

М44312.5
Министерство высшего и среднего специального образования СССР

— * * —
Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и
ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое
училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

РАЗИН АЛЕКСАНДР СЕРГЕЕВИЧ

УДК 621.833.7

СОЗДАНИЕ СДВОЕННОЙ ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ
С ПЕРЕДАТОЧНЫМИ ОТНОШЕНИЯМИ 40...150

05.02.02 — Машиноведение и детали машин

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва — 1986

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э. Баумана.

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор
ИВАНОВ М.Н.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
ТИЩЕНКО О.Ф.;
кандидат технических наук, доцент
СТУПАКОВ А.А.

Ведущая организация – указано в решении Ученого Совета

Защита состоится "28" апреля 1986г. в 14 30 часов
на заседании специализированного совета К 053.15.11 "Машино-
строение" в Московском высшем техническом училище им. Н.Э. Бау-
мана по адресу: 108005 Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

их печатью, просим выслать
эсу.

ться в библиотеке МВТУ

марта 1986г.

М443125

П.К. Попов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Редукторы в значительной мере определяют технический уровень комплектующих ими машин.

Известно, что использование волновых зубчатых передач (ВЗП) приводит к уменьшению материалоемкости, габаритов, а также трудоемкости изготовления редукторов при серийном и массовом производстве.

Наибольшая потребность промышленности в редукторах сосредоточена вблизи передаточных отношений $31,5 \dots 40$. В связи с этим выпускаемые в настоящее время серийно волновые редукторы (диапазон передаточных отношений $80 \dots 250$) могут найти лишь ограниченное применение в народном хозяйстве. Снижение нижнего предела передаточных отношений ВЗП например вдвое, позволило бы существенно расширить использование их преимуществ в народном хозяйстве. Поэтому задача уменьшения передаточных отношений ВЗП является актуальной. Работа выполнена по заданию ВНИИредуктора.

Цель работы - разработка и исследование волновой зубчатой передачи, реализующей передаточные отношения из диапазона $40 \dots 80$.

Объект исследования - сдвоенная волновая зубчатая передача (СВЗП) (см. рис. I) с диапазоном передаточных отношений $40 \dots 150$.

Методы исследования. Теоретическое исследование выполнено на основе теории цилиндрических оболочек. При проведении экспериментальных исследований использованы методы тензометрирования, а также методики определения основных характеристик ВЗП.

Научная новизна. Разработаны зависимости для расчета формы нагруженного гибкого колеса СВЗП, позволившие сделать вывод, что основным критерием работоспособности передачи является упругая податливость гибкого колеса на участке второго зацепления. Установлена причина ограничения нагрузочной способности СВЗП. Впервые экспериментально исследованы предельный момент и КПД, оценен ресурс сдвоенных волновых передач с различными параметрами. Методами тензометрирования впервые исследованы нагрузки на зубья и на генератор волн СВЗП, а также форма гибкого колеса СВЗП и напряжения в нем под нагрузкой.

Практическая ценность. Предложены и экспериментально проверены новые варианты СВЗП, защищенные а.с. СССР № 1137269 и позво-

литание повысить предельный момент более чем в 3,5 раза по сравнению с исходным вариантом СВЗП по патенту США № 2943513, имеющим аналогичные параметры геометрии. Впервые предложена зависимость для расчета предельного момента СВЗП. Разработаны рекомендации по расчету и конструированию СВЗП. На основе проведенных исследований разработан и изготовлен волновой редуктор с передаточным отношением 50, обладающий преимуществами по удельной материалоемкости, габаритам и КПД перед соответствующим червячным редуктором; по удельной материалоемкости, габаритам и трудоемкости изготовления перед соответствующими цилиндрическим и планетарным редукторами. Используя результаты исследования, ВНИИредуктор разработал и изготовил мотор-редукторы с СВЗП для опытно-промышленных испытаний.

Апробация работы. Работа в целом докладывалась и обсуждалась на московском научном семинаре по волновым передачам, МВТУ, 1985 г. и на заседании кафедры "Детали машин" МВТУ им.Н.Э. Баумана, 1985 г.; отдельные ее результаты - на научно-практической конференции "Конструкция, расчет и производство волновых зубчатых передач" в г.Свердловске, 1983 г. (тезисы опубликованы).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано пять печатных работ, из них одно авторское свидетельство.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка источников информации из 171 наименования. Общий объем диссертации 191 страница, основной текст изложен на 125 машинописных страницах, имеется 92 рисунка и 7 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение посвящено обоснованию актуальности темы исследования. Приведена краткая аннотация основных результатов работы.

В главе I с целью выбора объекта и постановки задач исследования выполнен анализ известных предложений по реализации передаточных отношений из диапазона 40 ... 80 с помощью волновых зубчатых передач.

Минимальное передаточное отношение серийных ВЗП простой схемы по соображениям циклической долговечности гибкого колеса равно 80. Рассмотрены возможности уменьшения передаточного отношения простой ВЗП без ущерба для ресурса за счет выполнения гибкого колеса из пластмассы или в виде цепи.

Работы, выполненные под руководством Н.И. Цейтлина в Мосстанкине, Е.Г. Гинзбурга в Ленинградском технологическом институте, и другие показали, что пластмассовые ВЗП обеспечивают уменьшение удельной материалоемкости по сравнению с заменяемыми передачами, однако из-за низкой теплопроводности пластмасс во избежание перегрева не могут эксплуатироваться с режимом работы выше $PB = 25\%$.

Гибкое колесо-цепь не получило к настоящему времени применения, так как в существующих конструкциях не может обеспечить многопарности зацепления под нагрузкой — основного преимущества волновых передач. В связи с этим нельзя рассчитывать на преимущества цепных ВЗП по удельной материалоемкости и габаритам перед другими типами передач.

В результате анализа других кинематических схем ВЗП наиболее перспективной для разработки признана вдвоенная волновая зубчатая передача (СВЗП) по рис. 1 с диапазоном передаточных отношений 40 ... 150. Короткое гибкое колесо СВЗП выполнено с наружным 1 и внутренним 2 зубчатыми венцами и деформируется волновым генератором 3, установленным на входном валу 4. Венец 1, как и в простой ВЗП, зацепляется с неподвижным наружным жестким колесом 5 по большой оси деформирования (первое зацепление), а венец 2 — с внутренним жестким колесом 6, установленным на выходном валу 7, — по малой оси (второе зацепление). Кинематический эффект передачи заключается в суммировании на выходном валу 7 угловой скорости гибкого колеса, приобретаемой им в первом зацеплении, с угловой скоростью колеса 6 относительно гибкого колеса, приобретаемой во втором зацеплении.

Обозначим волновой генератор 3 символом h , наружный венец 1 гибкого колеса — g_1 , внутренний венец 2 — g_2 , наружное жесткое колесо 5 — β_1 , внутреннее жесткое колесо 6 — β_2 . Передаточное отношение СВЗП при ведущем генераторе h , ведомом колесе β_2 и неподвижном колесе β_1

$$i_{h\beta_2}^{\beta_1} = \frac{1}{\frac{1}{i_{hg_1}^{\beta_1}} + \frac{1}{i_{h\beta_2}^{g_2}}} \quad (I) \quad \text{или} \quad i_{h\beta_2}^{\beta_1} = \frac{1}{1 - \frac{Z_{\beta_1} Z_{g_2}}{Z_{g_1} Z_{\beta_2}}} \quad (2)$$

где $i_{hg_1}^{\beta_1}$; $i_{h\beta_2}^{g_2}$ — передаточные отношения, реализуемые в первом и во втором зацеплениях СВЗП; Z_{β_1} , Z_{g_1} , Z_{g_2} , Z_{β_2} — числа зубьев соответствующих венцов.

Первое и второе зацепления осуществляются при почти одинаковом деформировании гибкого колеса, следовательно числа их зубьев не могут значительно отличаться, и можно написать

$$i_{hg_1}^{g_1} = i_{hg_2}^{g_2} = i$$

Тогда в соответствии с формулой (I) $i_{hg_2}^{g_1} = i/2$

СВЗП выделяется из всех рассмотренных в главе схем ВЗП простой конструкцией, компактностью, технологичностью и приемственностью к выпускаемым серийно волновым передачам.

СВЗП мало изучена советскими исследователями, зарубежная информация весьма ограничена. Предполагаемым недостатком СВЗП является пониженная нагрузочная способность.

В связи с изложенным, двоянная волновая зубчатая передача по рис. 1 выбрана объектом исследования в данной работе и поставлены следующие задачи исследования.

1. Установить причину ограничения нагрузочной способности СВЗП, разработать предложения по повышению нагрузочной способности и оценить их по предельному моменту, КПД и ресурсу.

2. Исследовать нагрузки на зубья и на генератор волн, форму и напряжения гибкого колеса СВЗП при нагружении.

3. Разработать рекомендации по расчету и конструированию СВЗП.

Глава 2 посвящена разработке зависимостей для расчета формы нагруженного гибкого колеса СВЗП. Характер и величина изменения исходной формы гибкого колеса определяют качество зацепления и, следовательно, основные показатели волновой передачи — передаваемый момент, КПД, износостойкость и пр.

Волновая зубчатая передача — многократно статически неопределимая система. В работах Н.А. Алфутова, М.Н. Иванова, С.С. Кленикова, Н.А. Ковалева, Л.Б. Рафаловича, Н.И. Цейтлина, С.А. Шувалова и других исследователей разработан теоретический аппарат силового анализа простой ВЗП. В указанных работах решается, как правило, плоская контактная задача с использованием итерационных методов, требующих больших затрат машинного времени. Разработка аналогичных решений для СВЗП не менее трудоемка и оправдана лишь для окончательно выбранного варианта конструкции передачи. На первых этапах исследования целесообразно использовать более простые, приближенные методы.

Вопросы расчета формы коротких гибких колес волновых передач рассматривались в работах Л.К. Горелова, В.В. Шейко, Ю.Б. Сенкевича, В.П. Ладнева, Н.Я. Тер-Эммануэляна, Х.Р. Казыханова и других исследователей, однако разработанные в них расчетные схемы неприменимы к гибкому колесу рассматриваемой СВЗП ввиду особенностей его нагружения.

Условия нагружения и опирания гибкого колеса СВЗП в первом зацеплении сходны с условиями в зацеплении простой ВЗП, где гибкое колесо незначительно изменяет свою форму. Здесь гибкое колесо работает в условиях стесненного с двух сторон (со стороны генератора волн и наружного жесткого колеса) деформирования. Во втором зацеплении ограничение одностороннее – только со стороны колеса 6 (см. рис. 1), поэтому усилия тут воспринимаются в основном за счет изгибной жесткости гибкого колеса.

С учетом этого в качестве первого приближения принимаем расчетную схему гибкого колеса СВЗП по рис. 2. Схема заменяет гибкое колесо короткой цилиндрической оболочкой постоянной эквивалентной толщины, соответствующей участку гибкого колеса (см. рис. 1), заключенному между срединной плоскостью генератора волн и срединной плоскостью внутреннего жесткого колеса. Опираание гибкого колеса на генератор волн представлено шарнирной опорой, однозначно задающей левому торцу оболочки радиальные и окружные перемещения, определяемые формой генератора, но не препятствующей осевым перемещениям и повороту образующих. В расчетной схеме не учитываем нагрузку от наружного жесткого колеса, т.к. она уравновешена генератором и поэтому не оказывает существенного влияния на форму гибкого колеса в области второго зацепления. Нагрузку от внутреннего жесткого колеса, содержащую радиальную $\bar{q}_r$ и окружную $\bar{q}_t$ составляющие, считаем приложенной к срединной линии правого торца оболочки. Распределение этой нагрузки, аппроксимированное по закону косинуса, характерно для волновых зубчатых передач.

Решение выполняем в рядах Фурье методами чисто моментной теории несимметричной деформации цилиндрических оболочек. Исходными являются дифференциальные уравнения, связывающие компоненты деформации срединной поверхности с перемещениями точки срединной поверхности, и предположение об отсутствии линейных и угловых деформаций на срединной поверхности.

С учетом принципа суперпозиции, полагая, что радиальные перемещения, вызванные нагрузкой $\bar{q}_{z, \kappa} \cos K(\varphi - \varphi_1)$, также распределены по закону косинуса и приняв форму кулачка по закону $W = -W_0 \cos 2\varphi$, формируем граничные условия:

$$\text{при } x = 0 \quad W = a_{z, \kappa} \cos K(\varphi - \varphi_1)$$

$$\text{при } x = \ell \quad V = \frac{W_0}{2} \sin 2\varphi$$

С учетом граничных условий перемещения запишутся в следующем виде:

$$W_{z, 1} = -\frac{x}{\ell} W_0 \cos 2\varphi - \sum_{K=2, 4, \dots} a_{z, \kappa} \left(\frac{x}{\ell} - 1\right) \cos K(\varphi - \varphi_1)$$

$$V_{z, 1} = \frac{x}{2\ell} W_0 \sin 2\varphi + \sum_K a_{z, \kappa} \left(\frac{x}{\ell} - 1\right) \sin K(\varphi - \varphi_1)$$

$$u_{z, 1} = \frac{z}{\ell} \left[\frac{W_0}{4} \cos 2\varphi + \sum_K \frac{a_{z, \kappa}}{K^2} \cos K(\varphi - \varphi_1) \right]$$

Неизвестные коэффициенты $a_{z, \kappa}$ определяются через внутренние силовые факторы.

Аналогично выполняем решение и для окружной нагрузки, заменяя ее эквивалентной радиальной кососимметричной и условно полагая генератор волн круглым, поскольку его форма уже учтена.

$$\text{при } x = 0 \quad W = a_{t, \kappa} \sin K(\varphi - \varphi_1)$$

$$\text{при } x = \ell \quad V = 0$$

Расчет результирующих перемещений по полученной зависимости показал, что форма гибкого колеса в области второго зацепления при нагружении значительно изменяется – уменьшаются размеры деформирования по большой и малой осям, происходит разворот овала гибкого колеса против направления вращения генератора волн. Из построенной с учетом полученной зависимости картины зацепления следует, что зазоры на входе во второе зацепление выбираются уже при моменте, не превышающем 4% от номинального для простой ВЗП с аналогичной геометрией.

Полученные результаты позволяют сделать вывод, что основным критерием работоспособности СВЗП является упругая податливость гибкого колеса на участке второго зацепления.

Глава 3 посвящена экспериментальным исследованиям СВЗП и поиску новых конструктивных решений передачи с целью повышения ее нагрузочной способности.

Исследования проводились на волновом редукторе (см. рис. 3), по конструкции максимально приближенном к серийным волновым редукторам типа Вэ и имевшем следующие основные параметры: номинальное передаточное отношение $i = 50$; внутренний диаметр гибкого колеса 160 мм; генератор волн двухволновой кулачковый с гибким подшипником 824 ГОСТ 23179-78; начальный размер деформирования $W_{нс} = 1,2m$; профиль кулачка выполнен по форме кольца, деформированного четырьмя силами, расположенными под углом $\beta = 25^\circ$ к большой оси; модуль зубьев $m = 0,8$ мм; глубина захода зубьев в первом зацеплении равна модулю. Материал гибкого колеса — сталь 30ХГСА (улучшение, HB 280 ... 320), жестких колес — сталь 40Х (улучшение, HB 260 ... 300). В целях поиска новых конструктивных решений было изготовлено более 20 передач, представляющих различные сочетания 4 вариантов конструкции с 9 вариантами геометрии, предусматривающими варьирование толщины гибкого колеса, глубины захода зубьев во втором зацеплении, длины гибкого колеса и взаимного расположения основных звеньев передачи.

Экспериментальные исследования включали определение предельного момента, КПД и оценку ресурса изготовленных вариантов. Методы тензометрирования использовались: при исследовании изменения формы нагруженного гибкого колеса путем регистрации радиальных перемещений; при исследовании нагрузок в зацеплениях по величине и продолжительности деформации контрольных зубьев; при исследовании нагрузки на генератор волн путем тензометрирования наружного кольца гибкого подшипника и при исследовании окружных, осевых и касательных напряжений на наружной поверхности гибкого колеса СВЗП.

Измеренный предельный момент первого варианта СВЗП, имевшего в обоих зацеплениях, как и серийные редуктора типа Вэ, геометрию с широкой впадиной, составил 10% от предельного момента серийного редуктора. Нами установлено, что в вдвоенной волновой передаче нагрузки на зубья в первом зацеплении, изменение формы гибкого колеса и напряжения в нем в области первого зацепления имеют такой же характер и величины, как и в зацеплении простой ВЗП. Значительно больше изменяется форма гибкого ко-

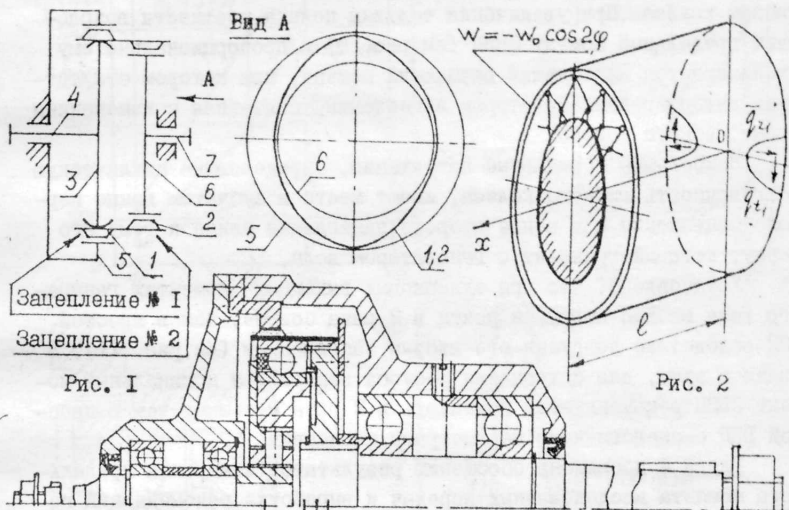
леса на участке второго зацепления, неподкреплённом генератором волн (см.рис. 4); изменение возрастает при удалении от генератора и заключается в уменьшении размеров деформирования по большой и малой осям с одновременным разворотом овала гибкого колеса против направления вращения генератора. При этом во втором зацеплении появляется дополнительная зона контакта зубьев (см.рис.5), свидетельствующая о выборке зазоров на входе и начале интерференции. Данные экспериментов по измерению формы, с достаточной для практики точностью совпали с расчетными, полученными в гл. 2.

Установлено, что вращающий момент, передаваемый СВЗП, ограничивается проскоком или заклиниванием во втором зацеплении, вызванным значительным изменением формы гибкого колеса. При заклинивании гибкое колесо во втором зацеплении переходит из двухволнового положения в одноволновое. При проскоке наблюдается циклический переход гибкого колеса во втором зацеплении из двухволнового положения в одноволновое и обратно, сопровождающийся шумом, вибрацией и пространственными перекосами гибкого колеса.

Эксперименты показали, что хотя зазор на входе во второе зацепление выбран уже при моменте, не превышающем 28% от предельного, СВЗП устойчиво работает и при дальнейшем нагружении (т.е. при наличии определенной интерференции), однако в этом случае главным критерием работоспособности становится износ зубьев второго зацепления.

Явление проскока в простых ВЗП экспериментально изучалось в МИСИ под руководством Д.П. Волкова и А.Ф. Крайнева, в МЭИ под рук. Н.А. Ковалева, в МВТУ под рук. С.А. Шувалова. Проведенные нами с учетом данного опыта исследования по повышению нагрузочной способности СВЗП показали, что предельный момент СВЗП по рис. 3 возрастает с увеличением глубины h_{d2} захода зубьев во втором зацеплении (см.рис. 6); толщины h_1 гибкого колеса (см.рис. 7) и с уменьшением длины участка гибкого колеса, не опирающегося на генератор волн.

Были предложены, изготовлены и испытаны новые варианты конструкции СВЗП, обеспечивающие повышение нагрузочной способности по сравнению с исходным вариантом СВЗП по патенту США № 2943513. Наиболее перспективным является новый вариант СВЗП с кольцом жесткости (см.рис. 8), защищенный а.с. СССР № 1137269.



сечения 1;2;3;4

Рис. 3

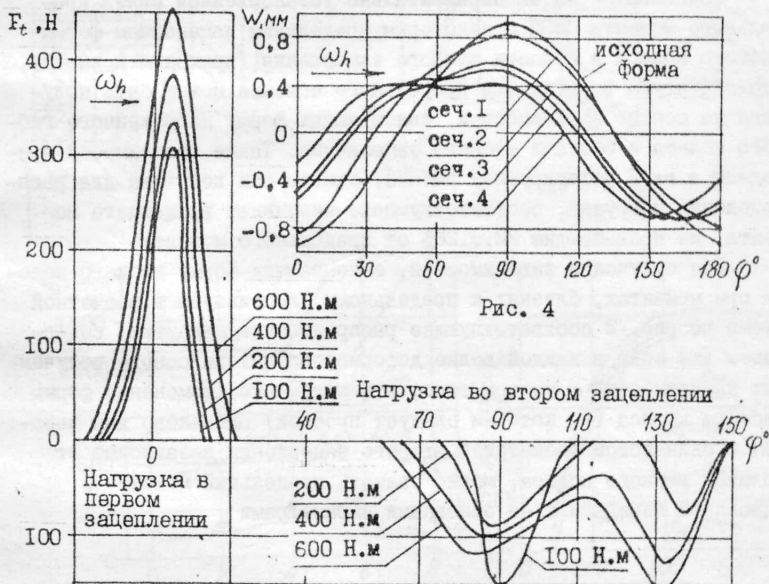


Рис. 5

Гибкое кольцо I образует с гибким колесом 2 совместно деформируемый пакет, повышающий жесткость без увеличения напряжений в гибком колесе. При увеличении толщины кольца жесткости возрастает предельный момент СВЗП (см.рис. 9) и пропорционально ему увеличивается наибольший вращающий момент, при котором отсутствует интерференция во втором зацеплении, связанная с изменением формы гибкого колеса.

Наибольшие нормальные напряжения, определяющие циклическую долговечность гибкого колеса, имеют место в зубчатом венце первого зацепления и в венце второго зацепления ближе к тому его торцу, который граничит с генератором волн.

Установлено, что при одинаковых выходных моментах генератор волн в СВЗП нагружен почти в 2 раза больше, чем в простой ВЗП вследствие догрузки его вторым зацеплением (см.рис. II). В связи с этим, для сохранения ресурса генератора номинальный момент СВЗП рекомендуется назначать в 2 раза меньшим, чем в простой ВЗП с аналогичными параметрами геометрии.

Глава 4 посвящена обобщению результатов измерения предельного момента исследованных передач и выработке рекомендаций по расчету и конструированию СВЗП.

Основываясь на экспериментально установленной связи предельного момента СВЗП с некоторым предельным изменением формы гибкого колеса в области второго зацепления, приходим к выводу, что структура формулы для предельного момента может быть получена на основе зависимостей, описывающих форму нагруженного гибкого колеса в области второго зацепления. Такие зависимости приведены в гл.2 реферируемой работы, однако они получены для распределения нагрузки, соответствующего величинам вращающего момента, не превышающим 22...28% от предельного момента.

Для получения зависимостей, описывающих форму гибкого колеса при моментах, близких к предельному, используем в расчетной схеме по рис. 2 соответствующее распределение нагрузки, содержащее две зоны в каждой волне деформирования. На основе полученных зависимостей с учетом того, что предельное изменение формы гибкого колеса (за которым следует проскок) одинаково для передач с одинаковой геометрией второго зацепления независимо от толщины гибкого колеса, можно связать предельный момент T_n удвоенной передачи с ее основными параметрами

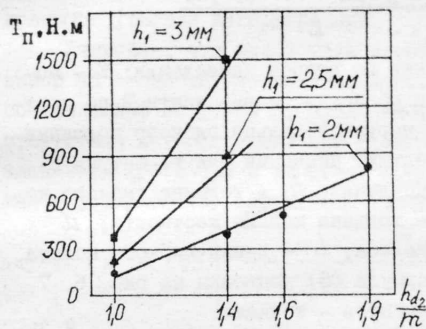


Рис. 6

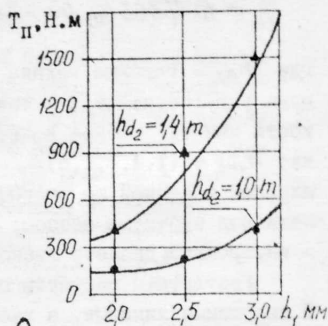


Рис. 7

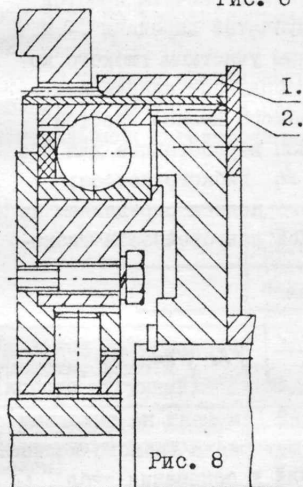


Рис. 8

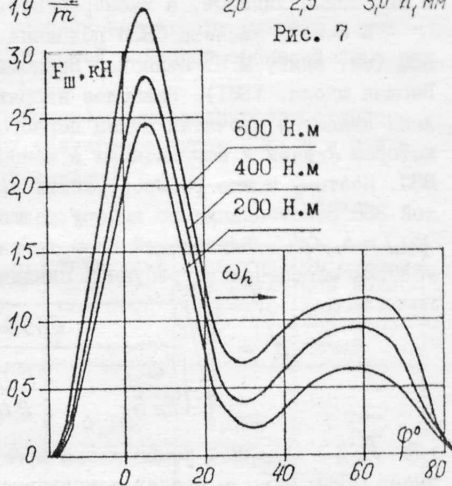


Рис. II

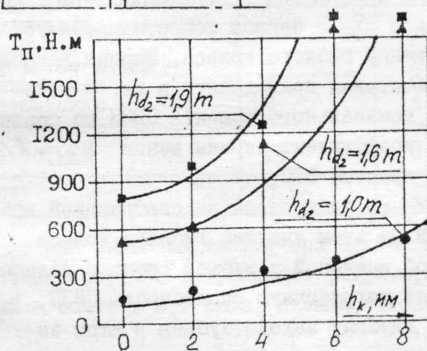


Рис. 9

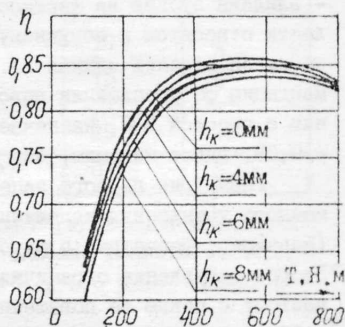


Рис. IO

$$T_n = 10^{-2} (3,63 h_{d2}/m - 3,09) \frac{E [h_{\text{зкв}}^3 + (0,7 h_k)^3] d}{L} \quad (3)$$

где h_{d2} - глубина захода зубьев во втором зацеплении; E - модуль упругости; $h_{\text{зкв}}$ - толщина оболочки, эквивалентной по жесткости пакету: гибкое колесо - наружное кольцо гибкого подшипника; $h_{\text{зкв}} = (1,4 \dots 1,6) h_1$ - меньшие значения для геометрии с широкой впадиной во втором зацеплении; h_1 - толщина гибкого колеса под зубчатым венцом; h_k - толщина кольца жесткости; d - внутренний диаметр гибкого колеса; L - длина гибкого колеса.

Результаты расчетов по формуле (3) нанесены на рис. 6, 7, 9 сплошными линиями, а экспериментов - точками.

В основу расчета СВЗП положена методика расчета простой ВЗП (см. книгу М.Н. Иванова "Волновые зубчатые передачи". - М.: Высшая школа, 1981). Наиболее напряженным участком гибкого колеса является зубчатый венец первого зацепления, напряжения в котором близки к напряжениям в венце гибкого колеса простой ВЗП. Поэтому можно распространить на СВЗП выработанные для простой ВЗП рекомендации по выбору толщины h_1 гибкого колеса;

$\psi_{hd} = h_1/d$. Внутренний диаметр гибкого колеса определяем из условия обеспечения требуемой циклической долговечности гибкого колеса

$$d = \sqrt[3]{\frac{0,456 T_{\text{ном}}}{\left[\frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma S_\sigma} - \frac{3 E Y_z \psi_{hd}}{2 i_{h_1}^{0,5} h_{d2}} \right] \psi_{\sigma d} \psi_{hd}}}$$

где $T_{\text{ном}}$ - заданный номинальный вращающий момент на выходном звене СВЗП; σ_{-1} - предел выносливости материала гибкого колеса. Коэффициенты K_σ - концентрации напряжений у основания зуба, Y_z - влияния зубьев на жесткость и S_σ - запаса сопротивления усталости относятся к наружному венцу гибкого колеса. Ширина венцов обоих зацеплений одинакова. Учитывая приведенную в гл. 3 рекомендацию об уменьшении вдвое номинального момента СВЗП по сравнению с простой ВЗП, назначаем коэффициент ширины венца $\psi_{\sigma d} = b/d = 0,08$, вдвое меньшим, чем в простой ВЗП.

Геометрия первого зацепления выбирается из соображений возможного уменьшения напряжений на этом участке гибкого колеса (например, геометрия с широкой впадиной у зубьев гибкого колеса). Второе зацепление ограничивает нагрузочную способность СВЗП, поэтому с целью ее повышения глубину захода зубьев в этом за-

цеплении рекомендуется назначать наибольшей, допустимой по условию отсутствия интерференции.

Учитывая, что вследствие изменения формы гибкого колеса зазор на входе во второе зацепление выбирается при моменте, составляющем 22...28% от предельного T_n , с целью обеспечения отсутствия интерференции при номинальном моменте рекомендуем назначать $T_n = 5 T_{ном}$ и по этому предельному моменту в соответствии с формулой (I) определяем толщину кольца жесткости.

$$h_k = 1,43 \sqrt[3]{\frac{T_n L}{10^{-2}(3,63 h_{d2}/m - 3,09) E d}} - h_{эв}^3$$

В главе также приведены порядок проектного расчета и рекомендации по конструированию двойной волновой зубчатой передачи.

В таблице сравниваются основные показатели разработанного волнового редуктора и серийных редукторов типов ЦЗУ; Ч и Пз2 с номинальными передаточными отношениями $i = 50$.

Таблица

Редуктор	Цилиндрический трехступенчатый	Червячный одноступенчатый	Планетарный двухступенчатый	Со двойной волновой зубчатой передачей
Удельная материалоемкость, кг/Н.м (корпус чугунный)	0,110	0,188	0,094	0,070
Относительный объем (без учета концов валов)	1,28	1,19	1,06	1,00
Количество основных звеньев:				
зубчатые венцы -	6	2	10	4
валы и оси -	4	2	9	2
подшипники -	8	4	10	5
Всего:	18	8	29	11
КПД	0,96	0,77	0,95	0,84

Как видно из табл., при одинаковом передаваемом вращающем моменте серийно выпускаемые редуктора тяжелее волнового: червячный - почти в 2,7 раза, цилиндрический - в 1,6 раза, планетарный - почти в 2,7 раза, цилиндрический - в 1,6 раза, планетарный - почти в 2,7 раза.

ний - в 1,3 раза. Разработанный редуктор имеет существенные преимущества по объему перед цилиндрическим и червячным редукторами. По простоте конструкции и трудоемкости изготовления (косвенно выраженных количеством основных звеньев) волновой редуктор значительно опережает планетарный и цилиндрический трехступенчатый и примерно равноценен червячному редуктору. В то же время, по величине КПД он уступает цилиндрическому и планетарному редукторам.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Выполнен анализ известных предложений по реализации передаточных отношений из диапазона 40...80 с помощью волновых зубчатых передач. Наиболее перспективной для разработки признана двоянная волновая зубчатая передача, обладающая простой конструкцией, компактностью, технологичностью и приемственностью к выпускаемым серийно простым волновым зубчатым передачам.

2. Разработаны зависимости для расчета формы нагруженного гибкого колеса СВЗП, позволившие сделать вывод, что основным критерием работоспособности передачи является упругая податливость гибкого колеса на участке второго зацепления.

3. Установлена причина ограничения нагрузочной способности СВЗП.

4. Впервые экспериментально исследованы предельный момент и КПД, оценен ресурс двоянных волновых передач с различными параметрами.

5. Методами тензометрирования впервые исследованы нагрузки в зацеплениях и на генератор волн СВЗП, а также форма гибкого колеса СВЗП и напряжения в нем под нагрузкой.

6. Предложены и экспериментально проверены новые конструктивные варианты СВЗП, позволившие повысить нагрузочную способность.

7. Впервые предложена зависимость для расчета предельного момента СВЗП. Разработаны рекомендации по расчету и конструированию СВЗП.

8. На основе проведенных исследований разработан и изготовлен волновой редуктор с передаточным отношением 50, обладающий преимуществами по удельной материалоемкости, габаритам и КПД перед соответствующим червячным редуктором; по удельной

материалоемкости, габаритам и трудоемкости изготовления перед соответствующими цилиндрическим и планетарным редукторами.

9. Используя результаты исследования ВНИИредуктор разработал и изготовил мотор-редукторы со сдвоенной волновой передачей для опытно-промышленных испытаний.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Экспериментально установлено, что предельный момент исходного варианта сдвоенной волновой зубчатой передачи по патенту США № 2943513 не превышает 20% от предельного момента простой волновой передачи, имеющей аналогичные параметры геометрии.

2. Вращающий момент, передаваемый сдвоенной волновой передачей, ограничивается проскоком или заклиниванием во втором зацеплении, вызванным значительным изменением формы гибкого колеса.

3. Новый вариант СВЗП с кольцом жесткости, защищенный авторским свидетельством СССР № 1137269, позволяет повысить предельный момент более, чем в 3,5 раза по сравнению с исходным вариантом СВЗП по патенту США № 2943513, имеющим аналогичные параметры геометрии.

4. Предельный момент СВЗП возрастает с увеличением глубины захода зубьев во второе зацепление, толщины гибкого колеса и толщины кольца жесткости, надетого на гибкое колесо, а также с уменьшением длины участка гибкого колеса, не опирающегося на генератор волн.

5. КПД исследованных вариантов СВЗП близок к КПД простых волновых зубчатых передач, имеющих аналогичные параметры геометрии.

6. Наибольшие нормальные напряжения, определяющие циклическую долговечность гибкого колеса, имеют место в его наружном зубчатом венце и у переднего (контактирующего с генератором волн) торца внутреннего зубчатого венца.

7. В СВЗП нагрузки на зубья в первом зацеплении, изменение формы гибкого колеса и напряжения в нем в области первого зацепления имеют такой же характер и величины, как и в зацеплении простой ВЗП.

8. При одинаковых выходных моментах генератор волн в СВЗП нагружен почти в два раза больше, чем в соответствующей простой ВЗП, вследствие догрузки его вторым зацеплением.

9. Установлено, что в исследованных передачах зазор на входе во второе зацепление выбирается при моменте, составляющем 22...28% от предельного по проскоку. При работе передачи с большими величинами выходного момента появляется интерференция и главным критерием работоспособности становится износ зубьев второго зацепления.

10. С учетом пунктов 8 и 9, для длительно работающих СВЗП рекомендуется назначать номинальный вращающий момент, в 2 раза меньший, чем рекомендуемый для простой ВЗП с аналогичными параметрами геометрии, а предельный момент по проскоку – в 5 раз больший номинального.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Иванов М.Н., Разин А.С. Исследование двояной волновой зубчатой передачи (СВЗП) с передаточным отношением менее 80. – Конструкция, расчет и производство волновых зубчатых передач: Тез. докл. научно-практ. конф. – Свердловск, 1983, с. 5-7.

2. Разин А.С. Экспериментальное определение нагрузок на зубья и на генератор двояной волновой передачи. – Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1984, № 9, с. 38-41.

3. Иванов М.Н., Финогонов В.А., Разин А.С. Исследование формы деформирования и напряжений гибкого колеса двояной волновой передачи. – Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1984, № II, с. 39-42.

4. Иванов М.Н., Финогонов В.А., Разин А.С. Исследование двояной волновой зубчатой передачи. – В межвуз. сб.: Волновые зубчатые передачи и механизмы. – М.: Моск. инж.-строит. ин-т, 1985, с. 43-52.

5. А.с. № II37269 (СССР). Двояная волновая зубчатая передача /М.Н. Иванов, А.С. Разин, Л.С. Бойко, В.А. Финогонов, А.А. Чиров, В.И. Тростин. – Опубл. в В.И., 1985, № 4.

