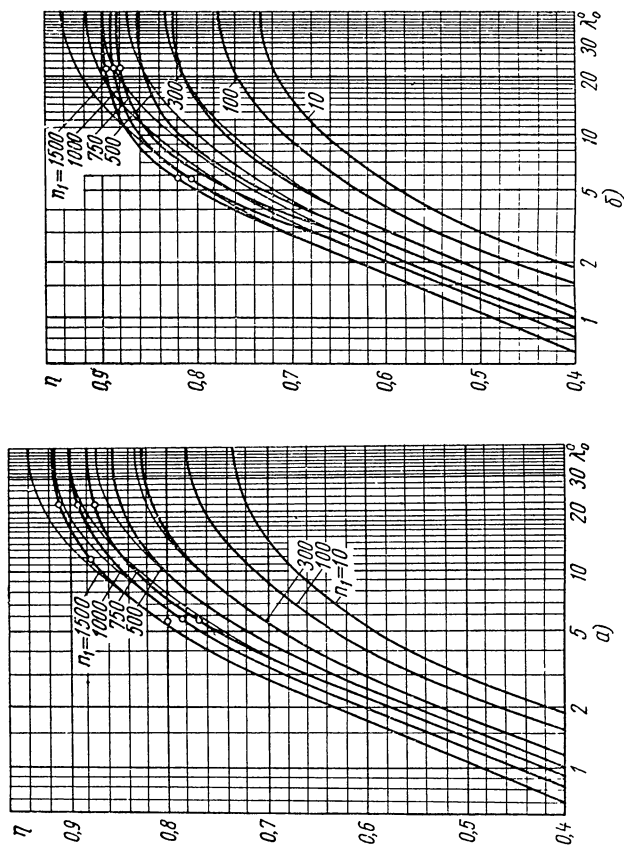
$N : N_{расч}$	1	0,75	0,5
$\psi \cdot \psi_{расч}$	1	1,1	1,4

Редукторы и редукторные узлы с глобоидными передачами часто выполняют с однотипными подшипниковыми узлами червяка (с использованием радиально-упорных шарикоподшипников), смазка зацепления обычно осуществляется с помощью масляной ванны. Для этого типичного случая могут быть установлены определенные закономерности, позволяющие более точно и в то же время просто определить к. п. д. редуктора.

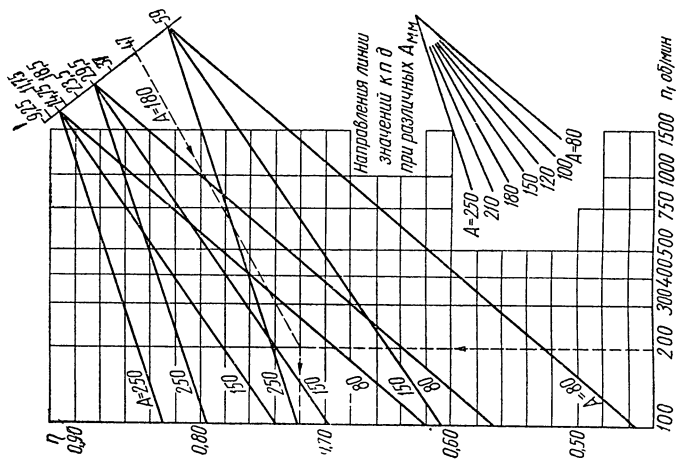
Для непосредственного определения к. п. д. редуктора может быть использована зависимость AGMA (фиг. 93), которая была скорректирована по данным исследований редукторов ВР-150. В результате получены удобные для пользования графики (фиг. 98), имеющие, однако, тот недостаток, что они относятся лишь к одному межосевому расстоянию $A = 150$ мм, и при значительных отклонениях от него (за пределы $A = 100 \div 210$ мм) дают заметные погрешности.

В целях усовершенствования методики определения к. п. д. глобоидных редукторов по зависимости $\eta = f(i; n_1; A)$, была принята проверка эффективности различных комбинаций семейств кривых этой зависимости с использованием специальных графических построений.

Наиболее удобной оказалась система, представленная в виде номограммы на фиг. 99. Для определения к. п. д. глобоидного редуктора, от точки передаточного числа на линии геометрического места



Фиг. 98. Графики зависимости к. п. д. от угла подъема витка для различных скоростей вращения червяка по данным исследований редукторов ВР-150 а — с вентилятором; б — без вентилятора (тонкими линиями нанесены исходные кривые).



Фиг. 99. Номограмма для определения к. п. д. глобальных редукторов (пример для $A = 180$ мм; $i = 47$; $n_1 = 200$ об/мин).

этих точек следует провести линию, параллельную наклонной данного межосевого расстояния, до вертикали числа оборотов червяка. Ордината точки пересечения показывает величину к. п. д.

Эта номограмма построена по данным экспериментального исследования редукторов ВР-150, применительно к нормальным редукторам серии РГ, и может использоваться для предварительного определения к. п. д. промышленных глобоидных редукторов общего назначения и редукторных узлов с аналогичной схемой подшипниковых опор и системы охлаждения.

По мере накопления фактического материала эта номограмма должна уточняться.

ГЛАВА V

ДОПУСКАЕМАЯ НАГРУЗКА ПЕРЕДАЧИ

Виды разрушения и ограничения допускаемой нагрузки

Чтобы установить допускаемую нагрузку на передачу применительно к тем или иным условиям ее работы, необходимо знать предельную нагрузку передачи, т. е. такой уровень нагрузки, до которого передача может нормально работать, и за которым возникает достаточная вероятность ее преждевременного выхода из строя.

Предельная нагрузка на передачу выявляется опытным путем по тому или иному признаку выхода из строя: либо по виду разрушения ее элементов, либо по нарушению признаваемого нормальным режима ее работы.

Допустимая, длительная, преобладающая во времени, нагрузка на передачу всегда составляет часть предельной нагрузки (наименьшей из выявленных опытным путем по тому или иному признаку выхода из строя), тем меньшую, чем тяжелее условия работы передачи и чем строже предъявляемые к ней требования.

Рассмотрим, прежде всего, виды разрушения элементов передачи, как объективные критерии предельной нагрузки, и вытекающие из них, а также и сопутствующие расчетные ограничения, определяющие допускаемую нагрузку.

Виды разрушения. В эксплуатации и при различных испытаниях наблюдаются следующие виды разрушения:

1) заедание рабочих поверхностей витков червяка и зубьев колеса;

2) износ рабочих поверхностей червяка и колеса;

3) поломка зубьев колеса;

4) выкрашивание на поверхностях зубьев колеса;

5) поломка червяка;

6) выламывание входных концов витков червяка.

Практически важными являются первые три вида разрушения.

Выкрашивание на поверхностях зубьев колеса в виде довольно заметной сетки на небольшом участке рабочей поверхности наблюдалось при испытании передач троллейбуса. Место выкрашивания

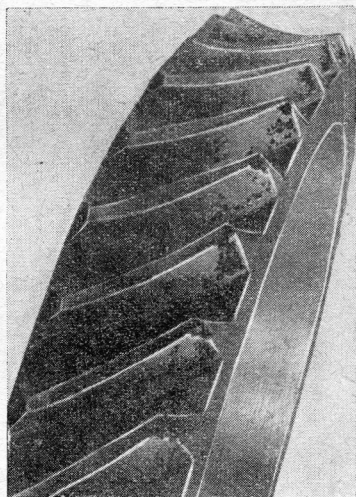
располагалось на входной части зуба, и причиной его могли являться чрезмерно большие величины осевого сдвига червяка (до 2,5 мм) из-за слабых радиально-упорных подшипников, угол контакта которых оказался равным всего 26°. Очевидно, выкрашивание это было связано с неблагоприятными условиями пересопряжения, а отсюда с необычно высокими динамическими нагрузками, возникающими при ненормальном положении элементов передачи. Это выкрашивание занимало небольшую площадь и имело ограниченный (непрогрессивный) характер.

Более выраженное выкрашивание наблюдалось при эксплуатации мощной глобоидной передачи нефтеперерабатывающей установки. Передача с основными параметрами $A = 270$ мм и $i = 35 : 6$ работала длительное время при $n_1 = 3000$ об/мин под нагрузкой $N_1 = 250$ л. с. При этом наблюдалось выкрашивание на зубьях колеса (фиг. 100). В таком виде выкрашивание стабилизировалось и практически не менялось в течение второго года непрерывной работы [$N_{г2} = (270 \div 550) \cdot 10^6$]. Дальнейшее развитие выкрашивания (если оно было) обследовать не удалось.

Других случаев выкрашивания, в пределах нашей осведомленности, в эксплуатации не наблюдалось, поэтому этот вид разрушения не может быть признан типичным и, следовательно, нецелесообразно было бы основываться на нем, как на критерии предельных нагрузок.

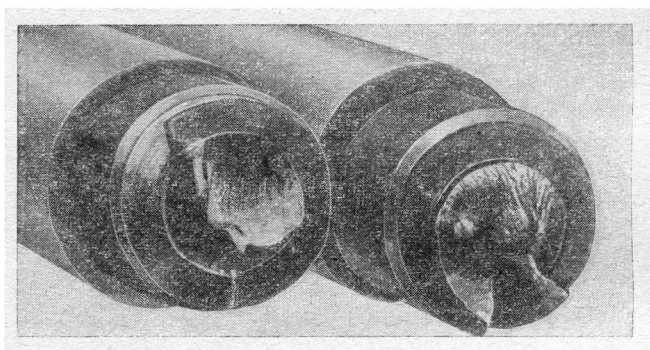
Единичный случай поломки червяка по горловому сечению описан М. М. Савериным и Г. А. Ревковым [45]. Поломка явилась следствием усталостного разрушения глобоидного червяка (фиг. 101), отличавшегося наличием завалов, вызывающих начальную локализацию нагрузки в горловой части червяка, и поверхностно-упрочненного слоя, что при нестабильной технологии и отсутствии дефектоскопии может отрицательно влиять на усталостную прочность. В практике многолетней эксплуатации и при многочисленных испытаниях глобоидных передач с улучшенным червяком таких случаев не встречалось.

Выламывание входных концов витков с зарождением трещины на поверхности ножек имело место в двух случаях при приемочных испытаниях глобоидных передач $A = 150$ мм, $i = 59 : 4$ насоса ТП-20/250. Есть основания полагать, что это было связано с начальным натягом в зацеплении в сочетании с высоким числом оборотов ($n_1 = 3000 \div 3700$ об/мин) при испытании, продолжавшемся сутки



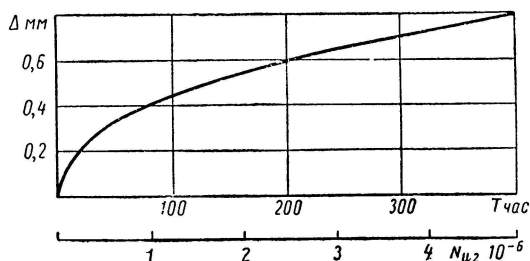
Фиг. 100. Выкрашивания на поверхности зубьев передачи 270-35 : 6.

($N_{ц1} = 4,5 \cdot 10^6$). В течение последующих лет такие разрушения больше не наблюдались, поэтому выламывание входных концов витков червяка также не может служить важным для практики критерием предельной нагрузочной способности.



Фиг. 101. Поломка червяка с поверхностно-упрочненным слоем (по М. М. Саверину и Г. А. Ревкову).

Износ и заедание. Установление уровня нагрузки, при котором имеется некоторый необходимый запас по заеданию для глобоидных передач обычно соответствует и небольшому износу передачи. При этом можно не принимать во внимание первоначальный износ, даже если он значителен. Характерная кривая износа колеса приведена на фиг. 102, для передачи 150-59:4 насоса ТП-20/250.



Фиг. 102. Износ Δ передачи насоса ТП-20/250 по времени.

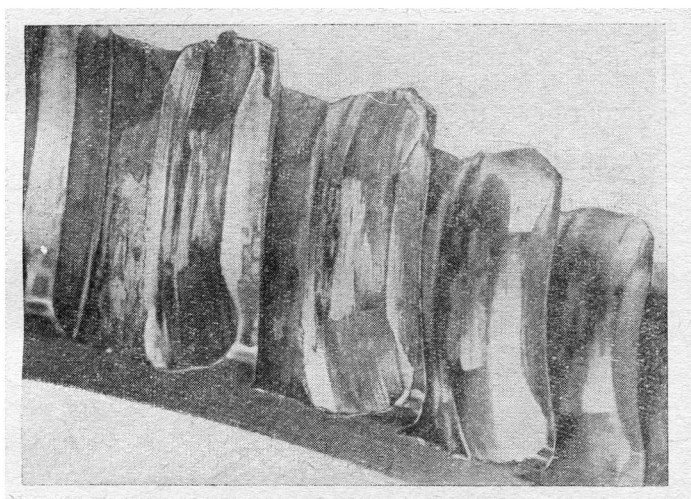
Следует попутно заметить, что величина износа при классическом зацеплении одного порядка и для колеса и для червяка. Так, для передачи $A = 150$ мм; $i = 41$ при наибольшем износе зуба колеса 0,40 мм, макси-

мальный износ червяка составил 0,35 мм. При дальнейшей эксплуатации на полной расчетной нагрузке за $N_{ц2} = 0,22 \cdot 10^6$ износ этой передачи нельзя было обнаружить зубомером.

На фиг. 103 показан износ колеса глобоидной передачи врубовой машины после эксплуатации в течение трех межремонтных сроков службы.

Установившаяся скорость износа глобоидных передач при нормальной эксплуатации под нагрузкой, близкой к допускаемой расчетной, характеризуется примерами, приведенными в табл. 18.

Скорость износа передачи 150-59 : 4 при стендовых испытаниях следует считать относящейся к начальному периоду эксплуатации и несколько завышенной.



Фиг. 103. Вид износа колеса врубной машины после эксплуатации.

Т а б л и ц а 18

Скорость износа глобоидных передач по опытным данным

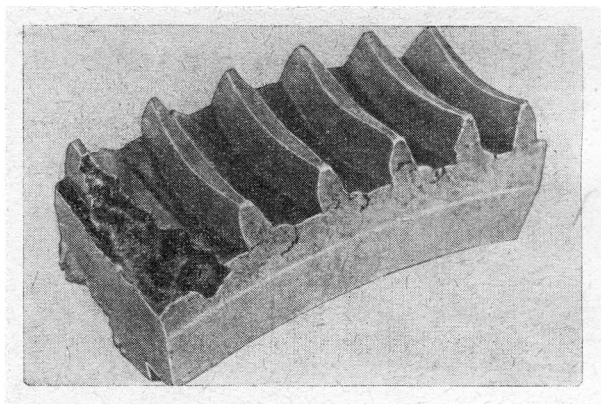
Передача $A_{mm} - z_2 : z_1$	Объект	Испытания		Скорость износа W_{u2} в мм/об
		Вид	Условия	
150—59 : 4	Редуктор	Стендовые	$N_1 = 28 \text{ л. с.}$ $n_1 = 2900 \text{ об/мин}$ $T = 50 \text{ ч}$	$0,11 \cdot 10^{-6}$
150—59 : 4	Насос ТП-20/250	Государствен- ные	$N_1 = 33,6 \text{ л. с.}$ $n_1 = 3000 \text{ об/мин}$ $T = 70 \text{ ч}$	$0,075 \cdot 10^{-6}$
150—41	Редуктор ВР-150	Стендовые	$N_1 = 8,3 \text{ л. с.}$ $n_1 = 1500 \text{ об/мин}$ $T = 100 \text{ ч}$	$< 0,08 \cdot 10^{-6}$
203,2—32 : 2	Троллейбус	Эксплуата- ционные	$M_s = 700\text{—}2500 \text{ кгм}$ $n_1 = 2600 \text{ об/мин}$ $T = 5\text{—}7 \text{ мес.}$	$0,1 \cdot 10^{-6}$

Наиболее характерна, а потому может считаться нормальной для глобоидной передачи средних размеров, скорость износа $W_{u2} = 0,075 \cdot 10^{-6} \text{ мм/об}$, полученная при испытании насоса ТП-20/250. Величину скорости износа, полученную при испытании редуктора ВР-150-41 можно считать равной ей,

Передача троллейбуса 203,2-32 : 3 имела несколько бóльшую скорость износа, но и размеры передачи были соответственно бóльшими. С учетом размера передачи норма износа может быть рекомендована следующей: $W_{u2} \leq 5 \cdot 10^{-10} \text{ А мм/об.}$

Если воспользоваться приведенным нормативом применительно к редуктору общего назначения, то, например, для передачи 150-37 при $n_1 = 1500 \text{ об/мин}$ за 10000 ч работы под нагрузкой износ составит 2,2 мм, а при $n_1 = 1000 \text{ об/мин}$ за 25000 ч — 3,7 мм, что вполне приемлемо.

Поломка зубьев колеса. Поломка зубьев колеса наблюдалась при испытаниях передачи 150-31 с чугунным колесом. Зуб ломался



Фиг. 104. Разрушение зуба колеса при значительной перегрузке передачи.

после сильного износа при заедании, и разрушение происходило поперек зуба с одновременным его сдвигом по основанию.

При статических испытаниях передачи 150-59 при восьмикратной перегрузке, наряду с контактными пластическими деформациями смятия, имелся заметный сдвиг зуба по основанию. Следует отметить, что поломка произошла в венце по шпилькам; червяк остаточных деформаций не получил.

Типичный сдвиг зуба (фиг. 104) наблюдался в эксплуатации лебедок ЛГ из-за недоброкачественной бронзы и применения лебедки не по назначению.

Ограничения допускаемой нагрузки. Учитывая физическую сторону описанных явлений при разрушении передачи, а также имеющиеся методические расчетные возможности, целесообразно выделить следующие ограничения:

а) несущая способность зацепления — рабочая допускаемая нагрузка, под которой понимается величина нагрузки, соответствующая необходимому запасу по заеданию и обеспечивающая небольшой износ в эксплуатации ($W_{u2} \leq 5 \cdot 10^{-10} \text{ А мм/об.}$);

б) прочность зубьев колеса, оцениваемая с использованием упрощенной схемы расчета зубьев на сдвиг;

в) прочность червяка в горловом сечении.

Проектировочный расчет следует вести по несущей способности зацепления; расчеты на прочность зубьев колеса и червяка обнаруживают, как правило, значительные избыточные запасы и проводятся как проверочные.

Экспериментальные основы расчета

Силы и деформации в зацеплении. До последнего времени при расчетах глобоидных передач использовалась такая же, как и в цилиндрических червячных передачах, упрощенная схема нагружения: равнодействующая всех действующих на червяк сил (точнее — проекций этих сил на осевую плоскость червяка, перпендикулярную оси колеса) помещалась в «полусе» и угол давления принимался равным 20° [16]; [30]. Как показала практика, такая схема для глобоидных передач приводит к завышению расчетных усилий в червяке, а отсюда — к чрезмерным запасам прочности. Спроектированная на основе такого расчета передача имела излишние абсолютные размеры и неблагоприятные пропорции, в результате чего заметно ухудшались ее эксплуатационные показатели.

Для построения научно-обоснованной методики расчета нагрузочной способности передачи необходимо, как минимум, выявить:

а) распределение нагрузки по длине зацепления (эпюра сил, приложенных к виткам червяка, положение вектора равнодействующей) и его изменение в зависимости от фазы зацепления и от величины нагрузки;

б) жесткости опор и соответствующие перемещения.

Рассматривая комплекс червяк — опоры — корпус — опоры — колесо — червяк, как замкнутую упругую статически неопределимую систему, нетрудно увидеть, что задача о количественной оценке силовых взаимодействий в этой системе чрезвычайно сложна. Если при этом учесть также, что упругие характеристики элементов системы неопределенны и что погрешности изготовления вносят дополнительную неопределенность, то станет очевидной бесперспективность аналитического решения этой задачи. Возможно, что по мере накопления экспериментальных данных по характеристикам системы, удастся построить правдоподобный аналитически обоснованный расчет силовых взаимодействий. В любом случае начинать приходится с экспериментов, с помощью которых целесообразно получить распределение нагрузок в зацеплении, или, что то же, схему нагружения червяка.

В качестве первичного фактора целесообразно использовать экспериментальное определение упругой линии червяка. С этой целью была проведена специальная экспериментальная работа [3]. Работа проводилась в два этапа: 1) при статическом нагружении

передачи выявлялся механизм явления и влияния отдельных условий; 2) при вращении передачи с достаточной скоростью и нагрузкой производилась запись эпюры изменения нагрузки на полном цикле зацепления.

Редуктор с глобоидной передачей ($A = 150$; $i = 59$; $z_1 = 1$; $d_{p1} = 44$) с целью приближения условий работы к нормальным эксплуатационным, а также с целью получения естественной модификации зацепления по шагу, предварительно был приработан на стенде в течение 36 ч под нагрузкой, постепенно доведенной до максимальной ($M_2 = 148$ кгм) при $n_1 = 1500$ об/мин, что соответствует расчетной нагрузке $N_{1p} = 5,3$ квт.

Статические испытания. Редуктор с приработанной парой для статических испытаний устанавливался на сварной раме (фиг. 105). Нагружение осуществлялось при помощи специального устройства, представляющего собой две винтовые тяги, пропущенные через траверсу, являющуюся тарированным упругим элементом. Величина нагрузки на редуктор определялась по деформации траверсы.

Усилия от тяг к червячному колесу передавались через два диска, надетых на вал колеса. Диски имели ряд отверстий для соединения их с тягами, что позволяло нагружать передачу при любых взаимных положениях колеса и червяка. Такое варьирование взаимоположением элементов пары позволило при статистической обработке результатов эксперимента устранить циклические ошибки червяка и колеса. Нагрузка на редуктор увеличивалась, а затем уменьшалась ступенями, составляющими 0,5; 1; 1,5; 2; 2,5 N_{1p} .

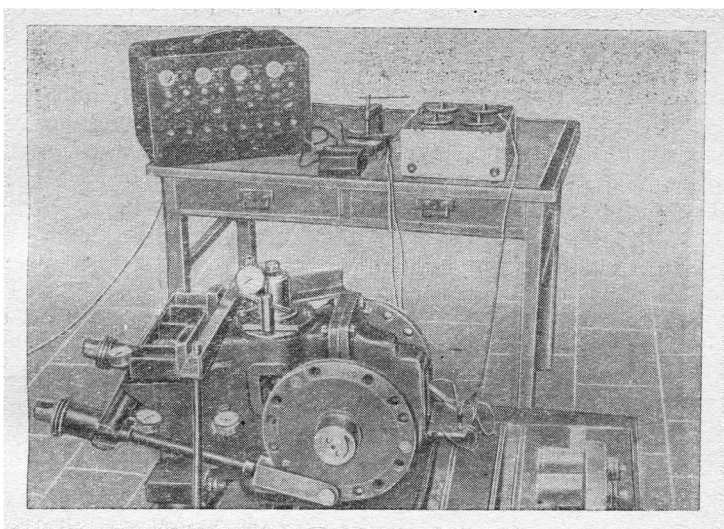
Для определения осевых смещений червяка в связи с упругими деформациями (главным образом подшипника), а также для определения ординат его упругой линии в процессе статического нагружения, в корпусе редуктора устанавливались индикаторы часового типа с ценой деления 2 мк.

Специальная проверка показала пренебрежимо малое влияние деформаций корпуса на взаимное положение элементов пары: перемещение пары из-за деформаций корпуса не превышало 1—2 мк при приложении полной нагрузки (2,5 N_{1p}), поэтому в дальнейшем эта составляющая деформации не учитывалась.

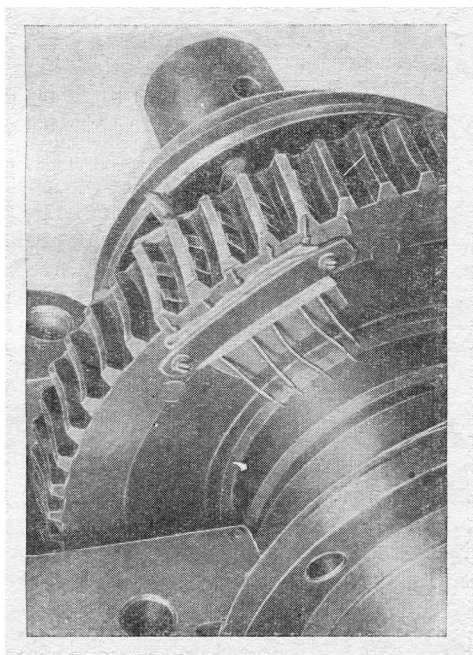
Для устранения сил трения в зацеплении, т. е. с целью некоторой имитации условий работы передачи в эксплуатации (в движении) создавалась вибрация корпуса редуктора. Испытания проводились при четырех положениях угла поворота червяка (через каждые 90°) и при различных угловых положениях колеса. На каждом положении червяка было снято 126 показаний индикаторов при пяти значениях нагрузки.

Выявление распределения нагрузки между зубьями колеса было проведено при первой серии экспериментов одновременно с определением деформаций глобоидной передачи при статическом испытании редуктора.

В качестве динамометров для определения нагрузок на каждом зубе колеса, находящемся в данный момент в зацеплении, были



a)

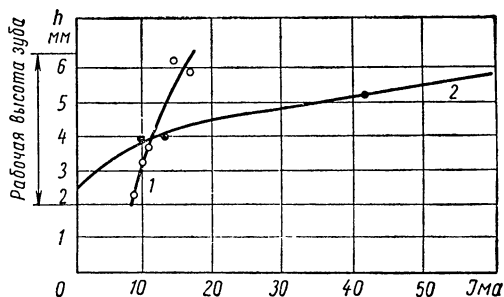


б)

Фиг. 105. Установка для статических испытаний редуктора — а и размещение датчиков на зубьях колеса — б.

применены проволочные преобразователи. Датчики с базой 2,8 мм при ширине 2,3 мм с сопротивлением 62 ом были наклеены на нерабочие стороны зубьев колеса против обкатной зоны рабочей поверхности (фиг. 105). Датчики располагались на соседних зубьях колеса — с таким расчетом, чтобы имелась возможность одновременно охватить все витки червяка (в передаче шесть зубьев колеса охватывались червяком) с перекрытием в один зуб.

Испытания проводились с датчиками, наклеенными на зубья двумя способами: ось датчика параллельна оси колеса (вертикальный датчик) и ось датчика направлена по высоте зуба (горизонтальный датчик).



Фиг. 106. Тарировочные кривые показаний датчиков в зависимости от положения нагрузки по высоте h зуба:

1 — горизонтальный датчик; 2 — вертикальный датчик.

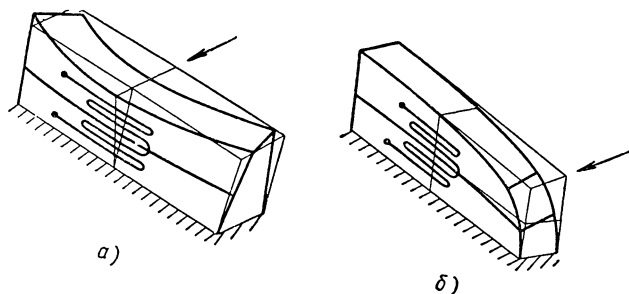
Вертикальный датчик обладает большей чувствительностью, мало реагирует на перемещение пятна контакта по ширине зуба и сильно — на перемещение по высоте. Горизонтальный датчик имеет меньшую чувствительность, мало реагирует на перемещение пятна контакта по высоте зуба, но сильно — на перемещение по ширине. На фиг. 106 показана зависимость изменений показаний обоих датчиков при тарировке их на испы-

тательной машине от положения нагрузки по высоте зуба. Видно, что горизонтальный датчик дает высокую точность (как динамометр, регистрирующий нагрузки на зубьях), независимо от перемещения нагрузки на зуб по его высоте. Если даже принять, как предельный случай, треугольную эпюру распределения нагрузки по рабочей высоте зуба, то, как можно заключить из зависимости на фиг. 106, колебание положения ее равнодействующей от среднего положения дает изменение показаний миллиамперметра не более как на 10—15%.

Изменение точки приложения равнодействующей по ширине зуба, в пределах обкатной зоны (весьма узкой при $i = 59$), также дает небольшую погрешность — и при горизонтальном, и при вертикальном датчике. Приложение нагрузки у края зуба существенно меняет характер показаний горизонтального датчика. Этот случай был специально исследован на модели, причем выяснилось, что горизонтальный датчик в этом случае регистрирует уже не растяжение, а сжатие. Причина этого явления поясняется на фиг. 107, где показано, что если рассматривать зуб колеса как толстую плиту, заделанную по одной стороне, то напряженное состояние качественно меняется с перемещением нагрузки от середины длины зуба к его краю.

Случай нагружения зуба у края характерен для небольшого участка цикла зацепления ($\psi_1 < 15^\circ$; $\psi_2 < 15^\circ$) при входе входного края витка червяка в контакт с очередным зубом колеса.

Исследование этого эффекта оказалось необходимым для учета его при расшифровке первого участка эпюры распределения напряжений по осциллограмме и было проведено с датчиками непосредственно в передаче при статическом эксперименте, но с более частыми измерениями по углу поворота червяка. Это явление, очевидно, не должно наблюдаться, если червяк будет фланкирован, т. е. начальная сопряженность с колесом будет неполной, чем исключается контакт червяка с колесом на входном краю зуба. Однако по мере при-



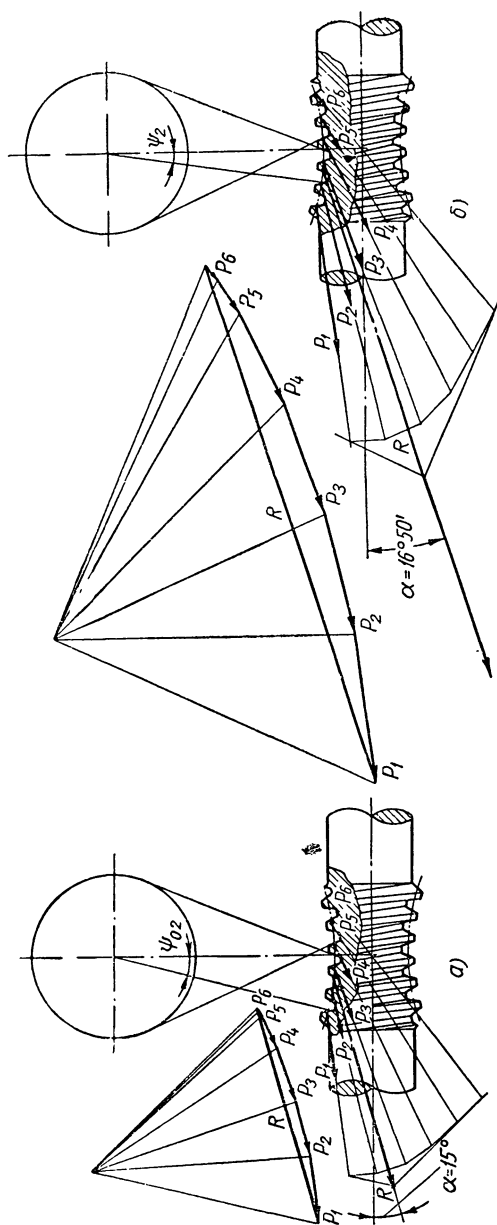
Фиг. 107. Схема деформаций зуба колеса:
а — нагрузка в середине; б — нагрузка на краю

работки или износа в эксплуатации, когда контакт распространится на всю рабочую поверхность зуба колеса, начало нагрузки на нем от входной части червяка даст тот же эффект, который, таким образом, следует считать типичным.

Использование обеих групп датчиков позволило устранить недостатки, свойственные каждой из них.

Влияние величины нагрузки и фазы зацепления. Каждое положение червяка и колеса, при котором производились измерения, определялось углом ψ_2 (фиг. 108), образованным в средней плоскости колеса линией межосевого расстояния и радиусом, проведенным из центра колеса к средней точке зоны контакта на зубе ($\psi_2 = \alpha - \omega''v$). Значение угла ψ_2 для первой образующей червяка обозначено через ψ_{02} . Величина этого угла изменялась (от входной части червяка к выходной) от $+18^\circ$ до -17° через $1,52^\circ$, что соответствует четверти шага, или 90° угла поворота червяка однозаходной передачи.

Эксперимент был осуществлен при последовательном проведении каждого зуба колеса с наклеенным на него датчиком через все обороты витка червяка, начиная со входного. Такая методика позволила при статистической обработке результатов эксперимента (при трехкратном повторении опытов по каждому витку червяка имелась 21 точка) снизить дисперсию в показаниях датчиков и устранить влияние систематических шаговых ошибок зацепления.

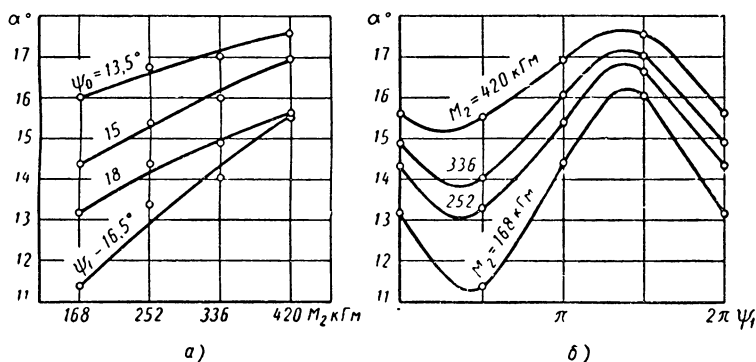


Фиг. 108. Распределение нагрузки по длине зацепления:

а — при нагрузке $M_z = 168 \text{ кг}$; б — при нагрузке $M_z = 336 \text{ кг}$.

По данным измерений для каждого положения червяка, определяемого углом поворота ψ_1 , отсчитываемым от начала захода витка и каждой величины нагрузки M_2 построены эпюры распределения нагрузок на витках и найдены (с помощью веревочного многоугольника) соответствующие величины вектора равнодействующей всех сил в системе червяк — колесо в средней плоскости колеса. Такие схемы построены для различных нагрузок ($M_2 = 168; 252; 336$ и 420 кгм) и разных положений червяка ($\psi_1 = 0; \frac{\pi}{2}; \pi; \frac{3}{2}\pi$).

Как видно из схемы (фиг. 108), являющейся типичной, подавляющую часть всей нагрузки несет входная половина червяка. Положе-



Фиг. 109. Зависимость угла давления α :

а — от уровня нагрузки; б — от угла поворота ψ_1 червяка.

ние точки приложения равнодействующей, находящейся на входной части червяка, при широких колебаниях уровня нагрузки (от $0,5$ до $2,5N_{1p}$) мало изменяется. С увеличением нагрузки имеется тенденция к небольшому ее перераспределению между витками червяка: увеличивается нагрузка на выходную часть червяка и, следовательно, точка приложения равнодействующей смещается к его середине.

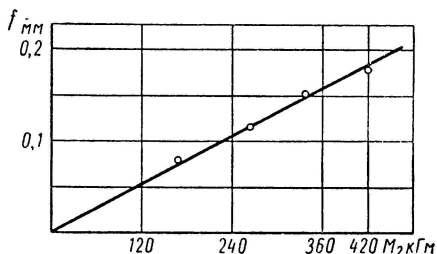
На основании статистической обработки результатов эксперимента, была получена средняя величина угла α наклона равнодействующей к оси червяка (фактический угол давления, в отличие от номинального) и выявлена зависимость этой величины от уровня нагрузки и угла ψ_1 положения червяка. Как видно из графиков (фиг. 109), угол α колеблется в пределах от 11 до 17° при нагрузках от $0,5$ до $2,5 N_{1p}$.

С увеличением нагрузки угол α несколько возрастает, однако даже при нагрузке $2,5N_{1p}$ он не превышает $15 - 17^\circ$. Вообще же значительного возрастания угла давления при больших нагрузках отмечено не было.

Следует обратить также внимание на то, что величина осевого сдвига червяка зависела, в основном, от величины приложенной нагрузки (фиг. 110), незначительно (до $10 - 15\%$) колебалась при

повороте червяка и при трехкратной перегрузке достигала значительной величины (200 мк).

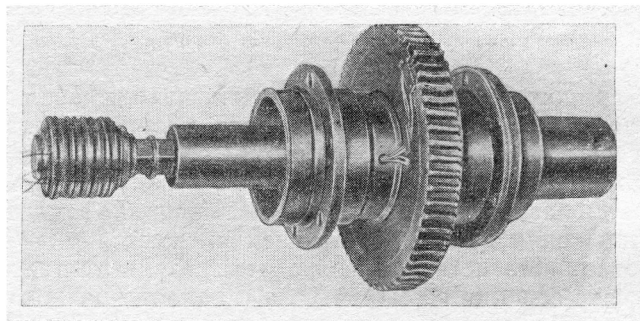
График на фиг. 109, показывающий зависимость угла α от положения червяка ψ_1 при постоянной нагрузке M_2 , отражает процессы, происходящие в зацеплении за один полный оборот червяка. Как видно, величина угла наклона равнодействующей изменяется по закону, близкому к синусоидальному со сравнительно небольшой амплитудой.



Фиг. 110. График осевых смещений f червяка.

Натурное исследование. Цель второй серии экспериментов — учет динамических явлений в зацеплении. Для этого редуктор был установлен на стенде, в условиях обычной работы были сняты осциллограммы усилий на зубьях, находящихся в контакте с червяком, при $n_1 = 750 \div 1000$ об/мин и нагрузках 0,56 и $1,0 N_{1p}$.

Для испытаний была использована та же тензометрическая аппаратура и датчики, что и при статических экспериментах, но датчики были изолированы от попадания масла; кроме того, на валу колеса были установлены токосъемные устройства (фиг. 111) и вместо миллиамперметра использован осциллограф МПО-2.



Фиг. 111. Колесо с датчиками и токосъемными кольцами.

Осциллограммы снимались при установившемся для данной нагрузки режиме работы.

Осциллограммы (фиг. 112), полученные с применением вертикальных датчиков, качественно подтвердили главные результаты исследований при статическом нагружении редуктора: при работе на входную часть червяка приходится большая часть нагрузки. Центр тяжести эпюры динамического нагружения оказался расположенным еще ближе ко входной части витка (угол давления, на основе обработки эпюр, составил от 11° до 13° при номинальной

нагрузке). Эпюра имеет синусоидальный характер с периодом, соответствующим одному обороту червяка. Это объясняется эффектом входа в зацепление входной части витка червяка с очередным зубом колеса, аналогичным эффекту кромочного удара в зубчатом зацеплении.

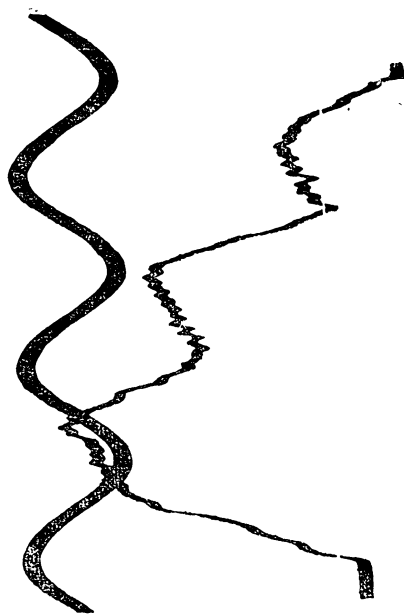
Повторение испытания с применением горизонтальных датчиков показало, что все основные закономерности в изменении угла α сохранились, но диапазон их передвинулся в пределы $13\text{--}15^\circ$. Особенностью осциллограмм, полученных с горизонтальными датчиками, является наличие участка с напряжениями противоположного знака на входе витка в зацепление. При дешифрировке осциллограмм это явление было учтено (фиг. 113).

Контрольные опыты, поставленные инж. Б. Е. Житомирским, при другом передаточном числе ($A = 150$ мм, $i = 37$) полностью подтвердили характер полученной эпюры распределения нагрузки по длине зацепления. На фиг. 114 приведена одна из полученных эпюр. На осциллограмме показана запись усилий на трех зубьях колеса, заметна хорошая повторяемость, видно смещение ко входу червяка центра тяжести площади, ограничиваемой кривыми. Кривая образует эпюру распределения нагрузки по длине зацепления, площадь (в соответствующем масштабе) определяет величину равнодействующей, а центр тяжести — точку ее приложения.

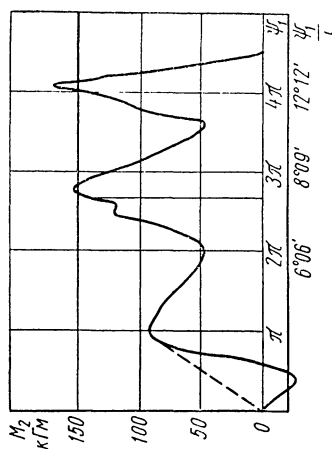
Положение равнодействующей сил в зацеплении. При статических исследованиях выявлялся механизм явления, а также влияние угла поворота червяка и изменения нагрузки на ее распределение. Это влияние, как видно из графиков на фиг. 109, носит вполне закономерный характер, но величина угла давления α меняется незначительно, колеблясь около средней величины 15° ; соответственно этому, точка приложения равнодействующей смещена от горловины червяка ко входной его части.

При обработке осциллограмм эпюры распределения нагрузки по длине червяка, полученных при работе передачи под нагрузкой (фиг. 113), выявлено смещение точки приложения равнодействующей еще ближе ко входной части червяка и уменьшение угла давления до $8\text{--}10^\circ$. Это объясняется ударным входом первого участка витка червяка в зацепление с очередным зубом колеса. Для смягчения этого удара (также как в зубчатых передачах) применяется фланкирование входного края витка червяка. Для повышения плавности пересопряжения применяется также заделка входной части витка червяка, отличающаяся постепенным входом червяка в зацепление с зубом колеса по высоте профиля (см. далее фиг. 132).

Начальное поле зацепления в реальной (с учетом возможных погрешностей) глобоидной передаче может существенно сместить равнодействующую вследствие выявленного описанным выше экспериментом положения. Однако в отношении прочности червяка это не имеет значения, так как приработка зацепления до устранения этого смещения происходит в течение ограниченного числа циклов



Фиг. 112. Осциллограмма эюры распределения нагрузки по длине зацепления ($A = 150$; $i = 59$; $n_1 = 760$ об/мин; $N_1 = N_{1p}$); вертикальный датчик.



Фиг. 113. Эюра распределения нагрузки по данным осциллограммы ($A = 150$ м; $i = 59$; $n_1 = 760$ об/мин; $N_1 = 0,56N_{1p}$); горизонтальный датчик.



Фиг. 114. Осциллограмма эюры распределения нагрузки по длине зацепления ($A = 150$ м; $i = 37$; $n_1 = 1000$ об/мин; $N_1 = 7,5$ л. с.).

нагружения червяка, причем усталостные явления в теле червяка не успевают проявиться.

Исходя из вышеизложенного, при расчете на прочность червяк можно принимать за балку на двух шарнирных опорах с нагрузкой, приложенной в горловине червяка на расчетном диаметре d_{p1} под углом давления $\alpha = 12^\circ$ к оси червяка.

В запас надежности при такой схеме идет приложение нагрузки в горловине червяка (точнее, следовало бы учесть смещение нагрузки ко входной половине червяка) и несколько завышенная величина угла давления.

Упругая линия червяка. По расчету, с учетом особенностей конфигурации глобоидного червяка (рассматриваемого как ступенчатая балка), прогиб в горловине, как для балки на двух шарнирных опорах, от действия поперечной нагрузки, приложенной к червяку и равной распорному усилию $Q = 318 \text{ кг}$ (подсчитанному для $\alpha = 15^\circ$ и номинальной нагрузки $N_1 = 5,3 \text{ квт}$ при $n_1 = 1500 \text{ об/мин}$), составляет 38 мк . Прогиб червяка, помещенного на две шарнирные опоры, определялся также экспериментальным путем. С этой целью червяк был установлен на две роликовые опоры в испытательной машине. Нагружение производилось последовательно через каждые 100 кг до $Q = 800 \text{ кг}$. Всего было произведено при каждой нагрузке по 60 измерений, причем средняя статистическая величина прогиба червяка в горловине глобоида при номинальном распорном усилии составила 42 мк , что близко совпадает с теоретическим значением.

Поэтому, если предположить, что расчетная схема глобоидного червяка в реальных условиях (в редукторе) соответствует балке на двух шарнирных опорах, то прогибы червяка в статических условиях должны быть близки к приведенным выше.

Однако в реальных условиях при статическом нагружении передачи на подшипниковых опорах моментом расчетной величины получились значительно меньшие прогибы.

Статистически осредненные значения прогибов в горловине червяка в зависимости от угла поворота приведены ниже.

Положение червяка ψ_1	0	$\frac{\pi}{2}$	π	$\frac{3}{2}\pi$	Среднее значение по всем положениям
Прогиб в мк	—5	—9	—3	1	—4

Циркуляция величины прогиба по синусоидальному закону отражает циркуляцию нагрузок в зацеплении по углу поворота червяка.

Следовательно, вместо ожидаемого прогиба червяка в случае его нагружения по принятой схеме, т. е. 42 мк в направлении от колеса, возникает хотя и незначительное (-4 мк) выгибание горловины глобоида в обратном направлении, что можно объяснить только наличием опорного момента в подшипниковых опорах. Эта гипотеза была подтверждена специальным исследованием угла упругой линии в опорных точках, а затем проверкой деформаций и смещений обойм подшипников.

Под действием нагрузки червяк исследуемой передачи имел осевое смещение до 0,2 мм и величину радиальных перемещений в точках подшипниковых опор 50—60 мк (при двукратной перегрузке).

В условиях таких деформаций отсутствие серьезного перераспределения нагрузки между витками червяка и незначительное изменение угла давления α при значительном колебании нагрузки (от 0,5 до 2,5) по отношению к исходной нагрузке, при которой производилась приработка передачи, объясняется определенной гибкостью упругой системы корпус — опоры — червяк — колесо — опоры — корпус с наличием реактивных моментов в подшипниках. Измеренные смещения отдельных точек подшипников также свидетельствуют о том, что упругая линия червяка имеет S-образный вид и фактические напряжения изгиба в горловине червяка значительно ниже, чем расчетные по принятой условной схеме.

Однако учет обнаруженного явления недостаточно статистически подготовлен и нуждается в доработке, этот эффект может учитываться пока только качественно — для большей уверенности в работоспособности передачи, тем более, что рекомендуемая схема расчета обычно дает также достаточные запасы.

Концентрация напряжений. Червяк представляет собой брус с резко меняющимся поперечным сечением. Как и для всякого упругого тела с резкими переходами, следует ожидать концентрации напряжений в местах перехода, т. е. у основания витков червяка. Экспериментальное исследование напряжений в этих условиях представляет сложную задачу, как для всякой пространственной упругой системы. Поэтому, в первом приближении, исследование было проведено на плоской модели. Картина напряженного состояния червяка, полученная методом фотоупругости на плоской модели показана на фиг. 115 (изгиб с опорами по краям и нагрузкой на крайних зубьях).

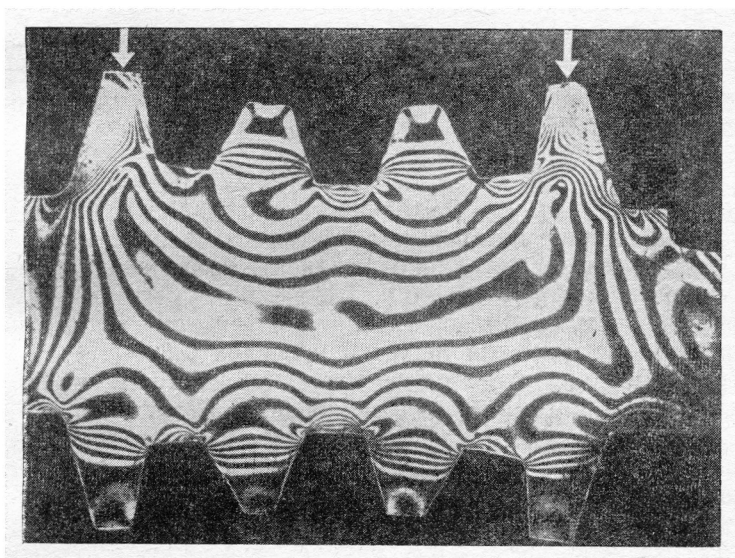
Как видно по положению изохром, место концентрации напряжений в теле червяка расположено у основания витка. Поэтому на прочность следует рассчитывать горловину червяка с учетом концентрации напряжений в этом месте.

Положение изохром в теле «червяка» и «на витках» подтверждает известное положение, что соседние вырезы оказывают взаимное влияние как деконцентраторы.

Для выявления фактической величины коэффициента концентрации напряжения у основания витка реального червяка были поставлены два взаимно контролирующих (до известной степени) опыта.

На витке червяка, находящемся в горловине глобоида, была снята лыска на уровне ножек (фиг. 116). Как видно из фиг. 115, такая лыска не изменяет ни прочности червяка, ни его жесткости. В первом опыте, для определения коэффициента концентрации напряжения методом тензометрирования, на лыске и у корня зуба (фиг. 116) наклеивались датчики с базой 2,8 мм при ширине 2,3 мм. Червяк нагружался изгибающей силой в испытательной машине; по отношению показаний датчиков в точках 1 и 3 определялось

отношение местного напряжения к номинальному, т. е. теоретический коэффициент концентрации напряжения изгиба. Найденный таким способом коэффициент концентрации напряжения составил 1,15.

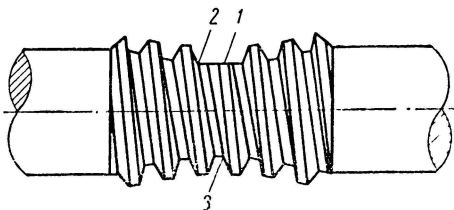


Фиг. 115. Плоская модель червяка из эпоксидной смолы под нагрузкой изгиба в поляризованном свете.

Учитывая, что датчик, имеющий соизмеримую с радиусом выкружки базу, не улавливает экстремальной величины напряжения, а показывает лишь его усредненное значение, следует полагать, что фактический коэффициент концентрации напряжения будет несколько большим.

Для нахождения более близкого к действительному значения коэффициента концентрации напряжения был применен рентгенографический метод.

Рентгенографирование червяка производилось на аппаратуре УРС-70 с кобальтовым антикатодом. Снятие рентгенограмм велось по методу обратного отражения лучей в камере Закса с диаметром диафрагмы 0,4 мм. Время экспозиции составляло 25 ч. Диаметр луча в местах определения напряжений был равен 0,6—0,7 мм. В качестве эталона применялась фольга серебра. На пленку фиксировались интерференционные линии от атомной решетки элемента червяка и фольги серебра.



Фиг. 116. Расположение лыски и датчиков на червяке:

1 — лыска; 2 и 3 — датчики

Напряжение измерялось в точках, показанных на фиг. 116. Рентгенограммы были сняты при нагружении червяка с помощью специального приспособления, а также без нагрузки.

Коэффициент концентрации напряжения α_σ , найденный рентгенографическим способом, составил 1,42.

Эта величина является теоретическим¹ коэффициентом концентрации напряжения. В расчет же должен вводиться эффективный коэффициент концентрации, который связан с первым эмпирической зависимостью [46]:

$$K_\sigma = 1 + q (\alpha_\sigma - 1),$$

где q — коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений, который колеблется в зависимости от абсолютных размеров детали и от градиента напряжений в пределах, примерно, $q = 0,5 \div 0,9$.

Таким образом, вероятное значение эффективного коэффициента концентрации напряжения лежит в пределах 1,2 — 1,4.

С этим хорошо согласуется значение эффективного коэффициента концентрации напряжения, полученное М. М. Савериним и Г. А. Ревковым [45], равное 1,2. Следует учесть, что ими исследовался закаленный червяк. При пересчете коэффициента концентрации напряжения для улучшенного червяка его значение уменьшается до величины 1,12—1,15.

Следует также учесть, что радиус выкружки в общесоюзном стандарте на глобоидные передачи принят большим. Это будет способствовать уменьшению коэффициента концентрации напряжения в новых конструкциях по сравнению с исследованной.

Жидкостное трение. Косвенные доводы в пользу наличия жидкостного трения в глобоидной передаче при достаточном уровне нагрузки опубликованы ранее [26] и приведены в главе III. Однако в этом вопросе до настоящего времени существуют разногласия. Поэтому для измерения минимального зазора между сопряженными поверхностями был проведен эксперимент² с передачей 150-59. Исследование производилось при изменении скорости вращения червяка, уровня нагрузки и температуры масла (охлаждение водой, протекающей через змеевик в масляной ванне редуктора).

Для регистрации изменения величины зазора в зацеплении были использованы три способа:

1) измерения электрического сопротивления смазочного слоя между червяком и колесом;

¹ Здесь мы имеем дело с теоретическим коэффициентом концентрации напряжений, выявленным экспериментальным путем. Обычно понятия «теоретический» и «экспериментальный» противопоставляются. Здесь же термин «теоретический коэффициент концентрации напряжений» применен, в отличие от эффективного коэффициента концентрации напряжений, лишь как частное от деления найденного экспериментально наибольшего местного напряжения в некоторой точке детали на номинальное напряжение в той же точке.

² Работа проводилась инженерами Я. И. Богиним и Д. Э. Голлером под руководством автора с консультацией А. И. Петрусевича.

2) измерение электрического сопротивления смазочного слоя между червяком и штифтом, расположенным на рабочей поверхности зуба колеса;

3) измерение емкости системы червяк — штифт.

Контактный штифт помещался таким образом (фиг. 117), что его обнаженная часть, изолированная от колеса, находилась в заданном месте поверхности обкатной зоны зуба. Совмещение рабочей поверхности контактного штифта с обкатной зоной зуба достигалось приработкой. Измерения производились с помощью шлейфового осциллографа Н-102.

При тарировке и практическом применении этих способов было обнаружено, что если применять масло без специальной очистки и обезвоживания, то его диэлектрическая постоянная довольно стабильна, измерение электрического сопротивления ограничивается толщинами масляного слоя 4,5—5 мк и в этих пределах дает лучшие результаты, а измерение емкости лучше применять при больших толщинах масляного слоя.

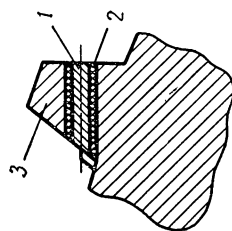
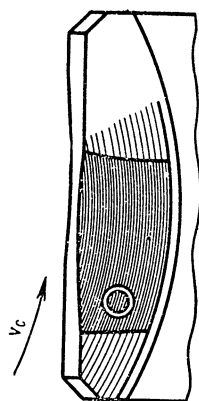
На фиг. 118, а—з показаны типичные осциллограммы, полученные первым способом, характеризующие изменение минимальной толщины масляной пленки в зацеплении. Изменение толщины масляной пленки при прохождении червяка через контактный штифт, полученное вторым способом, показано на фиг. 118, и, а третьим способом — на фиг. 118, к.

По результатам обработки подобных осциллограмм получены зависимости толщины масляного слоя от влияющих факторов; часть этих зависимостей показана на фиг. 119. Например, по графику на фиг. 119, а можно проследить, как по мере увеличения нагрузки, толщина масляного слоя уменьшается, чему сопутствует рост к. п. д.

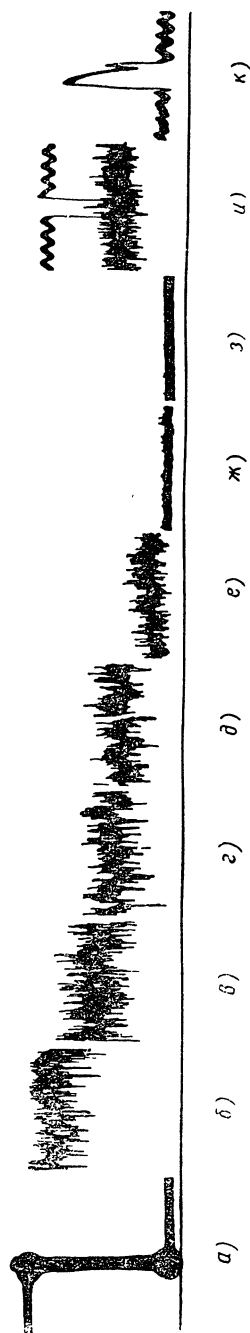
При номинальной величине расчетной нагрузки $M_{zp} = 148 \text{ кгМ}$ минимальная толщина масляного слоя еще превышает два микрона. При этом расчетная величина контактных напряжений равна примерно 1000 кг/см^2 . Область контактно-жидкостного трения [41] начинается при нагрузке, почти в полтора раза большей номинальной. При дальнейшем увеличении нагрузки рост к. п. д. постепенно прекращается, по-видимому, в связи с увеличением составляющей трения при контакте шероховатостей, сравнительно с жидкостным трением. Максимальный уровень к. п. д. соответствует контактно-жидкостному (полужидкостному) трению.

Весьма показательны также зависимости толщины минимального слоя смазки от скорости вращения (фиг. 119, б) и от температуры масла (фиг. 119, в).

Величина минимального зазора, при котором еще возможно жидкостное трение, связана с величиной и характером шероховатостей сопряженных поверхностей в направлении скольжения. Приблизенно величина гребешков не должна превосходить половины толщины минимального зазора. Этому по данным описанного исследования отвечает чистота поверхности 10—12 класса по ГОСТ 2789-59, что не противоречит виду рабочих поверхностей



Фиг. 117. Контактный штифт на зубе колеса:
1 — штифт; 2 — изоляция; 3 — тело зуба.

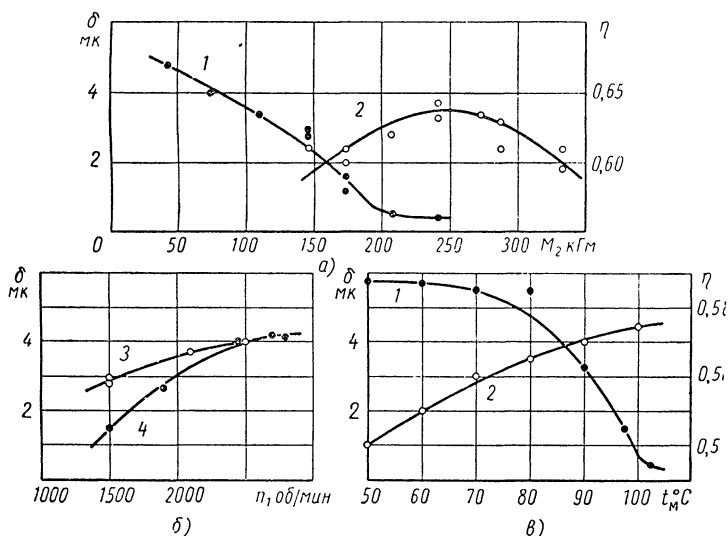


Фиг. 118. Осциллограммы, характеризующие изменение толщины масляного слоя в передаче 150-59 ($n_1 = 1500$ об/мин) в зависимости от нагрузки:

а—з—измерением сопротивления системы червяк—колесо; а—тарировочная кривая сопротивления бесконечность — нуль; б—з—сопротивления при нагрузках от $M_2 = 42$ кгм до 240 кгм; и—измерением сопротивления системы червяк — штифт ($M_2 = 120$ кгм)— верхняя кривая, нижняя кривая — контрольная; к — измерением емкости системы червяк — штифт ($M_2 = 120$ кгм).

у работавшей передачи. Как показывают профилограммы рабочих поверхностей червяка и колеса, снятые в направлении скольжения (см. фиг. 127), высота гребешков не превосходит 0,2 мк.

Наличие жидкостного трения в глобоидной передаче не находится, как это часто считают, в противоречии с наблюдаемым износом. Следует учитывать, что при изменении уровня нагрузки, при соответствующем изменении деформаций (главным образом в опорах), передача может в течение некоторого времени работать с контактно-



Фиг. 119. Зависимость величины минимальной толщины масляного слоя для передачи 150-59:

а — от нагрузки ($n_1 = 1500$ об/мин, масло цилиндрическое 52); б — от скорости вращения; в — от температуры масла при $n_1 = 1500$ об/мин; $M_2 = 120$ кгм; масло нигрол; 1 — толщина масляного слоя; 2 — к. п. д.; 3 — масло цилиндрическое; $M_2 = 143$ кгм, $t_m = 94^\circ\text{C}$; 4 — нигрол; $M_2 = 120$ кгм; $t_m = 100^\circ\text{C}$.

жидкостным трением. При этом, за счет износа, будет происходить приработка, в результате которой восстановится необходимая для обеспечения жидкостного трения сопряженность пары, после чего износ значительно уменьшится. Изнашивание при контактно-жидкостном трении происходит за счет повышенных нагрузок на шероховатостях в виде отрыва неровностей колеса или червяка.

При стендовых испытаниях передач это проявляется в виде натиров, описанных в главе III.

Износ имеется и при чисто жидкостном трении. Этот факт установлен В. Бриксом (Aircraft Engineering v. XIX, № 221, 223, 1947), убедительно показавшем получение борозд износа при движении шлифованной твердой поверхности диска в масле относительно острия иглы, находившегося на расстоянии в 17 мк. Это явление, очевидно,

объясняется действием сил сдвига, возникающих вследствие вязкости масла и прилипания его к поверхностям трения; под действием таких сил также отрываются отдельные неровности от поверхностей колеса и червяка.

Несущая способность зацепления

Несущая способность зацепления (при заданных материалах, точности изготовления и смазке) определяется кинематически обусловленной картиной контакта, которая, исходя из гидродинамической ее основы, составляется из геометрии зоны контакта и скорости скольжения.

Геометрия зоны контакта зависит от размеров передачи, в первую очередь от межосевого расстояния, а также, хотя и в меньшей мере, от передаточного числа. Скорость скольжения также зависит от этих геометрических параметров, а сверх того, и от числа оборотов червяка.

На несущую способность зацепления могут влиять также другие геометрические элементы, но это влияние менее заметно. Относительная толщина червяка при данном межосевом расстоянии для обычных передач довольно стабильна. При изменении модуля (для данного передаточного числа) хотя и изменяется длина контактных линий, но это компенсируется их количеством на одновременно находящихся в зацеплении зубьях колеса; так, например, передача $z_2 : z_1 = 60 : 4$ сравнительно с передачей $z_2 : z_1 = 45 : 3$ будет иметь высоту зуба на одну треть меньше, однако число зубьев в одновременном зацеплении соответственно больше. Высота зуба при постоянном межосевом расстоянии и заданном модуле меняется в небольших пределах. Это также относится к величине диаметра профильной окружности, а тем самым и к длине зацепления.

Наиболее стабильной характеристикой допускаемой нагрузки передачи, зависящей главным образом от ее размеров, является момент на валу колеса; этот параметр в меньшей степени зависит от передаточного числа и скорости вращения. Поэтому, представляется наиболее целесообразным в качестве функциональной связи принять следующую:

$$M_2 = (A; i; n_1), \quad (38)$$

в которой зависимость от межосевого расстояния является основной, остальные носят поправочный характер.

Критерием предельной несущей способности зацепления служит обеспечение жидкостного трения. Жидкостное трение в зацеплении обеспечивает его износостойкость и сопротивляемость заеданию.

Влияние межосевого расстояния. Поскольку удельное давление в зоне контакта не превышает пределов [41] применимости упрощенной гидродинамической теории смазки, можно с достаточной для практики точностью пренебрегать учетом контактных деформаций, изменением вязкости смазки от давления, сжимаемостью, теплопроводностью смазочного слоя и т. п. Тогда по А. Н. Грубину [8],

[9] для случая, изображенного на фиг. 1, при $\beta = 90^\circ$ грузоподъемность масляного слоя

$$P = 2,45 \frac{\mu_m v_c q_{np} L}{h_{\min}},$$

где μ_m — вязкость смазки, принимаемая постоянной на протяжении области трения;

v_c — скорость скольжения;

q_{np} — радиус кривизны кривой зазоров в точке контакта;

L — ширина области трения;

h_{\min} — минимальная толщина смазочной пленки.

Грузоподъемность на длине зацепления равна сумме грузоподъемностей на всех зубьях, одновременно находящихся в контакте,

$$\sum_0^{z_p} P_i = 2,45 \frac{\mu_m v_c}{h_{\min}} \sum_0^{z_p} q_{npi} L_i.$$

Поскольку ряд этих параметров при прочих равных условиях связан с размерами передачи линейной зависимостью, постольку функция связи грузоподъемности с размерами может быть представлена, как

$$\sum_0^{z_p} P_i = C_1 \frac{A^3}{h_{\min}},$$

где C_1 — постоянная для заданных величин вязкости, числа оборотов червяка и передаточного числа.

Момент, характеризующий несущую способность передачи при жидкостном трении

$$M_2 = C_2 \frac{A^4}{h_{\min}},$$

где C_2 — постоянная, содержащая C_1 и соотношение между приведенным плечом силы ΣP_i к межосевому расстоянию.

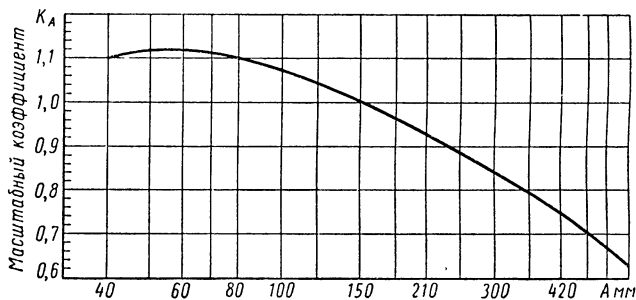
Для хорошо приработанной передачи при строго постоянной нагрузке можно представить минимальную допустимую из условия сохранения жидкостного трения толщину смазочной пленки, зависящей только от микронеровностей сопряженных поверхностей, т. е. не зависящей от размеров передачи.

Однако реальная передача имеет погрешности изготовления и сборки, причем их величина примерно пропорциональна размерам передачи. Даже если в результате хорошей приработки несопряженность пары будет устранена, то в эксплуатации обычно действует переменная нагрузка, а вследствие этого возникают относительные смещения звеньев передачи, которые можно принять также пропорциональными ее размерам. Толщина масляной пленки и в этих случаях должна быть достаточной, чтобы предохранить сопряженные поверхности от непосредственного контакта.

Приняв линейную зависимость минимальной толщины масляной пленки от размеров передачи, получим главную зависимость несущей способности зацепления в следующем виде:

$$M_2 = C_3 A^3.$$

Следует отметить, что теоретическое уточнение показателя степени при A на нынешнем уровне развития науки о жидкостном трении в передачах зацеплением не имеет практического смысла в связи с такими неизбежными допущениями, как постоянство вязкости смазки в области трения, пренебрежение упругой деформацией трущихся тел и сжимаемостью смазки, линейная зависимость относительных смещений звеньев передачи от ее размеров и др.



Фиг. 120. График для определения масштабного коэффициента K_A .

По материалам стендовых испытаний и практическим данным $C_3 = 5,6 \cdot 10^{-5}$ (если A в мм и M_2 в кгМ), а показатель степени близок к 2,9, однако для практических расчетов удобнее кубическая зависимость, с компенсацией отклонения введением масштабного коэффициента K_A , зависящего от межосевого расстояния (фиг. 120).

Поправочные коэффициенты. Влияние передаточного числа учитывается коэффициентом K_i , скорости вращения червяка — коэффициентом K_v .

На фиг. 121 и 122 даются графики для определения этих коэффициентов, полученные в результате расчетов по приведенным в гл. III экспериментальным данным и с учетом опубликованных рекомендаций [12], [16], [29], [30], [57].

Основной формулой для расчета несущей способности зацепления, таким образом, является следующая:

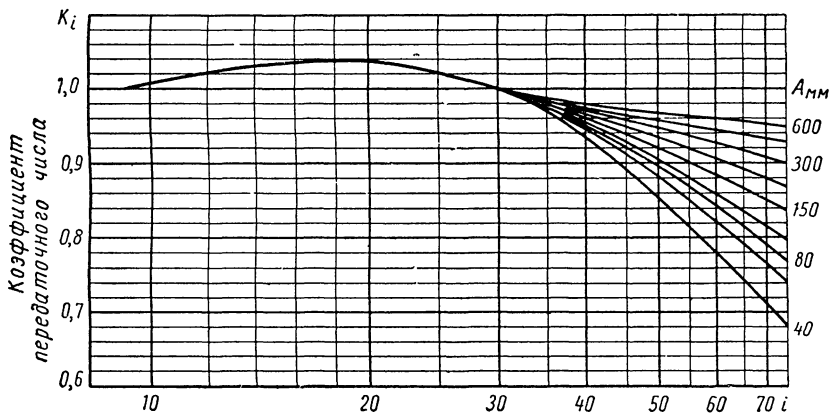
$$M_2 = 5,6 \cdot 10^{-5} \cdot A^3 \cdot K_A \cdot K_i \cdot K_v \text{ кгМ}, \quad (39)$$

где A — в мм.

Формула (39) не учитывает ряда таких, имеющих второстепенное значение факторов, как относительная толщина червяка, диаметр профильной окружности, высота зуба и др. Предполагается, что основные соотношения этих величин выбраны в пределах рекоменда-

ций, приведенных в гл. VII. В тех же случаях, когда по каким-либо особым соображениям приходится значительно выходить за пределы рекомендаций, следует иметь в виду, что это может привести к уменьшению нагрузочной способности передачи.

Как видно из графиков, для наиболее распространенных случаев ($A = 120 \div 180 \text{ мм}$, $i = 20 \div 40$, $n_1 = 750 \div 1500 \text{ об/мин}$) зависимости выбраны таким образом, что поправочные коэффициенты мало отличаются от единицы.



Фиг. 121. График для определения коэффициента передаточного числа K_i .

В этих границах может быть использована приближенная формула

$$M_2 = 5,6 \cdot 10^{-5} \cdot A^3 \text{ кгМ} \tag{40}$$

или для проектировочного расчета

$$A = 26,2 \sqrt[3]{M_2} \text{ мм.} \tag{41}$$

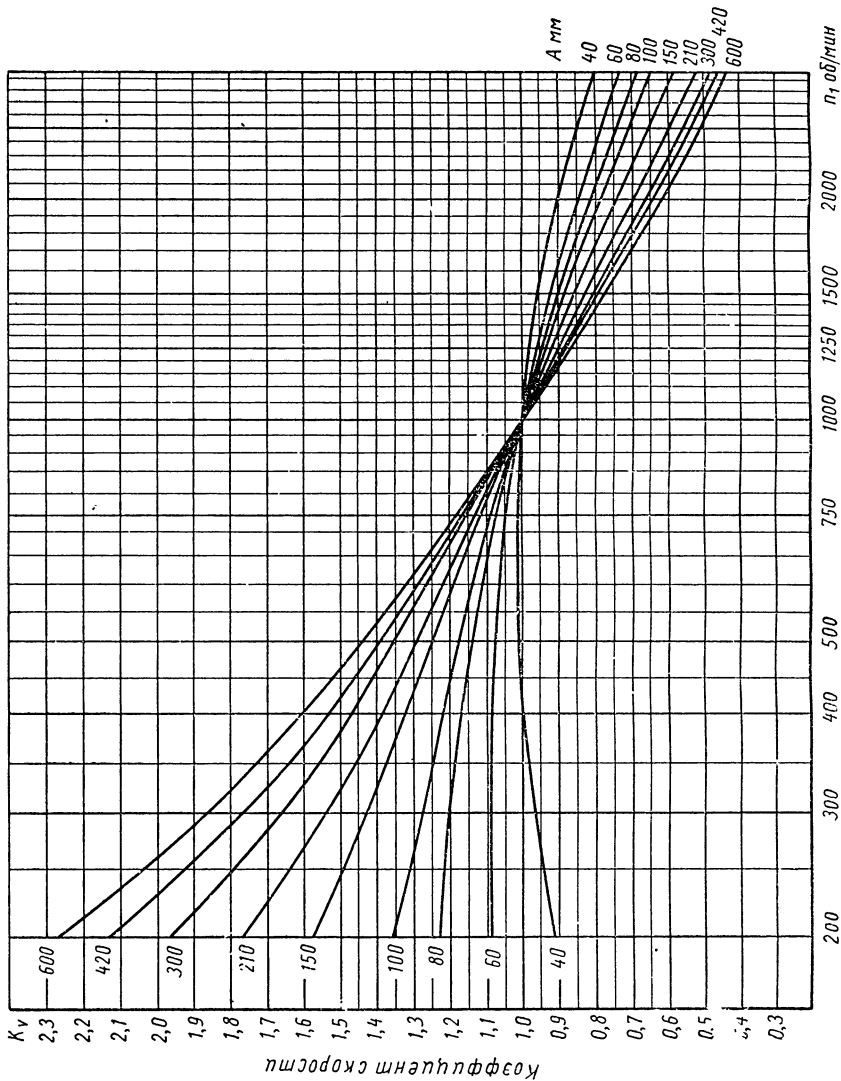
В этих формулах A — в мм, M_2 — в кгМ.

Получаемый по формуле (39) допускаемый момент на валу колеса относится к классической глобоидной передаче с колесом из оловянистой бронзы, выполненной по 2 классу точности, для непрерывной круглосуточной спокойной работы. При изменении этих условий в расчет вводятся дополнительно поправочные коэффициенты.

Значения коэффициента K_m , учитывающего материал венца колеса, принимаются следующими:

Оловянистая бронза	1
Бронзы-заменители (Бр. АЖ9-4 и др.)	0,8
Чугун	0,3

Бронзу Бр. АЖ9-4 следует применять при скорости скольжения $v_c < 2 \text{ м/сек}$, а чугун при $v_c < 1,2 \text{ м/сек}$.



Фиг. 122. График для определения коэффициента скорости K_v .

Коэффициент, учитывающий геометрию зацепления K_z , для модифицированных передач принимается в зависимости от передаточного числа

$$\begin{aligned} i > 25 & K_z = 1,2 \\ i = 25 \div 10 & K_z = 1,15 \\ i < 10 & K_z = 1,1. \end{aligned}$$

Такие повышенные допускаемые нагрузки могут быть назначены и для передач с зацеплением, модифицированным при нарезании пары, а также для передач, приобретающих естественную модификацию путем приработки при постепенном повышении нагрузки в течение не менее 48 ч работы (например, при обкатке машины, частью которой является глобоидный редуктор).

Коэффициент качества изготовления K_T , учитывающий точность передачи (стр. 205), имеет следующие значения:

Класс точности	K_T
2	1
3	0,8

Коэффициент режима работы K_p приведен в табл. 19.

Т а б л и ц а 19

Коэффициент режима работы K_p

Режим работы	K_p	Режим работы	K_p
Непрерывная круглосуточная спокойная ¹ работа, толчки отсутствуют	1,0	Непрерывная работа в течение 8—10 ч с сильными ударными и кратковременными перегрузками до 200% от расчетной	0,75
Непрерывная работа в течение 8—10 ч с толчками и кратковременными перегрузками до 125% от расчетной . . .	0,85	Периодическая работа (например, работа 15 мин, перерыв 2 ч), нагрузка спокойная . . .	1,4

¹ Под спокойной понимается работа при нагрузке, меняющейся в пределах $\pm 10\%$ от номинальной.

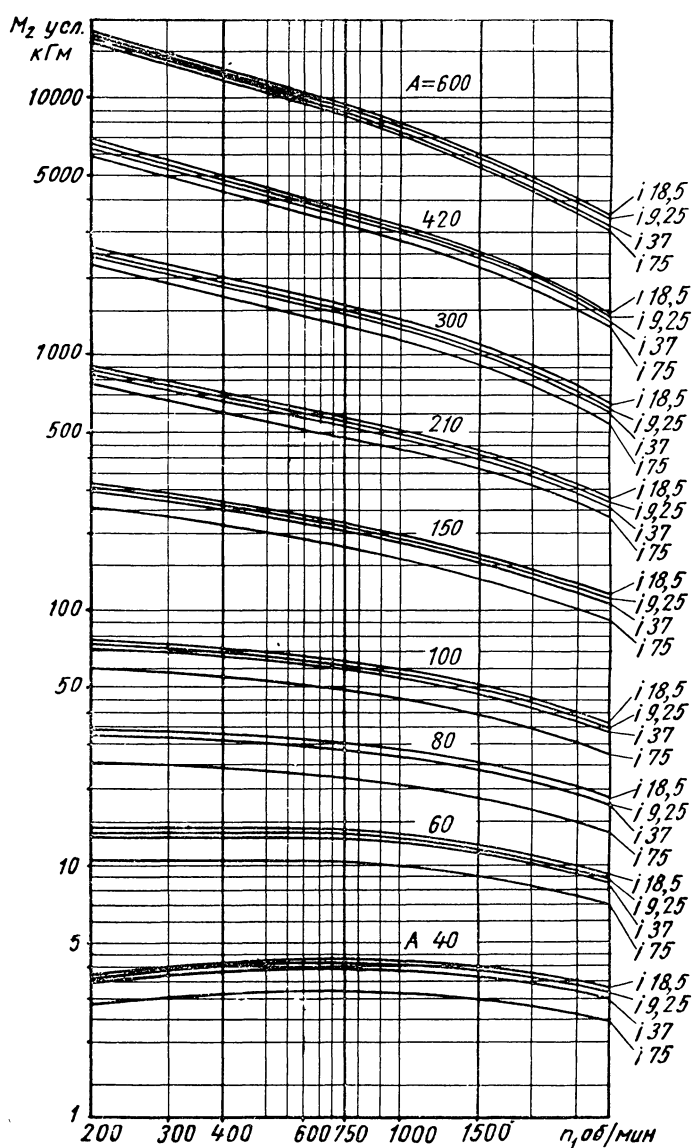
При расчете следует иметь в виду, что даже значительные перегрузки, если они действуют в течение непродолжительного¹ времени, на износ передачи существенно не отражаются.

Рабочей формулой для расчета несущей способности зацепления, в результате, служит следующая:

$$M_2 = 5,6 \cdot 10^{-5} A^3 K_A K_i K_v K_m K_z K_T K_p. \quad (42)$$

При проектировании часто удобнее определять межосевое расстояние по заданной величине нагрузки. Для этой цели на фиг. 123

¹ Нагрузка до 125% — до 15 мин; нагрузка до 200% — 0,5 мин.



Фиг. 123. Номограмма для проекторочного расчета несущей способности зацепления.

Т а б л и ц а 20

Предельная нагрузка глобоидных передач при стендовых испытаниях

A в мм	i	n_1 в об/мин	M_{2p} в кгм	$M_{2э}$ в кгм	$\frac{M_{2э}}{M_{2p}}$	Охлаждение
120	47	750	101	131	1,3	Циркуляционная смазка
150	6,2	750	201	183	0,94	Водяной радиатор
150	6,2	1500	152,5	131	0,86	
150	10,25	1000	191	152	0,795	Вентилятор
150	10,25	1500	162	130	0,802	
150	20,5	1500	160	163	1,02	
150	31	750	210	198	0,945	Водяной радиатор
150	31	1500	160	162	1,01	
150	37	750	206	229,6	1,113	Циркуляционная смазка
150	37	1000	183	201,6	1,10	
150	37	1500	156	200,5	1,285	
150	41	1000	180	181	1,005	Вентилятор
150	41	1500	153	181	1,182	
150	59	1460	143	165	1,15	Циркуляционная смазка
Примечание. $M_{2э}$ — момент нагрузки при эксперименте.						

Т а б л и ц а 21

Нагрузка глобоидных передач в эксплуатации

A в мм	i	n_1 в об/мин	M_{2p} в кгМ	M_{2pab} в кгМ	$\frac{M_{2pab}}{M_{2p}}$	Применение
150	14,75	2950	115	103	0,896	Насос поршневой
150	14,75	3900	91	89,2	0,98	
150	29,5	1460	163	134,2	0,825	Лебедка маневровая
150	31	1500	160	137,5	0,86	Привод конвейера
150	59	950	172	203	1,18	Лебедка откаточная
200	38	1475	333	316	0,95	Привод конвейера
210	29	730	543,2	775	1,425	Лебедка
240	65	950	639	730	1,14	Лебедка лифтовая
250	38	1470	625	675	1,08	Угольный комбайн
270	5,83	3000	338	448	1,32	Нефтяная установка
270	39	720	1062	886	0,834	Лебедка
300	49	720	1414,6	1393	0,985	
Примечание. M_{2pab} — момент нагрузки в эксплуатацн.						

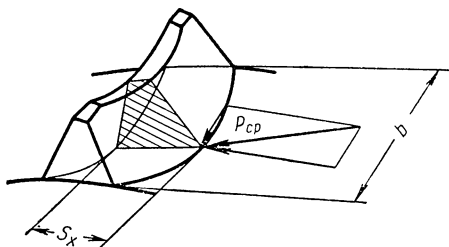
приведена номограмма. Если последние четыре коэффициента в формуле (42) отличаются от единицы, то пользоваться этой номограммой следует по условной нагрузке

$$M_{2ycl} = \frac{M_2}{K_m K_s K_T K_p} \quad (43)$$

Сравнение расчетных данных (несущей способности зацепления) по данной методике с практическими данными по результатам стендовых испытаний и эксплуатации для некоторых примеров дано в табл. 20 и 21. Из таблиц видно, что расчетные величины имеют удовлетворительные запасы.

Прочность зубьев колеса

При расчете зубьев колеса на прочность решающее значение имеет распределение нагрузки между зубьями и выявление величины наибольшей нагрузки, приходящейся на наиболее нагруженный из зубьев, одновременно находящихся в зацеплении.



Фиг. 124. Схема к расчету зуба колеса на срез.

Принимая с некоторым избытком надежности расчетную эпюру распределения нагрузки по длине зацепления треугольной, для приведения к наиболее нагруженному зубу, можно установить для расчетного числа зубьев коэффициент 0,5. Физический смысл этого коэффициента заключается в том, что наиболее нагруженный зуб имеет такую нагрузку, которая приходится на долю половины

одновременно находящихся в зацеплении зубьев z' при условно равномерном распределении нагрузки между ними.

Тогда нагрузка, приложенная к одному зубу,

$$P_{ср1} = \frac{P_2}{0,5z' \cos \lambda_0},$$

где P_2 — окружная сила на колесе.

Наблюдения показывают (см. фиг. 104), что зубья колес не отгибаются, а срезаются. В связи с этим расчет зубьев колес глобоидных передач на прочность наиболее правильно вести на срез, учитывая при этом условность такого расчета, как и любого расчета на срез.

Площадь срезаемого сечения $F_{ср}$ можно определять расчетом или графическим путем, считая сечение параллелограммом с основанием, равным толщине зуба у его корня S_x (фиг. 124), и высотой, равной ширине венца колеса v .

Напряжение «среза» τ_{cp} в основном сечении

$$\tau_{cp} = \frac{P_{cp1}}{F_{cp}} \text{ кг/см}^2.$$

Допускаемое напряжение среза для медных сплавов

$$[\tau_{cp}] \approx 0,5\sigma_{вр},$$

где $\sigma_{вр}$ — предел прочности при растяжении.

Допускаемое напряжение среза для чугуна определяется по зависимости

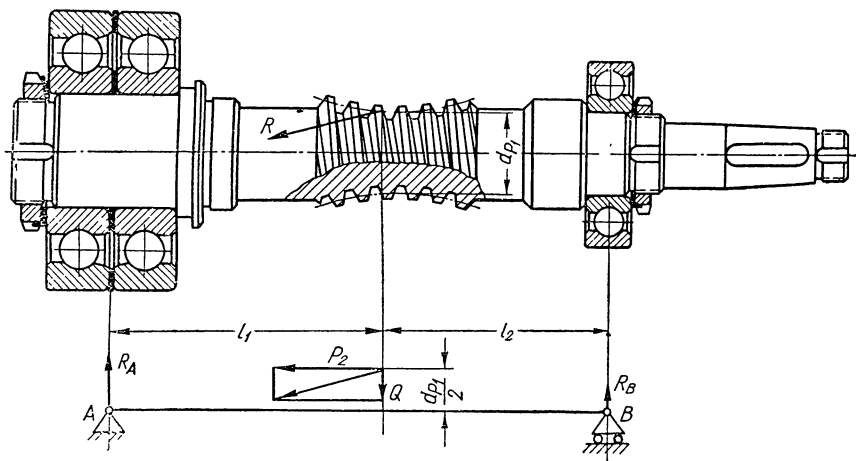
$$[\tau_{cp}] = (0,5 \div 0,9) \sigma_{вр},$$

где $\sigma_{вр} = 1000 \div 4000 \text{ кг/см}^2$, в зависимости от марки чугуна.

Прочность червяка

Расчетная схема показана на фиг. 125 в соответствии с обоснованиями, приведенными выше.

Рекомендуется эффективный коэффициент концентрации напряжений изгиба у основания витка принимать равным 1,3 для малых



Фиг. 125. Схема к расчету червяка на прочность.

передач редукторов общего назначения ($A = 80 \text{ мм}$); 1,6 для больших передач ($A = 420 \text{ мм}$); для передачи промежуточных размеров K_σ можно получать путем линейной интерполяции по фиг. 126. При учете напряжений кручения эффективный коэффициент концентрации напряжения кручения у основания витка червяка принимается соответственно 1,18 и 1,35. В качестве минимально допустимого запаса прочности по отношению к пределу выносливости можно принимать величины от 1,4 (для $A = 80 \text{ мм}$) до 1,6 (для $A =$

= 420 мм) по фиг. 126, если к передаче не предъявляется особых требований по ее надежности и безопасности.

Напряжение изгиба в горловине

$$\sigma = \frac{M_u}{0,1D_{i1}^3},$$

где M_u берется максимальным из действующих в горловине червяка.

Напряжение кручения в горловине

$$\tau = \frac{M_1}{0,2D_{i1}^3}.$$

Коэффициент запаса прочности при изгибе

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma K_\sigma}.$$

Для стали марки 40X при твердости HRC 32 — 35 предел усталости σ_{-1} равен 4100 кг/см². Для других марок стали, а также для уточненного расчета с учетом масштабного фактора, следует использовать работу [47].

Коэффициент запаса прочности при кручении

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau K_\tau},$$

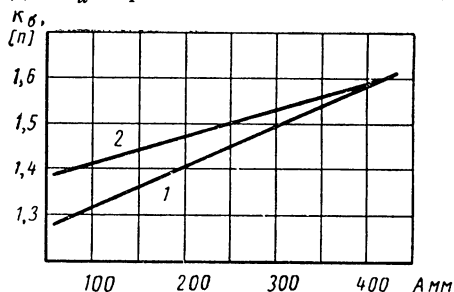
где коэффициент концентрации при кручении [47]

$$K_\tau \approx 1 + 0,6 (K_\sigma - 1).$$

Запас прочности по пределу выносливости

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}.$$

Порядок расчета и необходимые формулы приведены в примере (см. гл. VII) в табл. 25.



Фиг. 126. Графики для выбора величин:

1 — эффективного коэффициента концентрации напряжения K_σ ; 2 — допустимых значений запаса прочности $[n]$.

ГЛАВА VI

МАТЕРИАЛЫ ПЕРЕДАЧИ

Червяк

Требования к механическим свойствам материалов червяков и колес определяются специфическими особенностями зацепления в глобоидной передаче. Контактные напряжения вследствие выгодных условий прилегания рабочих поверхностей обычно малы и применение высокопрочных материалов не является необходимым.

Материалы колеса и червяка должны в процессе обкатки и эксплуатации быстро прирабатываться без натиров, приводящих к падению к. п. д., перегреву и даже заеданию.

После приработки чистота рабочих поверхностей должна иметь еще более высокий уровень, обеспечивающий возможность жидкостного трения при тонких пленках смазки.

Приработка и твердость. Обеспечение надлежащего прилегания за счет повышения точности обработки деталей и сборки редуктора связано с усложнением и удорожанием его производства и, в конечном счете, не решает задачи, так как в процессе эксплуатации при различных нагрузках деформации и относительные смещения червяка и колеса вследствие износа подшипников будут изменяться.

Приработкой зубьев колеса невозможно компенсировать все погрешности изготовления червяка и его смещения, так как обычно в собранной передаче не вся поверхность витка червяка будет участвовать в зацеплении. Это происходит, например, при погрешностях шага червяка, что легко обнаруживается по разрывам пятна контакта на витке червяка.

Поэтому в реальном зацеплении хорошее прилегание может быть достигнуто только в том случае, если одновременно с зубьями колеса прирабатывается и червяк, для чего материал червяка должен иметь умеренную твердость (следует, однако, учитывать, что при чрезмерно низкой твердости витков червяка возникает заедание, ведущее к увеличению их износа и уменьшению к. п. д. зацепления).

Это важное положение может быть подкреплено рядом фактов. Испытания эвольвентных червячных передач с чугунными колесами показали, что червяки с $HRC\ 29 - 31$ дают лучшие результаты, чем закаленные червяки твердостью более $HRC\ 45$ [10]. В эвольвент-

ных червячных передачах троллейбусов с колесами из высокоооло-
вянистой бронзы понижение твердости поверхности червяка
с $HRC\ 60 — 62$ до $HRC\ 55 — 56$ также позволило увеличить срок
службы пары. Исследования передач с чугунными венцами показали,
что червяк с $HRC\ 35 — 36$ и даже с $HRC\ 28 — 30$ работает лучше
червяка с $HRC\ 50$ [42]. Для глобоидных передач также показательно
сравнение фирменных данных по передаваемой мощности передач
с твердостью червяков $HRC\ 32 — 35$, выпускаемых фирмой Мичиган
Тул, и передач со шлифованными, предварительно закаленными
червяками фирмы Босток — Ренк (других примеров промышленного
выпуска глобоидных передач со шлифованными червяками пока
не имеется). Из сравнения видно, что глобоидные передачи Мичиган
Тул по передаваемой мощности значительно превосходят передачи
Босток — Ренк [12]. Следует иметь в виду, что существенное влияние
оказывают также и другие факторы, например, особенности зацепле-
ния [22], однако преимущество передач с червяками умеренной
твердости весьма показательно.

Микрогеометрия поверхностей трения. В процессе приработки
трущиеся поверхности сглаживаются, при этом чистота поверхностей
устанавливается на некотором уровне «оптимальной» шероховатости
[32], зависящем от условий трения.

При расчете на жидкостное трение минимальная толщина h_{\min}
масляной пленки, обуславливаемая режимом работы, размерами
и формой сопряженных деталей, должна быть больше суммы высот
неровностей поверхностей этих деталей [18]. С учетом коэффициента
запаса $K_{м.п}$ толщина пленки

$$h_{\min} = K_{м.п} (H_1 + H_2),$$

где H_1 и H_2 — высота неровностей на поверхностях червяка и
колеса.

В данном расчете следует считаться с высотами неровностей
(в направлении взаимного перемещения трущихся тел), характери-
зуемых продольными профилограммами. Эти неровности по величине
обычно меньше поперечных неровностей. Такой подход, строго говоря,
справедлив лишь при отсутствии колебательных перемещений попе-
речных профилей в процессе работы. Так как подобные колебания
обычно имеют место вследствие упругих деформаций элементов редук-
тора при изменении нагрузки, то следует считаться и с поперечными
неровностями. Однако это отрицательное явление также компенсир-
руется приработкой передачи. Взаимное прилегание поперечных
неровностей в процессе приработки наиболее совершенно при наи-
большей нагрузке, вследствие относительного большого износа. При
снижении нагрузки, когда поперечные сопряженные профили сдви-
нутся один относительно другого и прилегание ухудшится, опорная
несущая поверхность также уменьшится. Если и произойдет при
этом некоторая дополнительная приработка, то износ весьма невелик,
а в процессе таких поперечных колебаний чистота в этом направлении
будет улучшаться, а износ — уменьшаться.

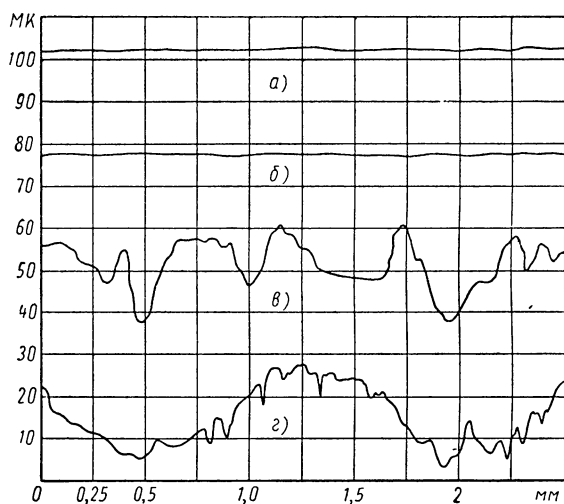
Как показывает практика, если начальная чистота рабочих поверхностей червяка и колеса была 7 — 8 класса по ГОСТ 2789-59, то уже после нескольких часов работы под нагрузкой их чистота, измеренная вдоль направления скольжения, повышается до 11 — 12 класса (фиг. 127, а, б). По внешнему виду эти поверхности обманчиво кажутся грубее; это объясняется тем, что в поперечном направлении чистота значительно ниже (фиг. 127, в, г).

При оценке микрогеометрии поверхности трения существенно важна форма ее сечения. При одинаковой высоте неровностей H_z или средней арифметической отклонения профиля R_a , но неодинаковым заполнении материалом изборозжденного слоя (фиг. 128) [11], площадь поверхности, находящейся в контакте, будет разной. Эта особенность характеризуется процентом несущей части профиля $\frac{\Sigma b_i}{l} 100\%$. Для двух профилей на фиг. 128 приведены соответственные кривые опорных площадей (Аббота); такая кривая представляет собой график изменения суммы длин пересечений линии выступов прямой, параллельной средней линии, по мере перемещения этой прямой в направлении высоты профиля. В производственных условиях кривая опорных площадей для оценки чистоты поверхности трения неудобна. С учетом специфики жидкостного и граничного трения, в глобальной передаче целесообразно ограничивать значение процента несущей поверхности, относя его к определенной высоте неровностей, например 0,1 мк [11].

Для иллюстрации на фиг. 129 приведена профилограмма и кривая опорных площадей для шлифованной поверхности [18]. Как видно, шлифованию свойственна неблагоприятная микрогеометрия, плохо подходящая для пары трения. Особенно неприятны острые выступы на поверхности витка червяка, если она имеет высокую твердость. Такой червяк воздействует на колесо, как режущий инструмент: пока эти стойкие гребешки не сотрутся, колесо сильно изнашивается.

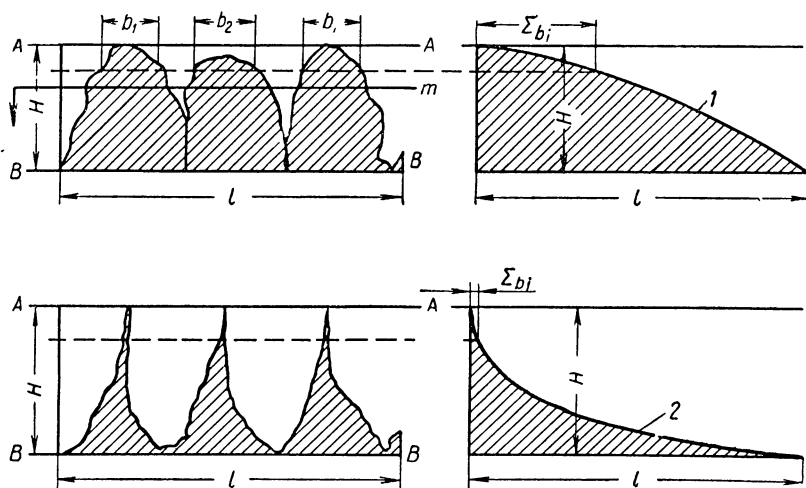
До тех пор, пока общепризнанным было мнение, что чем выше твердость червяка, тем лучше показатели передачи по уровню допускаемой нагрузки и по к. п. д., с этим хорошо сочеталась возможность более легкого получения высокой чистоты поверхности червяка шлифованием, так как известно, что чем твердость поверхности выше, тем легче получить высокую чистоту ее при шлифовании. На известном этапе развития техники, когда шлифование было основным (и даже единственным) методом получения необходимой чистоты поверхностей, изобретение эвольвентной червячной передачи, червяк которой может шлифоваться плоским торцом шлифовального круга, явилось резким скачком в развитии червячных передач. Для многих технологов еще и сейчас получение высокой чистоты ассоциируется с процессом шлифовки.

Однако в последнее время машиностроение освоило другие технологические процессы, результаты которых удовлетворяют требованиям по чистоте червяков или червячных передач. При обработке



Фиг. 127. Профилограммы микрогеометрии рабочих поверхностей в эксплуатации:

а — червяка, измеренные вдоль направления скольжения; *б* — то же, колеса; *в* — червяка, измеренные поперек; *г* — то же, колеса.



Фиг. 128. Профилограммы и соответственные кривые опорных площадей при различном заполнении материалом изображенного слоя.

резцом (имеется в виду обработка широким фасонным резцом с доведенной режущей кромкой, на малых скоростях резания, что, по сути дела, является протягиванием), неровности получаются от микровырывов частиц металла: отдельные нарушения поверхности имеют характер впадин. Такая микрогеометрия более благоприятна для поверхности трения.

Материалы и твердость. Фирма Мичиган Тул рекомендует изготавливать червяки с твердостью $HRC\ 35 - 38$, т. е. с наибольшей твердостью, при которой еще целесообразна чистовая обработка режущим инструментом. Однако, на основе ряда экспериментальных работ и практики эксплуатации передач, было установлено, что еще лучшие результаты получаются при несколько меньшей твердости материала червяка. Так, например, при твердости $HRC\ 32 - 35$ случаев заедания не наблюдалось. В передачах с колесами из оловянистой бронзы заедания не происходило даже при твердости червяка $HRC\ 28$. Естественно, что приработка зацепления при пониженной твердости рабочих поверхностей протекает спокойнее, надежнее и быстрее.



Фиг. 129. Профилограмма и кривая опорных площадей для шлифованной поверхности.

Поэтому для червяков следует задавать твердость в пределах $HRC\ 32 - 35$. В отношении эксплуатационных показателей передачи для изготовления червяков можно применять любую сталь, которая может быть термически обработана до указанной твердости.

В отечественной практике для изготовления червяков успешно применяют широко распространенные легированные конструкционные стали, в первую очередь — сталь 40X, а в отдельных случаях и более дорогостоящие хромоникелевые стали 40XH, 38XГН и др. так как получить однородную структуру и заданную твердость этих сталей легче, чем углеродистых.

По этим же соображениям, а также, по-видимому, с целью обеспечения более высокой стойкости режущего инструмента и чистоты обработки фирма Мичиган Тул изготавливает червяки из хромоникель-молибденовой стали.

Колесо

Хотя приработанная глобoidная передача при постоянной нагрузке работает в условиях, близких к жидкостному трению; однако при приработке в начале эксплуатации, а также при эксплуа-

тации в условиях переменных деформаций (при изменении нагрузки и относительных смещений пары по мере износа подшипников, имеет место граничное трение.

В бще следует заметить, что все передачи с линейным контактом обладают повышенной чувствительностью к погрешностям изготовления и сборки, и этот их недостаток необходимо устранять либо введением первоначального точечного контакта путем модификации рабочих поверхностей (бочкообразный зуб в цилиндрических передачах, локализованное пятно контакта в конических и гипоидных передачах с дугowymi зубьями), либо обеспечением благоприятных условий для приработки. Последнее достигается выбором удачного типа зацепления, подбором материалов и смазки. В червячных передачах больше используется второе направление, поскольку, в связи с необходимостью использования сочетания материалов с повышенными противозадирными свойствами, для венца червячного колеса обычно применяется бронза, а потому прирабатываемость достигается попутно.

Наилучшим материалом для зубьев колеса червячных передач в этом отношении является оловянистая бронза с содержанием олова до 10%. Если изгибная прочность материала не ограничивает передаваемой мощности, как это обычно и бывает в глобоидных передачах, то оловянистая бронза является наилучшим материалом. Для повышения прочности применительно к условиям цилиндрической червячной передачи этот сплав легируется никелем до 2%, что в минимальной степени ухудшает противозадирные свойства оловянистой бронзы. Такая бронза применяется, например, в передаче троллейбуса. Более дешевой легирующей добавкой является фосфор, применяемый в бронзе Бр.ОФ10-1, эта бронза несколько уступает оловянисто-никелевой.

Полноценный заменитель высокооловянистой бронзы до сих пор не найден. За рубежом для червячных редукторов общего назначения применяется только высокооловянистая бронза. Это объясняется решающим влиянием состава бронзы на эксплуатационные показатели по допускаемой нагрузке (долговечности) и к. п. д. Поэтому экономически целесообразно использовать высокооловянистую бронзу, несмотря на ее довольно высокую стоимость.

Однако помимо стоимости, большое значение имеет также дефицитность главных составляющих такой бронзы: олова и меди. С этой точки зрения обоснование выбора материала очень актуально и может повлиять на дальнейшее распространение червячных передач.

Основным путем экономии бронзы в червячных передачах следует считать уменьшение их размеров, например, за счет перехода на глобоидные, которые отличаются не только меньшими диаметрами колес при той же нагрузке, но и более узким (на 30—40%) венцом колеса из-за своеобразной формы поля глобоидного зацепления.

Например, чистый вес бронзового венца колеса червячного цилиндрического редуктора лифтовой лебедки Т-1000 с межосевым расстоя-

нием 240 мм составляет 27 кг, а вес венца заменяющего глобоидного редуктора РГС-150 всего 6,25 кг.

Вторым путем сокращения расхода бронзы (также без снижения эксплуатационных качеств редукторов) является уменьшение толщины венца, например, за счет его отливки на стальную (или чугуновую) ступицу или же наплавки на нее.

Дальнейшее развитие этого направления можно представить в двухслойной конструкции червячного колеса, где бронзовая часть венца ограничивается слоем минимально необходимой толщины, нанесенным на зубья заготовки, выполненной из другого, недефицитного материала. Экспериментальные работы по технологическому освоению такой конструкции следует считать весьма актуальными.

Третьим путем сокращения расхода бронзы является применение недефицитных заменителей.

Чугун не может быть рекомендован в качестве материала для колес в червячных глобоидных передачах общего назначения в связи со значительным понижением нагрузочной способности передачи.

Из малооловянистых бронз можно рекомендовать Бр. ОЦС 5-5-5, Бр. ОЦС 6-6-3 или Бр. ОЦС 4-4-17, считая, что в обычных условиях работы такая замена высокооловянистой бронзы незначительно отразится на эксплуатационных данных передачи.

Применение менее дефицитной бронзы, например Бр. АЖ 9-4, может также несколько уменьшить стоимость передачи. На этом основании Л. И. Сагин [43], [44] настоятельно рекомендует эту марку бронзы в комбинации с червяками, имеющими более высокую твердость, приводя высокие данные предельной нагрузки таких передач, полученные при стендовых испытаниях.

Однако условия этих испытаний были далеки от производственных, передача длительное время прирабатывалась при ступенчатом повышении нагрузки, подшипники были хорошо обкатаны, масляная ванна охлаждалась искусственно посредством змеевика с проточной водой, а потому сравнение результатов, полученных в таких лабораторных условиях, с паспортными данными промышленных редукторов, как это делает в своих публикациях Л. И. Сагин, не убедительно. Зарегистрированный к. п. д., несмотря на это, недостаточно высок (в особенности, если учесть большую передаваемую мощность) и его уровень на 4—6% ниже, чем в аналогичных условиях может дать обычная глобоидная передача с червяком твердостью не выше *HRC* 35 и венцом из оловянистой бронзы. В промышленном редукторе при таком низком к. п. д. продемонстрированные возможности передачи никак не могут быть реализованы из-за перегрева редуктора.

Расход энергии в этом редукторе также будет намного перекрывать экономию на стоимости бронзы.

Поэтому для редукторов общего назначения такой заменитель, как бронза Бр. АЖ 9-4, нельзя считать удовлетворительным, тем

более, что для этого необходимо применение закаленного червяка, а также повышение требований к точности изготовления, либо длительная приработка передачи в редукторе.

Лучшие результаты, чем бронза Бр. АЖ 9-4, дают некоторые латуни, например, ЛМЦС 58-2-2, а еще лучшие ЛМЦОС 58-2-2-2.

Приходится констатировать, что полноценных недефицитных заменителей оловянистой бронзы пока нет ни в СССР, ни, в пределах располагаемых данных, за рубежом, и изыскание их остается очень актуальной задачей.

Первоочередной частью этой задачи является экспериментальное обоснование возможности перехода на низкооловянистые бронзы, применительно к червячным глобоидным редукторам общего назначения, без заметного ухудшения их эксплуатационных показателей.

ГЛАВА VII

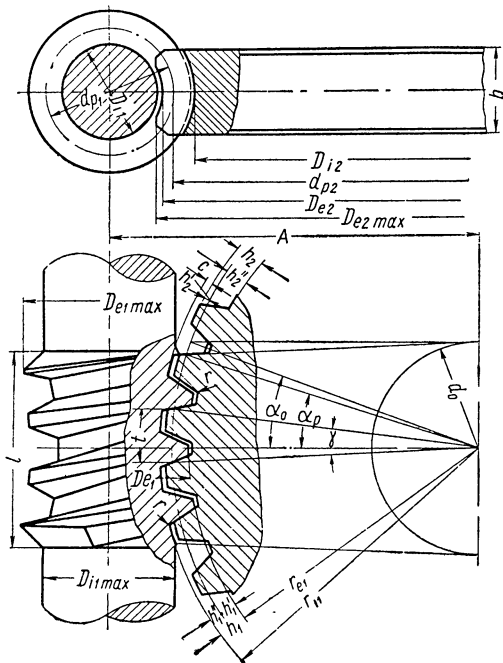
КОНСТРУИРОВАНИЕ ПЕРЕДАЧИ

Геометрический расчет

При проведении геометрического расчета исходят из основных параметров (межосевое расстояние A , передаточное число i), выбранных по условиям применения. Размеры передачи даны на фиг. 130.

При выборе числа зубьев колеса лучше задаваться величиной, некратной числу заходов червяка, так как при этом обеспечивается непрерывное деление на заходы при нарезании витков червяка и зубьев колеса, благодаря чему повышается точность и удешевляется изготовление передачи.

Одной из особенностей глобоидных передач является нецелесообразность стандартизации модуля, так как это не дает никаких преимуществ по унификации режущего инструмента: при изготовлении различных глобоидных передач с небольшой разницей в величине модулей нарезание червяков можно производить одним комплектом резцов, а нарезание колес — двузубыми фрезами с одним и тем же комплектом резцов (при условии одинаковой заходности этих передач). Поэтому модуль имеет



Фиг. 130. Схема основных размеров глобоидной передачи.

только значение размерной характеристики крупности нарезки (витков, зубьев).

Рекомендуемые пределы значений относительной толщины червяка (его расчетного глобоида) в зависимости от числа зубьев колеса даны в позиции 1 табл. 22.

Эти значения q обычно обеспечивают требуемую прочность и жесткость червяка. В случае, когда в проектируемой передаче расстояние между опорами червяка относительно велико ($\frac{L}{A} > 2,5$), нужен специальный расчет на прочность и жесткость червяка. Величина q может быть и дробной, что обычно получается при округлении измеряемых размеров передачи.

Одной из основных величин, определяющих угол профиля червяка, является *теоретический угол обхвата червяка* $2\alpha_0$.

Для предварительного расчета передач общего назначения принимают угол $\alpha_0 = 20^\circ$ (чему соответствует *теоретический обхват червяка* $z_0 = \frac{z_2}{9}$) и окончательно уточняют его значение при расчете геометрии зацепления, исходя из требований к инструменту для нарезания колеса. С этой целью длина червяка выбирается таким образом, чтобы крайние режущие кромки инструмента для нарезания колеса находились в осевой плоскости глобоидной или двузубой фрезы. Это условие выполняется, если *рабочий обхват червяка* z_p (поз. 5) соответствует ряду $z_p = 1,5; 2,5; 3,5; 4,5$ и т. д. Уточненное значение угла α_0 должно лежать в пределах $18-23^\circ$.

Высота витка червяка h_1 выбирается в пределах $(1,6 \div 1,8) m$.

Большие из этих значений h_1 применяются для некоторого повышения нагрузочной способности передачи, однако это связано с усложнением и некоторым снижением стойкости инструмента для нарезания червяка и колеса.

Высота головки витка червяка h'_1 (поз. 11) определяется по формуле

$$h'_1 = (0,5 \div 0,6) h_1,$$

причем для увеличения прочности зубьев фрез меньшие величины принимаются для малых модулей — меньше 3 мм.

Поверхность головок зубьев колеса определяется поверхностью ножек червяка с учетом радиального зазора. Форма поверхности головок может быть получена точно [22], но в этом нет необходимости; с достаточным запасом для исключения касания по краям головок зубьев выступов зубьев колеса в средней плоскости червяка может быть определен по упрощенной формуле

$$r_{e2} = 0,53 \cdot D_{i1 \max}.$$

В случае, когда применение заготовки венца колеса с радиусом r_{e2} не является целесообразным, рекомендуется делать цилиндрическую форму заготовки с диаметром D_{e2} .

Радиальный зазор c (поз. 16) выбирается в пределах $(0,15 \div 0,25) m$.

Геометрический расчет передач

Исходные данные в примере: межосевое расстояние $A = 240$ мм; передаточное число $i = 17,5$; число заходов червяка $z_1 = 2$; число зубьев колеса $z_2 = 35$.

№ поз.	Определяемая величина	Обозначение	Формулы и указания по определению	Пример										
1	Относительная толщина червяка	q	<table border="1"> <tr> <td>z_2</td><td><40</td><td>$40-50$</td><td>$51-60$</td><td>>60</td></tr> <tr> <td>q</td><td>$6-8$</td><td>$7-10$</td><td>$8-11$</td><td>$9-13$</td></tr> </table>	z_2	<40	$40-50$	$51-60$	>60	q	$6-8$	$7-10$	$8-11$	$9-13$	$q = 7$
z_2	<40	$40-50$	$51-60$	>60										
q	$6-8$	$7-10$	$8-11$	$9-13$										
2	Диаметр расчетной окружности червяка	$\overline{d_{p1}}$	$d_{p1} = \frac{2A(1)}{(1) + z_2}$	$d_{p1} = \frac{2 \cdot 240 \cdot 7}{7 + 35} = 80$										
3	Диаметр расчетной окружности колеса	$\overline{d_{p2}}$	$d_{p2} = 2A - (2)$	$d_{p2} = 2 \cdot 240 - 80 = 400$										
4	Модуль	\overline{m}	$m = \frac{(3)}{z_2}$	$m = \frac{400}{35} = 11,43$										
5	Рабочий обхват червяка	z_p	$z_p \approx \frac{z_2}{10}$ и округляется до одного из чисел ряда 1,5; 2,5; 3,5; 4,5 и т. д.	$z_p = \frac{35}{10} = 3,5$										
6	Теоретический обхват червяка	z_0	$z_0 = \frac{(5)}{0,9}$	$z_0 = \frac{3,5}{0,9} = 3,9$										
7	Половина теоретического угла обхвата червяка	α_0	$\alpha_0 = \frac{180^\circ}{z_2} (6)$	$\alpha_0 = \frac{180^\circ}{35} \cdot 3,9 = 20^\circ$										
8	Половина рабочего угла обхвата червяка	α_p	$\alpha_p = \frac{180^\circ}{z_2} (5)$	$\alpha_p = \frac{180^\circ}{35} \cdot 3,5 = 18^\circ$										
9	Диаметр профильной окружности	$\overline{d_0}$	$d_0 = (3) \sin (7)$	$d_0 = 400 \sin 20^\circ = 400 \cdot 0,342 = 136,8$										
10*	Высота витка червяка	h_1	$h_1 = (1,6 \div 1,8) (4)$	$h_1 = 1,7 \cdot 11,43 = 19,5$										
11*	Высота головки витка червяка	h'_1	$h'_1 = (0,5 \div 0,6) (10)$	$h'_1 = 0,6 \cdot 19,5 = 11,7$										

№ поз.	Определяемая величина	Обозначение	Формулы и указания по определению	Пример								
12*	Высота ножки витка червяка	h_1''	$h_1'' = (10) - (11)$	$h_1'' = 19,5 - 11,7 = 7,8$								
13*	Радиус выступов витков червяка	$\overline{r_{e1}}$	$r_{e1} = 0,5 (3) - (11)$	$r_{e1} = 0,5 \cdot 400 - 11,7 = 188,3$								
14*	Радиус впадин витков червяка	$\overline{r_{i1}}$	$r_{i1} = 0,5 (3) + (12)$	$r_{i1} = 0,5 \cdot 400 + 7,8 = 207,8$								
15*	Диаметр впадин червяка	D_{i1}	$D_{i1} = 2 (A - (14))$	$D_{i1} = 2 (240 - 207,8) = 64,4$								
16*	Радиальный зазор Радиус закругления ножек	c \overline{r}	$c = (0,15 \div 0,25) (4)$ $r = c$	$c = 0,2 \cdot 11,43 = 2,3$ $r = 2,3$								
17*	Диаметр выступов зубьев колеса	$\overline{D_{e2}}$	$D_{e2} = 2 [(14) - (16)]$	$D_{e2} = 2 (207,8 - 2,3) = 410$								
18*	Диаметр впадин колеса	D_{i2}	$D_{i2} = 2 [(13) - (16)]$	$D_{i2} = 2 (188,3 - 2,3) = 372$								
19	Ширина колеса	\overline{b}	$b = (0,6 \div 0,8) (2)$ округлить	$b = 0,7 \cdot 80 = 56$								
20	Боковой зазор в зацеплении	c_n	<table><tr><td>A мм</td><td>80—180</td><td>180—300</td><td>300—600</td></tr><tr><td>c_n мм</td><td>0,15—0,5</td><td>0,35—0,8</td><td>0,6—1,5</td></tr></table>	A мм	80—180	180—300	300—600	c_n мм	0,15—0,5	0,35—0,8	0,6—1,5	$c_n = 0,7$
A мм	80—180	180—300	300—600									
c_n мм	0,15—0,5	0,35—0,8	0,6—1,5									
21	Окружной шаг	t	$t = \frac{\pi (3)}{z_2}$	$t = \frac{3,14 \cdot 400}{35} = 36,6$								
22	Угол подъема витка червяка в середине расчетного глобоида	$\overline{\lambda_0}$	$\operatorname{tg} \lambda_0 = \frac{(3)}{i (2)}$	$\operatorname{tg} \lambda_0 = \frac{400}{17,5 \cdot 80} = 0,286; \lambda_0 = 16^\circ$								
23	Толщина зуба колеса	$\overline{S_{2n}}$	$S_{2n} = \frac{(21)}{2} \cos (22)$	$S_{2n} = \frac{36,6}{2} \cos 16^\circ = 18,3 \cdot 0,964 = 17,65$								

№ поз.	Определяемая величина	Обозначение	Формулы и указания по определению	Пример
24	Толщина витка червяка	$\overline{S_{1n}}$	$S_{1n} = (21) \cos (22) - (23) - (20)$	$S_{1n} = 36,6 \cdot 0,964 - 17,65 - 0,7 = 16,95$
25*	Высота головки зуба колеса	$\overline{h'_2}$	$h'_2 = (12) - (16)$	$h'_2 = 7,8 - 2,3 = 5,5$
26	Длина червяка	\overline{l}	$l = (3) \sin (8)$	$l = 400 \sin 18^\circ = 400 \cdot 0,310 = 124$
27	Наибольший диаметр червяка по впадинам	$\overline{D_{i1max}}$	$D_{i1max} = 2 [A - \sqrt{(14)^2 - [0,5(26)]^2}]$	$D_{i1max} = 2 [240 - \sqrt{207,8^2 - (0,5 \times 124)^2}] = 83,0$
28	Наибольший диаметр червяка	$\overline{D_{e1max}}$	Определяется прочерчиванием	
29	Радиус выступов зубьев колеса	$\overline{r_{e2}}$	$r_{e2} = 0,53 \cdot (27)$	$r_{e2} = 0,53 \cdot 83,0 = 44$
30	Наибольший диаметр колеса	$\overline{D_{e2max}}$	Определяется прочерчиванием с учетом принятой формы сечения венца колеса	—
31	Величина модификации зацепления на входе витка червяка	\overline{a}	$a = (0,0003 + 0,000034i) A$	$a = (0,0003 + 0,000035 \cdot 17,5) 240 = 0,22$
32	Закон кривой модификации	a_{Ψ_2}	$a_{\Psi_2} = (31)(0,3 + 0,7 \times \frac{\Psi_2}{(8)})^2$, где Ψ_2 — угловая координата образующей червяка	$a_{\Psi_2} = 0,22 (0,3 + 0,7 \frac{\Psi_2}{18^\circ})^2$
33	Величина фланка	\overline{f}	$f_m = 0,6 (31)$ — для модифициров. передач $f_k = (31)$ — для классич. передач	$f_m = 0,6 \cdot 0,22 = 0,13$ $f_k = 0,22$

№ поз.	Определяемая величина	Обозначение	Формулы и указания по определению	Пример
34	Протяженность фланка	$ \overline{\Psi_f} $	$\Psi_f = 9^\circ (5)$	$\Psi_f = 9^\circ \cdot 3,5 \approx 32^\circ$
<p>Примечания: 1. Угловые величины подсчитываются с точностью до $1'$, линейные до $0,01$ мм. Необходимую и достаточную точность расчетов дает 25-см логарифмическая линейка; величины в помеченных звездочкой позициях округляются до $0,1$ мм.</p> <p>2. Значком \square обозначены параметры, проставляемые на рабочем чертеже передачи.</p> <p>3. При выполнении вычислений вместо заключенного в скобки числа следует подставить результат числового подсчета в соответствующей позиции.</p>				

Радиус закругления ножек r (поз. 16) принимается равным величине радиального зазора c .

Ширина колеса b (поз. 19) выбирается в пределах $(0,6 \div 0,8) d_{p1}$ с округлением обычно до четного числа в мм.

Боковой зазор в зацеплении c_n (поз. 20) рекомендуется выбирать в зависимости от межосевого расстояния A . Эти значения достаточно велики, чтобы округлять расчетные величины толщин витков червяка и зубьев колеса. Замена хордальной толщины витка червяка и зуба колеса дуговой величиной в поз. 23 и 24 дает небольшую погрешность, пренебрежимую для принятых значений бокового зазора (поз. 20). В специальных случаях при сокращении бокового зазора следует вести расчет по следующим формулам:

угловой шаг

$$\gamma = \frac{360^\circ}{z_2};$$

толщина зуба колеса в нормальном сечении

$$S_{2n} = d_{p_2} \sin \frac{\gamma}{4} \cos \alpha_0;$$

толщина витка червяка в нормальном сечении

$$S_{1n} = S_{2n} - c_n \cos \lambda_0;$$

высота установки зубомера для витка червяка

$$H_1 = h'_1 - d_{p_2} \sin^2 \frac{\gamma}{8};$$

высота установки зубомера для зуба колеса

$$H_2 = h'_2 + d_{p_2} \sin^2 \frac{\gamma}{8}.$$

Длина червяка l (поз. 26) подсчитывается по приближенной формуле и нужна для выбора размеров заготовки глобоидного червяка.

Для более точных расчетов (например, при проектировании режущего инструмента) можно пользоваться следующей формулой, тоже приближенной, но дающей весьма большую точность

$$l = d_{p2} \sin(\alpha_p - \xi) - 2h''_1 \frac{\sin(\alpha_0 - \alpha_p + \xi)}{\cos \alpha_0},$$

где ξ — угловая поправка на утонение витка червяка, равная $114,6 \frac{c_n}{d_{p2}}$ (в градусах).

Наибольший диаметр червяка по впадинам $D_{1\max}$ (поз. 27), также нужный для назначения размеров заготовки глобоидного червяка, подсчитывается по приближенной формуле

$$D_{1\max} = 2 \left[A - \sqrt{r_{i1}^2 - (0,5l)^2} \right].$$

Очевидно, что более точное значение этой величины будет получено, если l взято по более точной формуле.

Исходным параметром при расчете модифицированной передачи является величина модификации зацепления на входе витка червяка a (поз. 31). Эти параметры могут быть приняты как рекомендуемые по ГОСТ 9369-60 (табл. 2—п приложения 2 к ГОСТ 9369-60), но в расчетном бланке приведен обоснованный выше вариант модификации, оправдавший себя при производстве ряда глобоидных передач.

Величина a подсчитывается в зависимости от межосевого расстояния и передаточного числа по формуле

$$a = (0,0003 \pm 0,000034i) A$$

или

$$a = A \cdot K_a,$$

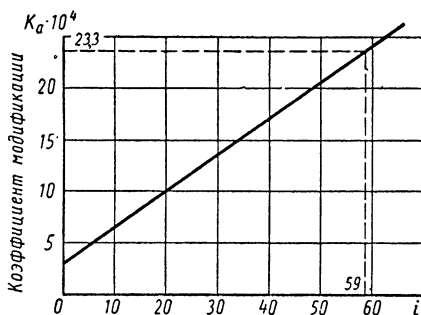
где K_a — коэффициент модификации, определяемый по графику на фиг. 131.

Форма кривой модификации, показывающей отклонение винтовой линии витка червяка модифицированной передачи от винтовой линии витка червяка классической формы, задается уравнением параболы второго порядка, имеющей величину a в начале витка и нуль — в точке, отстоящей на $1,4 \alpha_p$ от начала порасчетной окружности колеса

$$a_{\Psi_2} = a \left(0,3 + 0,7 \frac{\Psi_2}{\alpha_p} \right)^2,$$

где Ψ_2 — угловая координата текущей образующей червяка, т. е. угол, образованный в средней плоскости колеса линией межосевого расстояния и радиусом, проведенным из центра колеса к винтовой линии на расчетном глобоиде ($-\alpha_p \leq \Psi_2 \leq \alpha_p$) (угол Ψ_2 положительный на входной половине червяка и отрицательный на выходной).

При расчете классической передачи позиции 31 и 32 опускаются.



Фиг. 131. График для определения коэффициента модификации.

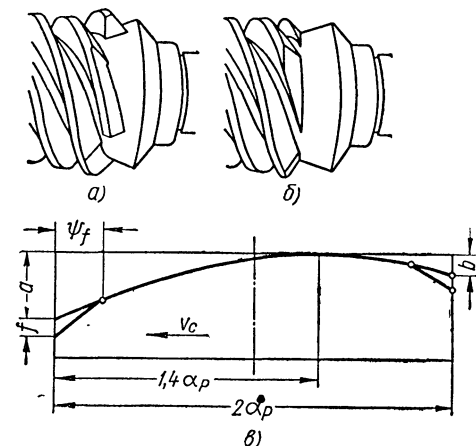
Если входная часть витка ограничивается образующей, совпадающей с линией профиля (прямая заделка концов витков, фиг. 132, а), то вход витка в зацепление с очередным зубом колеса происходит сразу по всей высоте профиля. Поскольку в этот момент оба встречающихся элемента свободны от нагрузки, а остальные участки зацепления деформированы, то пересопряжение сопровождается ударом, аналогичным кромочному удару в зубчатых передачах.

Для смягчения этого удара применяется продольное фланкирование входной части витка, но удар все же заметно проявляется в виде волн с частотой входа в зацепление заходов витка, накладывающихся

на кривые естественной модификации, приведенные на фиг. 14, 16 и 18. Такое циклическое отклонение винтовой линии витка червяка частично отражается на циклической погрешности передачи.

Это явление непосредственно видно на осциллограммах записи изменения величины усилия по длине зацепления приведенных на фиг. 112, 113 и 114. Там также на основную кривую накладывается волна с частотой входа в зацепление захода витка.

В этом отношении предпочтительнее спиральная за-



Фиг. 132. Заделка концов витков червяка:
а — прямая; б — спиральная; в — фланкирование.

делка концов витков, приведенная на фиг. 132, б. Здесь входная часть витка ограничивается спиральной линией, получающейся от пересечения поверхности витка с конической поверхностью. В случае спиральной заделки виток при пересопряжении вступает в зацепление по высоте профиля постепенно, причем начиная с наиболее упругой части зуба колеса, что способствует смягчению динамических явлений в зацеплении. В производственном отношении эта заделка также лучше.

Если для осуществления прямой заделки необходимы специальные технологические операции, то спиральная заделка получается путем простого торцевания витков по форме конической поверхности, шлифованием или чистовой обточкой.

Работоспособность передачи в большой степени зависит от тщательности выполнения заделки концов витков и на чертеже червяка должны предусматриваться соответствующие размеры и технологические требования.

Фланкирование на выходе делается, если возможна обратная работа передачи (при ведущем колесе), со значительными нагрузками.

Фланкирование концов витка задается двумя параметрами:

1) величиной фланка на концах витка f (поз. 33), которая принимается для модифицированной передачи равной $0,6a$, а в случае классической (немодифицированной) передачи, хотя для нее $a = 0$, принимается равной величине a , т. е. вычисляется по формуле поз. 31.

2) протяженностью фланка по длине червяка, которая принимается равной $0,025$ всей развернутой длины червяка

$$\Psi_f = \frac{1}{40} 360^\circ z_p = 9z_p \text{ (в градусах).}$$

Пример расчета приведен в табл. 22 для передачи 240-35 : 2.

Стандартные передачи. При выборе основных параметров стандартной передачи следует учитывать рекомендации ГОСТ 9369-60 [54].

Порядок геометрического расчета зацепления для стандартной передачи приведен в табл. 23.

Межосевое расстояние передачи A (поз. 1) выявляется из расчета несущей способности передачи. После этого полученное значение A выбирается ближайшим (большим) из ряда межосевых расстояний по ГОСТ 9369-60.

Диаметр окружности впадин червяка D_{i1} также выбирается по ГОСТ 9369-60. Величина внутреннего диаметра червяка является одним из важнейших параметров передачи, так как непосредственно влияет на ее к. п. д. и нагрузочную способность: с уменьшением D_{i1} растет к. п. д., а следовательно, и термическая мощность редуктора.

При обычно встречающихся соотношениях в расстояниях между опорами червяка и межосевых расстояниях до $\frac{L}{A} = 2 \div 2,5$ прочность и жесткость червяков первого ряда достаточна. Большие диаметры червяка следует применять при больших расстояниях между опорами.

Номинальное передаточное число i (поз. 3) подсчитывается, исходя из условий применения (например, по числу оборотов двигателя и числу оборотов исполнительного органа машины); фактическое выбирается ближайшим из ряда передаточных чисел по ГОСТ 9369-60, причем определяются число заходов червяка z_1 и число зубьев колеса z_2 (поз. 4).

Диаметр профильной окружности d_0 (поз. 5) берется по ГОСТ 9369-60 в зависимости от межосевого расстояния передачи.

Число зубьев колеса в охвате червяка z' (поз. 6) выбирается по ГОСТ 9369-60 в зависимости от числа зубьев колеса.

Высоты головки h'_1 (поз. 7 бланка) и ножки h''_1 (поз. 8) витка червяка, радиальный зазор s и радиус закругления у ножек r (поз. 9) принимаются по ГОСТ 9369-60 в зависимости от межосевого расстояния A , внутреннего диаметра червяка D_{i1} и числа зубьев z_2 .

Ширина b колеса выбирается по ГОСТ 9369-60 (поз. 17).

Расчет передачи, основные параметры которой выбраны по ГОСТ 9369-60, приведен в табл. 23 на примере передачи 150-59.

Геометрический расчет стандартной (по ГОСТ 9369-60) передачи

Исходные данные в примере: межосевое расстояние $A = 150$ мм;
передаточное число $i = 59$.

№ поз.	Определяемая величина	Обозначение	Формулы и указания по определению	Пример
1	Межосевое расстояние	$[A]$	Из условий нагрузки по ГОСТ 9369-60	$A = 150$
2	Диаметр впадин червяка	D_{i1}	Из расчета на прочность и жесткость червяка по ГОСТ 9369-60	$D_{i1} = 36$
3	Передаточное число	$[i]$	По конструктивному расчету по ГОСТ 9369-60	$i = 59$
4	Число заходов червяка и число зубьев колеса	$[z_1]$ $[z_2]$	По ГОСТ 9369-60	$z_1 = 1; z_2 = 59$
5	Диаметр профильной окружности.	$[d_0]$	»	$d_0 = 96$
6	Число зубьев колеса в охвате червяком	z'	»	$z' = 6$
7	Высота головки витка червяка	h'_1	»	$h'_1 = 4$
8	Высота ножки витка червяка	h''_1	»	$h''_1 = 3,5$
9	Радиальный зазор Радиус закругления ножек	$\frac{c}{[r]}$	»	$c = r = 1$
10	Диаметр расчетной окружности червяка	$[d_{p1}]$	$d_{p1} = (2) + 2(8)$	$d_{p1} = 36 + 2 \cdot 3,5 = 43$
11	Диаметр окружности выступов витков червяка в его средней плоскости	D_{e1}	$D_{e1} = (2) + 2[(8) + (7)]$	$D_{e1} = 36 + 2(3,5 + 4) = 51$

№ поз.	Определяемая величина	Обозначение	Формулы и указания по определению	Пример								
12	Радиус впадин витков червяка	$\overline{r_{i1}}$	$r_{i1} = (1) - \frac{(2)}{2}$	$r_{i1} = 150 - \frac{36}{2} = 132$								
13	Радиус выступов витков червяка	$\overline{r_{e1}}$	$r_{e1} = (1) - \frac{(11)}{2}$	$r_{e1} = 150 - \frac{51}{2} = 124,5$								
14	Диаметр расчетной окружности колеса	$\overline{d_{p2}}$	$d_{p2} = 2 (1) - (10)$	$d_{p2} = 300 - 43 = 257$								
15	Диаметр выступов зубьев колеса	$\overline{D_{e2}}$	$D_{e2} = 2 [(12) - (9)]$	$D_{e2} = 2 (132 - 1) = 262$								
16	Диаметр впадин колеса	D_{i2}	$D_{i2} = 2 [(13) - (9)]$	$D_{i2} = 2 (124,5 - 1) = 247$								
17	Ширина колеса	\overline{b}	По ГОСТ 9369-60	$b = 32$								
18	Половина теоретического угла обхвата червяка	α_0	$\alpha_0 = \arcsin \frac{(5)}{(14)}$	$\alpha_0 = \arcsin \frac{96}{257} = 22^\circ$								
19	Половина рабочего угла обхвата червяка	α_p	$\alpha_p = 180^\circ \frac{(6) - 0,5}{z_2}$	$\alpha_p = 180^\circ \frac{6 - 0,5}{59} = 16^\circ 48'$								
20	Боковой зазор в зацеплении	c_n	<table><tr><td>A мм</td><td>80—180</td><td>180—300</td><td>300—600</td></tr><tr><td>c_n мм</td><td>0,15—0,5</td><td>0,35—0,8</td><td>0,6—1,5</td></tr></table>	A мм	80—180	180—300	300—600	c_n мм	0,15—0,5	0,35—0,8	0,6—1,5	$c_n = 0,5$
A мм	80—180	180—300	300—600									
c_n мм	0,15—0,5	0,35—0,8	0,6—1,5									
21	Окружной шаг	t	$t = \frac{\pi (14)}{z_2}$	$t = \frac{3,14 \cdot 257}{59} = 13,7$								
22	Угол подъема витка червяка в середине расчетного глобоида	$\overline{\lambda_0}$	$\operatorname{tg} \lambda_0 = \frac{(14)}{(3) \cdot (10)}$	$\operatorname{tg} \lambda_0 = \frac{257}{59 \cdot 43} = 0,1015$ $\lambda_0 = 5^\circ 48'$								

№ поз.	Определяемая величина	Обозначение	Формулы и указания по определению	Пример
23	Толщина зуба колеса	$\overline{S_{2n}}$	$S_{2n} = \frac{(21)}{2} \cos (22)$	$S_{2n} = \frac{13,7}{2} \cos 5^\circ 48' = 6,78$
24	Толщина витка червяка	$\overline{S_{1n}}$	$S_{1n} = (21) \cos (22) - (23) - (20)$	$S_{1n} = 13,7 \cdot 0,99 - 6,78 - 0,4 = 6,40$
25	Высота головки зуба колеса	$\overline{h'_2}$	$h'_2 = (8) - (9)$	$h'_2 = 3,5 - 1 = 2,5$
26	Длина червяка	\overline{l}	$l = (14) \sin (19)$	$l = 257 \sin 16^\circ 48' = 257 \cdot 0,289 = 74,4$
27	Наибольший диаметр червяка по впадинам	$\overline{D_{i1max}}$	$D_{i1max} = 2 [(1) - \sqrt{(12)^2 - (0,5 (26))^2}]$	$D_{i1max} = 2 [150 - \sqrt{132^2 - (0,5 \times 74,4)^2}] = 47,0$
28	Наибольший диаметр	$\overline{D_{e1max}}$	Определяется прочерчиванием	—
29	Радиус выступов зубьев колеса	$\overline{r_{e2}}$	$r_{e2} = 0,53 \cdot (27)$	$r_{e2} = 0,53 \cdot 47,0 = 25,0$
30	Наибольший диаметр колеса	$\overline{D_{e2max}}$	Определяется прочерчиванием, с учетом принятой формы сечения венца колеса	—
31	Величина модификации зацепления на входе витка червяка	\overline{a}	$a = [0,0003 + 0,000034 \cdot (3)] \cdot (1)$	$a = (0,0003 + 0,000034 \cdot 59) \cdot 150 = 0,36$
32	Закон кривой модификации	a_{Ψ_2}	$a_{\Psi_2} = (31)(0,3 + 0,7 \times \frac{\Psi_2}{(19)})^2$, где Ψ_2 — угловая координата образующей червяка	$a_{\Psi_2} = 0,36 (0,3 + 0,7 \times \frac{\Psi_2}{16^\circ 48'})^2$

№ поз.	Определяемая величина	Обозначение	Формулы и указания по определению	Пример
33	Величина фланка	\overline{f}	$f = 0,6 \cdot (31)$ — для модифицированных передач $\hat{f} = (31)$ — для классич. передач	$f_m = 0,6 \cdot 0,36 = 0,22$ $f_{кл} = 0,36$
34	Протяженность фланка	$\overline{\Psi_f}$	$\Psi_f = 9^\circ [(6) - 0,5]$	$\Psi_f = 9^\circ \cdot 5,5 \approx 50^\circ$
Примечания: 1. Угловые величины подсчитываются с точностью до 1'; линейные — до 0,01 мм. 2. Значком □ обозначены параметры, проставляемые на рабочем чертеже передачи. 3. При выполнении вычислений, вместо заключенного в скобки числа следует вставить результат числового подсчета в соответствующей позиции.				

Допуски на изготовление и сборку передачи

Для передач обычного назначения (редукторы конвейеров, лебедок, подающих частей врубных машин и комбайнов) установлен 3-й класс точности. В единичном и мелкосерийном производствах 3-й класс может применяться также и для ответственных передач, но в этом случае они должны подвергаться более продолжительной приработке. Однако в крупносерийном и массовом производстве для ответственных передач установлен 2-й класс точности. Особо ответственные передачи во всех случаях изготавливаются по 2-му классу точности. На колеса, нарезаемые червячными глобоидными фрезами, допуски ΔA_2 , ΔM_2 и ΔB_2 (см. ниже) во всех случаях назначаются по 2-му классу точности.

Одним из важных факторов, определяющих класс точности изготовления передачи, являются условия ее нагружения в эксплуатации.

Если при вводе в эксплуатацию редуктор сразу подвергается нагружению на полную расчетную мощность, то его следует изготовить по 2-му классу точности, так как благодаря этому значительно сокращается процесс приработки.

На основании опыта промышленного изготовления, сборки, экспериментальных исследований и эксплуатации глобоидных передач можно рекомендовать приведенные ниже нормы точности для их изготовления и сборки. Нормы точности зависят от класса точности и от размеров передач. В качестве основного параметра при группировании глобоидных передач по размерам принята величина межосевого расстояния передачи. Нормы точности соответствуют передачам с межосевыми расстояниями 75 — 600 мм. При этом передачи с межосевыми расстояниями от 75 до 150 мм отнесены к первой группе, передачи с межосевыми расстояниями от 150 мм до 360 мм — ко второй группе, и, наконец от 360 мм до 600 мм — к третьей (нижние пределы включительно).

Допуски на изготовление червяка

а) предельные отклонения ΔA_1 межосевого расстояния в обработке:

Межосевое расстояние в мм	Класс точности	
	2	3
	ΔA_1 в мм	
75÷150	+0,034	+0,064
150÷360	+0,070	+0,120
360÷600	+0,100	+0,180

б) предельное смещение ΔM_1 базового торца заготовки по оси:

Межосевое расстояние в мм	Класс точности	
	2	3
	ΔM_1 в мм	
75÷150	±0,017	±0,032
150÷360	±0,035	±0,060
360÷600	±0,050	±0,090

в) Предельный перекося δ_{y1} оси заготовки по отношению к оси вращения инструмента (резцовой головки) на длине червяка l :

Класс точности	Межосевое расстояние в мм		
	75÷150	150÷360	360÷600
	Предельный перекося осей δ_{y1} в мм		
2-й	0,012	0,020	0,030
3-й	0,020	0,030	0,042

г) допуск δ_{f1} на профиль¹ (отклонение от касательной к профильной окружности диаметра d_0):

Класс точности	Межосевое расстояние в мм		
	75÷150	150÷360	360÷600
	Допуск на профиль δ_{f2} в мм		
2-й	0,010	0,012	0,017
3-й	0,017	0,022	0,030

д) предельное отклонение окружного шага Δt_1 и накопленная погрешность окружного шага на длине червяка $\Delta t_{\Sigma 1}$:

Класс точности	Отклонение в мм	Межосевое расстояние в мм		
		75÷150	150÷360	360÷600
		Предельное отклонение Δt_1 и накопленная погрешность $\Delta t_{\Sigma 1}$		
2-й	Δt_1	±0,007	±0,010	±0,015
	$\Delta t_{\Sigma 1}$	±0,014	±0,020	±0,030
3-й	Δt_1	±0,010	±0,012	±0,018
	$\Delta t_{\Sigma 1}$	±0,020	±0,025	±0,035

е) допуск на толщину витка червяка δ_{S1}

A в мм	Передачи	
	Реверсивные	Нереверсивные
	Допуск на толщину витка δ_{S1} в мм	
75÷150	—0,05	—0,10
150÷360	—0,10	—0,15
360÷600	—0,15	—0,30

¹ Для модифицированных передач допуск на профиль δ_{f1} , предельное отклонение окружного шага Δt_1 и накопленная погрешность окружного шага на длине червяка $\Delta t_{\Sigma 1}$ увеличиваются в два раза.

Допуски на изготовление колеса

а) предельное отклонение ΔA_2 между осью фрезы и осью колеса при нарезании

A в мм	Класс точности	
	2	3
	ΔA_2 в мм	
75÷150	±0,025	±0,045
150÷360	±0,050	±0,085
360÷600	±0,075	±0,130

б) предельное смещение ΔM_2 фрезы по оси

A в мм	Класс точности	
	2	3
	ΔM_2 в мм	
75÷150	±0,025	±0,045
150÷360	±0,050	±0,085
360÷600	±0,075	±0,130

в) предельное смещение ΔB_2 средней плоскости колеса при обработке

i	A в мм	Класс точности	
		2	3
		ΔB_2	
≥20	75÷150	±0,040	±0,100
	150÷360	±0,070	±0,170
	360÷600	±0,100	±0,220
<20	75÷150	±0,025	±0,045
	150÷360	±0,050	±0,100
	360÷600	±0,075	±0,150

г) наибольшая накопленная погрешность окружного шага $\Delta t_{\Sigma 2}$ на длине зацепления

Класс точности	A в мм		
	75÷150	150÷360	360÷600
	$\Delta t_{\Sigma 2}$ в мм		
2	±0,022	±0,030	±0,045
3	±0,030	±0,050	±0,070

д) допуск на толщину зуба колеса δ_{S2}

A в мм	Класс точности	
	2	3
	δ_{S2} в мм	
75÷150	—0,10	—0,15
150÷360	—0,15	—0,20
360÷600	—0,30	—0,35

Допуски на сборку передачи

а) предельное отклонение межосевого расстояния ΔA в собранной передаче

A в мм	Класс точности	
	2	3
	ΔA в мм	
75÷150	$\pm 0,025$	$\pm 0,045$
150÷360	$\pm 0,050$	$\pm 0,085$
360÷600	$\pm 0,075$	$\pm 0,130$

б) предельное смещение ΔM червяка по оси при сборке

A в мм	Класс точности	
	2	3
	ΔM в мм	
75÷150	$\pm 0,025$	$\pm 0,03$
150÷360	$\pm 0,050$	$\pm 0,06$
360÷600	$\pm 0,075$	$\pm 0,10$

в) предельное смещение Δg средней плоскости колеса по оси при сборке

i	A в мм	Класс точности	
		2	3
		Δg в мм	
≥ 20	75÷150	$\pm 0,06$	$\pm 0,15$
	150÷360	$\pm 0,10$	$\pm 0,20$
	360÷600	$\pm 0,15$	$\pm 0,30$
< 20	75÷150	$\pm 0,025$	$\pm 0,05$
	150÷360	$\pm 0,05$	$\pm 0,10$
	360÷600	$\pm 0,075$	$\pm 0,15$

г) предельный перекося δ_y осей расточки в корпусе (по длине червяка l)

Класс точности	A в мм		
	75÷150	150÷360	360÷600
2	0,018	0,030	0,045
3	0,030	0,045	0,065

Пример расчета передачи

Порядок расчета передачи приведен в табл. 24 и 25. В примере расчеты в табл. 24 и 25 даны для той же передачи, которая приведена в табл. 23.

Чертежи передачи, разобранной в примере, даются на фиг. 133 и 134.

При конструировании расчеты обычно ведутся в следующей последовательности: табл. 24, 23 и 25; для нестандартной передачи в последовательности: табл. 24, 22 и 25.

Проектировочный расчет

Исходные данные в примере: нагрузка на валу колеса $M_2 = 160 \text{ кгм}$; передаточное число $i = 59$; материал венца—бронза Бр. ОЦС 5-5-5; скорость червяка $n_1 = 1460 \text{ об/мин}$; класс точности передачи 2; тип зацепления — модифицированное.

№ поз.	Определяемая величина	Обозначение	Формулы и указания по определению	Пример
1	Коэффициент материала венца колеса	K_m	Принимается по гл. V	$K_m = 1$
2	Коэффициент геометрии зацепления	K_s	То же	$K_s = 1,2$
3	Коэффициент качества изготовления	K_T	»	$K_T = 1$
4	Коэффициент режима работы	K_p	Принимается по табл. 19	$K_p = 1$
5	Условная нагрузка	$M_{2 \text{ усл}}$	$M_{2 \text{ усл}} = \frac{M_2}{K_m K_s K_T K_p}$	$M_{2 \text{ усл}} = \frac{160}{1,2} = 133 \text{ кгм}$
6	Межосевое расстояние	A	Определяется по номограмме на фиг. 123, исходя из условной нагрузки По возможности округляется до ближайшего стандартного значения в сторону увеличения	Принято $A = 150 \text{ мм}$
7	К. п. д. редуктора	η_p	Определяется по номограмме на фиг. 99	$\eta_p = 0,77$

Расчет передачи на прочность

Исходные данные для расчета: материал червяка сталь 40Х твердостью HRC 32—35, $\sigma_{-1} = 4100 \text{ кг/см}^2$, $\tau_{-1} = 2400 \text{ кг/см}^2$; материал венца колеса: бронза Бр. ОЦС 5-5-5, $\sigma_b = 1800 \text{ кг/см}^2$; эффективный коэффициент концентрации напряжений $K_\sigma = 1,37$; коэффициент запаса прочности $n_{\min} = 1,45$; угол давления $\alpha = 12^\circ$; расстояния до опор $l_1 = 158 \text{ мм}$; $l_2 = 116 \text{ мм}$.

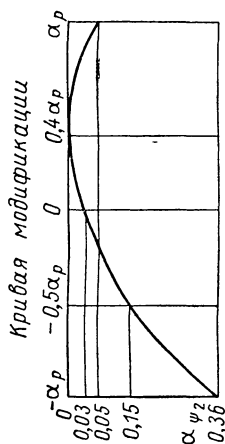
№ поз.	Определяемая величина	Обозначение	Формулы и указания по определению	Пример
1. Проверка несущей способности зацепления				
1	Масштабный коэффициент	K_A	Принимается по графику фиг. 120	$K_A = 1$
2	Коэффициент передаточного числа	K_i	Принимается по графику фиг. 121	$K_i = 0,88$
3	Коэффициент скорости	K_v	Принимается по графику фиг. 122	$K_v = 0,85$
4	Коэффициент материала венца колеса	K_H	Принимается по гл. V	$K_H = 1$
5	Коэффициент геометрии зацепления	K_β	Принимается по гл. V	$K_\beta = 1,2$
6	Коэффициент качества изготовления	K_T	Принимается по гл. V	$K_T = 1$
7	Коэффициент режима работы	K_P	Принимается по табл. 19	$K_P = 1$

8	Допустимый крутящий момент на валу колеса	$M_{2доп}$	$M_{2доп} = 5,6 \cdot 10^{-5} \cdot A^3 K_A K_i K_u K_m K_3 \times K_T K_p \text{ кгм}$	$M_{2доп} = 5,6 \cdot 10^{-5} \cdot 150^3 \cdot 0,88 \cdot 0,85 \cdot 1,2 = 169 \text{ кгм} > M_2$
II. Прочность зубьев колеса				
9	Окружная сила на колесе	P_2	$P_2 = \frac{2M_2}{d_{p2}} \text{ кг}$	$P_2 = \frac{2 \cdot 160}{0,257} = 1245 \text{ кг}$
10	Сила среза зубьев колеса	P_{cp}	$P_{cp} = \frac{P_2}{\cos \lambda_0}$	$P_{cp} = \frac{1245}{0,995} = 1250 \text{ кг}$
11	Сила среза, приходящаяся на один зуб	P_{cp1}	$P_{cp1} = \frac{P_{cp}}{0,5z'}$	$P_{cp1} = \frac{1250}{0,5 \cdot 6} = 417 \text{ кг}$
12	Площадь среза зуба колеса	F_{cp}	Определяется расчетом или графически	$F_{cp} = 3,6 \text{ см}^2$
13	Допускаемое напряжение среза материала венца	$[\tau_{cp}]$	$[\tau_{cp}] = 0,7 \cdot \sigma_b$	$[\tau_{cp}] = 0,7 \cdot 1800 = 1260 \text{ кг/см}^2$
14	Напряжение среза	τ_{cp}	$\tau_{cp} = P_{cp1} : F_{cp} \text{ кг/см}^2$	$\tau_{cp} = \frac{417}{3,6} = 11,6 \text{ кг/см}^2 < [\tau_{cp}]$
III. Прочность червяка				
15	Радиальная сила в зацеплении	T_{c2}	$T_{c2} = P_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \text{ кг}$	$T_{c2} = 1245 \cdot 0,212 = 264 \text{ кг}$

№ поз.	Определяемая величина	Обозначение	Формулы и указания по определению	Пример
16	Реакция опоры A в средней плоскости передачи	R_{Ac}	$R_{Ac} = \frac{T_{c2} \cdot l_2 + P_2 \frac{d_{p1}}{2}}{l_1 + l_2} \text{ кг}$	$R_{Ac} = \frac{264 \cdot 0,116 + 1245 \cdot 0,0215}{0,274} = 209 \text{ кг}$
17	Реакция опоры A в поперечной плоскости передачи	R_{An}	$R_{An} = \frac{P_2 \cdot \operatorname{tg} \lambda_0 \cdot l_2}{l_1 + l_2} \text{ кг}$	$R_{An} = \frac{1245 \cdot 0,1015 \cdot 0,116}{0,274} = 53,5 \text{ кг}$
18	Реакция опоры A	R_A	$R_A = \sqrt{R_{Ac}^2 + R_{An}^2} \text{ кг}$	$R_A = \sqrt{209^2 + 53,5^2} = 217 \text{ кг}$
19	Изгибающий момент в горловине глобоида слева от сечения	$M_{из. л}$	$M_{из. л} = R_A \cdot l_1 \text{ кгм}$	$M_{из. л} = 217 \cdot 0,158 = 34,3 \text{ кгм}$
20	Изгибающий момент в горловине глобоида справа от сечения	$M_{из. п}$	$M_{из. п} = M_{из. л} - P_2 \frac{d_{p1}}{2} \text{ кгм}$	$M_{из. п} = 34,3 - 1245 \cdot 0,0215 = 7,5 \text{ кгм}$
21	Напряжение изгиба в горловине	σ	$\sigma = \frac{M_{из. \max}}{0,1 D_{il}^3} \text{ кг/см}^2$	$\sigma = \frac{34,3 \cdot 100}{0,1 \cdot 3,6^3} = 735 \text{ кг/см}^2$

22	Мощность на валу червяка	N_1	$N_1 = \frac{M_2 \cdot n_1}{975 \eta_{pl}} \text{ кет}$	$N_1 = \frac{160 \cdot 1460}{975 \cdot 0,77 \cdot 59} = 5,28 \text{ кет}$
23	Крутящий момент на валу червяка	M_1	$M_1 = 975 \frac{N_1}{n_1} \text{ кгм}$	$M_1 = 975 \cdot \frac{5,28}{1460} = 3,52 \text{ кгм}$
24	Напряжение кручения в горловине	$\tau_{кр}$	$\tau_{кр} = \frac{M_1}{0,2 D_1^3}$	$\tau_{кр} = \frac{3,52 \cdot 100}{0,2 \cdot 3,6^3} = 37,4 \text{ кг/см}^2$
25	Коэффициент запаса прочности при изгибе	n_σ	$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma \cdot K_\sigma}$	$n_\sigma = \frac{4 \cdot 100}{735 \cdot 1,37} = 4,06$
26	Коэффициент концентрации при кручении	K_τ	$K_\tau = 1 + 0,6 (K_\sigma - 1)$	$K_\tau = 1 + 0,6 (1,37 - 1) = 1,22$
27	Коэффициент запаса прочности при кручении	n_τ	$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{кр} K_\tau}$	$n_\tau = \frac{2460}{37,4 \cdot 1,22} = 52,5$
28	Запас прочности по пределу выносливости	n	$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}$	$n = \frac{4,06 \cdot 46,7}{\sqrt{4,06^2 + 52,5^2}} = 3,6$
29	Допускаемый запас по пределу выносливости	$[n]$	По фиг. 126	$[n] = 1,45$



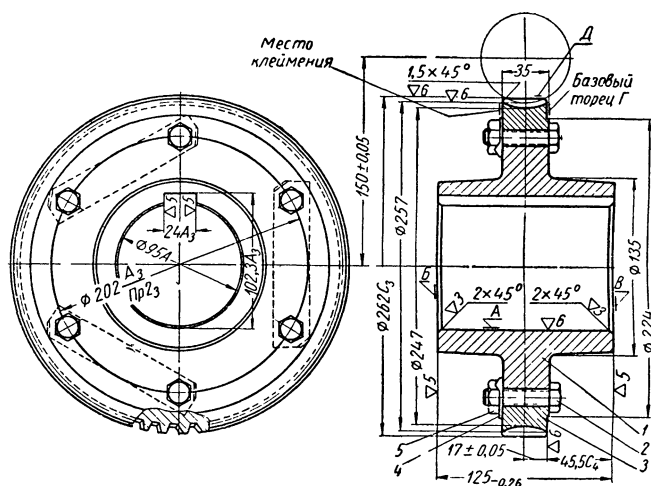


Фиг. 133. Чертеж червяка 150-59 (к примеру расчета).

1. Число заходов червяка	z_1	1	1. Общие технические требования на изготовление по ВН 46—51
2. Число зубьев колеса	z_2	59	2. Концы витков запилить, как показано в сечении Б—Б на всей длине сбегу по конусу
3. Межосевое расстояние передачи	A	150	3. Биеение поверхностей E , $Ж$, K , H , $П$ при контроле в центрах в пределах допусков на размеры, а торцов A и M не более 0,02 мм
4. Диаметр впадин червяка	D_{f1}	36	4. Термообработать, до нарезания витков, до твердости $HRC\ 32\pm 35$
5. Диаметр расчетной окружности червяка	d_{p1}	43,0	5. Допуск на профиль 0,024 мм
6. Диаметр профильной окружности	d_0	96,0	6. Предельное отклонение окружного шага $\pm 0,020$ мм
7. Тип зацепления	Глобoidное модифицированное Правое		7. Накопленная погрешность окружного шага на длине червяка $\pm 0,040$
8. Направление винтовой линии			
9. Установка зубомера для проверки толщины витка в нормальном сечении.			
10. Зацепляется с колесом червячным			

S_{f1a} 6,40—0,10
 H_1 4,00

Черт.



Фиг. 134. Чертеж колеса 150-59 (к примеру расчета):

1 — ступица; 2 — винт; 3 — венец; 4 — шайба; 5 — гайка

1. Число зубьев колеса	z_2	59
2. Число заходов червяка	z_1	1
3. Межосевое расстояние	A	150
4. Диаметр расчетной окружности колеса	d_{p2}	257
5. Диаметр профильной окружности	d_0	96,0
6. Тип червяка	Глобоидный модифицированный	
7. Направление винтовой линии	Правое	
8. Установка зубомера для проверки толщины зубьев в нормальном сечении:		
по толщине	$S_{2л}$	6,78 _{-0,15}
по высоте	H_2	2,50
9. Зацепляется с червяком	Черт.	

- Общие технические требования на изготовление по ВН 46—51
- Относительно поверхности А допускается биеение
 - торцов Б и В на диаметре 120 мм не более 0,05 мм
 - торца Г на диаметре 240 мм не более 0,05 мм
 - поверхности Д не более 0,2 мм
- Наибольшая накопленная погрешность окружного шага на длине зацепления (5 зубьев) $\pm 0,030$ мм
- Радиальное биеение зубчатого венца не более 0,1 мм
- Клеймить номер плавки или номер химического анализа
- Допускаемое смещение шпоночного паза относительно оси не более 0,07 мм и перекос оси не более 0,05 мм
- Острые кромки притупить

ГЛАВА VIII

КОНСТРУИРОВАНИЕ РЕДУКТОРА

Корпус редуктора

По выбору материала для корпуса глобоидного редуктора особых ограничений не имеется; применяются и литые корпусные детали (из чугуна, стали и цветных сплавов), и сварные (из стальных листовых, кованных и литых деталей и узлов).

Главными конструктивными особенностями глобоидного редуктора, отличающими его от редукторов с обычными червячными передачами, являются:

1) относительно более мощные подшипниковые узлы, валы и шпоночные соединения;

2) улучшенная система теплоотвода (для непрерывно работающих высокооборотных передач);

3) необходимость обеспечения хорошего доступа для выполнения сборочно-регулирующих операций по установке червяка.

Первые две особенности уже были освещены ранее, третья особенность, как и первые две, определяется своеобразной геометрией глобоидного зацепления.

При конструировании редуктора с обычной червячной передачей, монтаж ее в большинстве случаев производится путем сближения осей червяка и колеса, реже — осевым движением червяка. Для глобоидного зацепления монтаж с осевым движением червяка исключается. С другой стороны, в цилиндрических червячных передачах монтаж с осевым движением колеса в большей мере затруднен наличием значительного угла обхвата червяка колесом.

Обычно глобоидные редукторы имеют разъем по оси колеса. При конструировании должна быть предусмотрена возможность регулирования положения червяка по оси и проверки точности установки. Червяк монтируется до установки колеса при открытом корпусе редуктора, что облегчает выполнение этой операции.

Наиболее удобно регулировать положение червяка прокладками, которые размещают между фланцем стакана подшипникового узла и корпусом. Для возможности регулирования зацепления без демонтажа червяка применяют прокладки в виде кольцевых секторов,

форма которых позволяет устанавливать их без полного вывертывания крепежных болтов на фланце стакана.

Реже, обычно при вертикальном расположении оси колеса, корпус редуктора проектируется неразборным. В этом случае сборка выполняется путем осевого движения колеса через отверстие в корпусе, закрываемое крышкой, в которой, как правило, размещается второй подшипник колеса. Такая схема сборки легче осуществима в глобоидной, чем в червячной цилиндрической передаче благодаря меньшему углу обхвата червяка колесом. Все же при сборке колесо приходится несколько перекашивать. Если перекося колеса при сборке почему-либо невозможен, то боковые поверхности нескольких зубьев колеса (в пределах длины червяка) дополнительно фрезеруют или долбят в одну сторону так, что зубья в этом месте напоминают по виду зубья косозубого колеса. Такой способ сборки применяется в производстве глобоидных передач для врубовых машин и угольных комбайнов.

В неревверсивных передачах для обеспечения сборки можно, используя диагональный характер зацепления глобоидной передачи, применить несимметричный венец, в котором ширина выходной стороны зубьев в 2—3 раза меньше ширины входной стороны.

Подшипниковые узлы

При компоновке глобоидного редуктора значительные трудности представляет проектирование подшипниковых узлов. Хотя межосевое расстояние глобоидной передачи значительно меньше, чем обычной червячной передачи той же мощности, однако диаметры валов червяка и колеса и нагрузки на подшипники несколько возрастают (в основном за счет меньшего диаметра колеса). Поэтому подшипниковые узлы глобоидного редуктора получаются непропорционально большими.

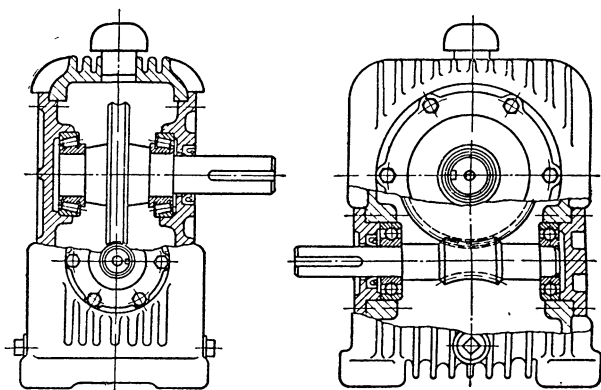
В глобоидном редукторе наиболее напряженными обычно являются подшипники, воспринимающие осевые усилия на валу червяка. Поэтому при подборе этих подшипников, помимо долговечности, очень большое значение имеет способность их (при деформации или износе) сохранять неизменным положение червяка относительно колеса.

Наилучшей для подшипниковых опор червяка является схема с упорными подшипниками на одном конце червяка, так как при этом обеспечивается наибольшая жесткость и уменьшается смещение червяка вследствие износа шариков и беговых дорожек подшипников.

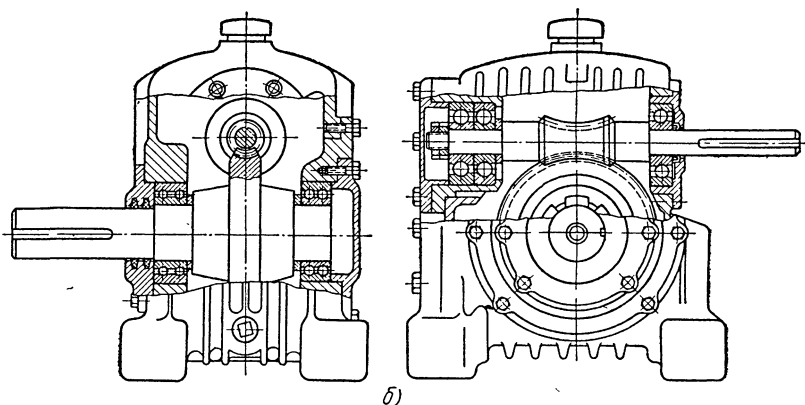
Однако применение упорных подшипников ограничивается недостаточными для червяков глобоидных передач предельными (каталожными) величинами скорости вращения, в связи с чем в этих передачах большее применение находят радиально-упорные шариковые и роликовые подшипники. Поэтому наибольшее распространение

собранные с натягом, могут иметь большие потери на трение и стать главным источником нагрева редуктора.

Допускаемая величина осевого свободного хода (игры) червяка, установленного на радиально-упорных подшипниках, должна соот-



Фиг. 136. Установка подшипников «враспор» (Мичиган Тул, $A=3''$).



Фиг. 137. Схема подшипниковых узлов редуктора Мичиган Тул ($A=4''$).

ветствовать табл. 26. В этих же пределах назначаются допуски на осевую игру в двойных упорных шарикоподшипниках.

Контроль осевой игры червяка должен проводиться после приработки или обкатки редуктора. Для обеспечения большей жесткости узла радиально-упорных подшипников червяка между внутренними и наружными их кольцами следует устанавливать дистанционные кольца. В небольших редукторах допускается разнесенная компоновка радиально-упорных подшипников червяка (фиг. 136).

Класс точности	Межосевое расстояние в мм		
	75 — 150	свыше 150 до 360	свыше 360 до 600
	Осевой свободный ход в мм		
2	До 0,05*	До 0,07*	До 0,12*
3	0,04—0,10	0,05—0,12	0,08—0,18

* Наименьшее значение осевого свободного хода определяется возможностью поворота червяка от руки.

Охлаждение

Стремление конструктора к полному использованию преимуществ глобоидной передачи приводит к резкому сокращению габаритов корпуса редуктора и, следовательно, к уменьшению его относительной (приходящейся на единицу мощности) поверхности охлаждения. Поэтому расчет на нагрев при проектировании глобоидного редуктора для непрерывной работы, а также работы длительными периодами, является обязательным.

Равновесное тепловое состояние глобоидного редуктора, охлаждаемого воздухом с помощью вентилятора, при нагружении расчетной мощностью достигается по данным стендовых испытаний через 2 — 2,5 ч после начала работы. Для редукторов без искусственного охлаждения время достижения равновесного теплового состояния увеличивается до 3 — 5 ч.

Допустимая по нагреву передаваемая мощность определяется по формуле

$$N_{1\kappa} = \frac{\tau^{\circ} (k_0 F_0 + 10 F_{\kappa})}{860 (1 - \eta_p') \frac{T_p}{T_{\kappa}}} \text{ кВт},$$

где $N_{1\kappa}$ — допускаемая по нагреву передаваемая мощность;
 τ° — перепад температур, равный разности температур масляной ванны и окружающей среды, в $^{\circ}\text{C}$;
 k_0 — коэффициент теплопередачи для обдуваемой поверхности редуктора, в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;
 F_0 — обдуваемая поверхность редуктора в м^2 ;
 F_{κ} — необдуваемая поверхность редуктора в м^2 ;
 η_p' — к. п. д. редуктора, без учета потерь на вентилятор;
 $\frac{T_p}{T_{\kappa}}$ — продолжительность работы в течение рабочего цикла.

Для редуктора, работающего непрерывно или с периодическими остановками, но при непрерывной работе более одного часа, $\frac{T_p}{T_{\kappa}}$ принимают равным единице.

Эта формула дает удовлетворительные результаты при $A = 100 \div 250$ мм.

Коэффициент теплопередачи для обдуваемой поверхности редуктора k_0 принимается по графику, приведенному на фиг. 138, в зависимости от средней скорости движения воздуха у поверхности редуктора. В случае применения центробежного вентилятора, для ориентировочного определения средней скорости движения воздуха можно пользоваться эмпирической зависимостью

$$v_s = 0,1 v_i^{1,5},$$

где v_s — средняя скорость движения воздуха у поверхности редуктора в м/сек;

v_i — окружная скорость крайних точек рабочего колеса вентилятора в м/сек.

Наибольший диаметр рабочего колеса вентилятора для глобоидных передач средних размеров должен быть несколько больше диаметра расчетной окружности червячного колеса или равен ему; при таких соотношениях приведенная формула дает удовлетворительные результаты. Поверхность боковых сторон и днища корпуса следует снабжать ребрами, направленными по движению охлаждающего воздуха.

Если передача работает с различными нагрузками, то допускаемую нагрузку по нагреву следует определять отдельно для каждого режима.

Порядок расчета мощности, допустимой по нагреву, приведен в табл. 28.

По конструктивному выполнению системы обдува червячных редукторов имеют следующие виды:

1) центробежный нагнетательный вентилятор с направляющим кожухом и корпусом редуктора с продольными ребрами (Д. Браун, РЧН, ВР, фиг. 69);

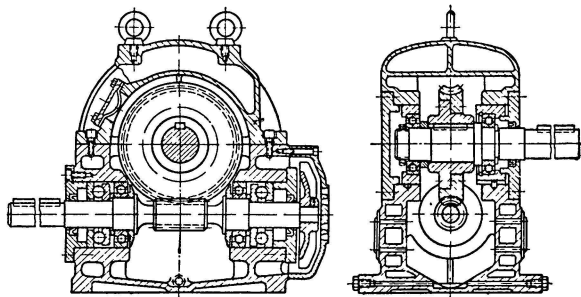
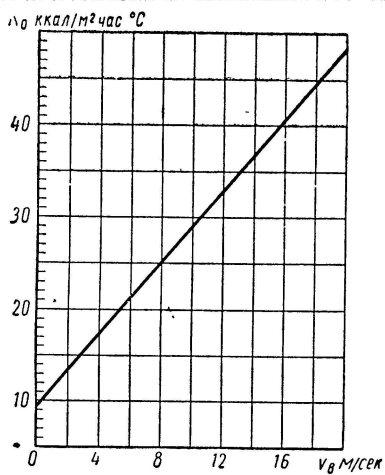
2) центробежный нагнетательный вентилятор с внутренними продольными воздуховодами в корпусе редуктора (Флендер, фиг. 139);

3) центробежный отсасывающий вентилятор с внутренними продольными воздуховодами в корпусе редуктора (Кливленд, фиг. 140);

4) центробежный нагнетательный вентилятор с направлением воздуха под корпус редуктора, а затем вдоль поперечных ребер, с ограждением щитками (Мичиган Тул, фиг. 141).

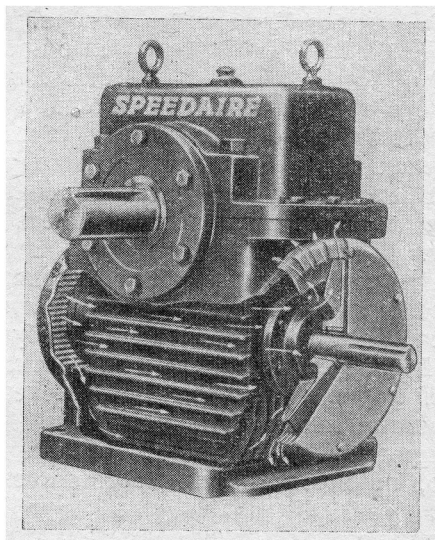
Следует отметить, что вторая и третья схемы невыгодно отличаются сложностью изготовления корпуса. Последняя схема удачно позволяет решить задачу унификации корпуса для редукторов двух вариантов: с вентилятором и без вентилятора. Эта схема по эффективности несколько уступает второй в связи с тем, что диаметр вентилятора ограничен корпусом, во впадине которого он располагается, а забор воздуха осуществляется через кольцевую щель, мимо вращающейся муфты, дающей дополнительное сопротивление на входе вследствие центробежного эффекта.

Фиг. 138. График для определения коэффициента теплопередачи k_0 в зависимости от средней скорости движения воздуха.



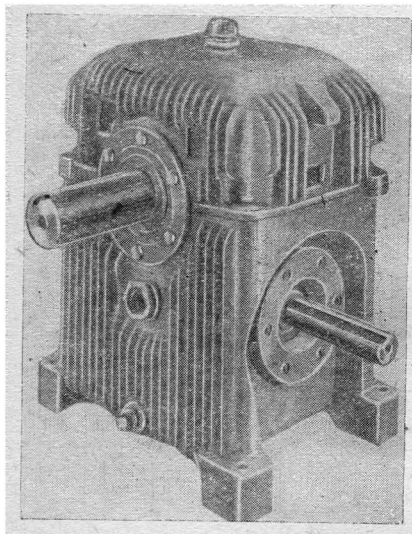
Фиг. 139. Редуктор Флендер.

Фиг. 140. Схема охлаждения редуктора Кливленд.



Следует также отметить, что из нагнетательного вентилятора (системы первая, вторая и четвертая) воздух выходит несколько нагретым, что снижает его охлаждающее действие.

Наиболее широко распространена первая схема по причине сравнительной простоты конструкции, несмотря на свою меньшую эффективность. Менее напряженные редукторы покрывают ребрами только по боковым стенкам корпуса (Д. Браун, РЧН). В редукторах с повышенным уровнем допускаемых нагрузок ребрами покрывают и донную часть корпуса, как это показано на фиг. 69.



Фиг. 141. Редуктор Мичиган Тул (вентилятор и щитки сняты).

Замечено, что поток воздуха по мере отдаления от вентилятора уходит от боковых ребер, и в этих местах скорость обдува падает. Для повышения интенсивности охлаждения были успешно применены направляющие щитки (см. далее фиг. 144).

Ребра обдуваемого редуктора должны располагаться в зоне его масляной ванны, где теплоотвод от зацепления к воздуху будет осуществляться через масло. Поэтому редукторы с верхним расположением червяка, если вентилятор и ребра находятся выше уровня масла в ванне, менее выгодны в отношении теплоотвода. Наиболее эффективны по теплоотводу частые и тонкие ребра. Однако приходится считаться с производственными возможностями в части формовки при литье,

а также с требованиями достаточной прочности ребер в эксплуатации. Поэтому обычно длину сечения литых ребер выбирают в пределах 0,2—0,25 от межосевого расстояния, а толщину — в среднем не менее половины толщины стенки корпуса. Форма сечения литого ребра должна иметь необходимые формовочные уклоны.

Общее аэродинамическое сопротивление воздухопроводов должно соответствовать характеристике вентилятора, с тем, чтобы при этом сочетании были обеспечены требуемые скорости обдува. Оптимальной следует считать такую вентиляционную систему, которая по своей форме и размерам, при обеспечении заданного теплоотвода, имеет минимальные потери энергии.

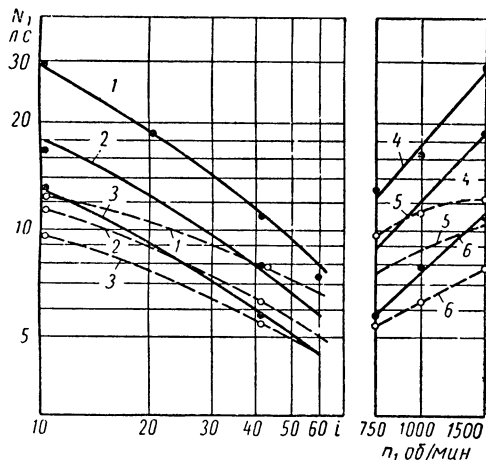
Распределение скоростей обдува по поверхности редуктора должно, по возможности, соответствовать нагреву отдельных его частей.

При конструировании редуктора следует учитывать, что важным источником тепла (особенно в новом редукторе) является узел

радиально-упорных подшипников червяка, теплоотвод от которого должен быть обеспечен.

На фиг. 142 приведены экспериментально полученные кривые предельных мощностей для редукторов РВ-150. Эти предельные мощности при охлаждении редуктора вентилятором и при естественном охлаждении (термические мощности) соответствуют к. п. д. редукторов ВР (фиг. 95).

В случае применения циркуляционной системы смазки не следует забывать о необходимости отвода тепла от червяка и колеса, что



Фиг. 142. Предельные мощности для редукторов РВ-150 по экспериментальным данным с охлаждением вентилятором (сплошные линии) и при естественном охлаждении (штриховые):

1 — $n_1 = 1500$ об/мин; 2 — $n_1 = 1000$ об/мин; 3 — $n_1 = 750$ об/мин; 4 — $i = 10,25$; 5 — $i = 20,5$; 6 — $i = 41$

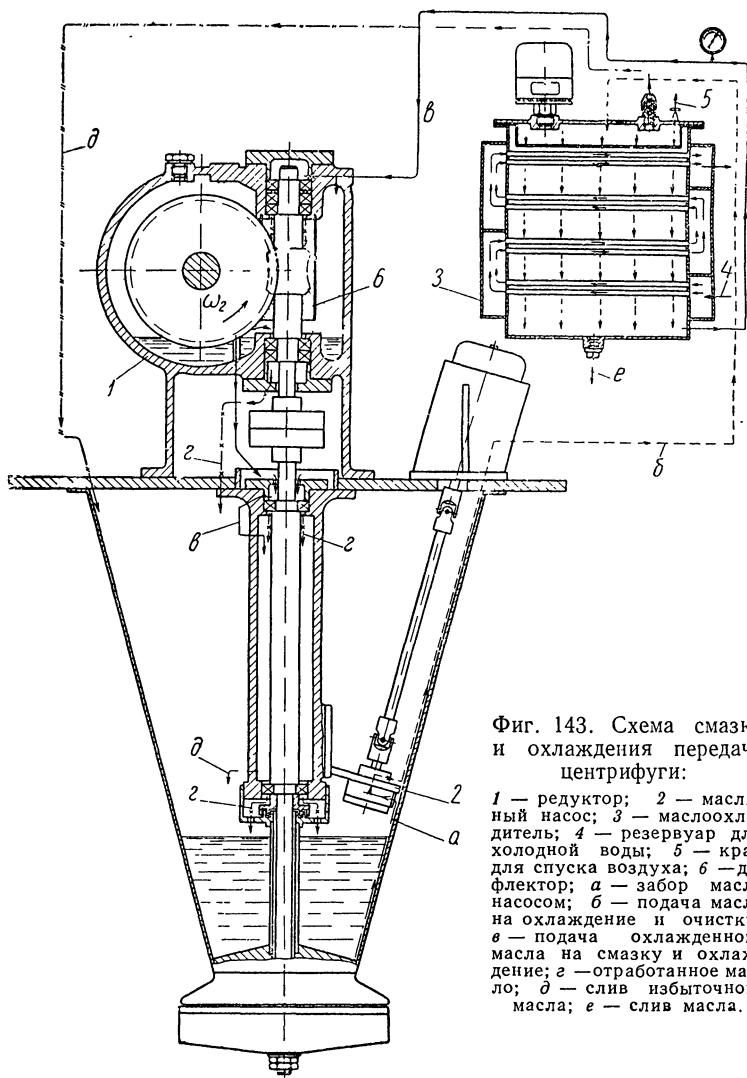
надежнее всего достигается путем создания масляной ванны. Это проще сделать при нижнем расположении червяка. При вертикальном или верхнем расположении приходится прибегать к установке специальных дефлекторов, направляющих в место зацепления необходимое количество масла для эффективного отвода тепла.

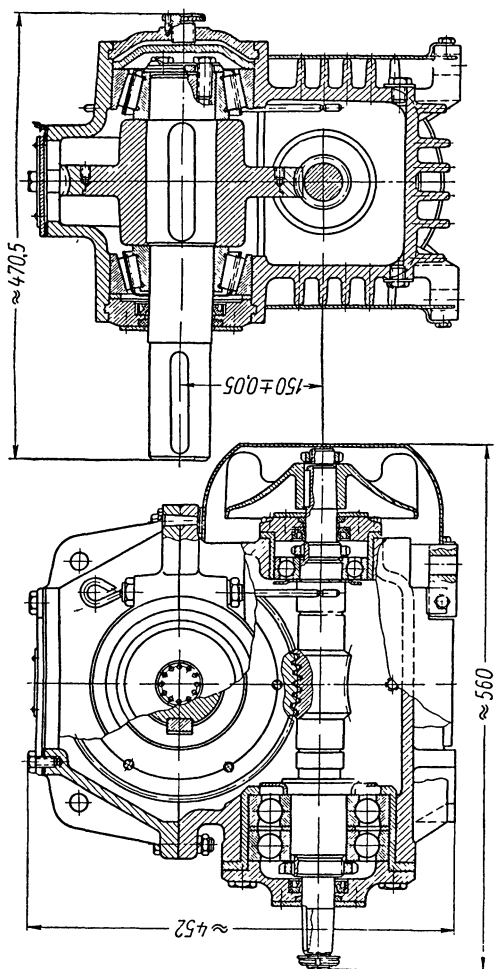
На фиг. 143 показана схема смазки и охлаждения ускорительной глобоидной передачи высокооборотной центрифуги. Дефлектор в виде цилиндра окружает червяк и, с небольшими зазорами, примыкает к венцу колеса по его торцам. При вращении колеса масло из масляной ванны забрасывается в дефлектор через нижнюю открытую часть. Аналогичная система охлаждения и смазки в насосе ТП-20/250 также работала удовлетворительно.

Пример расчета редуктора

Порядок расчета к. п. д. и расчета редуктора на нагрев показан в табл. 27 и 28. Пример является продолжением примера расчета передачи, приведенного в гл. VII.

Конструкция редуктора показана на фиг. 144.





Фиг. 144. Конструкция редуктора 150-59 (к примеру расчета).

Расчет к. п. д. редуктора

Исходные данные в примере: в табл. 23, 24 и 25; диаметр рабочего колеса вентилятора $D_8=205$ мм; масло цилиндрическое 52, ГОСТ 6411-52, вязкость 44—59 сст при 100°С

№ поз.	Определяемая величина	Обозначение	Формулы и указания по определению	Пример
1	Скорость скольжения	$v_{ск}$	$v_{ск} = \frac{\pi d_{p1} n_1}{60 000 \cos \lambda_0} \text{ м/сек}$	$v_{ск} = \frac{\pi \cdot 43 \cdot 1460}{60 000 \cdot 0,995} = 3,31 \text{ м/сек}$
2	Коэффициент трения	$\text{tg } \varrho$	Определяется по графику на фиг. 92 в зависимости от $v_{ск}$ (поз. 1)	$\varrho = 1^\circ 26'$ $\text{tg } \varrho = 0,026$
3	К. п. д. зацепления	η_z	$\eta_z = \frac{\text{tg } \lambda_0}{\text{tg } (\lambda_0 + \varrho)}$	$\eta_z = \frac{0,1015}{\text{tg}(5^\circ 48' + 1^\circ 26')} = \frac{0,1015}{0,1867} = 0,803$
4	Поперечное усилие пары	P_n	$P_n = P_2 \cdot \text{tg } (\lambda_0 + \varrho)$	$P_n = 1245 \cdot 0,1267 = 158 \text{ кг}$
5	Потери в подшипниках червяка и колеса	ΔN_n	$\Delta N_n = \sum \frac{P_i \cdot f_i \cdot d_i \cdot n_i}{1 950 000} \text{ кВт}$ где f_i — по табл. 17; P_i — усилие, действующее на подшипник; d_i — диаметр внутреннего кольца подшипника; n_i — число оборотов подшипника в минуту; P_i ; d_i ; n_i — берется из расчета подшипников на долговечность	$\Delta N_n = \frac{1460}{1 950 000} \times (1245 \cdot 0,0025 \cdot 60 + 217 \times 0,001 \cdot 60 + 114 \cdot 0,001 \times 24,8 \times 45) + \frac{158 \times 0,01 \cdot 70 + 623 \cdot 0,004 \times 70 + 665 \cdot 0,004 \cdot 70}{1 950 000} = 0,172 \text{ кВт}$
6	Потери на взбалтывание масла	$\Delta N_{взб}$	$\Delta N_{взб} = 3,8 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \times A^2 \sqrt{v_t} \text{ кВт}$ v_t по графику фиг. 94 при допускаемой температуре масла	По графику принято $v_t = 68$; $\Delta N_{взб} = 3,8 \times 10^{-4} \cdot 1460 \cdot 150^2 \sqrt{68} = 0,105 \text{ кВт}$
7	К. п. д. редуктора без вентилятора	η_p'	$\eta_p' = (3) \cdot \left[1 - \frac{(5)}{N_1} \right] \times \left[1 - \frac{(6)}{N_1} \right]$	$\eta_p' = 0,803 \times \left(1 - \frac{0,172}{5,28} \right) \times \left(1 - \frac{0,105}{5,28} \right) = 0,761$
8	Окружная скорость рабочего колеса центробежного вентилятора	v_i	$v_i = \frac{\pi D_8 \cdot n_1}{1000 \cdot 60} \text{ м/сек}$	$v_i = \frac{\pi \cdot 205 \cdot 1460}{1000 \cdot 60} = 15,65 \text{ м/сек}$

№ поз	Определяемая величина	Обозначение	Формулы и указания по определению	Пример
9	Потери на вентилятор	ΔN_{θ}	Для центробежных вентиляторов $\Delta N_{\theta} = 15 \cdot 10^{-6} (8)^3 \text{ квт}$	$\Delta N_{\theta} = 15 \cdot 10^{-6} \times 15,65^3 = 0,058 \text{ квт}$
10	Общий к. п. д. редуктора	η_p	$\eta_p = (7) \times \left[1 - \frac{(9)}{N_1} \right]$	$\eta_p = 0,761 \left(1 - \frac{0,058}{5,28} \right) = 0,75$

Т а б л и ц а 28

Расчет на нагрев

Исходные данные: допускаемая температура масла в редукторе $t = 95^\circ \text{C}$;
температура окружающего воздуха 20°C

№ поз.	Определяемая величина	Обозначение	Формулы и указания по определению	Пример
1	Допустимый перепад температуры масла и воздуха	τ°	$\tau^\circ = t_{\text{масла}} - t_{\text{возд}}$	$\tau^\circ = 95^\circ - 20^\circ = 75^\circ$
2	Поверхность редуктора, охлаждаемая вентилятором	F_o	При подсчете учитывается поверхность редуктора, обдуваемая вентилятором	$F_o = 0,46 \text{ м}^2$
3	Поверхность корпуса, не охлаждаемая вентилятором	F_H	Остальная поверхность редуктора	$F_o = 0,40 \text{ м}^2$
4	Средняя скорость воздуха у поверхности редуктора	v_θ	Для центробежных вентиляторов $v_\theta = 0,1 v_i^{1,5} \text{ м/сек}$	$v_\theta = 0,1 \cdot 20,4^{1,5} = 9,6 \text{ м/сек}$
5	Коэффициент теплопередачи	k_o	k_o принимается по графику на фиг. 138 в зависимости от скорости воздуха v_θ	$k_o = 29 \text{ ккал/м}^2 \text{ч } ^\circ \text{C}$
6	Допустимая мощность по нагреву	N_{1H}	$N_{1H} = \frac{\tau^\circ (k_o F_o + 10 F_H)}{860 (1 - \eta'_p) \frac{T_p}{T_u}}$	$N_{1H} = \frac{75 \cdot (13,3 + 4,0)}{860 \cdot 0,239} = 6,3 \text{ квт}$

ГЛАВА IX

СВЕДЕНИЯ ПО ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И СБОРКИ

Изготовление червяка

Основные принципы технологии нарезания червяка глобоидной передачи определяются формой и размерами его рабочих поверхностей. Исходя из того, что виток червяка имеет линейчатую поверхность, которая не может быть образована объемным инструментом, можно сделать вывод, что чистовое нарезание червяка теоретически может производиться только инструментом с прямолинейной режущей кромкой. Таким инструментом может быть только резец.

Червяк нарезается на зубофрезерном станке в три перехода: первый выполняется при радиальной подаче (путем сближения осей заготовки и инструмента до номинального межосевого расстояния), а два остальных — при круговой подаче, осуществляемой через дифференциал станка, последовательно в одну и другую стороны.

Геометрически правильная поверхность витка червяка обеспечивается уже после первого перехода; остальные два перехода вводятся для получения требуемой высокой чистоты поверхности витков (не менее $\nabla 7$ — $\nabla 8$ по ГОСТ 2789-59), в связи с чем чистовая обработка выполняется чистовыми резцами при особых режимах: со скоростью резания не более 1—1,5 м/мин и при круговой подаче 0,03—0,05 мм/проход. Нарезание червяков (как черновое, так и чистовое) производится после окончательной термической обработки заготовки (улучшения) до требуемой твердости.

Эксплуатационные качества передачи в большей степени зависят от тщательности заделки концов витка червяка, так как в процессе приработки передачи наиболее заметно изнашивается рабочая поверхность входной части витка. Эта часть поверхности витка начинается с линии пересечения боковой поверхности витка и поверхности фланка. Если обработка фланка выполнена недостаточно аккуратно, то на входной части витка остаются зазубрины, которые в процессе работы зацепления образуют риски на поверхности зубьев колеса. Эти риски, в свою очередь, наносят достаточно быстро соответствующие риски по всей длине поверхности витка червяка, что приводит к ухудшению качества работы передачи. Поэтому фланк на концах

червяка должен иметь достаточно правильную форму и высокую чистоту поверхности. Качество выполнения фланка должны внимательно проверять работники технического контроля и сборщики.

С этой же целью поверхность конуса в месте перехода от глобоида к валу лучше обрабатывать с чистотой не ниже $\nabla 8$ по ГОСТ 2789-59, обычно это достигается шлифовкой.

Оснастка для нарезания червяков. Теоретически червяк можно нарезать одним профильным резцом, режущие кромки которого лежат в осевой плоскости червяка, касательно к базовой окружности. Однако трудно сконструировать резец, форма которого обеспечивала бы удовлетворительные условия резания по обеим сторонам впадины. Поэтому нарезание червяка практически выполняется двумя резцами, каждым из которых нарезается только одна боковая сторона витка червяка (фиг. 145). Поверхность головок витков, служащая базой для измерения их толщины, обрабатывается третьим резцом (фиг. 146).

Зубофрезерные станки должны удовлетворять тем же требованиям, которые предъявляются к ним при нарезании колес червячных цилиндрических передач, т. е. соответствовать 8-й и 9-й степеням точности по нормам плавности работы (ГОСТ 3675-56), при нарезании червяков глобоидной передачи — 2-го и 3-го классов точности.

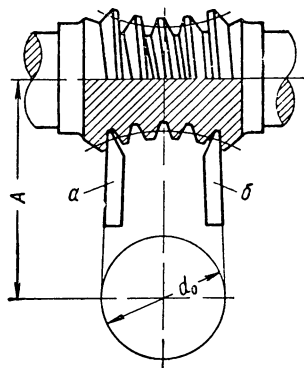
При установке для нарезания червяк необходимо достаточно точно установить в продольном направлении относительно оси вращения резцовой головки.

Для этой цели применяется установочный шаблон (фиг. 147), а на червяке предусматриваются специальные базовые шейки.

Правильность установки червяка определяется щупом, пропускаемым между ножом шаблона и базовой шейкой резцовой головки. Если диаметры базовых шеек на резцовой головке и на фальшвале, размещаемом вместо колеса при сборке, одинаковы, то при сборке червяк может быть установлен так же, как и при нарезании.

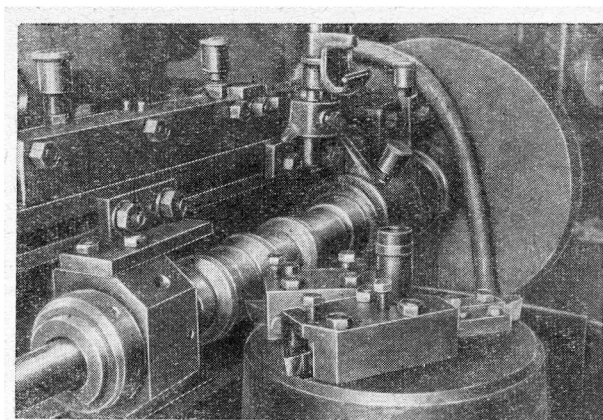
Нарезание червяка модифицированной передачи. Для крупносерийного производства рекомендуется модифицирование червяка путем смещения центра вращения резцовой головки с соответственной корректировкой исходного диаметра профильной окружности. Таким способом может быть подобран подходящий закон отклонения поверхности витка червяка.

Высокая производительность нарезания может быть достигнута применением метода кругового протягивания. Для этого необходимы специальные круговые протяжки (фиг. 148) и станок, обеспечивающий

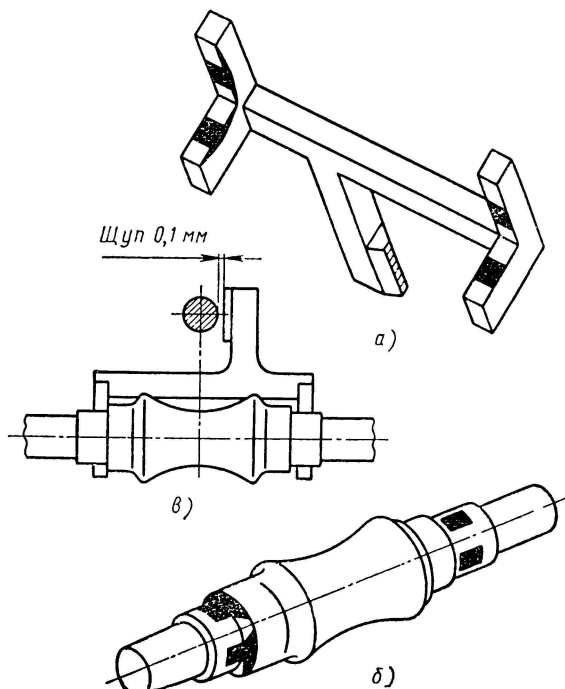


Фиг. 145. Схема нарезания червяка двумя резцами:

а — левый резец; б — правый резец.



Фиг 146 Нарезание червяка трехрезцовой головкой на зубофрезерном станке.



Фиг. 147. Схема применения шаблона для установки червяка в продольном направлении.

a — установочный шаблон (контрольная плоскость ножа шаблона заштрихована); *б* — заготовка червяка (показаны места посадки шаблона на червяке); *в* — шейка базовой оправки на резцовой головке (заштрихована) и установка червяка.

Нарезание червяка

	Операция	Наладка	Станок	Инструмент
1	Черновая прорезка	Правая	Обкатно-протяжной при постоянном межосевом расстоянии (по типу ЗИЛ-1372)	Круговая протяжка с прогрессивным радиальным вылетом резцов (фиг. 148, а)
2	Чистовая нарезка	Правая	Обкатно-протяжной при постоянном межосевом расстоянии (по типу ЗИЛ-1372)	Круговая протяжка с прогрессивным тангенциальным смещением резцов (фиг. 148, б)
3	Чистовая нарезка	Левая	То же	То же
4	Снятие фланка	Левая	Копировальное приспособление	Абразив или резец
5	Снятие фланка	Правая	То же	То же
6	Снятие фасок	—	Ручная шлифовальная машина	»

надлежащую точность и жесткость; эта методика экспериментально проверена на специальном станке ЗИЛ-1372.

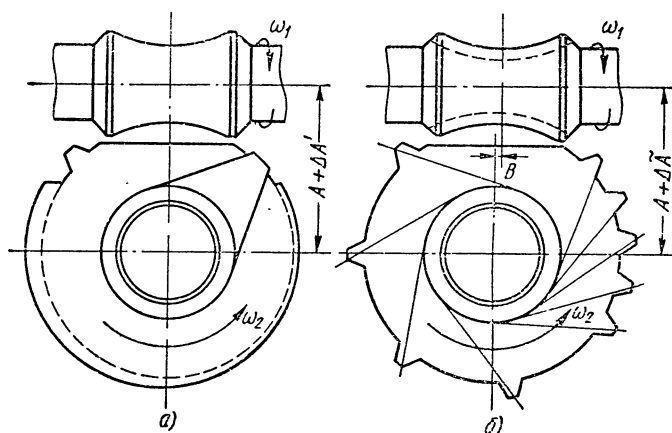
Примерная последовательность операций представлена в табл. 29.

Для более мелких серий можно рекомендовать модификацию червяка путем введения коррекционного устройства в кинематическую цепь станка типа зубофрезерного. Наиболее удобна схема коррекционного устройства, показанная на фиг. 149. Это устройство отличается универсальностью, обеспечиваемой за счет регулируемого масштабного механизма, и позволяет осуществлять при использовании одного кулака семейства кривых с заданным законом отклонения поверхности витка червяка от классической с общей точкой экстремума по одной из осей координат при масштабном изменении параметров кривой по другой оси координат.

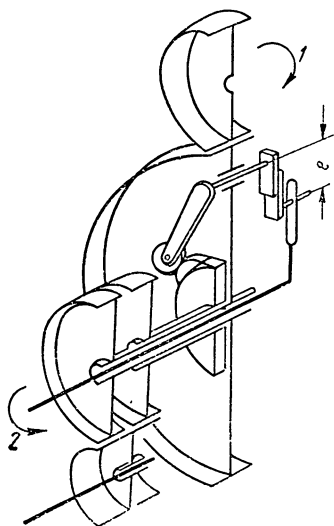
Положение точки экстремума кривой отклонения винтовой поверхности витка червяка от классической формы настраивается путем изменения начального положения кулака.

Величина модификации задается настройкой эксцентрицитета e кривошипа; при нулевом значении эксцентрицитета производится нарезание червяка классической формы или нарезание колеса (при любой форме зацепления).

Подналадка при нарезании червяка должна обеспечивать, кроме фланков, форму модификации, несколько отличающуюся от формы производящего червяка (фиг. 150), с тем, чтобы первоначальный контакт с колесом был локализован в средней части червяка. Величина несопряженности должна быть небольшой, не выше 0,02—0,04 мм для передач средних размеров ($A = 150 \div 250$ мм).

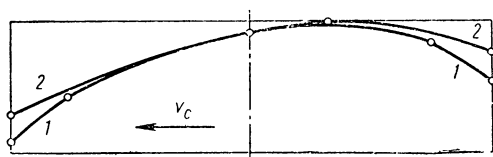


Фиг. 148. Схема протягивания червяка ($\Delta A'$; $\Delta \tilde{A}$; B — величины смещений при нарезании):
а — черновое; б — чистовое.



Фиг. 149. Схема коррекционного устройства:

1 — входной вал; 2 — выходной вал.



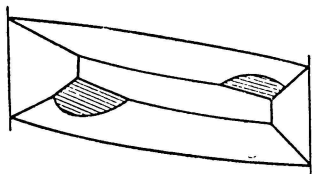
Фиг. 150. Схема локализации начального контакта на червяке:

1 — развертка витка рабочего червяка; 2 — развертка витка производящего червяка.

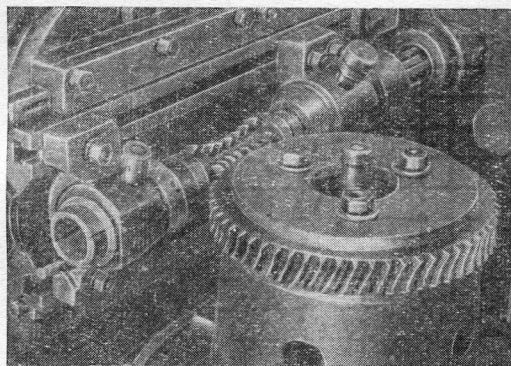
Изготовление колеса

Колесо с геометрически правильными поверхностями зубьев можно нарезать фрезой, по форме копирующей червяк и имеющей бесконечно большое число режущих кромок.

Геометрически правильную поверхность зуба колеса нельзя получить при нарезании с подачей, осуществляемой только сближением инструмента и заготовки колеса (радиальная подача), так как в этом случае будет подрезаться зуб колеса (фиг. 151). Поэтому теоретически колесо глобоидной передачи следует нарезать в три перехода. В первом переходе — при радиальной подаче до номинального межосевого расстояния. Образующийся при этом подрез устраняется во втором и третьем переходах при круговой подаче заготовки колеса, выполняемой черз



Фиг. 151. Подрез на зубе колеса.



Фиг. 152. Нарезание зубьев колеса глобоидной фрезой.

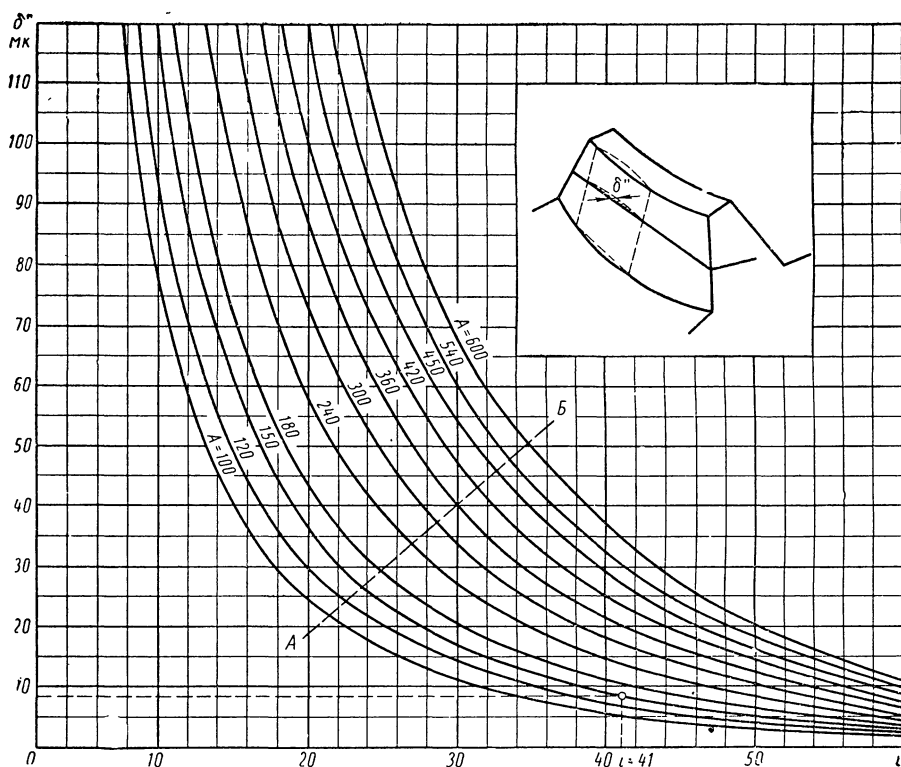
дифференциал станка, поочередно в обе стороны. Практически на зубьях колес одно- и двухзаходных передач подрез незаметен и в этих случаях достаточно радиального врезания.

При нарезании зубьев заготовки колес закрепляются в приспособлении, устанавливаемом на столе зубофрезерного станка (фиг. 152). Фреза закрепляется во фрезерном шпинделе. Для фиксации фрезы в направлении ее оси в положении, при котором середина глобоида фрезы находилась бы в одной плоскости с осью нарезаемого колеса, применяется установочный шаблон, аналогичный применяемому при нарезании и сборке червяка (см. фиг. 147).

Нарезание колеса классической передачи. При нарезании колеса фрезой, соответствующей по форме сопряженному червяку, на рабочей поверхности зубьев получается перелом. Входная половина зуба образуется частично как след движения первой режущей кромки (образующей витка) фрезы-червяка, частично — в процессе обкатки режущими кромками первой (по направлению вращения) половины фрезы-червяка. Выходная половина зуба является следом движения первой режущей кромки (образующей) витка фрезы-червяка. Если формировать поверхность зуба колеса только этой первой режущей

кромкой (соответствующей первой образующей витка червяка), то поверхность зуба не будет иметь перелома, и на входной стороне его останется некоторый припуск δ'' , наибольшая величина которого зависит от размеров передачи и передаточного числа.

При соотношениях элементов передачи, соответствующих рекомендациям, приведенным в гл. VII, припуск может быть определен



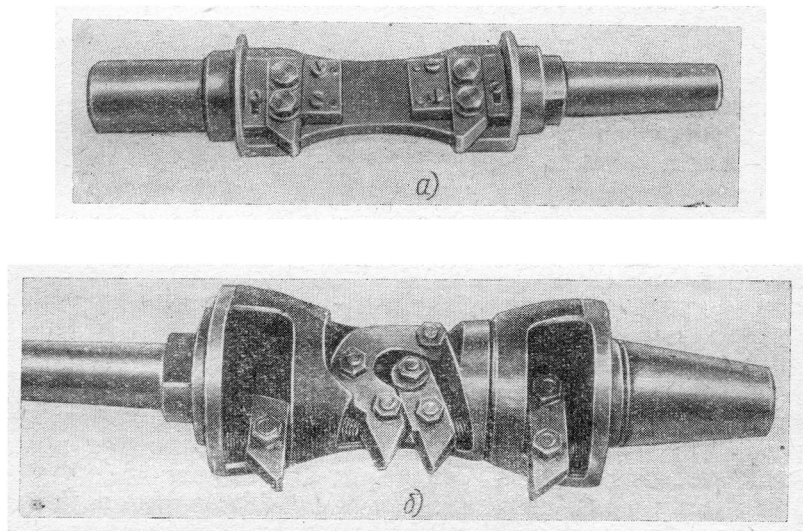
Фиг. 153. График для определения величины припуска δ'' на зубе колеса классической передачи при нарезании двузубой фрезой (пример для передачи 150-41).

по графику на фиг. 153. Из этого графика видно, что припуск у передач малых и средних размеров с $i \geq 25 \div 30$ не превышает 0,02 — 0,04 мм. Как показывает опыт, такой припуск легко удаляется при приработке, осуществляемой в начале работы передачи под нагрузкой.

На графике слева от линии AB расположена область передач, для которых нарезание колес рекомендуется производить глобоидной фрезой, справа — область передач, для которых рекомендуется приближенное нарезание колес двузубой фрезой (фиг. 154, а), имеющей режущие кромки, расположенные относительно колеса так же, как первая образующая витка червяка.

Использование двузубой фрезы для нарезания колес таких передач оправдывается также тем, что при этом не получается дополнительных ошибок шага, которые обычно возникают при нарезании колес глобоидными червячными фрезами; преимуществами двузубой фрезы являются, кроме того, ее сравнительно низкая стоимость и возможность изготовления в инструментальном цехе среднего машиностроительного завода.

Искажения поверхности зуба колеса, являющиеся следствием неизбежных ошибок изготовления червячной фрезы, могут значи-



Фиг. 154. Фрезы для нарезания колеса глобоидной передачи

а — двузубая; б — четырехзубая.

тельно превысить величину припуска, остающегося на входной стороне зуба нарезаемого колеса¹. Поэтому применение двузубых фрез вместо червячных повышает точность изготовления колес передач малых и средних размеров с $i \geq 25$.

Следует также учитывать, что применение глобоидных фрез при изготовлении однозаходных передач, как это было установлено исследованиями [19], не дает никаких преимуществ в производительности по сравнению с двузубыми фрезами.

Нарезание колеса модифицированной передачи. В связи с большой глубиной лунки огибающей на зубе при модифицированном типе зацепления, нарезание колеса такой передачи двузубой фрезой является неприемлемо грубым.

¹ Т. е. превысить глубину обкатной части зуба колеса, что приведет к увеличению продолжительности приработки под нагрузкой.

Форма фрезы, как производящего червяка, должна быть увязана с формой червяка передачи с учетом метода его модифицирования.

Для мелкосерийного производства может быть использован более простой инструмент — четырехзубая фреза (фиг. 154, б). Внутренние зубья такой фрезы приближенно формируют поверхность огибающей на зубе.

Для передач средних размеров остающиеся в виде припусков выступы, нарушающие теоретическую форму огибающей, имеют толщину 0,03—0,05 мм и в процессе приработки передачи под нагрузкой уменьшаются настолько, что пятна контакта, вначале имеющие разрыв, сливаются.

Сборка передачи

Важнейшей операцией процесса сборки глобоидного редуктора является установка в правильное относительное положение червяка и колеса.

Проверка установки по краске, как это делается обычно при сборке червячных передач с цилиндрическими червяками, недостаточна точна. Другим недостатком этого способа является необходимость выполнения сборочных операций специально обученными сборщиками высокой квалификации. Кроме того, проверка по краске дает прямо дезориентирующие результаты, если колесо нарезано фрезой с сокращенным числом режущих кромок (например, двузубой), так как поверхность зубьев колеса при таком нарезании имеет систематическую погрешность, устраняемую только после приработки:

Как показывает опыт, наилучшие результаты в отношении обеспечения точности положения червяка по его оси дает применение специального установочного шаблона (фиг. 147) и контрольного вала (фальшвала), заменяющего в процессе предварительной сборки вал колеса.

Положение установочного шаблона относительно червяка определяется предусмотренными на нем базовыми шейками, на которые устанавливаются призмы шаблона, и базовым торцом, к которому прижимается торец одной из этих призм. Контрольный вал устанавливается в корпусе редуктора вместо вала колеса, причем по шупу выдерживается зазор между базовой шейкой контрольного вала и ножом шаблона.

Важно иметь в виду, что при таком методе установки червяка точность изготовления шаблона и базовых шеек на червяке не влияет на точность сборки. Имеет значение лишь точность исполнения базовых шеек резцовой головки и контрольного вала, а также биение базовых шеек и базового торца на червяке.

Правильность положения колеса относительно оси червяка проверяется другим специальным шаблоном, базой которого является базовый торец венца колеса. Контрольная призма коромысла шаблона должна касаться высшей точки одной из базовых шеек червяка.

ГЛАВА X

ИСПЫТАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ

Испытания

Главными особенностями глобоидных редукторов и редукторных узлов в отношении испытаний являются пространственный характер зацепления, затрудняющий уверенный контроль по элементам и зависимость эксплуатационных показателей от монтажа и качества подшипников (особенно радиально-упорных подшипников червяка).

Требования на приемку глобоидных редукторов и условия заводских сдаточных испытаний зависят от назначения и конструкции редукторов.

В общем случае при заводских испытаниях необходима проверка редуктора под нагрузкой, близкой к эксплуатационной, в течение времени, достаточного для стабилизации к. п. д. (нагрева).

Испытательные стенды. Главным требованием к стенду для заводских испытаний является точность измерения к. п. д.; точность определения потерь ($1 - \eta$) должна быть не менее 0,07 ($1 - \eta$).

Помимо этого, должна быть обеспечена возможность регистрации момента нагрузки на валу колеса, скорости вращения червяка, средней температуры масла, температуры корпуса около узла радиально-упорных подшипников червяка и температуры воздуха.

Лучше, если эти показатели регистрируются с помощью автоматической записи.

Методика испытаний. Важным условием испытаний является постоянство момента на валу колеса.

Длительность испытания при каждом направлении вращения определяется временем достижения установившегося теплового равновесия редуктора, чему часто соответствует перегиб на кривой роста к. п. д. (см. фиг. 74, 77, 78). Для редуктора, например, с межосевым расстоянием $A = 150$ мм необходимое время составляет около 2 ч.

Во многих случаях нет необходимости доводить нагрузку до уровня эксплуатационной, можно ограничиться величиной $0,7 M_{2\text{раб}}$. Как показывает практика, на основе такого испытания можно уверенно судить о качестве редуктора, причем в эксплуатации сразу может быть приложена номинальная нагрузка.

При серийных испытаниях, с целью упрощения стенда, допускается замена проверки к. п. д. проверкой нагрева редуктора; критерии перехода от к. п. д. к нагреву должны устанавливаться путем исследования головного образца с определением этих величин.

В качестве типовой, ниже, в виде примера, приводится методика испытаний глобоидных редукторов общего назначения с центробежным вентилятором.

Виды и цели испытаний. В зависимости от целей предусматриваются следующие виды испытаний:

1. Испытание головных образцов — для уточнения эксплуатационных характеристик редукторов и условий приемочных испытаний.

2. Приемочные испытания — для проверки качества производства редукторов — на каждом образце.

3. Контрольные испытания — для проверки допустимости отдельных конструктивных и технологических нововведений.

Испытания головных образцов разделяются на две части:

а) предварительное испытание — для выявления величины допустимой и приемочной нагрузок редуктора и соответствующих показателей;

б) контрольное испытание — для проверки этих рекомендованных нагрузок внезапным приложением их к неприработанной передаче.

Предварительное испытание головных образцов. Испытанию подвергается каждый головной образец на правом вращении, при скоростях $n_1 = 750; 1000; 1500$ об/мин.

Нагрузка увеличивается ступенями 0,4; 0,7; 1,0; 1,2; 1,5; 1,8 M_{2p} ; на каждой ступени нагрузки редуктор выдерживается до тех пор, пока показатели не стабилизируются (при последних трех измерениях, в течение 0,5 ч).

При испытании в журнале через каждые 15 мин регистрируются:

а) M_2 в $\kappa\Gamma\text{м} \pm 0,5\%$;

б) M_1 в $\kappa\Gamma\text{м} \pm 1\%$;

в) t_{θ} в $^{\circ}\text{C} \pm 0,5^{\circ}\text{C}$;

г) $t_{\text{ж}}$ в $^{\circ}\text{C} \pm 0,5^{\circ}\text{C}$;

д) $t_{\text{корп}}$ в $^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ (в середине длины на высоте червяка);

е) $t_{\text{подш}}$ в $^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ (на корпусе).

В журнале записываются подсчитанные величины к. п. д. редуктора и перепад температуры τ , а также строятся графики изменения M_2 , $\eta_{\text{г}}$, $t_{\text{ж}}$, t_{θ} , в зависимости от времени.

При $n_1 = 750$ об/мин и $n_1 = 1000$ об/мин границей повышения нагрузки является увеличение потерь выше 0,2 ($1 - \eta$), после чего получившийся натир должен быть устранен путем приработки на ближайшей низшей ступени нагрузки до восстановления максимального к. п. д.

При $n_1 = 1500$ об/мин границей повышения нагрузки является увеличение потерь выше 0,5 ($1 - \eta$). Такое увеличение потерь считается показателем заедания передачи; предварительно отме-

чается уровень потерь, соответствующий состоянию натира, т. е. $0,2(1-\eta)$. Предварительная величина допустимой нагрузки при $n_1 = 1500$ об/мин устанавливается на 20% ниже предельной, но в зоне максимума к. п. д. в пределах $0,1(1-\eta)$.

Предварительная величина допустимой нагрузки при $n_1 = 750$ и $n_1 = 1000$ об/мин устанавливается по данным испытаний до натира на этих скоростях, с корректировкой по данным испытания на заедание при $n_1 = 1500$ об/мин.

В процессе испытания должны отмечаться все ненормальности в работе редуктора: шум, утечка масла через разъемы и уплотнения и т. д.

Контрольное испытание головного образца. Испытанию подвергается каждый головной образец при левом вращении последовательно при скоростях: $n_1 = 1500; 1000; 750$ об/мин.

Нагрузка при $n_1 = 1500$ об/мин прикладывается двумя ступенями:

- а) 0,7 от предварительно допустимой, в течение 2 ч;
- б) 1,0 от предварительно допустимой, в течение 7 ч.

Нагрузка при $n_1 = 1000$ и $n_1 = 750$ об/мин прикладывается равной 1,0 предварительно допустимой в течение 7 ч при каждом значении числа оборотов.

При испытании через каждые 15 мин в журнале регистрируется:

- а) M_2 в $\kappa\Gamma\text{м} \pm 0,5\%$;
- б) M_1 в $\kappa\Gamma\text{м} \pm 1\%$;
- в) t_θ в $^\circ\text{C} \pm 0,5^\circ\text{C}$;
- г) t_μ в $^\circ\text{C} \pm 0,5^\circ\text{C}$.

В журнале записываются подсчитанные величины к. п. д. редуктора, перепад температуры τ в $^\circ\text{C}$ и все ненормальности работы редуктора, а также строятся графики изменения M_2 , η_p , t_μ и t_θ в зависимости от времени.

В случае заедания или заметной недогрузки редуктора, испытание повторяется на скорректированных нагрузках после перенарезания рабочих поверхностей пары.

На основании испытаний устанавливаются следующие характеристики:

- а) паспортные показатели редуктора: $M_{2\text{пасп}}$ и к. п. д. для скоростей $n_1 = 750; 1000; 1500$ об/мин;
- б) приемочные показатели: $M_{2\text{пр}}$ (обычно $M_{2\text{пр}} = 0,7M_{2\text{пасп}}$) и $\tau_{\text{пр}}$ в $^\circ\text{C}$ для скорости $n_1 = 1500$ об/мин.

Приемочные испытания. Испытанию подвергается каждый выпускаемый редуктор при вращении в каждую сторону при $n_1 = 1500$ об/мин под нагрузкой $M_{2\text{пр}}$.

При левом и правом вращении время выдержки — по 2 ч; если нагрузка при правом вращении прикладывается не позже, чем через 15 мин после левого, то можно при правом вращении ограничиться выдержкой 1 ч.

Установившийся перепад температур не должен превосходить $\tau_{\text{пр}}$ $^\circ\text{C}$.

Если перепад температур продолжает расти, то время выдержки увеличивается до его стабилизации.

Если перепад температур превосходит $\tau_{пр}$, то время выдержки с целью приработки можно увеличивать до требуемого снижения τ или прекратить испытания для устранения причин неудовлетворительного качества.

При испытании через каждые 15 мин в журнале регистрируется:

а) M_2 в $\text{кгМ} \pm 5\%$;

б) t_θ в $^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$;

в) t_m в $^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$.

В журнале записываются подсчитанные величины перепада температуры τ в $^\circ\text{C}$ и все ненормальности работы редуктора.

Контрольное испытание при изменении конструкции или технологии. Испытанию подвергается каждый головной образец редуктора после внесения изменений, могущих повлиять на его эксплуатационные показатели.

Испытание производится при вращении в одну сторону и $n_1 = 1500 \text{ об/мин}$ по условиям контрольного испытания головного образца.

На основании испытаний устанавливаются новые характеристики по тому же методу, как при контрольном испытании головного образца.

В случае заедания или заметной недогрузки редуктора испытание повторяется на скорректированных нагрузках и вращении в другую сторону.

Смазка

Расчеты и экспериментальные исследования подтверждают высокую термическую напряженность непрерывно работающих глобоидных редукторов при высоких числах оборотов, особенно при малых передаточных числах.

При работе таких передач с длительной максимальной нагрузкой охлаждение с помощью вентилятора может оказаться недостаточным для отвода тепла и обеспечения перепада температур масла и окружающей среды порядка $50\text{--}55^\circ\text{C}$, как это в большинстве случаев принимается для обычных червячных редукторов. Это объясняется меньшей поверхностью охлаждения глобоидного редуктора, чем червячного той же мощности.

Водяное охлаждение с помощью радиатора во всех случаях обеспечивает возможность нагружения передачи на максимальную расчетную мощность (по износу), но его применение не всегда возможно. Поэтому приходится допускать повышенный перепад температур. Для обеспечения же необходимой несущей способности смазочного слоя при более высоких температурах (которые обычно достигают $80\text{--}90^\circ\text{C}$, а в особых случаях даже $110\text{--}115^\circ\text{C}$), учитывая резкое падение вязкости с ростом температуры, следует применять масла, более вязкие, чем в обычных червячных передачах.

В результате исследования различных масел было выяснено, что для тяжелого режима работы (непрерывно работающий, достаточно полно нагруженный глобоидный редуктор) в цеховых условиях наилучшей минеральной смазкой является масло цилиндрическое 52 (вапор). Практика ряда лет показала правильность такой рекомендации. Наиболеe благоприятная температура для этого масла по к. п. д. составляет $90 \pm 5^\circ \text{C}$. Расчетная несущая способность передачи при этой температуре соответствует (см. номограмму на фиг. 94) вязкости масла до 9°E (67 *сст*).

Т а б л и ц а 30

Масла смазочные. Основные характеристики

Наименование масла	Марка	ГОСТ	Вязкость при 100°C		Температура в $^\circ \text{C}$	
			сст	$^\circ \text{E}$	вспы- шки в $^\circ \text{C}$	засты- вания в $^\circ \text{C}$
Масло авто- тракторное серноокислот- ной очистки	АКЗп-6	ГОСТ 1862-60	≥ 6		170	-40
То же	АК-6 (автол 6)	То же	≥ 6		185	-30
»	АКЗп-10	»	≥ 10		170	-40
»	АК-10	»	≥ 10		200	-25
»	(автол 10)					
»	АК-15	»	≥ 15		215	-5
»	(автол 18)					
Цилиндровое	Цилиндро- вое 11 (ци- линдровое 2)	ГОСТ 1841-51	9—13	1,76— 2,15	215	+5
Трансмис- сионное	Автотрактор- ное зимнее (нигрол)	ГОСТ 542-50		2,7— 3,2	170	-20
То же	Трансмиссион- ное с присад- кой зимнее (3)	ГОСТ 3823-54	20,0— 28,0	2,95— 3,95		-10
»	Автотрактор- ное летнее (нигрол)	ГОСТ 542-50		4,0—45,	180	-10
»	Трансмиссион- ное с присад- кой летнее (Л)	ГОСТ 3823-54	28,0— 36,0	3,95— 4,98		-5
»	Автомобильное	ГОСТ 3781-53	20,5— 32,4	3,0—4,5	165	-20
Цилиндровое легкое	Цилиндро- вое 24 (ви- скозин)	ГОСТ 1841-51	20—28	2,95— 3,95	240	
Цилиндровое тяжелое	Цилиндро- вое 38 (ци- линдровое 6)	ГОСТ 6411-52	32— 44	4,5—6,0	300	+17
То же	Цилиндро- вое 52 (вапор)	ГОСТ 6411-52	44—59	6,0—8,0	310	-5

При более легких режимах работы (либо по уровню нагрузки, либо по продолжительности ее в течение рабочего цикла), температура масла ниже, поэтому применение масла цилиндрическое 52 приводит к излишним потерям на перемешивание смазки. В связи с этим, в эксплуатации глобоидных редукторов следует выбирать такое масло, чтобы при работе его вязкость составляла 9—12° Е при установившейся (максимальной) температуре. Для выбора масла можно пользоваться фиг. 94 и табл. 30.

Например, при температуре масла $t_m = 50^\circ \text{C}$ по номограмме на фиг. 94 следует применять масло с вязкостью не менее $E_{100} = 1,8$. Для этого случая по табл. 30 может быть выбрано масло марки нигрол зимнее.

В качестве первого приближения, пока рабочая температура эксплуатируемого редуктора еще не установлена, при среднем режиме работы в цеховых условиях можно рекомендовать масло трансмиссионное автомобильное по ГОСТ 3781-53 или нигрол по ГОСТ 542-50; при легком режиме работы в цеховых условиях можно применять масла марок АКЗп-6, АК-6 (автол 6) или АКЗп-10.

Легкие масла следует применять при начальной пусковой температуре масла, близкой к нулю. Вообще, если редуктор устанавливается вне помещения и температура масла при пуске ниже 20°C , то необходимо проверить начальную вязкость принятой марки масла по фиг. 94. Если начальная вязкость выше 500°E , то пуск будет затруднен; в этом случае следует предусмотреть либо подогрев масла перед пуском, либо выбрать более легкое масло.

Теплопередача консистентных смазок мала, поэтому они применяются для кратковременно работающих редукторов в случаях, когда использование жидкой смазки встречает затруднения (например во вспомогательных приводах, разнообразность положения которых в пространстве усложняет герметизацию валов червяка и колеса). В цеховых условиях для этого типа редукторов рекомендуется универсальная среднеплавкая смазка УС (солидол жировой).

Сборка редукторов при ремонте

Наиболее часто в глобоидном редукторе выходят из строя подшипниковые узлы червяка, особенно узел, воспринимающий осевую составляющую действующего на червяк усилия. На первой стадии эксплуатации увеличиваются зазоры в подшипнике, на второй стадии появляется выкрашивание металла на беговых дорожках и шариках. При повышении зазоров в подшипниках, если поверхности качения не имеют видимых повреждений, можно не заменять подшипники и не менять их регулировку; при сборке нужно поставить на прежние места подшипники, прокладки и стаканы. Этим возможно сохранить хорошо приработанное относительное положение червяка и колеса при обоих направлениях вращения, так как зазоры в подшипниках устраняются под действием нагрузки при вращении в каждую сторону. Разумеется, это допустимо только в том случае, если

повышенные зазоры в подшипниках не являются источниками других недопустимых отрицательных явлений: шума, ударов при резких реверсах и т. п.

При замене подшипников проверку правильности установки червяка и колеса следует делать не по установочному шаблону, как при заводской сборке, а по пятну контакта по краске. После некоторого периода эксплуатации передачи, монтаж червяка по установочному шаблону не дает должного результата, поскольку передача уже приработана в соответствии с конкретными величинами погрешностей сборки и зазоров в подшипниках, сравнительно с которыми погрешности, устраняемые благодаря применению установочного шаблона, малы.

Правильного контакта нужно добиваться на рабочем направлении вращения. Если передача реверсивная, то большее внимание следует уделять тому направлению вращения, при котором нагрузка больше. Если передача сильно нагружена при обоих направлениях вращения и необходимо хорошее пятно контакта на обеих сторонах зуба, то следует выпускать редуктор в эксплуатацию после предварительного доведения осевого свободного хода червяка до величины, не превышающей поля допуска на ошибку осевого положения червяка.

После сборки при ремонте глобоидный редуктор должен быть обкатан в течение двух часов на каждой рабочей стороне зубьев под нагрузкой, равной 50 — 75 % паспортной.

ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Термин	Обозначение	Определение
Боковой зазор в зацеплении	c_n	Расстояние между нерабочими поверхностями витка червяка и зуба колеса, измеренное по дуге <i>расчетной окружности колеса</i> ¹
Величина модификации зацепления на входе витка червяка	a	Расстояние по дуге <i>расчетной окружности колеса</i> между <i>первыми образующими производящего червяка</i> и червяка <i>классической глобоидной передачи</i> , поверхности витков которых соприкасаются
Величина фланка	f	Глубина <i>фланка</i> , измеренная по дуге <i>расчетной окружности колеса</i>
Входная часть витка червяка	—	Часть боковой поверхности витка червяка от <i>первой линии витка червяка</i> до <i>средней плоскости червяка</i>
Высота витка червяка	h_1	Радиальное расстояние между <i>окружностью выступов витков червяка</i> и <i>окружностью впадин червяка</i>
Высота головки витка червяка	h'_1	Радиальное расстояние между <i>окружностью выступов витков червяка</i> и <i>расчетной окружностью колеса</i>
Высота головки зуба колеса	h'_2	Радиальное расстояние между <i>окружностью выступов зубьев колеса</i> и <i>расчетной окружностью колеса</i>
Высота зуба колеса	h_2	Радиальное расстояние между <i>окружностью выступов зубьев</i> и <i>окружностью впадин колеса</i>
Высота ножки витка червяка	h''_1	Радиальное расстояние между <i>расчетной окружностью колеса</i> и <i>окружностью впадин червяка</i>
Высота ножки зуба колеса	h''_2	Радиальное расстояние между <i>расчетной окружностью колеса</i> и <i>окружностью впадин колеса</i>
Выходная часть витка червяка	—	Часть боковой поверхности витка червяка от <i>средней плоскости червяка</i> до образующей, проходящей под самым малым углом к оси червяка
Глобоид	—	Внутренняя часть поверхности тора, ограниченная плоскостями, перпендикулярными его оси вращения, равноотстоящими от его центра симметрии
Глобоидная винтовая линия	—	Линия на <i>глобоиде</i> , образованная при движении по ней точки с постоянным отношением угловых скоростей движения вокруг осей червяка и колеса

¹ Курсивом выделены термины, включенные в настоящий перечень

Термин	Обозначение	Определение
Длина червяка	l	Расстояние между точками пересечения <i>первых образующих червяка</i> разноименных профилей с <i>окружностью впадин червяка</i>
Допускаемая нагрузка передачи (редуктора)	—	Наибольшая величина нагрузки в эксплуатации, имеющая практически достаточный запас по отношению к <i>предельной нагрузке передачи</i> (редуктора)
Заедание передачи	—	Необратимое нарушение необходимой чистоты рабочих поверхностей (вследствие отсутствия между ними масляной пленки из-за перегрузки или перегрева)
Исходное тело (звено передачи зацеплением)	—	Тело, ограниченное поверхностью, в которую вырождаются зубья (или витки) при стремлении их высоты (или модуля) к нулю
Классическая глобоидная передача	—	Глобоидная передача, боковая поверхность витка червяка которой образована прямой линией, вращающейся в <i>средней плоскости колеса</i> и вместе с этой плоскостью — вокруг оси червяка так, что отношение угловых скоростей постоянно; боковая поверхность зуба колеса передачи образуется, как сопряженная червяку
Межосевое расстояние	A	Расстояние между осями червяка и колеса
Модифицированная глобоидная передача	—	Передача, отличающаяся от <i>классической глобоидной передачи</i> тем, что боковые поверхности витков червяка имеют отклонения в тело на их концах, а боковые поверхности зубьев колеса имеют форму, сопряженную виткам червяка, за исключением части концов витка
Модуль	m	Отношение диаметра <i>расчетной окружности колеса</i> к <i>числу зубьев колеса</i>
Наибольший диаметр колеса (по выступам)	$D_{e2 \max}$	Диаметр наибольшей окружности колеса, ограничивающей выступы зубьев
Наибольший диаметр червяка по впадинам	$D_{i1 \max}$	Диаметр наибольшей окружности червяка по впадинам с центром на его оси
Наибольший диаметр червяка (по выступам витков)	$D_{e1 \max}$	Диаметр наибольшей описанной окружности червяка с центром на его оси по выступам витков
Натир передачи	—	Временное ухудшение чистоты рабочих поверхностей вследствие нарушения жидкостного трения, связанное с износом передачи и понижением к. п. д. из-за перегрузки или перегрева
Несущая способность зацепления	—	Наибольшая величина нагрузки, при которой толщина масляного слоя между сопряженными поверхностями достаточна для предохранения их от заедания и повышенного износа

Термин	Обозначение	Определение
Обкатная часть поверхности зуба колеса	—	Сопряженная поверхность колеса, являющаяся огибающей конгруэнтных поверхностей червяка в его движении относительно тела колеса
Окружность впадин колеса диаметр	D_{i2}	Окружность в <i>средней плоскости</i> колеса, ограничивающая впадины зубьев
Окружность впадин червяка (в его средней плоскости) диаметр	D_{i1}	Окружность в <i>средней плоскости</i> червяка, ограничивающая впадины витков
Окружность выступов витков червяка (в его средней плоскости) диаметр	D_{e1}	Окружность в <i>средней плоскости</i> червяка, ограничивающая выступы витков
Окружность выступов зубьев колеса диаметр	D_{e2}	Окружность в <i>средней плоскости</i> колеса, ограничивающая выступы зубьев
Окружной шаг	t	Расстояние между одноименными поверхностями смежных зубьев колеса по дуге <i>расчетной окружности</i> колеса
Относительная толщина червяка	q	Отношение диаметра <i>расчетной окружности червяка</i> к модулю
Первая (входная) линия витка червяка	—	Линия, ограничивающая рабочую часть поверхности витка со стороны <i>первой образующей витка червяка</i>
Первая (входная) образующая витка червяка	—	Линия, касательная к <i>профильной окружности червяка</i> , ограничивающая рабочую часть поверхности витка с той ее стороны, где угол между этой линией и осью червяка наибольший
Передаточное число	i	Отношение числа зубьев колеса к числу заходов червяка
Перепад температур (масла и воздуха)	τ	Разность между средней температурой масла в ванне и температурой окружающего воздуха
Поверхность зацепления	—	Геометрическое место <i>характеристик</i> (контактных линий) в неподвижной системе координат
Подрезная часть поверхности зуба колеса	—	Часть поверхности зуба колеса, являющаяся следом движения <i>первой линии витка червяка</i> в их относительном движении
Поле зацепления	—	Рабочая часть <i>поверхности зацепления</i>
Предельная нагрузка передачи (редуктора)	—	Величина нагрузки, при превышении которой передача (редуктор) становится непригодной (для заданных условий работы, надежности и долговечности)

Термин	Обозначение	Определение
Приработка в эксплуатации	—	Процесс износа передачи, ведущий к увеличению сопряженности (прилегания) рабочих поверхностей, изменению формы зацепления в направлении естественной модификации с учетом условий эксплуатации
Приработка технологическая	—	Процесс, частично заменяющий <i>приработку в эксплуатации</i> , преследующий главной целью устранение несопряженности, как последствие погрешностей изготовления и сборки
Производящий червяк	—	Поверхность, проходящая через режущие кромки инструмента, предназначенного для формирования боковой поверхности зубьев колеса
Протяженность фланка	Ψ_f	Угловая протяженность фланка относительно оси червяка на глобоиде впадин
Профильная окружность	—	Окружность колеса, по касательным к которой располагаются прямолинейные профили червяка
диаметр	d_0	Число шагов зацепления по дуге <i>расчетной окружности колеса</i> между равноименными первыми образующими витка червяка
радиус	r_0	
Рабочий обхват червяка	z_p	
Рабочий угол обхвата червяка	$2\alpha_p$	Центральный угол в <i>средней плоскости колеса</i> между точками пересечения равноименных <i>первых образующих витка червяка с расчетной окружностью колеса</i>
Рабочий (номинальный) червяк	—	Червяк, предназначенный для работы в передаче, без учета отклонений изготовления
Радиальный зазор	c	Расстояние между выступом зуба колеса и впадиной червяка или между выступом витка и впадиной колеса
Радиус впадин витков червяка (в средней плоскости колеса)	r_{i1}	Радиус окружности в <i>средней плоскости колеса</i> , ограничивающей впадины червяка
Радиус выступов витков червяка (в средней плоскости колеса)	r_{e1}	Радиус окружности в <i>средней плоскости колеса</i> , ограничивающей выступы витков червяка
Радиус выступов зубьев колеса (в средней плоскости червяка)	r_{e2}	Радиус окружности в <i>средней плоскости червяка</i> , ограничивающей выступы зубьев колеса
Радиус закругления ножек	r	Радиус закругления у основания зуба колеса или витка червяка
Расчетная окружность колеса	—	Окружность в <i>средней плоскости колеса</i> , на которой толщина зуба колеса и ширина впадины одинаковы
диаметр	d_{p2}	

Термин	Обозначение	Определение
Расчетная окружность червяка		Окружность <i>расчетного глобоида червяка в средней плоскости червяка</i> , пересекающаяся с <i>расчетной окружностью колеса</i>
диаметр	d_{p1}	
Расчетная плоскость червяка	—	Осевая плоскость червяка, в которой разноразмерные <i>первые образующие витка червяка</i> расположены симметрично относительно <i>средней плоскости червяка</i>
Расчетный глобoid червяка	—	Соосный с червяком <i>глобoid</i> , кривая сечения которого осевой плоскостью совпадает с <i>расчетной окружностью колеса</i>
Скорость износа глобоидной передачи	W_{u2}	Величина износа зуба колеса по дуге <i>расчетной окружности колеса</i> за один оборот колеса
Средняя плоскость колеса	—	Плоскость, проходящая через ось червяка, перпендикулярная оси колеса
Средняя плоскость червяка	—	Плоскость, проходящая через ось колеса, перпендикулярная оси червяка
Теоретический обхват червяка	z_0	Число шагов зацепления по дуге <i>расчетной окружности колеса</i> , ограниченное хордой, длина которой равна диаметру <i>профильной окружности</i>
Теоретический угол обхвата червяка	$2\alpha_0$	Центральный угол в <i>средней плоскости колеса</i> , опирающийся по <i>расчетной окружности колеса</i> на хорду, длина которой равна диаметру <i>профильной окружности</i>
Толщина витка червяка	S_{1n}	Кратчайшее расстояние между точками разноразмерных профилей витка на <i>расчетном глобоиде червяка</i>
Толщина зуба колеса	S_{2n}	Кратчайшее расстояние между точками разноразмерных профилей на <i>расчетном глобоиде червяка</i> (сопряженного)
Угловой шаг	γ	Центральный угол, стянутый дугой <i>окружного шага</i>
Угол касания исходных тел	ϕ	Угол между нормалью к осям пары и радиусом — вектором средней точки касания <i>исходных тел</i>
Угол подъема витка червяка в середине расчетного глобоида	λ_0	Угол между <i>глобоидной винтовой линией</i> на <i>расчетном глобоиде</i> и <i>средней плоскостью червяка</i>
Удельная стоимость (себестоимость)	—	Отношение стоимости (себестоимости) редуктора (элемента зацепления) к его весу
Удельный момент передачи	—	Отношение наибольшего допускаемого момента постоянной нагрузки на тихоходном валу к межосевому расстоянию передачи в степени 2,4
Удельный момент редуктора	—	Отношение наибольшего допускаемого момента нагрузки на тихоходном валу к весу редуктора (при постоянной нагрузке)

Термин	Обозначение	Определение
Условная (расчетная) нагрузка	$M_{\text{усл}}$	Наибольший допускаемый момент нагрузки на тихоходном валу для передачи с заданными параметрами (A, i, n_1) при непрерывной спокойной работе, классической форме зацепления, 2-м классе точности и зубьях колеса из оловянистой бронзы
Характеристика	—	Контактная линия (линия касания) сопряженных поверхностей пары
Фланк	—	Завал боковой поверхности <i>рабочего червяка</i> на концах его витков от <i>производящего червяка</i>
Число заходов червяка	z_1	Число витков червяка, пересекаемых плоскостью, перпендикулярной к его оси
Число зубьев колеса	z_2	—
Число зубьев колеса в обхвате червяком	z'	Число зубьев колеса в <i>расчетной плоскости червяка</i> между двумя разноименными <i>первыми образующими</i> витка червяка
Ширина колеса	b	Расстояние между плоскостями, перпендикулярными оси колеса, ограничивающими боковые поверхности зубьев колеса

ЛИТЕРАТУРА

1. Альшиц Я. И. Пределы регулирования скорости подачи выемочных машин. Уголь Украины. 1960 г., № 3.
2. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Подшипники качения, Машгиз, 1960.
3. Богин Я. И., Голлер Д. Э., К оценке прочности глобоидного червяка. Сб. «Проблемы качества и прочности зубчатых передач» № 1, ЦБТИ, 1961.
4. Гессен Б. А., Аналитический метод исследования пространственных зацеплений, «Труды семинара по теории машин и механизмов», АН СССР, вып. 19, 1948.
5. Гессен Б. А., Зах П. С., Глобоидальное зацепление, «Труды семинара по теории машин и механизмов», АН СССР, вып. 21, 1949.
6. Гохман Х. И., Аналитический метод решения вопроса о зацеплениях. Математический сборник, Московское математическое общество, т. VIII, вып. 4, 1876—1877.
7. Гохман Х. И., Теория зацеплений, обобщенная и развитая путем анализа, Одесса, 1886.
8. Грубин А. Н., Гидродинамическая теория смазки архимедовых червячных передач в простейших предположениях. Сб. «Труды второй всесоюзной конференции по трению и износу в машинах», АН СССР, 1947.
9. Грубин А. Н., Основы гидродинамической теории смазки тяжело нагруженных цилиндрических поверхностей, ЦНИИТМАШ, кн. 30, Машгиз, 1949.
10. Грубин А. Н., Лихциер М. Б., Повышение пределов грузоподъемности и скорости червячных пар с червячными колесами из заменителей оловянистой бронзы. Сб. «Передачи в машиностроении», Машгиз, 1951.
11. Давыдов Б. С., Основы щупового метода определения шероховатости поверхности, Стандартгиз, 1959.
12. Дикер Я. И., Глобоидные передачи, «Вестник машиностроения», 1947, № 3.
13. Дикер Я. И., Торонидные передачи. Сб. «Теория и расчет зубчатых колес», ЛОНИТОМАШ, № 6, 1948.
14. Дикер Я. И., К вопросу о конструировании и изготовлении глобоидных передач, «Вестник машиностроения» № 1, 1950.
15. Дикер Я. И., К вопросу стандартизации глобоидных передач, «Вестник машиностроения» № 2, 1953.
16. Дикер Я. И., Сагин Л. И., Основы производства червячных глобоидных передач, ЦНИИТМАШ, 1960.
17. Добровольский В. А., Глобоидальная червячная передача, «Вестник металлопромышленности» № 10 и 11, 1936.
18. Дунин-Барковский И. В., Пьезопрофилометры и измерения шероховатости поверхности, Машгиз, 1961.
19. Елисеев С. В., Некоторые принципиальные вопросы технологии глобоидных передач, Сб. «Передачи в машиностроении», Машгиз, 1951.
20. Житомирский Б. Е., Аналитическое исследование торонидного зацепления. Сб. «Исследования деталей машин», ОПИ, 1959.
21. Журавлев В. Л., К вопросу о точности глобоидных передач. Передачи в машиностроении, АН СССР, 1953.

22. За к П. С., Глобoidная передача, «Вестник машиностроения». № 5, 1947.
23. За к П. С., Глобoidное зацепление и основные особенности его конструирования. Сб. «Передачи в машиностроении», Машгиз, 1951.
24. За к П. С., Влияние методов изготовления глобoidных пар на их эксплуатационные свойства. Сб. «Вопросы технологии изготовления зубчатых колес», МОНИТОМАШ, 1954.
25. За к П. С., Корригирование глобoidного зацепления, «Вестник машиностроения», № 4, 1956.
26. За к П. С., Трение в червячных передачах. Сб. «Расчет, конструирование и исследование передач», ОПИ, 1958.
27. За к П. С., Пути повышения эксплуатационных показателей червячных редукторов. Сб. «Проблемы качества и прочности зубчатых передач» № 2, ЦБТИ, 1961.
28. За к П. С., Техничко-экономические обоснования направлениям работ по повышению уровня производственно-эксплуатационного комплекса редукторостроения. Сб. «Проблемы качества и прочности зубчатых передач» № 3, ЦБТИ, 1961.
29. За к П. С., Е л и с е е в С. В., Ж у р а в л е в В. Л., Конструирование и изготовление однозаходных глобoidных передач. «Вестник машиностроения», 1951, № 4 и № 5.
30. За к П. С., Ж у р а в л е в В. Л., Проектирование и изготовление глобoidных передач, ВНИИПТУГЛЕМАШ — Углетехиздат, 1959.
31. Карцев А. К., Производство глобoidных передач, Машгиз, 1954.
32. Косенко П. А., Оптимальная шероховатость трущихся поверхностей. Сб. «Качество обработанных поверхностей», Машгиз, 1954.
33. Кудрявцев В. Н., Червячные передачи, Справочник металлиста, т. 2, Машгиз, 1960.
34. Кудрявцев В. Н., Выбор типов передач, Машгиз, 1955.
35. Колчин Н. И., Аналитический расчет пространственных зацеплений, Машгиз, 1949.
36. Колчин Н. И., Литвин Ф. Л., Методы расчета при изготовлении и контроле зубчатых изделий, Машгиз, 1952.
37. Литвин Ф. Л., К вопросу о методике исследования пространственных зацеплений с линейным касанием поверхностей, «Труды семинара по теории машин и механизмов», АН СССР, вып. 49, 1952.
38. Литвин Ф. Л., Теория зубчатых зацеплений, ФМ, 1960.
39. Меррит Х. Е., Зубчатые передачи (пер. с англ., под ред. Я. И. Дикера и А. И. Петрусевича), Машгиз, 1947.
40. Петрусевич А. И., Червячные передачи, Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. 2, Машгиз, 1948.
41. Петрусевич А. И., Основные выводы из контактно-гидродинамической теории смазки. Известия АН СССР, ОТН, № 2, 1951.
42. Ревков Г. А., Нагрузочная способность червячных глобoidных передач с чугунными венцами. Вестник машиностроения, № 10, 1957.
43. Сагин Л. И. Изготовление глобoidных передач и пути повышения их нагрузочной способности, ИТЭИН, 1956.
44. Сагин Л. И., Улучшение методов производства и эксплуатационных качеств глобoidных передач, Сб. «Труды ЦНИИТМАШ», № 14, 1960.
45. Саверин М. М., Ревков Г. А., О прочности глобoidных червяков, «Вестник машиностроения», № 9, 1957.
46. Серенсен С. В., Тетельбаум Н. М., Пригоровский Н. И., Динамическая прочность в машиностроении, Машгиз, 1945.
47. Серенсен С. В., Шнейдерович Р. М., Громан М. Б., Валы и осы, Машгиз, 1959.
48. Федотов Б. Ф., Обоснование выбора параметров модификации глобoidных передач. Сб. «Проблемы качества и прочности зубчатых передач» № 2, ЦБТИ, 1961.
49. Часовников Л. Д., Червячные передачи и редукторы. Винтовые зубчатые передачи, ВНИТОМАШ, Машгиз, 1953.
50. Часовников Л. Д., Передачи зацеплением, Машгиз, 1961.
51. Часовников Л. Д., Иванов М. Н., Передачи зацеплением, МВТУ, 1956.

52. Ш и б е л ь А., Зубчатые колеса с непрямыми зубьями, ОНТИ, 1932.
53. Ш и ш к о в В. А., Теория образования и зацепления глобондных передач, Сб. «Передачи в машиностроении», Машгиз, 1951.
54. Передачи червячные глобондные, Основные параметры, ГОСТ 9369-60.
55. Типовая методика определения экономической эффективности капитальных вложений и новой техники в народном хозяйстве СССР, АН СССР, Госполитиздат, 1960.
56. Bin-Lun Hu, Dai E. E., An Efficiency study of Double Enveloping worm Gears. The Trend in Engineering, июль 1959.
57. Birtch F. E. Double enveloping right angle gears drives, «Product Engineering», август 1948.
58. Dudley D. W. Practical gear design, Mc Graw-Hill Book Co, New-York, 1954.
59. Olivier T. Theorie geometrique des engrenages, Paris, 1842.
60. Reuleaux F., Der Constructeur, Vieweg, 1872.
61. Practice for Double Enveloping — Worm Gear Speed Reducers, AGMA 441.02, 1954.
62. Rating for Surface Durability of Double Enveloping — Worm Gearing, AGMA 214.02, 1954.
-

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Г л а в а I. Особенности и применение	5
Виды червячных передач	5
Типы зацепления глобоидной передачи	9
Выбор передачи	29
Применение	40
Г л а в а II. Теория зацепления	62
Аналитическое исследование	62
Форма модификации	75
Графоаналитическое построение огибающей	81
Геометрия зацепления в зоне контакта	89
Г л а в а III. Экспериментальные исследования эксплуатационных показателей	91
Эксплуатационные показатели	91
Испытания передач 150-31 и 150-31 : 5	94
Испытание редуктора лебедки лифта	101
Универсальный стенд НИГР МАИ	103
Испытания передачи 150-59 : 4	106
Стеновые исследования и испытания редукторов ВР-150	108
Испытания редукторов РГ	134
Г л а в а IV. Коэффициент полезного действия	141
К. п. д. передачи	141
Потери в редукторе	144
К. п. д. редуктора	147
Г л а в а V. Допускаемая нагрузка передачи	152
Виды разрушения и ограничения допускаемой нагрузки	152
Экспериментальные основы расчета	157
Несущая способность зацепления	174
Прочность зубьев колеса	182
Прочность червяка	183
Г л а в а VI. Материалы передачи	185
Червяк	185
Колесо	189
Г л а в а VII. Конструирование передачи	193
Геометрический расчет	193
Допуски на изготовление и сборку передачи	205
Пример расчета передачи	208
Г л а в а VIII. Конструирование редуктора	217
Корпус редуктора	217
Подшипниковые узлы	218
	255

Охлаждение	221
Пример расчета редуктора	225
Г л а в а IX. Сведения по технологии изготовления и сборки	230
Изготовление червяка	230
Изготовление колеса	235
Сборка передачи	238
Г л а в а X. Испытания и эксплуатация	239
Испытания	239
Смазка	242
Сборка редукторов при ремонте	244
Приложение	246
Литература	252

Редактор издательства *Л. Н. Данилов*

Технический редактор *Л. А. Макарова*

Корректор *Е. В. Якиманская*

Переплет художника *А. В. Петрова*

Сдано в производство 12/V 1962 г.

Подписано к печати 1/X 1962 г.

Т-11050

Тираж 10 000 экз.

Печ. л. 16,0

Бум. л. 8,0

Уч.-изд. л. 16,1

Формат 60×90¹/₁₆

Цена 91 коп.

Зак. 1022

Типография № 6 УПП ЛСНХ Ленинград, ул. Моисеенко, 10

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
24	3-я снизу	фиг. 17, <i>в</i>	фиг. 17, <i>г</i>
54	15-я »	колеса	фрезы
90	1-я »	$Q_{np} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1 Q_2}$	$Q_{np} = \frac{Q_1 Q_2}{Q_2 - Q_1}$
102	Подпись под фиг. 63	$10N_{1p}$	$1,0N_{1p}$
108	19-я сверху	$0,85 \cdot 10$	$0,85 \cdot 10^6$
163	Фиг. 109, <i>а</i>	$\psi_0 = 13,5^\circ$ $\psi_1 = 16,5^\circ$	$\psi_{02} = 13,5^\circ$ $\psi_{02} = 16,5^\circ$
174	12-я снизу	$M_2 = (A; i; n_1)$	$M_2 = f(A; i; n_1)$
182	10-я »	$P_{cp1} =$	$P_{cp1} \approx$
198	14-я »	сокращении	отсутствии
198	9-я »	$\cos \alpha_0;$	$\cos \lambda_0;$
206	1-я »	$\Delta_{\Sigma 1}$	$\Delta t_{\Sigma 1}$
206	Средняя таблица справа	δ_{f_2}	δ_{f_1}

91 коп.



Москва, 1-й Басманный пер., 3