

Актуальность темы. Технический прогресс и конкуренция приводят к постоянному росту производительности и повышению степени автоматизации технического оборудования. При этом возрастают требования, предъявляемые к регулируемым электроприводам, по таким параметрам, как быстродействие, диапазон регулирования частоты вращения, точность позиционирования, габариты, перегрузочная способность и др. Для обеспечения предъявляемых требований разработаны высокотехнологичные устройства современного электропривода – сервоприводы. При их проектировании большое внимание уделяется быстродействию, на которое оказывает влияние инерционность вращающихся масс элементов самого привода и элементов системы, в которую он встраивается. Для снижения времени переходного процесса в настоящее время в сервоприводах выполняется ряд мероприятий, таких как облегчение вращающихся деталей, применение новых материалов, обладающих улучшенными электромагнитными свойствами, прогрессивные алгоритмы микропроцессорного управления и др.

Особое внимание следует обратить на системы, в состав которых входят большие инерционные массы, такие как роторы авиационных двигателей. При проведении стендовых испытаний, разгон двигателя осуществляется посредством электропривода, от которого требуется высокое быстродействие и малые габариты, не превышающие размеры турбостартера.

Требованию минимальных габаритов наиболее полно удовлетворяют планетарные редукторы, среди которых в сервоприводах наибольшее распространение получили выполненные по схеме $2K-H$. Однако, больший, по сравнению с не планетарными редукторами, приведенный к валу двигателя момента инерции таких приводов, способствует снижению их быстродействия. Кроме того, для повышения указанного параметра целесообразно применение высокооборотных двигателей с малым моментом инерции ротора и, как следствие, редукторов с большим передаточным отношением. Получение большого передаточного отношения в планетарных редукторах, выполненных по указанной

схеме, приводит к необходимости использования дополнительных планетарных ступеней, что, в свою очередь, ведет к повышению габаритов.

Указанным критериям разгона ротора авиационного газотурбинного двигателя (далее - ГТД) при проведении его стендовых испытаний наиболее полно удовлетворяют планетарные двухпоточные редукторы с дифференциалом на выходе, поскольку, во-первых, сочетают в себе преимущества планетарных передач по габаритным и массово-весовым показателям; во-вторых, передача движения на планетарный дифференциальный механизм через промежуточную передачу – звено замыкания – способствует снижению приведенного к валу двигателя момента инерции, и, в-третьих, возможность получения большого передаточного отношения в одной ступени позволяет использовать в составе привода высокооборотные двигатели.

В целях совершенствования указанных приводов, предлагается новая кинематическая схема двухпоточного планетарного редуктора на основе конического дифференциала с замыкающим звеном в виде комбинированной зубчатой муфты, сохраняющая все достоинства планетарной схемы и дополнительно открывающая новые возможности по использованию.

Цель работы и задачи исследования. Повышение эффективности сервоприводов, работающих в режиме разгона при технологической прокрутке ГТД с использованием двухпоточных планетарных передач с замкнутым по моменту коническим дифференциалом на выходе.

Под эффективностью понимается: быстроходность, быстроедействие, габариты, возможность унификации конструкции и проведения оптимизации её параметров под заданные условия нагружения.

Для достижения цели в работе решаются следующие задачи:

1. разработать кинематическую схему двухпоточного редуктора для сервоприводов систем управления, применительно к высокооборотным серводвигателям.
2. разработать конструкцию редуктора, провести теоретические исследования характеристик и осуществить экспериментальные натурные испытания по выявлению возможности использования ее в указанных сервоприводах систем управления.

Методы исследования. В ходе решения поставленных задач применялись методы математического анализа, аналитической геометрии, линейной алгебры, теории механизмов и машин, сопротивления материалов, теории автоматического управления, электротехники, методы компьютерного моделирования и математической статистики.

Научная новизна заключается в следующем:

1. Разработана математическая модель сервопривода с двухпоточным планетарным редуктором, обеспечивающим повышение быстродействия за счет адаптации массово-весовых характеристик звена замыкания контура конического дифференциала по вращающему моменту;

2. Получена аналитическая зависимость по расчету приведенного к валу двигателя момента инерции привода с учетом внутренних и внешних инерционных масс при наличии замыкающего звена редуктора по вращающему моменту;

3. Теоретически получена и экспериментально подтверждена аналитическая зависимость для расчета предельного значения коэффициента передачи по вращающему моменту двухпоточного редуктора.

Практическая ценность.

Полученные формулы и соотношения позволяют осуществлять разработку конструкций сервоприводов с двухпоточными планетарными редукторами для систем управления объектами, обладающими большой инерционной массой с одновременной оптимизацией их по быстродействию.

Реализация и внедрение результатов работы.

Полученные в ходе исследования результаты были внедрены в учебный процесс на кафедре «Основы конструирования машин» РГАТА им. П. А. Соловьева по специальности 05.10.01 и в ОАО «НПО «Сатурн».

Апробация работы.

Основные положения и результаты диссертационной работы заслушивались и обсуждались

– на научно-технических семинарах кафедры «Основы конструирования машин» РГАТА им. П. А. Соловьева (г. Рыбинск);

- на III международной научно-практической конференции «Проблемы исследования и проектирования машин» (г. Пенза);
- на научно-техническом семинаре кафедры РК-3 «Основы конструирования машин» МГТУ им. Н. Э. Баумана (г. Москва).

Структура и объем работы

Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов по работе и списка литературы. Работа изложена на 155 листах машинописного текста, содержит 77 рисунков, 13 таблиц. Библиография работы содержит 113 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, определены цель и задачи исследования, сформулированы положения, выносимые на защиту, приведены основные научные и практические результаты.

В первой главе проведен обзор существующих комплектных сервоприводов, выпускаемых как отечественными, так и зарубежными предприятиями. Приведен состав сервопривода и основные мероприятия, направленные на снижение приведенного к валу двигателя момента инерции и, как следствие, повышения его быстродействия. Проанализированы схемы редукторов, наиболее часто используемых в указанных системах с точки зрения возможности их применения для разгона систем с большими инерционными массами, таких как ротор ГТД. При этом особое внимание уделено сервоприводам с планетарными редукторами: вопросам габаритов, инерционности, возможности получения больших передаточных отношений и применения высокооборотных двигателей. Показана целесообразность применения планетарных двухпоточных передач с дифференциалом на выходе, а так же приведены основные методы и особенности их расчета. При анализе работ, посвященных исследованию планетарных многопоточных передач, были отмечены работы таких ученых, как М. К. Кристи, К. А. Талу, Е. И. Магидович, М. Л. Кретнес, Н. А. Забавников, В. И. Красеньков, Б. Л. Пылов, В. И. Стрелдедов, Ю. И. Лебедев, В. Н. Наумов, Е. Г. Юдин и др.

Была сформулирована цель работы. В итоги главы были вынесены основные задачи, решение которых необходимо для достижения цели. Последующие главы посвящены решению основных задач.

Во второй главе рассмотрена новая кинематическая схема планетарного редуктора на базе конического дифференциала (рис. 1), названная киберпланетарной (далее – КИП-редуктор), сочетающая в себе преимущества планетарных редукторов и лишенная ряда их недостатков.

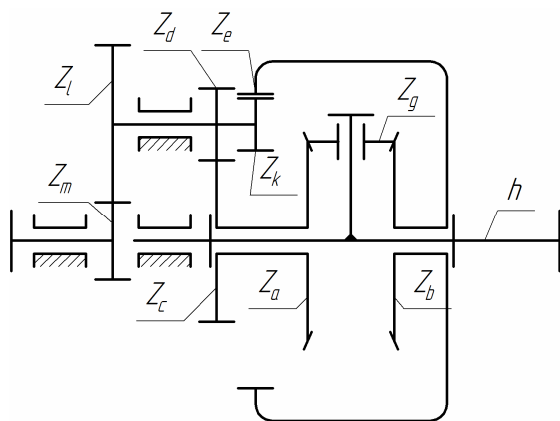


Рис. 1. Кинематическая схема КИП-редуктора

Применение методов теории механизмов и машин позволило получить для новой схемы КИП-редуктора системы уравнений, связывающие угловые скорости ω , а так же вращающие моменты T на валах редуктора, на основе которых были

получены структурные схемы преобразования указанных параметров (рис. 2). При анализе полученных структурных схем было выявлено не характерное для

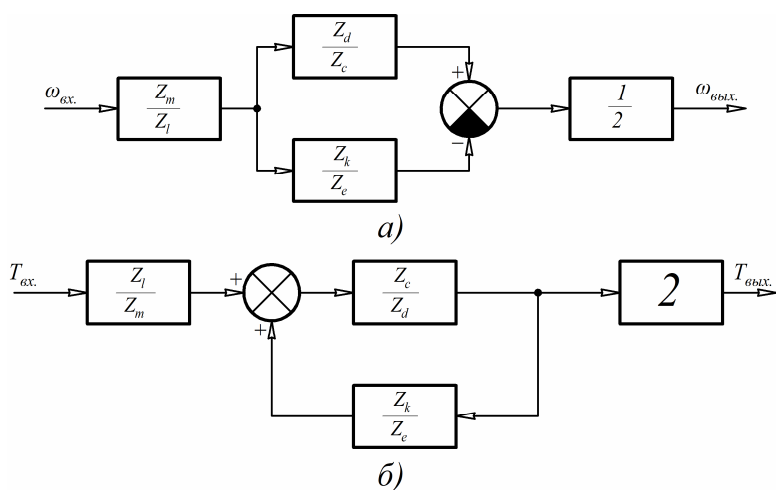


Рис. 2. Динамические структурные схемы преобразования угловой скорости (а) и вращающего момента (б) КИП-редуктора

редукторов общего применения их существенное отличие друг от друга, а так же присутствие в структуре положительной обратной связи по вращающему моменту, позволяющее отнести указанный механизм к кибернетическим.

При помощи известных методик были получены необходимые для определения

основных параметров КИП-редуктора условия: соседства, соосности и сборки.

Анализ КПД в исследуемом механизме, проведенный при помощи метода потерь, позволил получить выражение для определения КПД КИП-редуктора $\eta_{ред.}$:

$$\eta_{ред.} = \frac{\eta_0 \cdot \eta_{II} \cdot \eta_{OC} \cdot \left(\frac{U_{II}}{U_{OC}} \cdot \eta_{кон.}^2 - 2 \cdot \frac{U_{II}}{U_{OC}} \cdot \eta_{кон.} + 1 \right)}{1 - \frac{U_{II}}{U_{OC}} \cdot \eta_{II} \cdot \eta_{кон.} \cdot \eta_{OC}}.$$

Здесь η_0 - КПД зубчатой передачи $Z_1/Z_m = U_0$, η_{II} - КПД зубчатой передачи $Z_c/Z_d = U_{II}$, η_{OC} - КПД зубчатой передачи $Z_e/Z_k = U_{OC}$, $\eta_{кон.}$ - КПД конического дифференциала.

Выражение, позволяющее получить аналогичный результат с погрешностью не более 3%, было получено из структурных схем преобразования угловой скорости и вращающего момента (рис. 2) с применением методов теории автоматического управления:

$$\eta_{ред.} = \frac{\eta_0 \cdot \eta_{II} \cdot \eta_{кон.} \cdot \left(1 - \frac{U_{II}}{U_{OC}} \right)}{1 - \frac{U_{II}}{U_{OC}} \cdot \eta_{II} \cdot \eta_{кон.} \cdot \eta_{OC}}.$$

Анализ полученных выражений показал, что при увеличении отношения передаточных чисел U_{II}/U_{OC} (и, как следствие, увеличении передаточного числа редуктора), происходит резкое снижение общего КПД. Однако, увеличение точности изготовления и сборки отдельных передач приводит к возможности получения редуктора с большим передаточным числом и высоким КПД. Поскольку в приведенных выражениях не участвует $U_0 = Z_1/Z_m$, это позволяет повысить передаточное число редуктора в несколько раз без значительного снижения его КПД (достаточно принять $U_0 > 1$ при сохранении постоянным отношения U_{II}/U_{OC}).

Возможность включения КИП-редуктора в какую-либо силовую систему управления влечет за собой необходимость оценки его суммарного люфта. Применение известной методики позволило получить выражение для опреде-

ления суммарного люфта в КИП-редукторе, приведенного к выходному валу (пренебрегая упругими деформациями валов):

$$\Delta_{\Sigma} = \frac{(6,88 + k_{ke}) \cdot C_{ke} \cdot U_0}{m_{ke} \cdot Z_e \cdot U_{ред.}} + \frac{(6,88 + k_{ag}) \cdot C_{ag} \cdot U_{OC}}{m_{ag} \cdot Z_g \cdot U_{ред.}},$$

где k_{ke}, k_{ag} - коэффициенты, учитывающий влияние на люфт шарикоподшипников в соответствующей передаче, зависят от класса подшипника и степени точности зубчатой передачи; C_{ke}, C_{ag} - вероятный максимальный боковой зазор, выбирается по ГОСТу; m_{ke}, m_{ag} - модуль зацепления соответствующей пары зубчатых колес, мм; Z_e, Z_g - числа зубьев.

Анализ полученного выражения выявил большую зависимость суммарного люфта в исследуемом редукторе от значений люфтов в коническом дифференциале и от люфта в передаче внутреннего зацепления, а сравнение при равных передаточных отношениях суммарного люфта КИП-редуктора ($\Delta_{\Sigma}^{КИП-редуктора} = 1,404 \text{ угл. мин.}$) и цилиндрического двухступенчатого редуктора, выполненного по развернутой схеме ($\Delta_{\Sigma}^{цил. ред.} = 3,046 \text{ угл. мин.}$) показал его большую кинематическую точность.

$$\begin{cases} \varphi_{\partial} = \frac{1}{J_{\partial} \cdot P^2} \cdot (M_{\partial} - M_1 + M_2) \\ M_1 = i_1 \cdot J_1 \cdot P^2 \cdot \varphi_1 + i_1 \cdot i_3 \cdot J_H \cdot P^2 \cdot \varphi_H \\ M_2 = i_2 \cdot J_2 \cdot P^2 \cdot \varphi_2 + i_2 \cdot i_3 \cdot J_H \cdot P^2 \cdot \varphi_H \\ \varphi_H = (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot i_3 \\ \varphi_1 = i_1 \cdot \varphi_{\partial} \\ \varphi_2 = i_2 \cdot \varphi_{\partial} \\ \varphi_H = (i_1 - i_2) \cdot i_3 \cdot \varphi_{\partial} \\ i_{ред.} = (i_1 - i_2) \cdot i_3 \end{cases}$$

Для оценки приведенного к валу двигателя момента инерции привода с инерционной нагрузкой, была составлена система уравнений, связывающая изображения соответствующих величин по Лапласу (при нулевых начальных условиях). В указанной системе уравнений: M_{∂} - вращающий момент на двигателе, $H \cdot м$; J_{∂} - момент инерции двигателя

с присоединенными к нему входным валом редуктора и периферийными валами, $кг \cdot м^2$; J_1 - момент инерции цилиндрического колеса внешнего зацепления и связанного с ним конического колеса дифференциала, $кг \cdot м^2$; J_2 - момент инерции комбинированной зубчатой муфты и связанного с ней второго конического колеса дифференциала, $кг \cdot м^2$; J_H - момент инерции нагрузки и выходного вала с водилом и сателлитами конического дифференциала, $кг \cdot м^2$; φ_{∂} - угол поворота ротора двигателя, включая первую передачу редуктора, ...°;

φ_1 - угол поворота цилиндрического колеса внешнего зацепления, соединенного с левым коническим колесом дифференциала, ...°; φ_2 - угол поворота комбинированной зубчатой муфты, соединенной с правым коническим колесом дифференциала, ...°; φ_H - угол поворота выходного вала редуктора и связанной с ним инерционной нагрузки, ...°; i_1 - передаточное отношение ступени внешнего зацепления; i_2 - передаточное отношение ступени внутреннего зацепления; i_3 - передаточное отношение конического дифференциала, $i_3 = \frac{1}{2}$, P - оператор Лапласа.

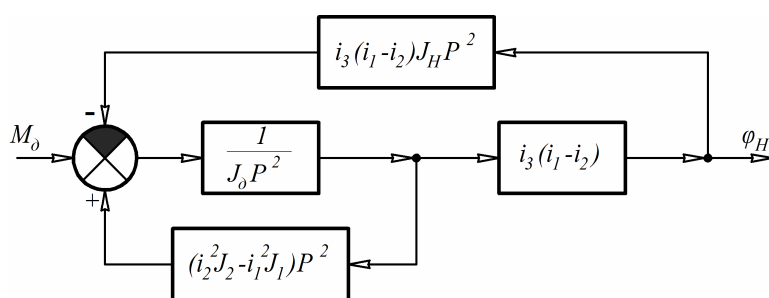


Рис. 3. Структурная схема эквивалентной механической системы привода с КИП-редуктором

Структурная схема эквивалентной механической системы привода с КИП-редуктором, полученная на основе вышеописанной системы уравнений, представлена на рис. 3. Передаточная функция полученной структурной

схемы будет иметь вид:

$$W(P) = \frac{\varphi_H(P)}{M_o(P)} = \frac{i_3 \cdot (i_1 - i_2)}{(J_o + i_1^2 \cdot J_1 - i_2^2 \cdot J_2 + i_3^2 \cdot (i_1 - i_2) \cdot J_H) \cdot P^2}.$$

Выражение $J_{np.} = J_o + i_1^2 \cdot J_1 - i_2^2 \cdot J_2 + i_3^2 \cdot (i_1 - i_2) \cdot J_H$ является зависимостью для определения приведенного момента инерции привода с КИП-редуктором с учетом влияния моментов инерции двигателя и нагрузки. Присутствие в зависимости вычитаемого с моментом инерции J_2 свидетельствует о возможности снижения общего приведенного момента инерции привода за счет оптимизации конструкции комбинированной зубчатой муфты, при условии наличия на выходном валу редуктора инерционной нагрузки.

Применение известной методики для определения приведенного момента инерции редуктора, основанной на анализе кинетической энергии, дало следующее выражение:

$$J_{np.} = J_1' + n \cdot \frac{J_2' \cdot Z_m^2}{Z_l^2} + \frac{J_3' \cdot Z_m^2 \cdot Z_d^2}{Z_l^2 \cdot Z_c^2} + \frac{J_4' \cdot Z_m^2 \cdot Z_k^2}{Z_l^2 \cdot Z_c^2} +$$

$$+ k \cdot \left(\frac{J_5' \cdot Z_m^2 \cdot Z_d^2 \cdot Z_a^2}{Z_l^2 \cdot Z_c^2 \cdot Z_g^2} + \frac{m_g \cdot R^2 \cdot Z_m^2}{4 \cdot Z_l^2} \cdot \left(\frac{Z_d}{Z_c} - \frac{Z_k}{Z_e} \right)^2 \right) + \frac{J_6' \cdot Z_m^2}{4 \cdot Z_l^2} \cdot \left(\frac{Z_d}{Z_c} - \frac{Z_k}{Z_e} \right)^2,$$

где $J_1' \dots J_6'$ – суммарные моменты инерции звеньев механизма, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; n – количество периферийных валов; k – количество сателлитов конического дифференциала; m_g – масса сателлита конического дифференциала, кг . Анализ указанного выражения позволил установить, что снижение приведенного момента инерции редуктора находится в сильной зависимости от массы комбинированной зубчатой муфты. Отсюда следует необходимость снижения ее массы и, в первую очередь, за счет прорезания в ней концентричных пазов. Однако, такое решение приводит к неизбежному снижению крутильной жесткости муфты и к

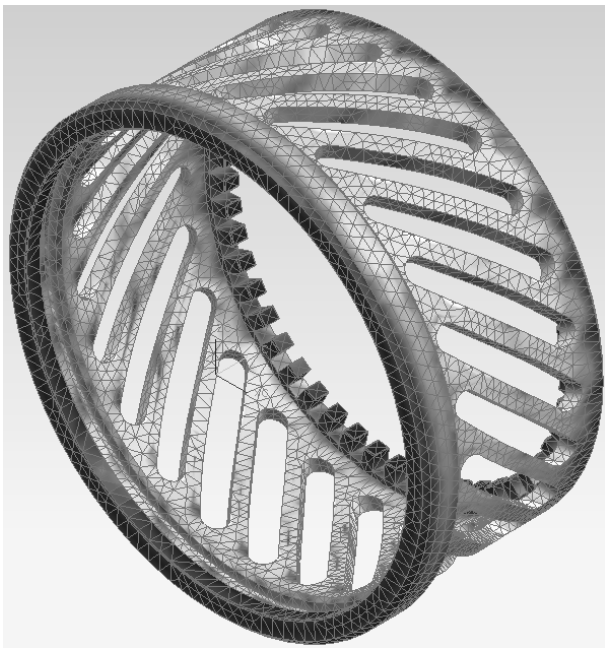


Рис. 4. Трехмерная конечно-элементная модель комбинированной зубчатой муфты

необходимости выполнения ее расчета по указанному параметру. С принятием ряда допущений, а так же с применением метода Мора и правила Верещагина, была получена следующая зависимость для определения деформации муфты под действием заданного вращающего момента:

$$y = \frac{P \cdot l^3}{12 \cdot E \cdot J_1} \cdot \frac{2 - c}{c^2},$$

где $P = 2 \cdot T / n \cdot D$ – усилие, действующее на перемычки, Н ; T – вращающий момент на муфте, $\text{Н} \cdot \text{м}$; n – число перемычек в муфте; D – диаметр муфты, м ; $c = 1 + \frac{1}{6} \cdot \frac{a}{l}$ – безразмерный коэффициент, учитывающий длину и шаг перемычек; $J_1 = \frac{b \cdot h^3}{12}$ – статический момент инерции сечения перемычки, м^4 ; a, b, l, h – геометрические размеры перемычек, м .

Для проверки достоверности результатов, получаемых при помощи указанной зависимости, было проведено их теоретическое сравнение со значениями, полученными при помощи метода конечных элементов при различной длине муфты (рис. 4). Отклонение величин деформации, полученных по разным методикам, не превышало 9%, что позволяет говорить о возможности применения полученного выражения для инженерной оценки крутильной жесткости муфты.

В третьей главе приводится описание двух экспериментальных стендов, разработанного программного обеспечения и планов проведения исследований характеристик КИП-редукторов.

В качестве объекта исследования в первом стенде использовался КИП-

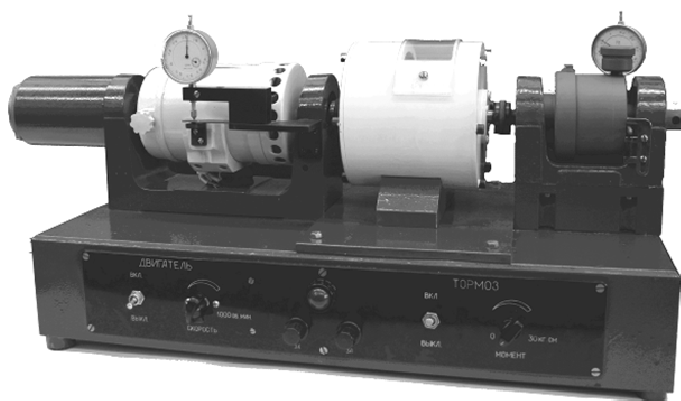


Рис. 5. Экспериментальный стенд с КИП-редуктором, $U_{ред.}=15$

редуктор с передаточным числом 15. В основе стенда лежит лабораторная установка по исследованию КПД редукторов ДП-ЗК, в которой были заменены ряд элементов системы управления и проведена значительная конструктивная доработка (рис. 5).

Измерение вращающих моментов на входном и выходном валах редуктора осуществляется с применением хорошо зарекомендовавшей себя методики, основанной на определении при помощи индикаторов часового типа пропорциональной указанным величинам деформации тензометрической балки. Вращающий момент нагрузки создается при помощи магнитопорошкового тормоза, соединенного через упругую муфту с выходным валом редуктора. Частота вращения ротора электродвигателя определялась при помощи тахогенератора.

Указанный экспериментальный стенд позволяет получить такие характеристики КИП-редуктора как передаточное отношение, коэффициент передачи

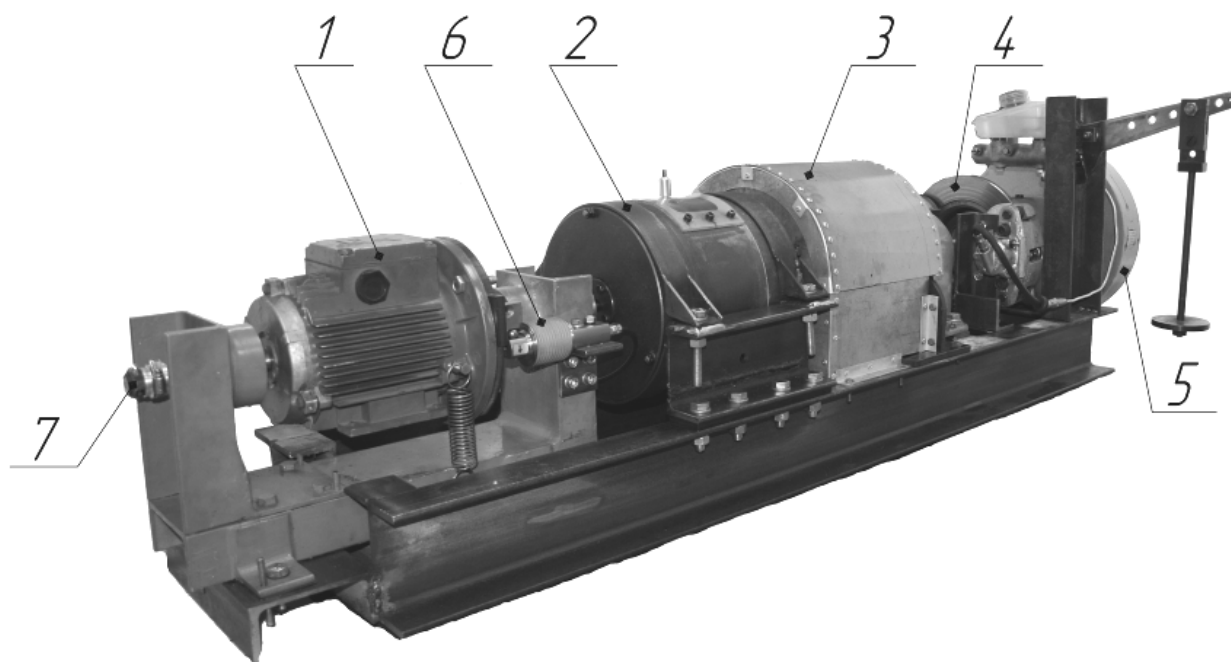


*Рис. 6. Экспериментальный стенд с КИП-редуктором, $U_{ред.}=40$
1-электродвигатель; 2-КИП-редуктор; 3 – кожух измерителя вращающего момента на выходном валу редуктора; 4-дисковый тормоз; 5 – инерционная нагрузка; 6 – тензорезисторный датчик силы;
7 – тахогенератор*

по вращающему моменту и КПД. Однако, его возможностей не достаточно для определения других параметров редуктора, включенного в состав электропривода, таких как характер и время переходного процесса, влияние инерционной нагрузки на его динамические характеристики и др. Вследствие указанных обстоятельств, был спроектирован и изготовлен новый экспериментальный стенд (рис. 6), объектом исследования в котором выступал КИП-редуктор с передаточным числом $U_{ред.}=40$ и максимально допустимым вращающим моментом нагрузки $150 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Так же редуктор позволяет получить передаточное число $U_{ред.}=\infty$, т. е. частота вращения выходного вала равна нулю при любом значении частоты вращения входного. Эта особенность позволяет нагружать редуктор при помощи рычага с подвешенным на его конце грузом известной массы.

В качестве источника движения в стенде был применен трехфазный асинхронный электродвигатель мощностью $1,1 \text{ кВт}$ с синхронной частотой вращения 3000 мин^{-1} , управление которым осуществлялось при помощи частотного преобразователя. Измерение вращающих моментов на валу электродвигателя и

выходном валу редуктора осуществляется при помощи тензорезисторных датчиков силы, а частоты вращения электродвигателя – тахогенератором. Стенд позволяет реализовать два вида нагрузки: постоянным вращающим моментом при помощи дискового тормоза и инерционную нагрузку.

Для этого стенда было разработано специальное программное обеспечение, позволяющее считывать показания с датчиков с частотой 300 измерений в секунду и сохранять полученные значения в виде электронной таблицы.

В четвертой главе приводятся результаты исследований параметров КИП-редукторов, полученных на экспериментальных стендах.

В ходе исследований КИП-редуктора с $U_{ред.}=15$ была подтверждена зависимость для определения передаточного числа и структурная схема преобразования угловой скорости. Экспериментально доказана структурная схема преобразования вращающего момента на валах редуктора и присутствие в ней положительной обратной связи. Полученные значения вращающего момента полностью соответствует расчетному. По характеру изменения коэффициента передачи редуктора по вращающему моменту был сделан вывод о присутствии двух схем преобразования в зависимости от его величины: при отсутствии нагрузки структурная схема аналогична схеме преобразования угловой скорости, а при увеличении тормозного момента происходит изменение структуры и появление положительной обратной связи.

Экспериментально установлено значение коэффициента полезного действия редуктора с $U_{ред.}=15$ и показано незначительное расхождение его с

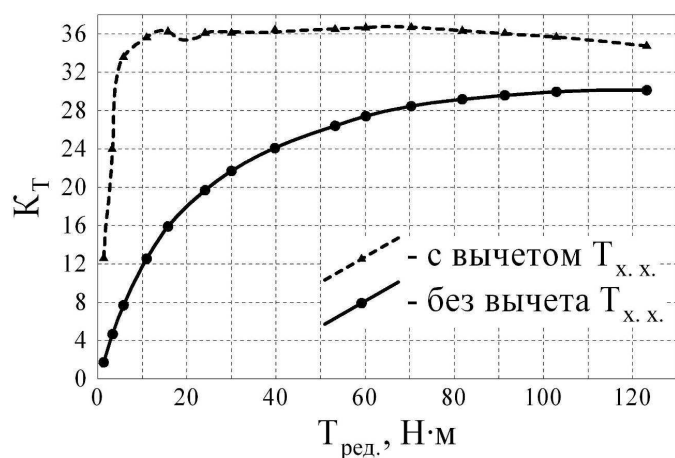


Рис. 7. График изменения K_T при $U_{ред.}=40$

полученным по теоретическим зависимостям (на уровне 82%).

Исследования КИП-редуктора с передаточным числом $U_{ред.}=40$ так же подтвердили полученные зависимости для определения угловых скоростей, вращающих моментов и КПД редуктора. Благодаря повышенным требованиям к точности изготовления и сбор-

ки, экспериментальное значение КПД редуктора составило 88,9%, что выше теоретического значения КПД планетарного редуктора с тем же передаточным числом, выполненного по схеме $3k$ и равного 82,5%. Было показано, что большее влияние на коэффициент передачи редуктора по вращающему моменту K_T оказывает вращающий момент холостого хода $T_{х.х.}$ (рис. 7), особенно при малых значениях вращающего момента нагрузки.

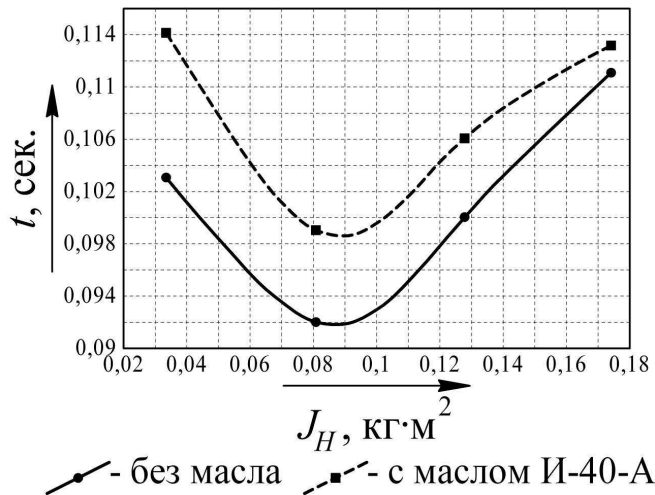


Рис. 8. График зависимости времени окончания переходного процесса от инерционной нагрузки

Такая зависимость позволяет говорить о влиянии на переходный процесс разгона электропривода с КИП-редуктором

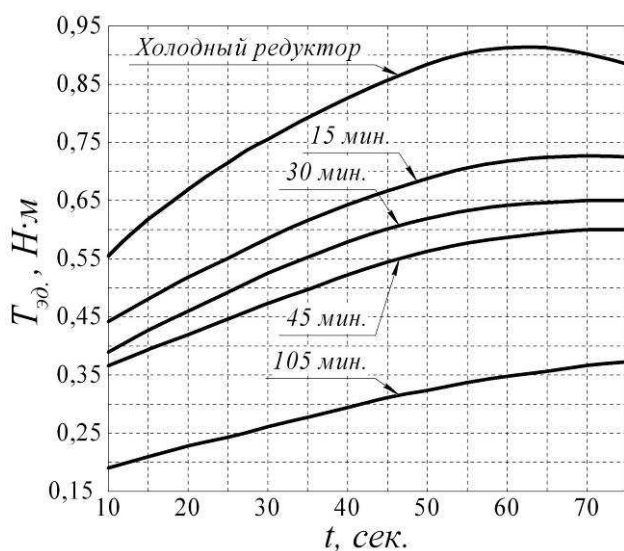


Рис. 9. Графики зависимости вращающего момента электродвигателя от температуры масла и угловой скорости

положительной обратной связи по вращающему моменту и о возможности конструктивного управления этим процессом для обеспечения его минимального времени.

Для оценки быстродействия электропривода с КИП-редуктором были проведены исследования времени и характера переходного процесса при разгоне с различными величинами инерционной нагрузки и при различном уровне масла в редукторе (рис. 8). Характер кривых свидетельствует о наличии ярко выраженного экстремума как при от-

сутствии масла в редукторе, так и с ним. Такая зависимость позволяет говорить о влиянии на переходный процесс разгона электропривода с КИП-редуктором

положительной обратной связи по вращающему моменту и о возможности конструктивного управления этим процессом для обеспечения его минимального времени. При сравнении переходных процессов редуктора с маслом и без него следует отметить, что при относительно значительных инерционных нагрузках влияние масла на время переходного процесса становится настолько мало, что им можно пренебречь. И наоборот, отсутствие

учета характеристик смазочного материала при малых значениях инерционной нагрузки может привести к довольно большим погрешностям при определении времени переходного процесса в приводе.

Исследование влияния на вращающий момент холостого хода $T_{х.х.}$ температуры масла и частоты вращения ротора электродвигателя (рис. 9) позволило установить, что при разгоне холодного редуктора наблюдается наибольший вращающий момент на электродвигателе, имеющий ярко выраженный экстремум. Дальнейшая работа редуктора приводит к уменьшению вращающего момента со все менее ярко выраженным экстремальным значением. При установившемся режиме вращающий момент на электродвигателе при максимальной частоте вращения в 2,45 раза меньше аналогичного при холодном редукторе, причем зависимость от угловой скорости приняла практически линейный характер.

Определение коэффициента передачи КИП-редуктора с $U_{ред.} = \infty$ при различных частотах вращения приводного электродвигателя позволило получить следующую зависимость (рис. 10). Максимальное экспериментально полученное значение коэффициента передачи в редукторе составляет 163,55 при частоте

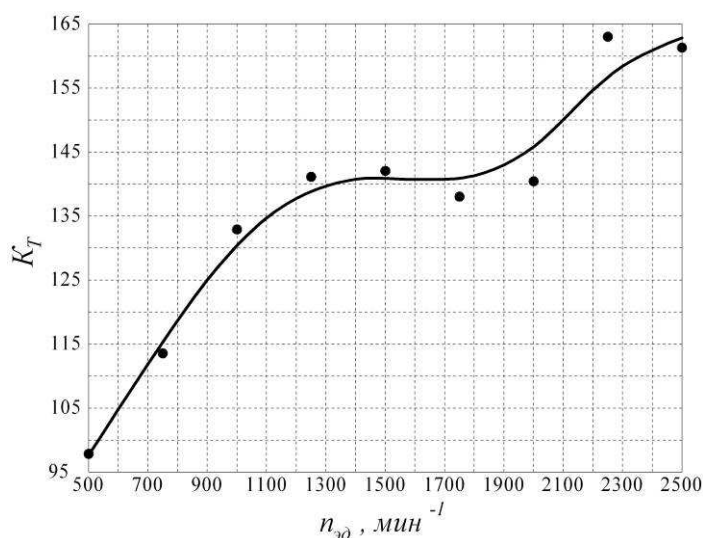


Рис. 10. Зависимость коэффициента передачи по вращающему моменту от частоты вращения электродвигателя

те вращения электродвигателя 2250 мин^{-1} . При этом, увеличение коэффициента передачи, при различных частотах вращения электродвигателя, происходит не равномерно, а ступенчато, что указывает на наличие определенных диапазонов скоростей скольжения в зубчатых передачах. В рамках этих диапазонов коэффициент полезного действия редуктора остается примерно по-

стоянным и мало зависит от прилагаемого вращающего момента нагрузки. Приведенный КПД зубчатых передач при максимальном значении коэффициента передачи составил $\eta_{прив} = 0,9804$.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Предложена новая схема планетарного редуктора на основе конического дифференциала и комбинированной зубчатой муфты, позволяющая использовать его с быстроходными двигателями в составе силового привода систем управления со значительной внешней инерционной нагрузкой.

2. Получены аналитические зависимости для определения угловой скорости, вращающего момента, КПД, расчетных значений люфтов и приведенного момента инерции КИП-редуктора. Разработаны структурные схемы преобразования вращающего момента и угловой скорости.

3. Получена динамическая структура редуктора, позволяющая включать её в состав структуры любого привода с КИП-редуктором.

4. Предложено выражение для определения крутильной жесткости комбинированной зубчатой муфты с подтверждением его методом конечных элементов.

5. Получена аналитическая зависимость для расчета предельного значения коэффициента передачи по вращающему моменту двухпоточного редуктора

6. Разработаны два экспериментальных стенда по исследованию характеристик КИП-редукторов с передаточными числами 15, 40 и бесконечность.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. В ходе прямого эксперимента, включающего разработку действующих опытных образцов КИП-редукторов, доказана работоспособность механизмов при различном характере внешних нагрузок.

2. Доказана изменяемость динамической структуры КИП-редуктора. Замкнутый характер системы возникает от появления положительной обратной связи по вращающему моменту. На холостом ходу схема не содержит обратной связи.

3. Экспериментально установлен факт повышения быстродействия при наличии инерционной нагрузки, чем подтверждается полученная аналити-

ческая зависимость, показывающая экстремальный характер величины приведенного момента инерции.

4. Экспериментальные испытания КИП-редуктора с бесконечным передаточным отношением, при котором частота вращения выходного вала редуктора равна нулю, позволили оценить внутренние потери в КИП-редукторе, доказать факт циркуляции вращающего момента (а не мощности) по цепи обратной связи, получить подтверждение по расчетным значениям КПД редуктора и предельного коэффициента передачи по вращающему моменту.

5. Опыты показали возможность работы КИП-редуктора на высоких частотах вращения вследствие отсутствия вращающихся разнесенных масс (сателлитов) в быстроходной ступени.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:

1. Трусов В. В., Головкин С. М. Высокодинамичный привод на базе киберпланетарной схемы зубчатого редуктора // Инженерный журнал – Справочник, 2009. №2. С. 60-62.

2. Трусов В. В., Головкин С. М. Исследование привода с киберпланетарной схемой зубчатого редуктора// Инженерный журнал – Справочник, 2010. №11. С. 56-58.

3. Планетарный зубчатый редуктор: патент RU2311573C2 / В. В. Трусов, С. М. Головкин. Заявл. 05.12.05, опубл. 27.11.07. бюл. №33.

4. Трусов В. В., Головкин С. М. Повышение динамических свойств приводов на базе киберпланетарной схемы зубчатого редуктора // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П. А. Соловьева, 2008. №2. С. 51-54.

5. Головкин С. М. Особенности исследования механических приводов на базе киберпланетарной схемы зубчатого редуктора // Проблемы исследования и проектирования машин: Сборник статей III Международной научно-технической конференции. Пенза, 2007. С. 71-73.

6. Трусов В. В., Головкин С. М. Киберпланетарный редуктор //Всероссийская выставка НТТМ-2006: Сборник материалов. Москва, 2006. С. 352-354.