

И 464781

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

На правах рукописи

ЛЕВСАК Владимир Яковлевич

УДК 621.833-182.634

КИНЕМАТИЧЕСКАЯ ПОТРЕБНОСТЬ ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ
ПЕРЕДАЧИ С УЧЕТОМ ХАРАКТЕРИСТИК
ЖЕСТКОСТИ И НАГРУЗКИ

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 - 1987

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

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

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор ЦЕЙТЛИН Н.И.
кандидат технических наук,
доцент ФУРСЯК Ф.И.

Ведущая организация - указано в решении Ученого Совета

Защита состоится "29" июня 1987 г. в 14³⁰ час.
на заседании специализированного совета К 053.15.11 "Машино-
строение" в Московском высшем техническом училище им. Н.Э.Бау-
мана по адресу: 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Ваш отзыв в 2-х экз., заверенных печатью, просим выслать
секретарю совета по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке

май 1987 г.

П.К. Попов

Актуальность. Важнейшие задачи отечественного машиностроения - снижение веса, габаритов, трудоемкости и стоимости изготовления машин и механизмов, повышение их качественных характеристик, надежности и долговечности. Одним из путей решения этих задач является использование в машинах и оборудовании волновых зубчатых передач (ВЗП). В связи с расширяющимся применением ВЗП в точных приводах и роботах, задача исследования кинематической погрешности и крутильной жесткости ВЗП является актуальной.

Цель работы. Разработка методики расчета кинематической погрешности ВЗП с учетом податливости зацепления, нагрузки и самоустановки генератора волн.

Методы исследования. Теоретические исследования выполнены на основе шагового метода, метода сил, метода последовательных приближений. Экспериментальные исследования выполнены при помощи кинематомера КН-7, а также использованы известные методики определения основных характеристик ВЗП.

Научная новизна. Разработана математическая модель, позволяющая на стадии проектирования оценить влияние нагрузки на кинематическую погрешность ВЗП с учетом начальных зазоров в зацеплении, податливости зубьев и самоустановки генератора волн.

Разработаны зависимости для определения зазоров в зацеплении и нагрузки на зубья при самоустанавливающемся генераторе волн.

Выявлено существенное влияние закона изменения накопленной погрешности окружного шага на эффект самоустановки.

Практическая ценность. По результатам работы разработана методика расчета кинематической погрешности ВЗП. Даны практические рекомендации по понижению кинематической погрешности ВЗП. Результаты работы переданы ПО ВНИИРедуктор и используются им для повышения точностных характеристик серийных ВЗП специального назначения (для роботов).

Аппробация работы. Основные результаты диссертационной работы докладывались: на научно-технической конференции по итогам научно-исследовательских работ института, МЖИ им. В.В.



Куйбышева, 1986 г.; на заседании кафедры "Детали машин" МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1987 г.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано три печатные работы.

Объем работы. Диссертация изложена на 179 страницах машинописного текста и содержит введение, пять глав, выводы по главам и заключение, включает 67 рисунков, 9 таблиц и список литературы из 74 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении отмечаются преимущества ВЗП и расширение их применения в точных приводах и роботах. Обосновывается актуальность темы.

Глава I посвящена анализу исследований кинематической погрешности и крутильной жесткости ВЗП, работ выполненных ранее другими авторами, и постановке задачи диссертационной работы.

Измерение кинематической погрешности (КП) зубчатых передач согласно стандарта проводится в измерительных условиях, которые предусматривают вращение передачи без каких-либо деформаций и динамических воздействий. Однако, результаты измерений КП в этих условиях не могут полностью оценить эксплуатационных свойств зубчатых передач, так как под нагрузкой рассогласование положения валов будет определяться не только геометрическими погрешностями, но и деформацией зубьев. Для ВЗП, которые имеют податливое гибкое колесо (ГК), этот вопрос наиболее важен.

КП ВЗП под нагрузкой связана с податливостью зацепления, которая является составной частью крутильной жесткости передачи. Анализ работ по крутильной жесткости ВЗП показал, что для оценки податливости зацепления и ее влияния на суммарное число пар зубьев в зацеплении Z_{Σ} необходимы дополнительные исследования, учитывающие особенности ВЗП в комплексе, а именно зазоры в цепи кулачок - ГК, контактную податливость в зацеплении и в гибком подшипнике, изменение формы ГК и Z_{Σ} с ростом нагрузки, и различный характер нагрузки на зубья на дуге зацепления.

В области исследования КП ВЗП отмечаются работы, выполненные Борисовым С.Г., Гинзбургом Е.Г., Еременко В.И., Поповым П.К., Фирсаевым А.Ф., Фурсяком Ф.И., Черновой Л.С., Шуваловым С.А., Шамиряном-Нахлевым Р.И. и др. В этих работах отмечается, что уве-

личение Z_{Σ} способствует уменьшению КП, но при этом степень влияния Z_{Σ} на КП в упомянутых работах различная. Известно, что Z_{Σ} зависит от нагрузки и начальной геометрии, но ни в одной из работ при оценке влияния Z_{Σ} на КП нет четкого разделения этих двух факторов, каждый из которых в разной степени влияет на КП.

Отмечается также, что существующие расчетные зависимости не позволяют в комплексе учитывать влияние нагрузки, начальных зазоров в зацеплении, податливости зубьев и самоустановки генератора волн на КП ВЭП. Экспериментальные зависимости КП ВЭП от нагрузки T_2 в работах Фирсаева А.Ф., Борисова С.Г., Емельянова А.Ф. имеют различный характер, однако теоретического обоснования этому явлению в этих работах нет.

Большинство экспериментов по исследованию КП ВЭП проведены на единичных образцах, что не позволяет провести оценку стабильности технологического процесса на рассеивание значений КП.

Исходя из изложенного выше, были поставлены следующие основные задачи:

1. Оценить крутильную жесткость серийных ВЭП изготавливаемых ПО ВНИИРедуктор (г.Киев).
2. Оценить КП серийных ВЭП и дать рекомендации по ее понижению.
3. Оценить рассеивание значений КП серийных ВЭП от нестабильности технологического процесса.
4. Разработать методику расчета КП ВЭП с учетом характеристик жесткости и нагрузки.
5. Провести анализ влияния степени точности изготовления колес, податливости зацепления, самоустановки генератора и приработки передачи на КП.

В главе 2 проведен анализ крутильной жесткости и многопарности серийных ВЭП.

Для проведения численных расчетов использовался пакет программ на ЭЕМ, разработанный Сергеевым В.С.. Используя шагový метод, им решена комплексная задача силового взаимодействия элементов ВЭП с учетом податливости зубьев и начальных зазоров в размерной цепи кулачок - ГК.

При расчете крутильной жесткости общая податливость элементов ВЭП в работе Сергеева В.С. разделялась на следующие сос-

тавляющие: 1 – суммарную податливость Δz_i пары зубьев гибкого и жесткого колес как консольных балок с учетом контактных деформаций; 2 – податливость Δe_f зубьев ГК, связанную с эксцентричным приложением нагрузки к зубу и податливостью его основания; 3 – упругую податливость ГК $\Delta^{ГК}$ как стакана, от радиальной и касательной составляющих нагрузки приведенных к срединной поверхности венца; 4 – контактную податливость $\Delta_{гп}$ в гибком подшипнике (ГП); 5 – податливость $\Delta \delta$, связанную с зазорами в цепи кулачок – ГК.

Дополнительно нами учтены: крутильная податливость $\Delta \delta_1$ и $\Delta \delta_2$ входного и выходного валов редуктора; податливость Δs соединений вал-ступица (шлицевого и шпоночного); крутильная податливость Δm шарнирной муфты.

Для определения Δz_i в работе Сергеева В.С. используется метод плоских конечных элементов. Податливости Δe_f и $\Delta^{ГК}$ входят в формулу коэффициентов влияния определяющих перемещение зубьев ГК. Для получения приращения перемещений какой-либо точки ГК в программе используются формулы безмоментного решения, скорректированные по более строгой моментной теории оболочек.

Используя приведенные выше зависимости, проведен численный расчет на ЭВМ крутильной жесткости серийного волнового редуктора ВЗ-160 и оценено влияние каждого из указанных факторов путем его исключения из суммарной податливости и анализа полученной при этом картины многопарности зацепления и графика крутильной жесткости. Расчеты показали, что основное влияние на крутильную жесткость ВЗП оказывает податливость $\Delta^{ГК}$, она составляет примерно 57% от общей крутильной жесткости. Второй большой податливостью является $\Delta \delta_2$, она составляет 19%. Податливости Δs , Δm и $\Delta \delta_1$ (в сумме) составляют около 4+5%. Контактная податливость $\Delta_{гп}$ вследствие своей малости практически не влияет на характеристику крутильной жесткости.

Податливости, которые в сумме мы в дальнейшем будем называть податливостью зубчатого зацепления, включают в себя Δz_i , Δe_f и податливость $\Delta \delta$, связанную с радиальными зазорами в цепи кулачок – ГК. Их влияние в сумме составляет около 21%. Эти податливости и определяют увеличение Z_x с ростом нагрузки. Расчетная кривая крутильной жесткости ВЗП сопоставлена с экспериментальной кривой, максимальное несоответствие результатов составляет 12,8% при $T_2 = 800$ Н.м.

Экспериментальные измерения крутильной жесткости ВЭП проведены по методике, изложенной в работах Попова П.К. и Осипова В.И. Сопоставление диаграмм крутильной жесткости серийных ВЭП (Вз-160, Вз-80, В-80С, В-63С), полученных в статике и динамике (при помощи кинематомера КН-7) показали, что ширина петли гистерезиса в динамике существенно меньше, чем в статике. По нашему мнению, это связано с потерями на трение в условиях относительного движения механизмов. Таким образом, статические диаграммы крутильной жесткости и такие их характеристики, как угол неозвращения $\varphi_{нв}$, угол упругого люфта $\varphi_{у.л}$ существенно отличаются от этих же характеристик в динамике. При этом точность позиционирования привода с ВЭП нельзя оценивать только по диаграммам крутильной жесткости в статике.

Глава 3 посвящена расчету кинематической погрешности ВЭП с учетом нагрузки.

Согласно ГОСТ 9178-81 кинематическая погрешность (КП) передачи - разность между действительным и номинальным углами поворота ведомого зубчатого колеса. Допуск на КП зубчатого колеса задается ГОСТом относительно его рабочей оси, вокруг которой колесо вращается в передаче. То есть допуск учитывает, кроме погрешности отдельно взятого колеса (домонтажной), также погрешности деталей поддерживающих колесо в передаче (монтажные). Согласно работ Левашова А.Б., Тайца Б.А. и др., монтажные погрешности могут быть приведены к погрешности зацепления. Поэтому в настоящей работе при рассмотрении КП ВЭП под нагрузкой рассматривается только приведенная погрешность зацепления, представленная в виде накопленной погрешности окружного шага $F_{гр}$ (основной составляющей КП колеса).

При разработке математической модели для анализа КП с учетом нагрузки, с целью сокращения времени счета на ЭВМ, используется ряд аппроксимирующих зависимостей. Так например, начальные нормальные зазоры в зацеплении перед большой осью (БО) генератора представлены выражением:

$$j_{\varphi i} = j_0 \left(1 - \cos \frac{\pi}{2 \cdot \varphi_1} \cdot \varphi_i \right) \quad (I)$$

где j_0 - зазор на входе в зацепление, φ_1 - угол начала входа в зацепление, φ_i - угловая координата зуба на дуге зацепления. Аналогично описываются зазоры $j_{\varphi i}$ за БО. $F_{гр}$ представлена в виде синусоидального закона так, как это принято в большинстве работ при расчете КП зубчатых передач. При этом

текущие значения $j_{\psi i}$ и $j_{\psi ii}$ с учетом $F_{\text{пр}}$ определяются выражениями (см. рис. 1):

перед БО
$$j_{\psi i} = j_{\psi i} + b_1 \sin(\gamma_1 + \psi_2 + \psi_i) + b_2 \sin(\gamma_2 + \psi_2 + \psi_i) \quad (2)$$

за БО
$$j_{\psi ii} = j_{\psi ii} + b_1 \sin(\gamma_1 + \psi_2 - \psi_i) + b_2 \sin(\gamma_2 + \psi_2 - \psi_i) \quad (3)$$

где b_1, b_2 — амплитуды $F_{\text{пр}}$ гибкого колеса (ГК) и жесткого колеса (ЖК) соответственно; γ_1, γ_2 — текущие угловые координаты начала отсчета $F_{\text{пр}}$ ГК и ЖК, соответственно; ψ_2 — угол положения БО генератора. При сборке БО совпадает с осью Y . Здесь и ниже верхние знаки для зоны I, а нижние — для зоны П.

Изменение КП ВЭП под нагрузкой связано в основном с податливостью зацепления. В расчете податливость каждой контактирующей пары $\Lambda_{\psi i}$ представлена:

$$\Lambda_{\psi i} = \Lambda_{z(\psi)}^{\text{ЖК}} + \Lambda_z^{\text{ГК}} + \Lambda_{ef}^{\text{ГК}} \quad (4)$$

где $\Lambda_{z(\psi)}^{\text{ЖК}}$ — податливость зуба ЖК как консольной балки с учетом контактных деформаций; $\Lambda_z^{\text{ГК}}$ — то же для ГК; $\Lambda_{ef}^{\text{ГК}}$ — податливость зуба ГК за счет упругого основания и эксцентричного приложения нагрузки; $\Lambda_{ef}^{\text{ГК}}$ включает в себя податливость, связанную с зазорами в цепи кулачок — ГК. В податливость зацепления $\Lambda_{\psi i}$ (4) включены только те податливости, которые оказывают существенное влияние на характер взаимодействия зубьев и увеличение суммарного числа пар зубьев в зацеплении Z_z с ростом нагрузки (см. гл. 2).

Расчет КП с учетом нагрузки проводится по следующей схеме. При заторможенном ГК и ЖК поворачиваем генератор на некоторый малый шаговый угол $\delta\psi$, имитирующий нагрузку за счет податливости системы. На каждом шаге определяем угол δ относительного поворота колес $\delta = \sum_{i=1}^n \delta\psi_i / i_{\text{н}}$, где $i_{\text{н}}$ — передаточное отношение ВЭП. На этот угол должно было бы повернуться незаторможенное ГК. Так как оба колеса заторможенные, то они не поворачиваются, но зубья, находящиеся в контакте, прогнутся так, что их прогибы перед БО равны:

$$y_{\psi i} = (\delta \cdot r_{ag} - j'_{\psi i}) \geq 0 \quad (5)$$

где r_{ag} — радиус выступов ГК. Для зубьев за БО прогибы определяются аналогично. Нагрузки на зубья:

$$F_{\psi i} = y_{\psi i} \cdot \cos \alpha_z / \Lambda_{\psi i} \quad (6)$$

где Δ_3 - угол профиля зуба, Λ_{ci} по (4). Крутящий момент ВЭП с учетом нагрузок в двух зонах равен:

$$T_2 = \Gamma_{ag} \cdot \sum_{i=1}^m F_{ci} \cdot \cos \Delta_3 \quad (7)$$

где m - число пар зубьев в зацеплении. По результатам этих расчетов производится построение кривых жесткости с учетом накопленной погрешности F_{pr} и без учета F_{pr} (рис.2). Расстояние между двумя кривыми при заданном значении нагрузки T_2' , отрезок ab , определяет величину КП передачи. Кривая жесткости зацепления с учетом F_{pr} при $\gamma = 0$ имеет значение

$T_2 > 0$. Это объясняется тем, что в расчёте за нулевые координаты приняты координаты свободной сборки передачи без учета F_{pr} . При наличии погрешности F_{pr} передача, собранная в этих координатах, при неподвижном ГК и ЖК и генераторе волн, будет нагружена, так как F_{pr} вызывает дополнительный прогиб зубьев. Если ГК такой передачи освободить, то зубья выпрямятся, а ГК повернется в сторону отрицательных углов до $T_2=0$. Такая методика расчета позволяет проследить изменение КП и Z_x от нагрузки и провести анализ влияния различных факторов на КП.

Изменяя дискретно текущие угловые координаты начала отсчета γ_1 и γ_2 (рис.1), имитируем вращение ГК, получая при этом кривые жесткости, которые соответствуют различным сочетаниям погрешностей ГК и ЖК. Расчет показал, что в процессе поворота колес Z_x в зацеплении изменяется, следовательно, жесткость зацепления при наличии F_{pr} не остается постоянной в процессе одного оборота выходного вала, а меняется в зависимости от взаимного положения F_{pr} ГК и ЖК.

Отличительной особенностью ВЭП от других типов передач является большое Z_x , которое зависит от нагрузки T_2 и начальной геометрии. Используя разработанную модель, проведены численные расчеты КП для II, 9 и 7-ой степени точности колес для зацепления, у которого отсутствует контакт по левым (нерабочим) профилям. При $T_2=0$ и $F_{pr}=0$ в каждой зоне в зацеплении находится одна пара зубьев. На рис.4 (по результатам обработки кривых жесткости на рис. 3) изображены зависимости КП (F_{ior}) и Z_x от T_2 для 3-х степеней точности. Уменьшение КП с увеличением T_2 (рис.4) объясняется тем, что с понижением степени точности колес уменьшается жесткость зацепления (рис.3). При этом кривые жесткости с $F_{pr} > 0$ и $F_{pr} = 0$ постепенно сближаются с уве-

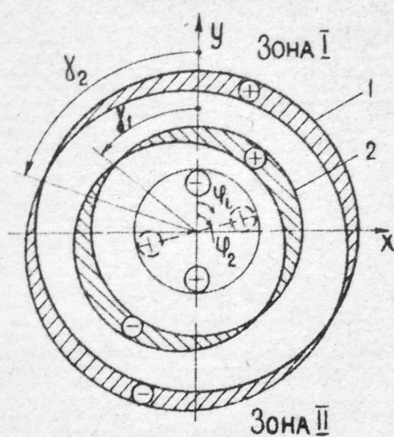


Рис. 1

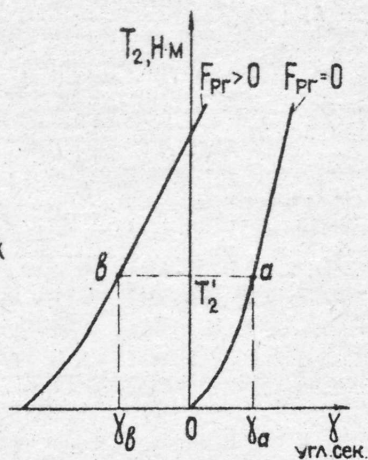


Рис. 2

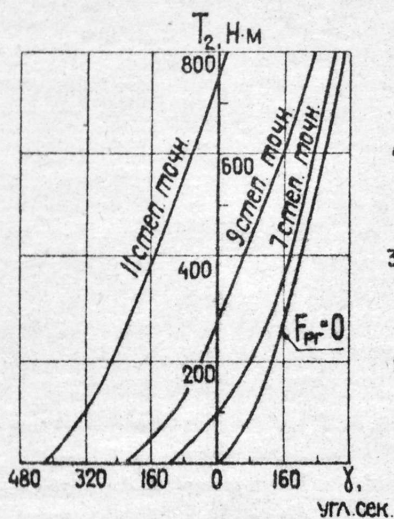


Рис. 3

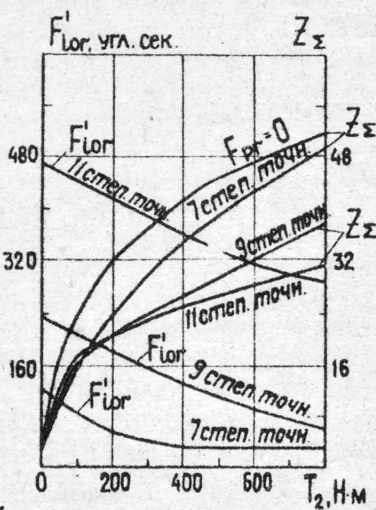
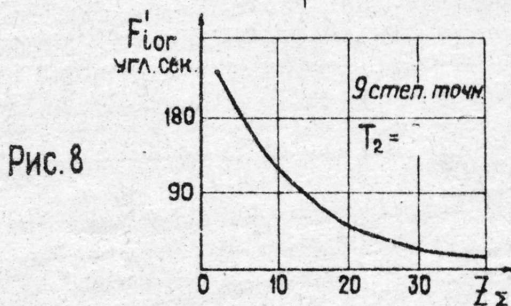
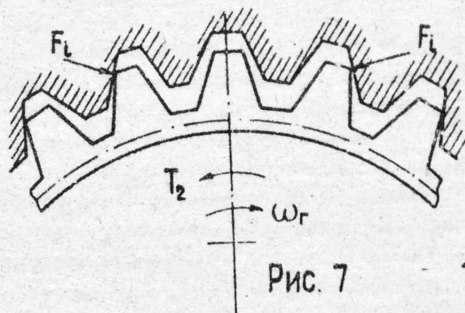
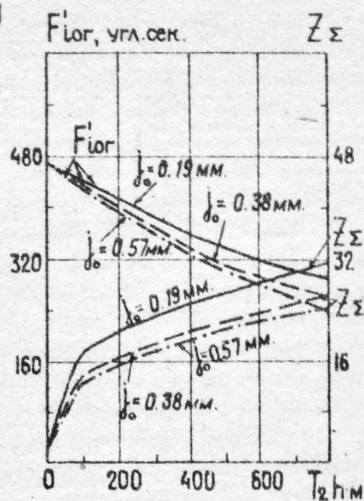
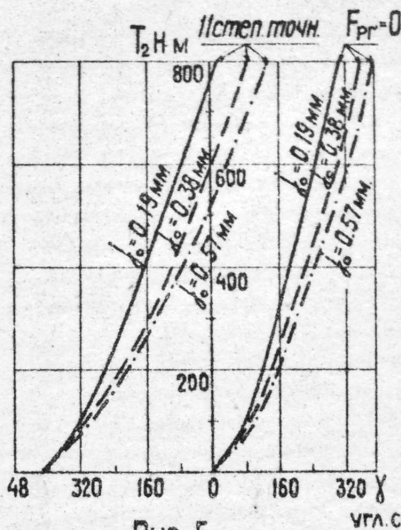


Рис. 4



личением T_2 . Расстояние между ними, определяющее КП, уменьшается с ростом T_2 . В свою очередь, уменьшение жесткости зацепления объясняется тем, что с увеличением F_{pr} уменьшается Z_x (рис.4). Таким образом влияние Z_x на КП проявляется через изменение жесткости ВЭП. В нашем примере расчеты выполнены для передач с одной и той же начальной геометрией зацепления, отличающихся только амплитудами F_{pr} . Это не позволяет непосредственно оценить влияние Z_x на КП, когда значение его зависит от начальной геометрии. Для выяснения этого дополнительно рассчитаны ВЭП с различной начальной геометрией. В которых начальное Z_x изменялось за счет изменения зазоров на входе в зацепление j_0 . Исходное значение $j_0 = 0,19$ мм (для Вэ-160). Дополнительно принято $j_0 = 0,38$ мм, $j_0 = 0,57$ мм. На рис. 5 изображены кривые жесткости при различных зазорах j_0 для случая, когда $F_{pr} > 0$ и $F_{pr} = 0$. На рис.6 (по результатам обработки кривых на рис.5) показано уменьшение КП под нагрузкой с увеличением зазора j_0 и уменьшение Z_x при этом. Таким образом, чем меньше начальное Z_x тем меньше КП в нагруженной передаче, так как меньше жесткость зацепления.

Ранее были рассмотрены передачи, в которых при $T_2 = 0$ и $F_{pr} = 0$ в зацеплении находится одна пара зубьев в каждой зоне. Однако известно, что зацепление ВЭП может быть спроектировано таким образом (при деформации ГК $W_0 < m$ и при наличии преднапряжения), когда при $T_2 = 0$ и $F_{pr} = 0$ в зацеплении находится несколько пар зубьев (рис.7). Справа от БО генератора зубья ГК контактируют правыми профилями, а слева от БО левыми при выходе из зацепления. Результаты исследований и проведение численные расчеты показали, что с увеличением Z_x в зацеплении при $T_2 = 0$, КП существенно уменьшается (рис.8). Уменьшение КП в данном случае происходит благодаря тому, что F_{pr} по правым профилям в таком зацеплении не может себя полностью проявить, так как этому препятствует контакт зубьев ГК левыми профилями. Однако надо отметить, что работа зубьев ГК левыми профилями при выходе из зацепления приводит к увеличению момента трогания и снижению к.п.д. таких передач.

Для подтверждения того, что жесткость зацепления имеет существенное влияние на КП под нагрузкой, проведены расчеты, в которых податливость зацепления искусственно изменялась. При

этом расчеты показали, что уменьшение жесткости зацепления уменьшает K_I под нагрузкой. Это ещё раз подтверждает, что Z_x влияет на K_I через жесткость зацепления.

В главе 4 рассматривается влияние самоустановки генератора волн на K_I ВЭП.

Все проведенные ранее расчеты выполнены для передач с жестким соединением генератора с входным валом. Однако, в настоящее время как у нас в стране, так и за рубежом, для компенсации погрешностей широко применяются конструкции с самоустанавливающимися генераторами волн. Самоустановка осуществляется за счет разности сил в зацеплении в двух зонах. В начале было проверено, может ли смещение генератора только вдоль большой оси (БО) уравновесить нагрузки по зонам. На рис. 9 изображена схема для расчета зазоров в зацеплении. Здесь сплошными линиями показано положение зубьев ГК до смещения генератора, пунктирными линиями после смещения генератора на величину δ_i . Направление смещения показано стрелкой. Величина зазора в зацеплении после смещения генератора:

$$\text{перед БО} \quad j_{\psi i}^0 = j_{\psi i}' + \delta_i \sin(\beta_i - \alpha_{cp}) \quad (8)$$

$$\text{за БО} \quad j_{\psi ii}^0 = j_{\psi ii}'' \pm \delta_i \sin(\beta_i + \alpha_{cp}) \quad (9)$$

где $j_{\psi i}', j_{\psi ii}''$ — зазоры в зацеплении до смещения перед и за БО, соответственно; β_i — угловая координата i -го зуба; α_{cp} — средний угол профиля зубьев.

Анализ, выполненный по формулам (8), (9) показал, что при смещении генератора вдоль БО, равновесия нагрузок по зонам достичь можно, но при этом будет не лучший вариант для распределения нагрузок по зубьям.

Конструкции серийных ВЭП позволяют генератору смещаться под любым углом к БО. Формулы (I0), (II) описывают картину изменения зазоров в зацеплении при смещении генератора под любым углом Ψ к БО:

$$\text{перед БО} \quad j_{\psi i}^0 = j_{\psi i}' \pm \delta_i \sin[\Psi - (\beta_i - \alpha_{cp})] \quad (I0)$$

$$\text{за БО} \quad j_{\psi ii}^0 = j_{\psi ii}'' \pm \delta_i \sin[\Psi + (\beta_i + \alpha_{cp})] \quad (II)$$

Основное положение, которым мы руководствовались для расчета сил в зацеплении, заключается в следующем. Для любой меха-

нической системы, в том числе генератора волн, находящейся в состоянии равновесия, равнодействующая всех сил, равна нулю. При выполнении этого условия считаем, что произошла полная самоустановка генератора. Поиск устойчивого положения равновесия осуществляется перемещением центра генератора O_1 шаговым методом по направлению действия равнодействующей силы F_R , так как она всегда направлена в сторону устойчивого равновесия. На рис. 10 изображена схема для расчета в каждой зоне сумм проекций радиальных составляющих нагрузки от сил F_{rl} в зацеплении (для каждой контактирующей пары) на оси X и Y

Для зоны I:

$$\left. \begin{aligned} \sum_{l=1}^m F_{rl}^{yI} &= - \left[\sum_{l=1}^n F_{rl}^I \cdot \cos(\psi_2 + \beta_l) + \sum_{l=1}^k F_{rl}^I \cdot \cos(\psi_2 - \beta_l) \right] \cdot \sin \Delta_{cp} \\ \sum_{l=1}^m F_{rl}^{xI} &= - \left[\sum_{l=1}^n F_{rl}^I \cdot \sin(\psi_2 + \beta_l) + \sum_{l=1}^k F_{rl}^I \cdot \sin(\psi_2 - \beta_l) \right] \cdot \sin \Delta_{cp} \end{aligned} \right\} \quad (I2)$$

Для зоны II:

$$\left. \begin{aligned} \sum_{l=1}^m F_{rl}^{yII} &= \left[\sum_{l=1}^n F_{rl}^{II} \cdot \cos(\psi_2 + \beta_l) + \sum_{l=1}^k F_{rl}^{II} \cdot \cos(\psi_2 - \beta_l) \right] \cdot \sin \Delta_{cp} \\ \sum_{l=1}^m F_{rl}^{xII} &= \left[\sum_{l=1}^n F_{rl}^{II} \cdot \sin(\psi_2 + \beta_l) + \sum_{l=1}^k F_{rl}^{II} \cdot \sin(\psi_2 - \beta_l) \right] \cdot \sin \Delta_{cp} \end{aligned} \right\} \quad (I3)$$

где ψ_2 - угол положения БО генератора волн.

Суммарные проекции радиальных составляющих нагрузки на оси X и Y для двух зон:

$$\left. \begin{aligned} F_{r(x)}^y &= \sum_{l=1}^m F_{rl}^{yI} + \sum_{l=1}^m F_{rl}^{yII} \\ F_{r(x)}^x &= \sum_{l=1}^m F_{rl}^{xI} + \sum_{l=1}^m F_{rl}^{xII} \end{aligned} \right\} \quad (I4)$$

Абсолютное значение равнодействующей силы F_R равно:

$$F_R = \sqrt{(F_{r(x)}^y)^2 + (F_{r(x)}^x)^2} \quad (I5)$$

В условиях равновесия $F_R = 0$, но расчет до значения $F_R = 0$ приводит к большому времени счета на ЭВМ. Поэтому границей счета принято $F_R \leq 0,1H$. Проведенные расчеты показали, что принятое нами значение $F_R \leq 0,1H$ не оказывает практического влияния на конечный результат.

Расчет выполняется в несколько этапов. На каждом этапе определяется направление и величина F_R с учетом измененной картины зазоров в зацеплении за счет смещения центра генератора на предыдущем этапе. Используя метод последовательных приближений определяется такое положение центра генератора (координаты X, Y), при котором F_R близка к нулю. Расчет повторяется при каждом новом сочетании погрешностей (δ_1 и δ_2 рис. 1) ГК и ЖК от пово-

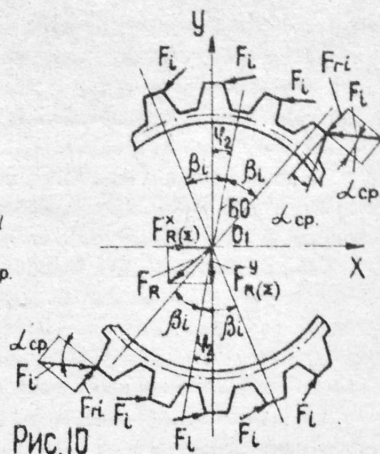


Рис 10

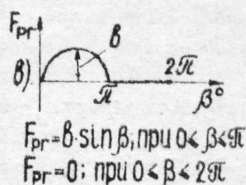


Рис. 11

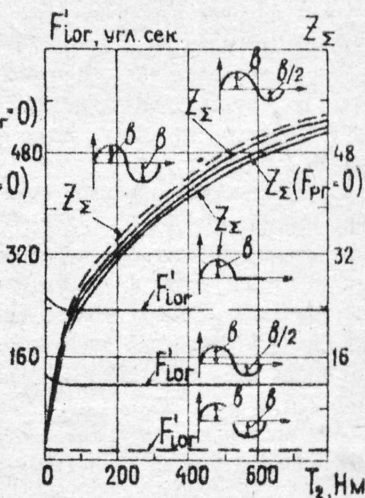


Рис. 13

рота колес и при очередном шаге нагружения за счет поворота генератора на угол ψ_2 . В целом весь расчет КП, т.е. построение кривой жесткости зацепления ВЭП с учетом F_{pr} ИК и ЖК (рис.2), заканчивается при достижении номинальной нагрузки T_2 .

На рис.12 изображены результаты расчета КП (F'_{log}) и Z_z для варианта конструкции, когда генератор самоустанавливается под любым углом к БО ("свободноплавающий") и когда конструкция позволяет ему самоустанавливаться только вдоль БО ($\psi = 0$).

Здесь можно отметить, что "свободноплавающий" генератор позволяет существенно уменьшить КП и увеличить Z_z по сравнению с вариантом без самоустановки. Смещение генератора волн только вдоль БО так же уменьшает КП и увеличивает Z_z , но не так существенно, как свободноплавающий генератор.

Для подтверждения наших выводов проведен эксперимент, при котором самоустановка "свободноплавающего" генератора была исключена. Эксперимент показал, что самоустановка уменьшает КП только на 12%, что значительно меньше расчетных результатов. Экспериментальное измерение F_{pr} зубчатых колес серийных ВЭП показало, что закон изменения F_{pr} существенно отличается от ранее принятого синусоидального и располагается между рис.11,б и рис.11,в, что и привело к существенному уменьшению влияния самоустановки генератора на КП. В работе проведены расчеты КП при следующих законах изменения F_{pr} (рис.11). На рис.13 изображены результаты расчета КП и Z_z для этих законов изменения (генератор "свободноплавающий"). Чем больше имеет место отклонение закона F_{pr} от синусоидального, тем меньше проявляется влияние сам. установки на КП. На Z_z изменение закона F_{pr} влияния практически не оказывает.

Экспериментальные измерения КП для 4-х типоразмеров серийных ВЭП (Вз-160, ВЗ-80, В-80С, В-63С) со "свободноплавающими" генераторами, качественно подтвердили расчетный характер изменения КП от нагрузки. Максимальное несовпадение расчетных и экспериментальных зависимостей количественно составляет 12%.

Глава 5 посвящена экспериментальному исследованию КП ВЭП, в том числе проведена оценка точности изготовления деталей серийных ВЭП.

Для оценки качества технологического процесса проведен статистический анализ КП 9-ти серийных передач В-80С специаль-

ного назначения. Степень точности изготовления их зубчатых венцов не стабильна и располагается в интервале от 8-ой до II-ой (по рабочим чертежам 8-ая). Измерения кинематической погрешности проведены при частоте вращения входного вала $n_{вх} = 130 \text{ мин}^{-1}$ в диапазоне нагрузок от $T_2 = 0$ до номинальной нагрузки $T_2 = 80 \text{ Н.м.}$ кинематомером КН-7. Максимальный разброс экспериментальных значений кинематической погрешности 9-ти передач составляет 96 угл. сек., что объясняется широким интервалом изменения степени точности изготовления колес от 8-ой до II-ой. Определены среднее значение КП ($F_{\text{лог}} = 139,2 \text{ угл.сек}$) и среднеквадратичное отклонение $S = 30,79 \text{ угл.сек.}$, а также их 90% доверительные интервалы.

На одной из передач В-80С проведены исследования влияния наработки на КП ВЭП. При наработке $t_n = 12 \text{ час.}$ КП уменьшилась на 10%, при дальнейшем увеличении наработки до $t_n = 200 \text{ час.}$ КП увеличилась на 15%, а в интервале от $t_n = 200 \text{ час.}$ до $t_n = 700 \text{ час}$ КП практически не изменяется, что объясняется: нашему мнению устранением сборочного преднатяга за счет приработки. Характер влияния нагрузки на КП в процессе наработки практически не изменяется.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Выполнены численные расчеты крутильной жесткости ВЭП, с учетом податливости зубьев и начальных зазоров в цепи кулачков-ГК. Проанализировано влияние каждого элемента передачи на крутильную жесткость и число пар зубьев в зацеплении. Установлено влияние на крутильную жесткость передачи погрешностей изготовления зубчатых венцов.

2. Экспериментально получены диаграммы крутильной жесткости в статике и динамике. Установлено, что в динамике ветви нагрузки и разгрузки сближаются, что повышает точность позиционирования привода с ВЭП в динамике.

3. Разработана методика расчета, позволяющая на стадии проектирования оценить КП ВЭП и влияние нагрузки. Разработана программа расчета КП на ЭВМ.

4. В результате численных расчетов установлено, что основное влияние на КП ВЭП под нагрузкой оказывает жесткость зацепления. Уменьшение жесткости зацепления уменьшает КП.

5. Разработана методика расчета КП с учетом самоустановки генератора волн и получены зависимости для определения зазоров в зацеплении и нагрузки на зубья при самоустанавливаемом генераторе волн.

6. Выявлено, что на эффект самоустановки генератора волн существенно влияет фактический закон изменения накопленной погрешности окружного шага.

7. Разработанные теоретические зависимости для расчета КП подтверждены экспериментально.

8. Экспериментально установлено, что в процессе наработки передачи характер влияния нагрузки на кинематическую погрешность практически не изменяется.

9. Результаты работы переданы ЦО ВНИИРедуктор и используются им для повышения точностных характеристик серийных волновых зубчатых передач.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Лебсак В.Я. Кинематическая погрешность стандартного волнового редуктора // Известия вузов. Машиностроение. - 1986. - № 4. - С. 25-26.

2. Иванов М.Н., Лебсак В.Я., Сергеев В.С. Анализ крутильной жесткости волновой зубчатой передачи // Известия вузов. Машиностроение. - 1986. - № 7. - С. 29-31.

3. Иванов М.Н., Лебсак В.Я. К вопросу о кинематической погрешности (КП) волновой зубчатой передачи (ВЗП) // Известия вузов. Машиностроение. - 1987. - № 3. - С. 27-31.

Д-44830 от 29.04.87г. Заказ 532, объем 1,0 п.л., тираж 100 экз.
Типография МВТУ им. Н.Э.Баумана