

М 430094

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 ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

На правах рукописи

ШАМСУТДИНОВ ФАИЗ-РАХМАН АХМЕТСАЛИМОВИЧ

РАЗРАБОТКА ПРИВОДОВ ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТОВ НА БАЗЕ
ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ, С УЧЕТОМ КОЛЕБАНИЙ ИХ
ЭЛЕМЕНТОВ

/Специальность 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 - 1984

Работа выполнена в Московском высшем техническом
училище им. Н.Э.Баумана.

Научный руководитель - кандидат техн.наук, доцент
ПОПОВ П.К.

Официальные оппоненты: доктор техн.наук, профессор
ВОРОБЬЕВ Е.И.

кандидат техн.наук

БАБИЧ А.В.

Ведущее предприятие - МосавтоЗИЛ

Защита состоится "18" марта 1985 г.
на заседании специализированного совета "Машиностроение"
Московского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического
училища имени Н.Э.Баумана по адресу:

107003 Москва, 2-я Бауманская ул., дом 5.

С диссертации

ту.

Ваш отзыв

просим направить

Автореферат

Ученый

специализированный

К.Т.Н.,

М430094

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

А к т у а л ь н о с т ь. Все большее распространение в промышленных роботах (ПР) получают электроприводы. Это связано с появлением электродвигателей с улучшенными динамическими характеристиками, доступностью и дешевой электроэнергией и рядом других преимуществ.

Применение высокооборотных двигателей требует передач с высокими передаточными отношениями.

Волновые зубчатые передачи (ВЗП) с передаточными отношениями от 80 до 300 в одной ступени, в наибольшей степени удовлетворяют основным требованиям к приводам ПР, т.к. за счет многоконтактности зацепления они имеют минимальный открытый люфт, высокую кинематическую точность, достаточную крутильную жесткость, малый вес и габариты.

В "Основных направлениях развития народного хозяйства СССР на текущую пятилетку и период до 1990 года", утвержденных XXVI съездом КПСС, одной из главных признана задача развития производства и обеспечения широкого применения ПР, поэтому тема диссертационной работы является актуальной.

Работа выполнялась в рамках договора о творческом сотрудничестве с предприятием и связана с проводимыми на кафедре "Детали машин" МВТУ им. Н.Э.Баумана хозяйственными темами №№ ГР81069208; № 59681.

Ц е л ь р а б о т ы. Разработка методик аналитического определения поперечной жесткости элементов ВЗП для расчета кинематической точности передачи и собственных частот поперечных колебаний ее элементов; получение аналитического метода расчета моментов холостого хода ВЗП; разработка и опытно-промышленная проверка модулей поворота и ротации кисти ПР РГШ-40.02.-промышленный робот для горячей штамповки: номинальная грузоподъемность - 40 кг, погрешность позиционирования ± 2 мм, число степеней подвижности - 4, предельные скорости: поворота руки - 60 град/сек, ротации кисти - 90 град/сек; максимальный вылет руки - 2,5 м.

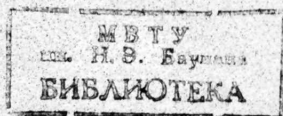
М е т о д ы и с с л е д о в а н и я. В теоретических исследованиях использовались: теория тонких пластин малого прогиба, методы строительной механики машин и сопротивления материа-

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1430094

Шамсутдинов Ф.А. Разработка



лов, теория колебаний и теория вероятностей. При проведении экспериментальных исследований использовались методы тензометрирования и кинематометрии.

Научная новизна. 1. Расширены имеющиеся исследования кинематической точности ВЗП — получены аналитические зависимости по определению поперечной жесткости элементов ВЗП, позволяющие прогнозировать ее кинематическую точность и произвести расчет собственных частот поперечных колебаний узлов передачи.

2. Впервые на основе энергетической оценки поперечных колебаний элементов ВЗП объяснены и аналитически описаны имевшиеся ранее экспериментальные зависимости моментов холостого хода ВЗП от частоты вращения быстроходного вала.

3. На основе проведенных исследований предложена конструкция ВЗП, позволяющая изменением поперечной жесткости ТК передачи регулировать диапазон оптимальных рабочих частот вращения быстроходного вала, которая признана изобретением.

Практическая ценность. 1. Разработанные методики аналитического расчета поперечной жесткости элементов ВЗП позволяют прогнозировать кинематическую точность передачи, производить ее отстройку от резонансов и определять оптимальные режимы работы на стадии проектирования привода с ВЗП.

2. Полученный аналитический метод расчета моментов холостого хода ВЗП дает возможность рационального подбора энергетических параметров двигателя для привода и задания оптимальных режимов управления им.

3. Разработанные методики аналитического определения качественных характеристик приводов с ВЗП имеют универсальный характер и могут найти применение в конструкторских бюро, проектирующих волновые передачи для робототехнических систем, точных станков и т.д., что сократит сроки проектирования и исключит их последующую экспериментальную доводку.

Реализация работы. По результатам проведенных исследований совместно с предприятием по договору о творческом содружестве были спроектированы и изготовлены приводы поворота и ротации кисти промышленного робота РГП-40.02, который прошел заводские испытания и рекомендован к серийному про-

изводству.

А п р о б а ц и я р а б о т ы. Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались: на научно-практической конференции "Конструкция, расчет и производство волновых зубчатых передач". - Свердловск, 1983 г.; на научно-методическом совещании-семинаре "Проблемы разработки и внедрения гибких автоматизированных производств и САПР в машиностроении". - Йошкар-Ола, 1984 г.; на заседании кафедры "Детали машин". - МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1984 г.

П у б л и к а ц и и. По материалам диссертации опубликовано пять печатных работ.

О б ъ е м р а б о т ы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы (94 наименования) и приложения, содержит 165 страниц машинописного текста и иллюстрируется 49 рисунками и графиками.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении отмечаются преимущества и постоянное расширение применения в приводах ПР электроприводов. Обосновывается актуальность темы.

В первой главе на основе обзора характерных конструкций и технических требований, предъявляемых к зубчатым передачам приводов ПР, показано, что наибольшее применение в них получили червячные, цилиндрические и планетарные передачи с люфтоввыбирающими устройствами. В то же время отмечается, что обзор работ по исследованию качественных характеристик ВЗП, среди которых можно выделить исследования ряда авторов: Попова П.К., Фирсаева А.Ф., Истомина С.И., Борисова С.Г., Волкова Д.П., Осипова В.И., Чувалова С.А., Горелова В.Н., Емельянова А.Ф. и др., показал, что ВЗП, использующие принцип многоконтактности, превосходят перечисленные передачи с люфтоввыбором по таким качественным характеристикам, как кинематическая точность, возможность получения больших передаточных отношений в одной ступени (от 80 до 300), массово-габаритным показателям и удельной мощности, не уступая им практически по долговечности и крутильной жесткости. Все это, а также результаты комплекса исследований ВЗП, проводимых в МВТУ, позволяют успешно использовать их в приводах ПР. За рубежом имеется такой опыт (модели ПР - АСЕА,

КУКА, КАВАСАКИ, ПУМА и др.). В нашей стране также ведутся работы по внедрению ВЗП в ПР.

Несмотря на достаточную изученность основных характеристик ВЗП, отмечается, что расчетное определение кинематической точности передачи требует частичного привлечения экспериментальных данных по поперечной жесткости ее элементов. Моменты холостого хода ВЗП в зависимости от частоты вращения ϕ/χ вала определяются экспериментально. Эти факторы затрудняют прогнозирование на стадии проектирования выходных характеристик привода и определение устойчивых режимов работы. Поэтому задачами исследования явились:

1. Аналитическое определение поперечной жесткости гибкого колеса и генератора волн для расчета на ЭВМ кинематической точности передачи и собственных частот поперечных колебаний узлов ВЗП для отстройки системы от резонансов.

2. Разработка метода аналитического определения моментов холостого хода ВЗП для расчета энергетических параметров привода.

3. Разработка (на основе полученных результатов п.п. 1, 2) и опытно-промышленная проверка модулей поворота и ротации кисти ПР РГШ-40.02.

Во второй главе исследуется поперечная жесткость гибких колес (ГК) и генераторов волн (ГВ) наиболее распространенных конструкций.

Рассматривались ГК с внутренним и наружным днищами, рис. 1, размеры которых по условиям прочности и долговечности приняты на основе работ Щувалова С.А., Горелова В.Н. и др., следующими:

$$d_i \leq (0,5 \dots 0,6) d, \quad L \geq (0,8 \dots 1) d, \quad h \approx S = (0,0006 \dots 0,027) d, \\ b = (0,1 \dots 0,2) d, \quad d_1 = (1,2 \dots 1,5) d, \quad a = (0,15 \dots 0,25) b \quad (1)$$

При составлении расчетной схемы ГК рассматривается состоящим из диафрагмы (днища) и цилиндрической части (оболочки). В срединной плоскости зубчатого венца ГК нагружено поперечной силой P , вызванной разностью распределенных сил в противоположных зонах контакта ГК с жестким колесом в результате суммирования погрешностей изготовления и монтажа звеньев ВЗП. Свободный (консольный) торец ГК считаем подкрепленным абсолютно

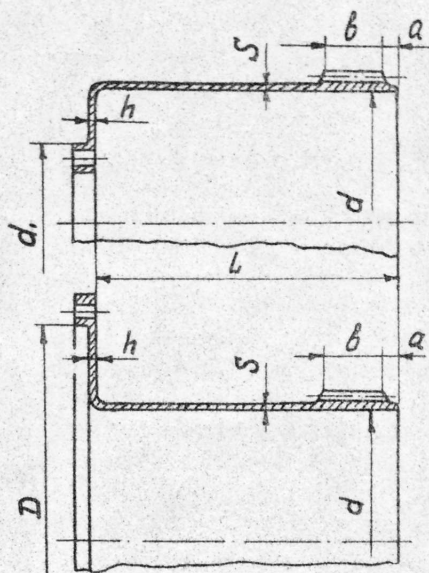


Рис. 1.

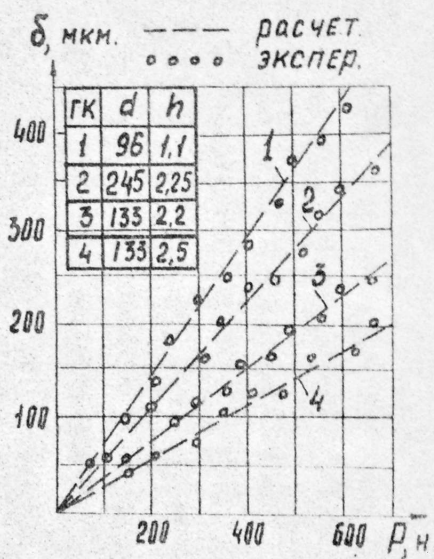


Рис. 2.

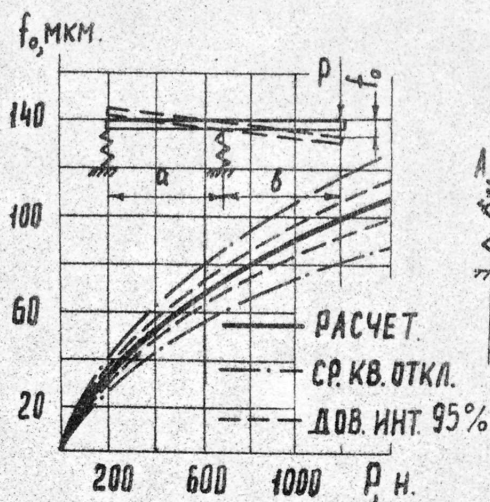


Рис. 3.

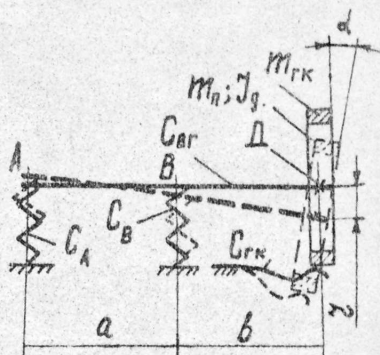


Рис. 4.

жестким телом (передатчиком сил) в плоскости ГВ, так что его поперечное перемещение происходит без изменения формы радиальной деформации. Ввиду малости перемещений на ГК распространяется обобщенный закон Гука.

Для определения поперечной жесткости ГК его сложное напряженное состояние расчленилось на безмоментное напряженное состояние оболочки (как тонкостенной трубы), моментное состояние диафрагмы, как тонкой кольцевой пластины, и на краевой эффект, возникающий на границах перехода диафрагмы в оболочку и обечайку (основание) ГК. Аналитическое и экспериментальное исследования показали, что поперечная жесткость ГК определяется в основном изгибной жесткостью ее диафрагмы, т.к. поперечная жесткость оболочки при принятых размерах (I) выше в 180...500 раз.

Расчет изгибной жесткости диафрагмы по моментной теории, как тонкой кольцевой пластины, отвечающей гипотезам Кирхгофа-Лява, при малых прогибах сводится к однородному уравнению типа Эйлера. Граничные условия принимались из предположения, что диафрагма закреплена по одному контуру (внутреннему у ГК с внутренним днищем и внешнему у ГК с наружным днищем) абсолютно жестко, а второй контур диафрагмы, соединяющийся с оболочкой, подкреплен с возможностью осевого перемещения. При этом поперечная жесткость ГК, приведенная к срединной плоскости ее зубчатого венца определяется зависимостью:

$$C_{гк} = \frac{2,416 \cdot 10^5 (R^2 + r_0^2) h^3}{[(R^2 + r_0^2) \ln \frac{R}{r_0} + r_0^2 - R^2] l^2} K \quad (2)$$

где $R = \frac{d+S}{2}$; $r_0 = \frac{d_1}{2}$ или $r_0 = \frac{d_2}{2}$ от типа ГК, $l = L - (a + \frac{b}{2})$.

Влияние краевого эффекта на поперечную жесткость ГК качественно оценивалось коэффициентом - K, который принимался из анализа экспериментальных данных в зависимости от соотношения толщины днища - h и оболочки - S ГК, так что:

$$K = 0,17 \sqrt{\frac{|R - r_0|}{h}}, \text{ при } S \geq h; K = 0,70 \frac{S}{h}, \text{ при } h > S \quad (3)$$

На рис. 2 показана зависимость поперечных перемещений ГК от силы P. Расхождение экспериментальных перемещений от расчетных не превышает 4...7% при различных размерах ГК и соотношениях толщины днища и оболочки.

Во второй части главы исследуется поперечная жесткость ГВ наиболее распространенных конструкций. Жесткость ГВ определяется изгибной жесткостью вала и жесткостью подшипниковых опор. Изгибная жесткость вала ГВ определялась по известным зависимостям сопротивления материалов, а в основу расчета жесткости подшипниковых узлов ГВ положена методика, предложенная д.т.н., проф. Д.Н.Решетовым на основе обширных исследований, проведенных в ЭНМСе.

Отличительной особенностью работы подшипниковых узлов ГВ ВЭП является то, что в реальной передаче, за счет суммирования погрешностей изготовления и монтажа ее составляющих звеньев, наблюдается переменность погонных нагрузок на подшипники ГВ и создаются дополнительные перекосы их посадочных мест, что приводит к изменению жесткости (до 1,85 раз) подшипниковых узлов ГВ по углу поворота вала. Случайный характер суммирования первичных ошибок составляющих звеньев ВЭП предопределяет вероятностно-статистический подход для комплексного учета перечисленных факторов, влияющих на жесткость подшипников и определяющих долю контактных перемещений в их стыках.

Для учета деформации в стыках и конструктивных факторов ГВ (несоосность, перекосы и т.д.) введен коэффициент - А, который получен на основе экспериментальных исследований ряда ГВ различных конструкций и типоразмеров для ВЭП с диаметрами ГВ от 96 до 240 мм.

Податливость ГВ определяется зависимостью вида:

$$\lambda = 0,218 P^{-1/3} (A_r \beta_r K_r C_r^{2/3} + A_o \beta_o K_o \alpha_o) + \Phi \quad (4)$$

где Р - поперечная (радиальная) сила, действующая на ГВ, в плоскости генератора, $A_o = 1,27$ и $A_r = 1,195$ - коэффициент, учитывающий комплексное влияние конструктивных факторов на жесткость подшипниковых узлов опор вала и подшипниковых узлов генератора соответственно, C_r - коэффициент нагрузки подшипниковых узлов генераторов.

$C_r = \frac{1}{n}$ - где n - количество опорных подшипников у дискового ГВ или количество гибких подшипников у кулачкового ГВ, β - расчетный коэффициент, учитывающий посадку подшипников, К - коэффициент, зависящий от размера и типа подшипников ($K = 0,7 -$

- $0,002 d$) для шариковых подшипников при внутреннем диаметре -
 - d , α_0 - коэффициент, учитывающий конструктивное исполнение
 ГВ.

$$\alpha_0 = \frac{1}{d} \left[(d+b) \left(\frac{d+b}{d} \right)^{2/3} + b \left(\frac{b}{d} \right)^{2/3} \right] \quad (5)$$

для консольных ГВ, где d - база между их опорными подшипниками,
 b - расстояние от срединной плоскости генератора до край-
 ней опоры, и

$$\alpha_0 = \frac{1}{d+b} \left[d \left(\frac{d}{d+b} \right)^{2/3} + b \left(\frac{b}{d+b} \right)^{2/3} \right] \quad (6)$$

для межопорных ГВ, где d , b - расстояния от срединной плос-
 кости генератора до его опор.

Φ - податливость вала ГВ:

$$\Phi = b^2(d+b)/3EJ \quad - \text{ для консольного ГВ,}$$

$$\Phi = b[3(d+b)^2 - 4b^2]/48EJ \quad - \text{ для межопорного ГВ.}$$

Оценка закона распределения жесткости по критерию Пирсона
 показала соответствие его нормальному закону распределения, в
 предположении которого определялись коэффициенты A_0 и A_1 .

На рис. 3 приведены экспериментальные зависимости перемеще-
 ний ГВ от деформации его опорных подшипников для вала ГВ, имею-
 щих следующие параметры: $d = 25$, подшипники № 205 класса 0 ГОСТ
 520-71: $\beta = 1$. Несосновость опор 0,05 мм, $d = 50$ мм, $b = 67$ мм.

Значения коэффициентов вариации до 0,17 и доверительного
 интервала для вероятности 95% до 0,10 свидетельствуют о незна-
 чительном рассеивании податливости ГВ от расчетного (среднего)
 значения, определяемого зависимостью 4.

В третьей главе на основе полученных зависимос-
 тей, определяющих поперечную жесткость ГК и ГВ, исследуются по-
 перечные колебания элементов ВЗП и их влияние на работу привода.

Основными элементами ВЗП, определяющими ее качественные ха-
 рактеристики, являются: жесткое колесо, генератор волн и гибкое
 колесо, смонтированные в общем корпусе. В реальной передаче сум-
 мирование составляющих погрешностей изготовления и монтажа звень-
 ев (биения) вызывают поперечные (в плоскости центральной оси ва-
 ла генератора волн) колебания узла (генератор волн - гибкое коле-
 со) относительно жесткого колеса. Из-за значительной изгибной

жесткости зубьев в многопарном зацеплении ВЗП относительные поперечные перемещения гибкого - жесткого колес трансформируются в их относительное угловое перемещение, вызывая кинематическое рассогласование и неравномерность вращения передачи. Наибольший интерес представляет определение собственных частот поперечных колебаний элементов ВЗП в целях исключения явлений резонансов, когда имеют место наибольшие значения кинематической погрешности и неравномерности вращения передачи.

ВЗП представлена динамической моделью рис. 4, где ГВ показан упругим валом с изгибной жесткостью - $C_{вг}$, несущим диск с массой - m_n и гироскопическим моментом - J_g , относительно срединной плоскости генератора - т. Д. Вал ГВ покоится на упруго-податливых опорах - подшипниках с кусочно-линейными характеристиками жесткостей - C_A и C_B . ГК представлено при соединенной к ГВ массой - $m_{гк}$ и невесомой пластинчатой пружиной с жесткостью - $C_{гк}$.

В расчетных схемах ВЗП принимаем следующие модельные условия: Пренебрегаем (в виду большого порядка малости) податливостью зубьев в многопарном зацеплении ВЗП и деформациями в цепи жесткое колесо - корпус передачи. Колебания элементов системы малы и перемещения происходят в пределах упругой деформации. Исключаем прецессию вала ГВ ввиду его относительно невысокой частоты вращения (до 5000 мин^{-1}).

Исключая из динамической модели системы ГК - массу $m_{гк}$ и жесткость $C_{гк}$, получим расчетную схему поперечных колебаний ГВ. Система имеет две степени свободы и совершает малые колебания около положения равновесия. Определяя для расчетной схемы коэффициенты влияния, составляем частотное уравнение, из которого получаем зависимость для определения собственных частот поперечных колебаний ГВ в виде:

$$P_{гв}^{1,2} = \frac{1}{2\eta_1} \sqrt{\frac{m_n \delta_{11} - J_g \delta_{22} \pm \sqrt{(m_n \delta_{11} - J_g \delta_{22})^2 + 4m_n J_g (\delta_{22} \delta_{11} - \delta_{21}^2)}}{2m_n J_g (\delta_{22} \delta_{11} - \delta_{21}^2)}} \quad (7)$$

Коэффициенты влияния, вычисленные для расчетной схемы консольного ГВ, равны:

$$\delta_{11} = \frac{C_o + C_{вг}}{C_o \cdot C_{вг}}$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{2}{c_0(a+2b)} + \frac{ab}{3EJ} + \frac{b^2}{2EJ} \quad (8)$$

$$\delta_{22} = \frac{4}{c_0(a+2b)^2} + \frac{a}{3EJ} + \frac{b}{EJ}$$

где δ_{11} - перемещение т. Δ от единичной поперечной силы $P = 1$, приложенной в этой точке; δ_{12} - поворот диска от единичной поперечной силы $P = 1$; δ_{21} - перемещение т. Δ от единичного момента $M = 1$, приложенного в этой точке; δ_{22} - поворот диска от единичного момента $M = 1$ в т. Δ . $m_n = 1/3 m_{\text{вг}} + m_g$ - приведенная в т. Δ (рис. 4) масса ГВ, здесь $m_{\text{вг}}$ - масса вала генератора и m_g - масса генератора, J_g - гироскопический момент генератора, например для кулачкового генератора $J_g = m d^2/16 - mb^2/12$.

Расчетную модель ГК сводим к одномассовой системе с одной степенью свободы, для которой собственная частота поперечных колебаний определяется зависимостью

$$P_{\text{ГК}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3C_{\text{ГК}}}{m_{\text{ГК}}}} \quad (9)$$

Собственная частота поперечных колебаний системы из ее динамической модели, рис. 4, определяется аналогично (7) зависимостью:

$$P_c^{1,2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{m_c \delta_{11}^c - J_g \delta_{22}^c \pm \sqrt{(m_c \delta_{11}^c - J_g \delta_{22}^c)^2 + 4m_c J_g (\delta_{12}^c \delta_{21}^c - \delta_{22}^c)}}{2m_c J_g (\delta_{22}^c \delta_{11}^c - \delta_{21}^c)}} \quad (10)$$

где: $m_c = 1/3 m_{\text{ГК}} + m_n$ - приведенная масса системы. Коэффициенты влияния системы δ_{ji}^c - определяются через соответствующие коэффициенты влияния ГВ - $\delta_{ji}^{\text{ГВ}}$ и ГК - $\delta_{ji}^{\text{ГК}}$ как:

$$\delta_{ji}^c = \delta_{ji}^{\text{ГК}} \cdot \delta_{ji}^{\text{ГВ}} / (\delta_{ji}^{\text{ГК}} + \delta_{ji}^{\text{ГВ}}) \quad (11)$$

Расчетная схема крутильных колебаний для привода ПР, как правило, сводится к двухмассовой модели с одной степенью свободы, для которой собственная частота крутильных колебаний равна:

$$P = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{\text{взп}}(J_n + J_{\text{гг}})}{J_n \cdot J_{\text{гг}}}} \quad (12)$$

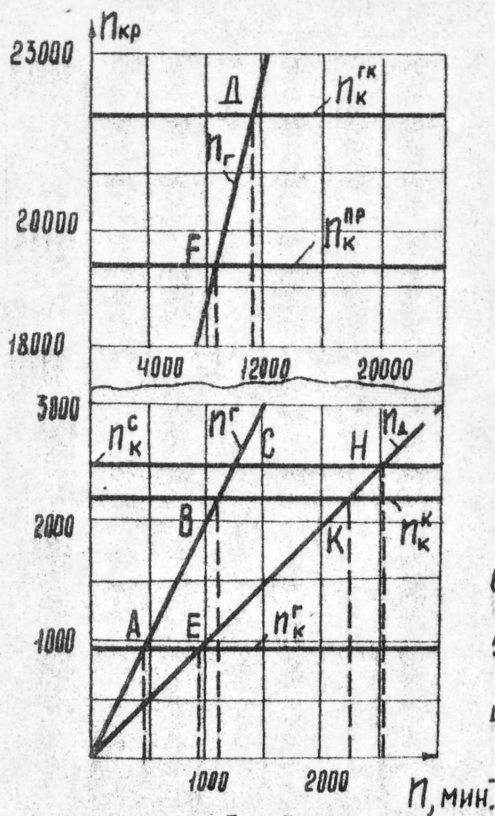


Рис. 5.

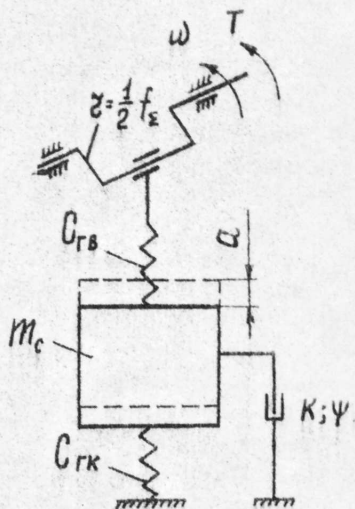


Рис. 6.

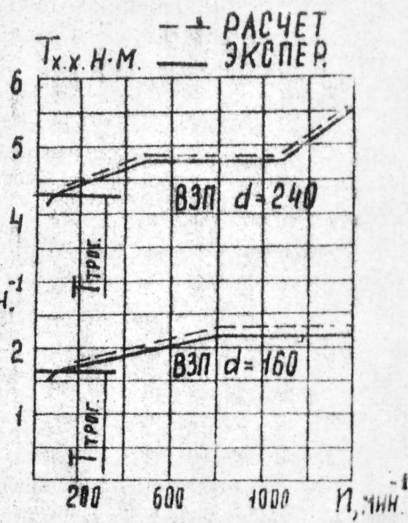


Рис. 7

где $C_{взп}$ - крутильная жесткость ВЗП; $J_n = m r^2$ - момент инерции нагрузки, m - масса полезного груза и манипулятора, приведенная к радиусу r - (расстояние от оси вращения до центра масс), $J_{дв} = I, I (2,5 G D^2)$ - момент инерции электродвигателя с генератором вала, G - вес ротора электродвигателя, D - диаметр ротора.

Аналитическое определение собственных частот колебаний элементов привода позволяет отстраивать систему от резонансов по лучевой диаграмме. На рис. 5 представлена диаграмма модуля поворота РГШ-40.02. (Параметры ВЗП - $d = 240$, $U = 120$). По оси абсцисс диаграммы откладываются частоты вращения быстроходного вала привода, а по оси ординат - частоты возмущений. Лучами, исходящими из начала координат, нанесены двигательная $-n_d$ и Генераторная $-n_g$ частоты возмущений системы. Собственные частоты поперечных колебаний элементов ВЗП - генератора n_k^r , гибкого колеса $-n_k^{гк}$ и системы (ГВ - ГК) $-n_k^c$, крутильных колебаний передачи $-n_k^k$ и собственные частоты изгибных колебаний манипулятора ПР $-n_k^{пр}$ - нанесены в виде прямых, параллельных оси абсцисс.

Точки пересечения этих двух групп лучей (А, В, С, Д, Е, F, Н, К) определяют опасные (резонансные) скорости вращения ведущего вала привода. Так из лучевой диаграммы видно, что наиболее благоприятными для модуля поворота являются частоты вращения ведущего вала, расположенные в диапазоне между резонансными зонами поперечных колебаний системы (ГВ - ГК) по генераторной частоте возмущений и крутильными колебаниями ВЗП по двигательной частоте n_d в пределах $1200 \dots 2000 \text{ мин}^{-1}$.

В заключение главы предлагается конструкция ВЗП, позволяющая изменением поперечной жесткости ГК передачи сдвигать резонансные зоны по поперечным колебаниям ГК и системы (ГВ - ГК), что позволяет получать требуемый диапазон оптимальных рабочих частот вращения ведущего вала привода. На предлагаемую конструкцию ВЗП получено положительное решение на изобретение № 3651440/25-28/142309 от 19 апреля 1984 г.

В четвертой главе исследуются моменты холостого хода ($T_{хх}$) ВЗП. В приводах ПР $T_{хх}$ ВЗП соизмеримы с моментами нагрузки, приведенными к ведущему валу, и их аналити-

ческое определение важно для оценки энергетических и динамических параметров привода на стадии проектирования. В немногих работах, посвященных экспериментальным исследованиям $T_{\text{хк}}$ ВЗП (например Емельянова А.Ф.), не объясняются причины его роста в зависимости от частот вращения $\omega/\text{х}$ вала.

Для аналитического определения $T_{\text{хк}}$ представим ВЗП динамической моделью, рис. 6, где m_c - приведенная масса системы (ГВ - ГК), $C_{\text{гк}}$ и $C_{\text{гв}}$ - соответственно жесткости ГК и ГВ. При вращении двигателя кривошип радиусом $r = l/2 \int_z$, деформирует упругие связи $C_{\text{гк}}$ и $C_{\text{гв}}$ и возбуждает поперечные колебания массы - m_c . При холостом ходе (нагрузка отсутствует) энергия двигателя затрачивается на возбуждение в системе поперечных (изгибных) колебаний. Наиболее активное взаимодействие системы проявляется в условиях резонанса ($\omega = P$), при этом расходуется максимальная мощность двигателя, равная:

$$N = \frac{1}{2} \sigma^2 \omega^2 C_z K \quad (13)$$

Максимальную амплитуду вынужденных колебаний при резонансе определим через логарифмический декремент - δ как:

$$\sigma = \frac{\pi}{\delta} \int_z \quad (14)$$

Тогда для расчета моментов холостого хода, через мощность ($T_{\text{хк}} = N/\omega$) получим зависимость:

$$T_{\text{хк}} = \frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{\delta} \int_z \right)^2 C_z \omega K \quad (15)$$

где: $\int_z$ - первоначальная амплитуда возбуждений, равная поперечному смещению системы ГВ - ГК в результате суммирования погрешностей изготовления и монтажа звеньев, C_z - суммарная жесткость упругих связей системы, ω - частота возбуждений системы, P - собственная частота поперечных колебаний системы, K - коэффициент рассеяния энергии для системы.

Для определения логарифмического декремента колебаний - δ и коэффициента рассеяния энергии - K была проведена серия экспериментов на ВЗП различных конструкций, качественный анализ ко-

торых, а также сопоставление их с предыдущими экспериментальными исследованиями T_{xx} показало, что с достаточной для практических расчетов точностью можно принять: $\delta = 0,693$; $K = 0,0183$ — для ВЗП с жестко закрепленными ГВ и $K = 0,147$ — для ВЗП с плавающими ГВ. Полученные значения коэффициентов — хорошо согласуются с данными по коэффициентам рассеяния энергии в соединениях, приведенных д.т.н., проф. Решетовым Д.Н., где $K = 0,01...0,3$ для шлицевых соединений и $K = 0,2...0,7$ для шарикоподшипников в зависимости от зазоров-натягов в соединениях. Это свидетельствует о значительном рассеянии энергии в зацеплении ВЗП — при жестком ГВ и в гибком подшипнике — при плавающем ГВ.

Сопоставление расчетных значений с экспериментом показало их хорошую сходимость, погрешность не превышает 5-9%. На рис. 7 представлен характерный график расчетных и экспериментально полученных значений T_{xx} для ВЗП с диаметром ГВ $d = 240$ мм с жестким исполнением ГВ и для ВЗП с диаметром ГВ $d = 160$ мм с плавающим ГВ.

Пятая глава посвящена разработке и исследованию модулей поворота и ротации кисти ПР РГП-40.02. Основными критериями для проектирования модулей явились: достаточно крутильная жесткость и кинематическая точность, отсутствие открытого люфта в зацеплении. Модули проектировались по методике С.А.Шувалова.

Исходя из точности позиционирования ПР, были определены размеры ВЗП и назначены допуски на изготовление его деталей. По лучевой диаграмме оценивались инерционно-жесткостные параметры ВЗП для соответствия его рабочим режимам работы, и затем по расчетным значениям T_{xx} и баланса моментов нагрузки привода производилось определение энергетических параметров двигателя и его окончательный выбор.

После изготовления модулей на первом этапе детали ВЗП аттестовывались на соответствие их конструкторской документации и производились совместно с заказчиком лабораторные (стендовые) испытания. По результатам лабораторных испытаний были получены характеристики приводов, в основном совпадающие с расчетными, например для модуля поворота ($d = 240$ мм): статический момент

трогания ($T_{тр}$) = 4,2 (4,32) Н·м; $T_{х.х.}$ = 0,7 (0,74) Н·м; кинематическая погрешность не более 200 (214) угл.сек; крутильная жесткость $I, 72 \cdot 10^5$ Н·м/рад ($1,69 \cdot 10^5$); открытый люфт отсутствует.

На следующем этапе модули испытывались в составе ПР. По результатам заводских испытаний РГШ-40.02 рекомендован к серийному производству.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Продолжены имеющиеся исследования кинематической точности ВЗП – получены аналитические зависимости для расчета поперечной жесткости ГК и ГВ ВЗП, позволяющие прогнозировать кинематическую точность передачи на стадии проектирования.

2. На основе аналитического определения поперечной жесткости разработан метод расчета собственных частот поперечных колебаний узлов ВЗП для отстройки системы привода от резонансов; установлено, что для приводов*ПР доминирующим является отстройка от резонансов по поперечным колебаниям, т.к. собственные частоты крутильных колебаний системы располагаются значительно выше.

3. Показано, что с позиции повышения кинематической точности ВЗП и собственных частот поперечных колебаний, целесообразно повышать поперечную жесткость ее элементов, что может достигаться: утолщением диафрагмы и уменьшением длины цилиндрической части ГК; увеличением натягов в подшипниковых опорах ГВ и смещением генератора к опорам. При этом необходимо учитывать, что это ведет к увеличению моментов трогания и холостого хода.

4. Впервые исследовано и аналитически описано влияние поперечных колебаний узлов ВЗП на моменты холостого хода – получены аналитические зависимости для расчета моментов холостого хода, которые позволяют прогнозировать энергетические характеристики привода и определять параметры двигателя на стадии проектирования.

5. Показано, что мероприятиями для снижения моментов холостого хода являются: уменьшение суммарных погрешностей относительного эксцентриситета звеньев ВЗП и уменьшение их поперечной жесткости, однако последнее ведет к снижению кинематической точности передачи и собственных частот поперечных колебаний.

6. Совместно с предприятием разработаны и прошли опытно-промышленные испытания модули поворота и ротации кисти ПР РПШ-40.02. По результатам испытаний отмечено, что РПШ-40.02 по своим техническим характеристикам превосходит отечественные образцы и находится на уровне лучших зарубежных образцов. РПШ-40 рекомендован к серийному производству.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Попов П.К., Шамсутдинов Ф.А. Перспективы применения волновых зубчатых передач в приводах промышленных роботов. - В кн.: Конструкция, расчет и производство волновых зубчатых передач. - Свердловск, 1983, с. 36-38.

2. Шамсутдинов Ф.А. Поперечная жесткость гибкого колеса волновой зубчатой передачи. - Известия вузов. Машиностроение, 1984, № 2, с. 36-40.

3. Шамсутдинов Ф.А. Поперечная жесткость генератора волн волновой зубчатой передачи. - Известия вузов, Машиностроение, 1984, № 7, с. 44-48.

4. Попов П.К., Шамсутдинов Ф.А. Расчет динамических характеристик модулей приводов промышленных роботов на базе волновых зубчатых передач. - В кн.: Проблемы разработки и внедрения автоматизированных производств и САПР в машиностроении. - Йошкар-Ола, 1984, с. 17-19.

5. Заявка на изобретение "Волновая зубчатая передача" авт. Попов П.К., Шамсутдинов Ф.А. от 10 октября 1983 г. Положительное решение № 3651440/25-28/142309 от 19 апреля 1984 г.

Ф.А. Шамсутдинов

Подп. к печ. 28.01.85г. Заказ 412 Объем 1 п.л. Тираж 100 экз.
Типография МВТУ, 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., 5.

