

001.29.34.2.  
Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское  
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени  
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

---

В. А. ФИНОГЕНОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ  
КПД ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

(05.161 — Машиноведение и детали машин)

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Работа выполнена в МВТУ им. Н. Э. Баумана.

Научный руководитель —

доктор технических наук, профессор Иванов М. Н.

Официальные оппоненты:

заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор  
технических наук, профессор Гавриленко В. А.,

кандидат технических наук, доцент Крайнев А. Ф.

Ведущее предприятие — ВНИИредуктор г. Киев.

Автореферат разослан «        »

1971 г.

Защита диссертации  
на заседании Ученого  
факультета МВТУ и

С диссертацией  
им. Н. Э. Баумана

Отзыв направля  
тельную предприятия,  
ская ул., д. 5, секре

Уче

В настоящее время в приводах различных машин начинает применяться новый тип зубчатой передачи - волновая передача, основанная на новом принципе передачи вращательного движения за счет волновой деформации одного из зубчатых колес. Отличительным признаком этой передачи является наличие гибкого зубчатого колеса и так называемого генератора волн.

Волновая передача обладает рядом преимуществ по сравнению с известными зубчатыми передачами. Так например, она позволяет получать большие передаточные числа в одной ступени (от 50 до 400), имеет небольшой вес и высокую кинематическую точность, может быть выполнена безluftовой, обеспечивает возможность передачи вращения в замкнутый (герметичный) объем.

Одним из основных требований, предъявляемых к передачам силовых приводов, является высокий КПД привода и самой передачи. Испытания волновых зубчатых передач показали, что они могут быть использованы в силовых приводах машин, так как обладают высокими нагрузочной способностью, долговечностью и КПД.

Исследованию КПД волновых зубчатых передач и посвящена реферлируемая работа, которая состоит из введения, четырех глав, заключения и приложения. После каждого параграфа и каждой главы даны выводы по соответствующим разделам исследования.

Во введении отмечается перспективность применения волновых передач в приводах машин. Сообщаются основные направления в исследованиях волновых передач. Даны библиографические ссылки на работы, в которых излагаются результаты этих исследований.

ПЕРВАЯ ГЛАВА состоит из двух параграфов. В §1 излагаются краткие сведения о волновой зубчатой передаче, описан принцип ее работы и устройства. Приведены фотографии наиболее распространенных конструкций гибких зубчатых колес и генераторов. Дана схема волнового редуктора для передачи вращения и герметизированное пространство. В § 2 изложены состояние вопроса и постановка задачи исследования. В этом параграфе дан подробный анализ работ по исследованию КПД волновых передач. Среди других исследований отмечаются работы д.т.н. проф. Иванова М.Н., к.т.н. Шувалова С.А., инж. Артанова А.К., к.т.н. Гинзбурга Е.Г., д.т.н. проф. Волкова Д.П. к.т.н. Крайнева А.Ф., к.т.н. Померанца Э.Н. и к.т.н. Жидяева А.И. Проведенный анализ позволяет отметить, что исследование потерь мощности в волновой передаче находится еще в начальной стадии как в теоретическом так и в экспериментальном плане. Исследования некоторых авторов противоречивы.

M129846

Ряд работ показывает, что существенное влияние на КПД может иметь правильность выбора параметров зацепления, а также способ соединения гибкого колеса с валом и др. При экспериментальных исследованиях КПД разделение потерь в передаче не производилось.

Исходя из вышеизложенного перед автором настоящей работы были поставлены следующие задачи.

1. Разработать методику экспериментального исследования КПД волновых зубчатых передач.
2. Выявить основные составляющие потерь мощности в волновой зубчатой передаче, определяющие ее КПД.
3. Исследовать влияние геометрии зацепления и конструкции элементов передачи на ее КПД.
4. Дать рекомендации для расчета КПД волновой передачи.

Кроме этого в процессе работы была выявлена необходимость исследования числа одновременно зацепляющихся зубьев, расположения зоны зацепления и характера распределения нагрузки по зубьям.

ВТОРАЯ ГЛАВА посвящена теоретическому исследованию КПД волновых зубчатых передач. Как и большинство исследователей волновых передач, полагаем, что общий КПД передачи

$$\eta = \eta_{ззч} \cdot \eta_n \quad (I)$$

где  $\eta_{ззч}$  - КПД зацепления,  $\eta_n$  - КПД генератора. Другие составляющие потерь в передаче считаются малыми и не учитываются.

Потери в волновом зацеплении рассматриваются в абсолютном движении зубчатых колес для передачи с остановленным жестким колесом и глухим (неподвижным) соединением гибкого колеса с валом.

Потери на трение в зацеплении  $i$  - той пары контактирующих зубьев

$$N_{тр} = f Q_i V_{cki} \quad (2)$$

где  $f$  - коэффициент трения в зацеплении;  $Q_i$  - нормальная сила в зацеплении;  $V_{cki}$  - скорость скольжения в точке контакта зубьев. Величина  $V_{cki}$  зависит от нагрузки на передачу и закона распределения нагрузки по зубьям. Величина  $V_{cki}$  определяется кинематическим взаимодействием зубьев гибкого и жесткого колес, формой деформации гибкого колеса и скоростью вращения генератора волн.

$$V_{cki} = \frac{V_{zi}}{\cos \alpha} \quad (3)$$

в (3)  $V_{zi}$  - радиальная составляющая скорости зуба гибкого колеса,  $\alpha$  - угол профиля зуба жесткого колеса.

Согласно кинематики волновых передач, разработанной д.т.н. проф. Ивановым М.И.



$$V_z = \frac{d\omega}{dt}, \quad (4)$$

где  $\omega = f_i(\varphi)$  - периодическая (период  $2\pi$ ) функция радиальных перемещений, описывающая форму деформации гибкого колеса. Специфика зацепления волновой передачи заключается в многопарном контакте зубьев, поэтому мощность трения в одной зоне зацепления

$$N_{\tau p} = \sum_{i=1}^{Z_x} f Q_i V_{cki} \quad (5)$$

$Z_x$  - число одновременно контактирующих зубьев в одной зоне зацепления.

Для исследуемых нами двухволновых передач мощность на выходном (тихоходном) валу передачи можно подсчитать как

$$N_{bx} = M_r \omega_r = P d_r \frac{\omega_r}{i_{nr}^*}, \quad (6)$$

где  $M_r$  - крутящий момент на гибком колесе;  $\omega_r$  - угловая скорость гибкого колеса;  $P$  - суммарная окружная сила на гибком колесе;  $i_{nr}^*$  - передаточное число от генератора к гибкому колесу при оставленном жестком.

Представив закон распределения нагрузки на зубья  $P_i = P_{max} \Phi(\varphi)$  и имея в виду, что  $P/\cos\alpha = Q_i$  и  $\sum P_i = P$ , получим формулу для определения КПД двухволнового зацепления.

$$\eta_{zav} = 1 - \frac{2N_{\tau p}}{N_{bx}} = \frac{1}{1 + f K_1 K_2 \frac{1}{\cos\alpha}} \quad (7)$$

Здесь  $K_1$  - коэффициент, зависящий от закона распределения нагрузки по зубьям  $P_{max} \Phi(\varphi)$  и от формы деформации гибкого колеса;  $K_2 = \frac{\Delta}{m}$  - коэффициент величины деформации гибкого колеса;  $\Delta$  - величина максимальной деформации гибкого колеса;  $m$  - модуль зацепления.

С целью анализа влияния закона распределения нагрузки по зубьям и формы деформации гибкого колеса на трение в зацеплении исследовано влияние различных сочетаний закона распределения нагрузки по зубьям и формы деформации гибкого колеса. Результат этого исследования приведен в таблице I.

Из таблицы I видно, что наилучшим сочетанием с точки зрения потерь в зацеплении является вариант 2, как дающий минимальные коэффициенты.  $K_1 = 0,30$  при  $\beta = \frac{2\pi}{9}$  и  $K_1 = 0,40$  при  $\beta = \frac{7\pi}{36}$

На основании анализа проведенного теоретического исследования КПД зацепления и на основании полученной расчетной формулы (7) можно заключить:

1) КПД зацепления не зависит от нагрузки на передачу и от ее передаточного числа.

2) Величина КПД зацепления определяется в основном формой де-

Таблица № 1

| Вариант   | Закон распределения нагрузки по зубьям     | Границы зоны зацепления |                   | Формы деформации гибкого колеса                                                                                                                                    | Коэффициент |
|-----------|--------------------------------------------|-------------------------|-------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------|
|           |                                            | $y_1$                   | $y_2$             |                                                                                                                                                                    |             |
| $N^{1/2}$ | $\Phi(y)$                                  |                         |                   | $w$                                                                                                                                                                | $K_1$       |
| 1         | $\cos 4y$                                  |                         |                   | $\Delta \cdot \cos 2y$                                                                                                                                             | 0,84        |
| 2         | $y_1 \leq y \leq 0$<br>$\cos 2y$           | $-\frac{y_1}{8}$        | $\frac{y_1}{4}$   | $\frac{\Delta}{A - \frac{4}{y_1}} (A \cos y + y \sin \beta \sin y - \frac{4}{y})$ ; $0 \leq y \leq \beta$<br>$\beta = \frac{2y_1}{9}$                              | 0,30        |
|           | $0 \leq y \leq y_2$                        |                         |                   | $\frac{\Delta}{A - \frac{4}{y_2}} [5 \sin y + (\frac{5}{2} - y) \cos \beta \cos y - \frac{4}{y}]$ ; $\beta \leq y \leq \frac{y_2}{2}$<br>$\beta = \frac{2y_2}{36}$ | 0,40        |
| 3         | $\cos 4,5y$                                |                         |                   | $\Delta \cdot \cos 2y$                                                                                                                                             | 1,08        |
| 4         | $y_1 \leq y \leq 0$<br>$\cos \frac{9}{7}y$ | $-\frac{y_1}{9}$        | $\frac{7y_1}{18}$ | $\frac{\Delta}{A - \frac{4}{y_1}} (A \cos y + y \sin \beta \sin y - \frac{4}{y})$ ; $0 \leq y \leq \beta$<br>$\beta = \frac{2y_1}{9}$                              | 0,80        |
|           | $0 \leq y \leq y_2$                        |                         |                   | $\frac{\Delta}{A - \frac{4}{y_2}} [5 \sin y + (\frac{5}{2} - y) \cos \beta \cos y - \frac{4}{y}]$ ; $\beta \leq y \leq \frac{y_2}{2}$<br>$\beta = \frac{2y_2}{36}$ | 0,96        |
| 5         | $\sin 3y$                                  |                         |                   | $\Delta \cdot \cos 2y$                                                                                                                                             | 1,56        |
| 6         | $0 \leq y \leq y_2$                        | 0                       | $\frac{y_1}{3}$   | $\frac{\Delta}{A - \frac{4}{y_1}} (A \cos y + y \sin \beta \sin y - \frac{4}{y})$ ; $0 \leq y \leq \beta$<br>$\beta = \frac{2y_1}{9}$                              | 1,38        |
|           |                                            |                         |                   | $\frac{\Delta}{A - \frac{4}{y_2}} [5 \sin y + (\frac{5}{2} - y) \cos \beta \cos y - \frac{4}{y}]$ ; $\beta \leq y \leq \frac{y_2}{2}$<br>$\beta = \frac{2y_2}{36}$ | 1,52        |

формации гибкого колеса и законом распределения нагрузки по зубьям. Это влияние учитывается в формуле коэффициентом  $K_7$ .

3) Оптимальным с точки зрения величины КПД следует считать зацепление, у которого зона зацепления под нагрузкой наиболее полно совмещена с областью<sup>х)</sup> минимальных скоростей  $V_{с\kappa i}$  скольжения зубьев.

4) Величина КПД зацепления зависит от коэффициента  $K_2 = \frac{\Delta}{m}$ . С точки зрения повышения КПД зацепления следует стремиться к уменьшению  $K_2$ , т.е. к уменьшению величины деформации.

5) Уменьшение угла профиля зубьев повышает КПД волнового зацепления.

6) КПД зацепления зависит от величины коэффициента трения.

Далее исследовался КПД генераторов волн.

Приведенное в реферируемой работе теоретическое исследование КПД генераторов волн следует считать одной из попыток количественно оценить потери на трение в них. Полученные нами расчетные формулы справедливы для принятых в работе допущений и расчетных схем, которые в дальнейшем будут уточняться. Рассматривается КПД наиболее распространенных механических генераторов волн: кулачкового с гибким шарикоподшипником, четырехроликового и двухдискового.

КПД кулачкового генератора с гибким подшипником. С точки зрения анализа потерь на трение в генераторе гибкие шарикоподшипник и роликподшипник, равноценны. Однако надо иметь в виду, что большая вероятность наличия взаимных перекосов осей роликов в подшипнике может привести к резкому увеличению потерь на трение в нем.

Если известен закон распределения нагрузки по зубьям, то предполагается, что нагрузка на генератор распределяется на дуге зацепления по такому же закону

$$T_i = T_{max} \Phi(\varphi) \quad (8)$$

Распределенная нагрузка на генератор в расчетной схеме заменена эквивалентной сосредоточенной силой  $T$ . Величина  $T$  зависит от окружной силы в зацеплении передачи. Экспериментальными исследованиями установлено, что на величину  $T$  оказывает влияние также жесткость системы генератор - гибкое колесо. Это влияние учитывается коэффициентом  $K_7$  передачи нагрузки от гибкого колеса на генератор

$$T = T_i + K_7 \frac{2M_{max} \tan \alpha}{u \cdot d_d} \quad (9)$$

Здесь:  $T_i$  - нагрузка на генератор от сил упругости гибкого колеса; область минимальных скоростей  $V_{с\kappa i}$  располагается симметрично относительно оси максимальной деформации гибкого колеса. Зуб, расположенный в вершине волны деформации имеет  $V_{с\kappa i} = 0$ .

са, подкладного кольца (внешнего кольца подшипника) и от натяга в зацеплении.  $M_{\text{вых}}$  - крутящий момент на выходном валу передачи,  $i$  - число воли генератора;  $d_d$  - диаметр делительной окружности вращающегося колеса;  $\alpha_{ж}$  - угол профиля зуба жесткого колеса.

Величина  $K_T$  пока не определена. В настоящее время ведутся исследования в этом направлении, поэтому пока положено, что  $K_T = 1,0$ .

В гибком подшипнике имеют место трение качения и трение скольжения. Примем условно, что сила трения  $F_{TP}$  в генераторе приложена к внутреннему кольцу гибкого подшипника на радиусе  $\rho$ .

Тогда мощность трения в генераторе будет

$$N_{TP} = M_{TP} \cdot \omega_n = 2rf_y T \omega_n, \quad (10)$$

где  $\omega_n$  - угловая скорость вала генератора (кулачка),  $f_y$  - условный коэффициент трения в генераторе. Мощность на выходном валу передачи, приведенная к валу генератора (полезная мощность) при условии, что потери на трение в зацеплении отсутствуют

$$N_n = M_{\text{вых}} \cdot \frac{\omega_n}{i}, \quad (11)$$

где  $i$  - передаточное число передачи.

КПД генератора

$$\eta_n = 1 - \frac{N_{TP}}{N_n + N_{TP}} \quad (12)$$

или с учетом формул (10) и (11) получим

$$\eta_n = \frac{1}{1 + f_y \frac{T \cdot 2r}{M_{\text{вых}}} \cdot i} \quad (13)$$

Приложив суммарную силу  $F_{TP}$  трения в четырёхроликовом и двухдисковом генераторах к оси роликов или дисков и, рассуждая аналогично вышеизложенному, получены формулы для расчета КПД.

Для четырёхроликового генератора

$$\eta_n = \frac{1}{1 + f_y \frac{T d_y}{M_{\text{вых}}} \cdot i} \quad (14)$$

Для двухдискового генератора

$$\eta_n = \frac{1}{1 + f_y \frac{T \cdot 2e}{M_{\text{вых}}} \cdot i} \quad (15)$$

В формулах (14) и (15):  $d_y$  - диаметр центров роликов,  $e$  - эксцентриситет осей дисков. Полученные зависимости для расчета КПД генераторов могут быть записаны в виде одной формулы

$$\eta_n = \frac{1}{1 + f_y \frac{T d}{M_{\text{вых}}} \cdot i}, \quad (16)$$

где  $d$  - параметр генератора, равный  $d = 2r$  - для кулачкового генератора,  $d = d_y$  - для четырёхроликового генератора,  $d = 2e$  - для двухдискового генератора.

В силовых передачах, работающих с номинальной или близкой к ней нагрузкой величину радиальной нагрузки  $T_r$  на генератор от сил упругости при расчете КПД можно не учитывать. Эта нагрузка не превышает 3% от нагрузки на генератор от сил в зацеплении. Исходя из этого, КПД генераторов, рассмотренных конструкций силовых двухволновых передач может быть рассчитан по формуле

$$\eta_{\text{ис}} = \frac{1}{1 + f_g \cdot K_n \cdot K_r \cdot i \cdot t_{gdx}} \quad (17)$$

Здесь  $K_n$  - коэффициент параметра генератора.  $K_r = \frac{d}{d_g}$  - отношение параметра генератора к диаметру делительной окружности гибкого колеса. Как отмечалось выше, в настоящей работе принято  $K_r = 1,0$ . В кулачковых генераторах, конструкция и расчет которых выполнены по методике МВТУ (каф. Детали машин) диаметр тел качения (шариков) выбирается из соотношения

$$d_{TK} = (0,1 \div 0,08) D, \quad (18)$$

где  $D$  - наружный диаметр внешнего кольца гибкого подшипника, при этом  $K_n \approx 0,8$ . Для четырехроlikового генератора в процессе начального проектирования волновых передач можно принять  $K_n = 0,67$ .

Для двухдискового генератора, согласно этой же методике, размеры эксцентриситета осей дисков рекомендуется брать в пределах

$$e = (3,4 - 3,6) m \quad (19)$$

Коэффициент параметра двухдискового генератора с учетом (19) будет

$$K_n = \frac{d}{d_g} = \frac{2e}{d_g} = \frac{2(3,4 + 3,6)m}{m z_r} = \frac{3,4 + 3,6}{i}, \quad (20)$$

где  $\frac{z_r}{z} = i$  - передаточное число двухволновой передачи. Например, при  $i = 100$   $K_n = (0,034 + 0,036)$ .

На основании теоретического исследования КПД генераторов волн можно заключить:

1. Получены сравнительно простые расчетные зависимости для определения КПД наиболее распространенных конструкций механических генераторов волн.

2. Зависимости для расчета КПД следует рассматривать как приближенные, позволяющие оценить потери в генераторах волн.

3. Потери на трение в генераторах волн учитываются комплексно с помощью условного коэффициента трения.

4. КПД генераторов волн зависит от соотношения нагрузки на генератор и нагрузки на выходном валу передачи. С увеличением этого соотношения КПД уменьшается.

5. КПД генераторов волн уменьшается с увеличением передаточного числа передачи.

6. КПД генераторов волн зависит от их конструктивных параметров (от параметра генератора  $d$ ).

7. Даны рекомендации по выбору конструктивных параметров генераторов волн с позиций повышения КПД.

ТРЕТЬЯ ГЛАВА посвящена экспериментальному исследованию КПД волновых зубчатых передач. Описываются методы и стенды для экспериментальных исследований КПД. Известны преимущества испытаний зубчатых передач на стендах с замкнутым силовым потоком. При исследовании КПД обычных зубчатых передач на таких стендах исходят из того, что КПД обычной зубчатой передачи не зависит от того, работает ли передача как редуктор или как мультипликатор. Значения величин КПД волновой передачи, работающей в редукторном или мультипликаторном режимах различны. Поэтому способы определения КПД обычных зубчатых передач на замкнутом стенде для исследования волновых передач неприемлемы. В работе приводится методика экспериментального исследования КПД волновых зубчатых передач на замкнутом стенде. Предложенная методика позволяет определить экспериментально значения величин КПД волновых редуктора и мультипликатора отдельно, при этом необходимо измерить только три крутящих момента. Полученные величины КПД редуктора и мультипликатора проверялись путем их измерения на стенде с разомкнутым силовым потоком (открытом стенде), имеющим структуру: эл.двигатель - редуктор - мультипликатор - тормоз. Получено хорошее совпадение результатов. Разработанная методика позволяет проводить исследования волновых передач с большим передаточным числом. Например, по предложенной методике на замкнутом стенде было проведено исследование двухступенчатой волновой передачи с  $i = 13100$  и  $M_{\text{вх}} = 8000$  кгм. Очевидно, что исследование подобной передачи на открытом стенде (эл.двигатель - волновая передача - тормоз) практически трудно осуществить, т.к. при этом необходимо мощное тормозное устройство.

Для исследования КПД зацепления и КПД генераторов предложен способ разделения общего КПД передачи на КПД зацепления и КПД генератора.

Исходя из формулы (I), при экспериментальном определении общего КПД и его составляющих необходимо измерить минимум две величины, из величин входящих в эту формулу.

КПД зацепления волновой передачи можно определить путем измерения величин крутящих моментов на гибком и жестком колесах одновременно. Если рассматривать передачу в обратном движении при остановленном генераторе волн, то можно записать:

$$\eta_{\text{заг}} = \frac{M_r}{M_{\text{ж}}} \cdot (\dot{i}_{\text{жг}}^*)^{-1}, \quad (21)$$

где  $M_r$  и  $M_{\text{ж}}$  - величины крутящих моментов на гибком и жестком колесах соответственно;  $\dot{i}_{\text{жг}}^* = z_r/z_{\text{ж}}$  передаточное число от жесткого колеса к гибкому при остановленном генераторе,  $z_{\text{ж}}$  и  $z_r$  - числа зубьев жесткого и гибкого колес соответственно.

Так как исследуемые передачи были рассчитаны на сравнительно небольшую номинальную нагрузку  $\approx 160$  кгм, оказалось целесообразным для их испытаний использовать открытый стенд с электромагнитным порошковым тормозом ПТ - 100М конструкции ЭНИМС. Привод стенда осуществлялся от балансирующего эл. двигателя постоянного тока типа МИ-42Т. Величина крутящего момента  $M_r$  на гибком колесе (на выходном валу передачи) измерялась по динамометру на тормозе. С целью определения величины крутящего момента  $M_{\text{ж}}$  на жестком колесе (корпусе передачи) корпус передачи устанавливался в подшипниках, а  $M_{\text{ж}} = M_{\text{корп.}}$  измерялся двумя динамометрическими кольцами. Последние устанавливались с обеих сторон передачи между рамой стенда и траверсой, прикрепленной к корпусу передачи. Испытательный стенд позволял кроме КПД зацепления измерять общий КПД волновой передачи.

Для исследуемой волновой передачи

$$\eta = \frac{M_r}{M_n \cdot \dot{i}_{\text{нг}}^*}, \quad (22)$$

где  $M_n$  - крутящий момент на валу генератора (входной вал);  $\dot{i}_{\text{нг}}^*$  - передаточное число от генератора к гибкому колесу при остановленном жестком. Пренебрегая потерями в опорных подшипниках передачи можно косвенным путем найти КПД генератора волн, исходя из формулы (I)

$$\eta_n = \frac{\eta}{\eta_{\text{заг}}} \quad (23)$$

Предложенным способом разделения общего КПД передачи исследовались КПД пяти зацеплений с различными величинами деформации гибкого колеса и КПД генераторов волн.

Параметры исследованных зацеплений приведены в таблице 2. Расчет зацеплений выполнен к.т.н. Шуваловым С.А. с учетом получения примерно одинаковых передаточных чисел, натягов (зазоров) в зацеплении и количества одновременно зацепляющихся зубьев под нагрузкой.

В экспериментах исследовался один и тот же генератор - кулачковый с гибким шарикоподшипником - позволяющий изменять величину деформации гибкого колеса. Изменение величины деформации достигалось за счет использования сменных комплектов штифтов оп-

ределенной длины, на которые устанавливался гибкий шарикоподшипник.

В передаче с зацеплением № 2 (см. табл. 2) исследовалась зависимость К.П.Д. зацепления, генератора и редуктора в целом от нагрузки на редуктор. Исследование проводилось с 3-я типами генераторов: кулачковым с гибким шарикоподшипником, двухдисковым и четырехроликовым.

Гибкий шарикоподшипник кулачкового генератора имел следующие параметры: внутренний диаметр - 114,3 мм, внешний диаметр - 155 мм, число шариков - 20, диаметр шариков - 15,08 мм, сепаратор из теко-стодита с диаметром отверстий под шарики 16 мм. Двухдисковый генератор был выполнен с диаметром дисков 151,7 мм и эксцентрицитетом расположения их осей 2,43 мм.

Четырехроликовый генератор имел диаметр роликов 48,85 мм при  $\beta = 30^\circ$ . Диаметр центров роликов 103,1 мм.

Величина потерь в шлицевом соединении гибкого колеса с валом была определена путем сравнительного исследования КПД передач. При прочих равных параметрах нами определялся КПД передачи с шлицевым и фланцевым соединениями гибкого колеса с валом. Разность величин КПД в этом случае составляет потери в шлицевом соединении. В наших экспериментах она была в пределах от 3% до 5%.

Проведенные экспериментальные исследования КПД волновых передач позволяют отметить следующее:

1. Для исследованных передач ( $i \approx 100$ ,  $M_{ном} = 160$  кгм) общий КПД передачи зависит от нагрузки - возрастает с увеличением нагрузки. Так например, при кулачковом генераторе он изменяется в пределах (0,70 + 0,85); при двухдисковом - (0,60 + 0,78); при четырехроликовом - (0,55 + 0,73). Меньшее значение соответствует нагрузке 20 кгм, большее - нагрузке 140 кгм.

2. Основные потери мощности в волновой передаче имеют место в генераторе волн.

3. КПД исследованных генераторов при полной нагрузке передачи ( $M_{бук} = 160$  кгм) равны: кулачкового - (0,85 + 0,90); двухдискового - (0,75 + 0,80); четырехроликового (0,70 + 0,75).

4. Преимущество кулачкового генератора по КПД. особенно проявляется при малых нагрузках. Например, при  $M_{бук} = 0,1 M_{ном}$  КПД двухдискового и четырехроликового генераторов меньше в среднем на 20%.

5. Потери на трение в зацеплении малы по сравнению с потерями в генераторе. В нашем случае они не превышают 3%, т.е.  $\eta_{заз} \geq 0,97$ .

| ПАРАМЕТРЫ ИССЛЕДОВАННЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ                                                        |       |        |       |       |      |  |
|-------------------------------------------------------------------------------------------|-------|--------|-------|-------|------|--|
| 1. Зацепление                                                                             | № 1   | № 2    | № 3   | № 4   | № 5  |  |
| 2. Величина радиальной деформации гибкого колеса в долях модуля зубьев $\frac{\Delta}{m}$ | 0,7   | 0,8    | 0,9   | 0,9   | 1,0  |  |
| 3. Модуль зубьев [мм] $m$                                                                 | 0,8   | 0,8    | 0,8   | 0,8   | 0,8  |  |
| 4. Число зубьев на гибком колесе $Z_r$                                                    | 200   | 200    | 200   | 196   | 203  |  |
| 5. Число зубьев на жестком колесе $Z_{ж}$                                                 | 202   | 202    | 202   | 198   | 205  |  |
| 6. Угол исходного контура $\alpha_d$                                                      | 30°   | 30°    | 20°   | 20°   | 20°  |  |
| 7. Коэффициент смещения исходного контура гибкого колеса $\xi_r$                          | +3,0  | +0,127 | +1,18 | +4,07 | 0,6  |  |
| 8. Коэффициент смещения исходного контура жесткого колеса $\xi_{ж}$                       | +2,81 | 0      | +1,08 | +3,95 | 0,6  |  |
| 9. Толщина гибкого колеса под зубчатый венец [мм]                                         | 4,17  | 1,87   | 2,44  | 3,16  | 2,22 |  |
| 10. Ширина зацепления (длина зуба) [мм]                                                   | 30    | 20     | 30    | 30    | 30   |  |

6. Потери в шлицевом соединении гибкого колеса с валом несколько больше потерь в зацеплении и составляют  $3\% + 5\%$ .

7. Экспериментальными исследованиями не установлено существенной зависимости КПД передачи от величины деформации. Так например, при нагрузке передачи  $M_{\text{вх}} = 140$  кгм получено: при  $\Delta = 0,7\text{ м}$   $\varphi = 0,77$ ; при  $\Delta = 0,8\text{ м}$   $\varphi = 0,80$ ; при  $\Delta = 0,9\text{ м}$   $\varphi = 0,82$ ; при  $\Delta = 1,0\text{ м}$   $\varphi = 0,81$ . Можно сказать, что такая разность значений КПД лежит в пределах точности измерений. В то же время полученная нами теоретическая зависимость (7) указывает на влияние параметров зацепления  $\Delta$  и  $\alpha$  на КПД зацепления. В экспериментальных передачах параметры зацепления были подобраны так, что при малых  $\Delta$  принимались большие углы  $\alpha$ , а при больших  $\Delta$  - малые  $\alpha$ . Формула (7) указывает на противоположное влияние  $\Delta$  и  $\alpha$  на величину КПД зацепления. Поэтому в нашем случае это влияние взаимно компенсировалось. Кроме того сама по себе малая величина  $\Delta$  зацепления не позволяла уловить его изменения при экспериментах.

В результате можно отметить, что в известных пределах для волновых передач можно принимать различные  $\frac{\Delta}{m}$  (исследовано от 0,7 до 1,0) и это не окажет существенного влияния на величину КПД. Однако, каждому значению  $\frac{\Delta}{m}$  должны соответствовать параметры зацепления (например,  $\alpha$ ) выбранные по определенной методике.

8. Так как форма деформации для всех исследованных зацеплений была одинакова (форма кольца, растянутого четырьмя силами при  $\beta = 35^\circ$ ), то влияние формы деформации на величину КПД в экспериментах не проверялось.

С помощью теоретических расчетных зависимостей на основании результатов экспериментального исследования КПД определены величины коэффициентов трения.

Коэффициент трения в зацеплении оказался равным  $f = (0,01 + 0,04)$ , что соответствует значениям коэффициента трения в эвольвентном зацеплении жестких колес.

Условные коэффициенты трения в генераторах волн: в кулачковом  $f_1 = 0,0025 + 0,0065$ ; в четырехроликовом  $f_2 = 0,09 + 0,012$ ; в двухдисковом  $f_3 = 0,15 + 0,25$ .

ЧЕТВЕРТАЯ ГЛАВА диссертации посвящена разработке методов экспериментального исследования многопарности зацепления в волновой передаче. Количество одновременно зацепляющихся зубьев является важным качеством волновой зубчатой передачи. Этим качеством характеризуются нагрузочная способность, КПД, кинематическая точность

**и крутильная жесткость передачи.**

Количество одновременно зацепляющихся зубьев зависит от геометрии зацепления (от профиля зубьев и профиля кулачка генератора), податливости гибкого зубчатого венца, контактных деформаций, технологии и точности изготовления. Многообразие влияющих факторов затрудняет теоретическое определение количества одновременно зацепляющихся зубьев.

Предложенный метод экспериментального определения количества одновременно зацепляющихся зубьев основан на определении продолжительности деформации одного контрольного зуба жесткого колеса в зависимости от угла поворота генератора волн. Отношение угла поворота генератора, на котором происходит деформация контрольного зуба, к  $360^\circ$  будет пропорционально отношению числа одновременно зацепляющихся зубьев к всему числу зубьев жесткого колеса. Это обусловлено тем, что в волновой зубчатой передаче каждая пара зубьев гибкого и жесткого зубчатых колес проходит последовательно через все фазы зацепления. Поэтому угол поворота генератора, на котором происходит зацепление одной пары зубьев, равен углу в пределах которого находятся в зацеплении зубья, передающие нагрузку. Приводится описание стенда и способа обработки полученных результатов при определении многопарности зацепления.

Дается также метод экспериментального исследования распределения нагрузки по зубьям. В этом методе измерялась деформация не всего контрольного зуба, а только его выделенной прорезями части. Таким образом, контрольный зуб состоял из двух частей: жесткой и податливой. Смысл такого измерения состоит в том, что нагрузка на контрольный зуб воспринимается преимущественно жесткой его частью. Величина деформации жесткой части зуба под нагрузкой равна деформации податливой его части, которая и измерялась тензорезисторами. Измерение деформации зуба в процессе зацепления и осциллографирование сигналов от тензорезисторов позволяет получать график закона распределения нагрузки по зубьям. При исследовании таким методом многопарности зацепления установлено, что площадь под кривой графика закона распределения нагрузки по зубьям пропорциональна нагрузке на передачу. Исходя из этого разработан способ расчета нагрузки на любой из зацепляющихся зубьев при наличии графика закона распределения нагрузки по зубьям. Приводится порядок такого расчета. Анализ результатов экспериментального исследования многопарности зацепления показал: 1) Количество одновременно зацепляющихся зубьев в волновой передаче определяется геометрией зацепления и

зависит от нагрузки на передачу - увеличивается с ростом нагрузки. Это увеличение связано с деформацией зубьев и изменением формы деформации гибкого колеса под нагрузкой. 2) Правильно выбранные параметры зацепления обеспечивают высокую многопарность контакта зубьев (~ 50% от числа зубьев жесткого колеса). 3) Влияние скорости вращения генератора на количество одновременно зацепляющихся зубьев  $Z_{\Sigma}$  незначительно. Так например, для одной из экспериментальных передач ( $\frac{\Delta}{m} = 0,8$ ;  $M_{\text{вход}} = 80$  кгм) получено, что при увеличении  $n_n$  от 300 об/мин. до 900 об/мин.  $Z_{\Sigma}$  возрастает от 50% до 52%.

Закон распределения нагрузки по зубьям определяет также и неравномерность нагрузки на зубья в зоне зацепления, которая может быть оценена с помощью коэффициента неравномерности нагрузки  $\mathcal{K} = P_{\text{max}}/P_p$ , где  $P_{\text{max}}$  - максимальная нагрузка на зуб в зоне зацепления,  $P_p = P/Z_{\Sigma}$  - средняя нагрузка на зуб в зоне зацепления,  $P$  - суммарное окружное усилие в зацеплении.

Для законов распределения нагрузки, взятых нами при теоретическом исследовании КПД зацепления, получен  $\mathcal{K} = 1,57 \dots$  Экспериментально получены значения  $\mathcal{K}$  в пределах от 1,5 до 2,1. В приложении реферируемой работы даны диаграммы распределения нагрузки по зубьям для одной из исследованных передач при  $\Delta = 0,8m$ ;  $i = 100$  в зависимости от нагрузки в пределах от 20 кгм до 100 кгм, а также чертежи зубчатых колес для четырех из пяти исследованных зацеплений.

В заключении диссертации даны основные выводы по работе:

1. КПД волновой зубчатой передачи определяется в основном потерями в генераторе волн, которые составляют от 10% до 20%.

Потери в зацеплении сравнительно малы и составляют от 1% до 3%.

2. Получены расчетные зависимости для определения КПД наиболее распространенных генераторов волн: кулачкового, четырех-роликового и двухдискового.

3. Установлено, что потери в генераторе волн зависят: а) от нагрузки передачи, б) от передаточного числа, в) от конструкции и параметров генератора, г) от геометрии зацепления.

4. Получена формула для расчета КПД зацепления и экспериментально определены значения коэффициента трения в зацеплении. Потери в зацеплении зависят: а) от формы и величины деформации гибкого колеса, б) от закона распределения нагрузки по зубьям, в) от величины угла профиля зубьев.

5. Путем экспериментальных исследований для принятых расчет-

ных схем определены значения условных коэффициентов трения в генераторах волн.

6. Разработаны методы и стенды для экспериментального исследования КПД волновой передачи в целом, а также разделения этого КПД на КПД зацепления и генератора.

7. Исследовано влияние параметров зацепления и типа генератора на КПД волновой передачи. Установлено, что параметры зацепления, рассчитанные по методике кафедры "Детали машин" МВТУ, в пределах величин деформаций гибкого колеса от 0,7*m* до 1,0*m* не оказывают существенного влияния на КПД передачи. Наименьшие потери, по сравнению с четырехроликовым и двухдисковым генераторами, имеют место в кулачковом генераторе.

8. Разработаны методы экспериментального исследования количества одновременно зацепляющихся зубьев и закона распределения нагрузки по зубьям в волновой передаче.

9. На основе обработки результатов экспериментальных исследований рекомендованы расчетные зависимости для распределения нагрузки по зубьям.

Определен коэффициент неравномерности нагрузки по зубьям

$$\alpha = 1,5 + 2,1.$$

10. Установлена неравномерность нагрузки по длине зуба и предложен метод ее экспериментального исследования.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах автора:

1. Методика экспериментального определения КПД волновых зубчатых передач. "Известия ВУЗов. Машиностроение" № 9, 1967 (в соавторстве).
2. О распределении нагрузки по зубьям волновой передачи. "Известия ВУЗов. Машиностроение" № 12, 1970.
3. Результаты испытаний волновой зубчатой передачи. НИИИНФОРМТЯЖ-МАШ. Надежность и качество зубчатых передач. 18-67-41. 1967. (в соавторстве).
4. Экспериментальное определение количества одновременно зацепляющихся зубьев и величин их деформаций в волновой передаче. "Известия ВУЗов. Машиностроение" № 9, 1968 (в соавторстве).
5. Методика расчета геометрии зацепления волновых зубчатых передач. "Известия ВУЗов. Машиностроение" № 9, 1969 (в соавторстве).
6. Конструкция и расчет основных элементов волновых передач. "Известия ВУЗов. Машиностроение" № 10, 1969 (в соавторстве).

7. Разработка и испытание волновой зубчатой передачи спец. назначения. Технический отчет по научно-исследовательской теме 0-509. МВТУ. М.1970. (в соавторстве).
8. Разработка стандартного ряда волновых зубчатых редукторов для серийного производства. Раздел: Выбор оптимальных параметров зацепления волновой зубчатой передачи. Промежуточный отчет по научно-исследовательской теме 0-528. МВТУ. М.1970 (в соавторстве).

Результаты работы по теме диссертации доложены:

1. На научно-техническом семинаре по волновым передачам. МВТУ-СТАНКИН. Апрель-1967 г.
2. На Всесоюзной конференции "Надежность и качество зубчатых передач", Саратов, сентябрь-1967 г.
3. На научно-техническом семинаре по волновым передачам в МВТУ им.Баумана, декабрь 1969 г., февраль 1971 г.
4. На кафедре "Детали машин" МВТУ им.Баумана, март 1971 г.