

На правах рукописи



Подшибнев Владимир Александрович

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА
ПРИВОДА НА ОСНОВЕ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ С ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ С
ЗАДАННЫМ УРОВНЕМ ВИБРОУСКОРЕНИЯ

Специальность 05.02.02

«Машиноведение, системы приводов и детали машин»

Автореферат

диссертации на соискание учёной степени

кандидата технических наук

Москва - 2022

Работа выполнена на кафедре «Системы приводов авиационно-космической техники» федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)» (МАИ)

Научный руководитель:

Самсонович Семен Львович

доктор технических наук, профессор,
профессор кафедры 702 «Системы
приводов авиационно-космической
техники» ФГБОУ ВО «Московский
авиационный институт (национальный
исследовательский университет)»

Официальные оппоненты:

Сильченко Петр Никифорович

доктор технических наук, профессор,
профессор кафедры «Конструкторско-
технологическое обеспечение
машиностроительных производств»
ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный
университет»

Кувшинов Владимир Михайлович

кандидат технических наук,
заместитель начальника отделения
ФАУ «Центральный
аэрогидродинамический институт имени
профессора Н.Е. Жуковского»

Ведущая организация:

АО "Центральный научно-
исследовательский институт автоматики и
гидравлики"

Защита состоится «13» сентября 2022 г. в 13 часов 00 минут на заседании диссертационного совета Д.212.125.07 в Московском авиационном институте (национальном исследовательском университете) по адресу: 125993, А80, г.Москва, ГСП-3, Волоколамское шоссе, д.4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского авиационного института (национального исследовательского университета) и на сайте <https://mai.ru/events/defence/>

Автореферат разослан « ___ » _____ 2022 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета Д.212.125.07

кандидат технических наук



Д.С. Дежин

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования: На современном этапе развития техники в различных ее областях широкое применение получили электромеханические приводы (ЭМП) за счет меньших масса-габаритных показателей, низкой стоимости изготовления и простоты эксплуатации по сравнению с электрогидравлическими приводами.

Применение ЭМП в авиационно-космической технике обуславливает высокие требования, предъявляемые ко всем их элементам, в том числе и к механическим передачам. При этом, известно, что масса-габаритные показатели, предельные статические и динамические характеристики ЭМП в основном определяются параметрами элементов его исполнительного механизма (ИМ): электродвигателя (ЭД) и механической передачи.

Известно, что для приводов средней и большой мощности при одинаковой потребляемой мощности масса безредукторных ИМ на основе моментных ЭД значительно больше массы ИМ на основе скоростных ЭД с редуктором. На этом основании с целью минимизации масса-габаритных параметров ИМ целесообразно строить их функционально-кинематические схемы на основе скоростных двигателей и механических передач с большим передаточным числом.

Такая схема построения ИМ ЭМП обуславливает высокие требования, предъявляемые к механическим передачам по масса-габаритным параметрам, надежности, жесткости, кинематической точности и люфту.

Одной из наиболее перспективных механических передач, отвечающих данным требованиям, является волновая передача с телами качения (ВПТК).

К достоинствам ВПТК относятся: возможность реализации большого передаточного числа в одной ступени при многорядном расположении тел качения, возможность обеспечения высоких крутящих моментов, малый момент инерции, высокая кинематическая точность, малый люфт, высокая крутильная жесткость, вариативность компоновки в ограниченном объеме при многорядном исполнении ВПТК.

В настоящее время комплексная методика проектирования ВПТК включает в себя: кинематический расчет, прочностной расчет входящих элементов, расчет люфта и кинематической точности, расчет крутильной жесткости, расчет КПД, расчет на износ и расчет динамических характеристик механизма. Однако, в комплексной методике не учитывают характерные для всех механических передач с циклически меняющимися параметрами силового взаимодействия особенности, а именно: пульсации радиальных сил и моментов, вызывающих вибрации, передающиеся другим элементам конструкции ИМ и снижающие их ресурс.

На этом основании разработка методики расчета ВПТК с требуемым уровнем виброускорений является актуальной задачей, решение которой позволяет выбирать конструктивные параметры ВПТК, обеспечивающие повышенный ресурс ИМ.

Целью исследования являются анализ влияния периодически меняющихся параметров силового взаимодействия элементов конструкции

ВПТК на ее статические и динамические характеристики и разработка методики проектирования исполнительного механизма электромеханического привода на основе ВПТК с требуемым уровнем виброускорения.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- анализ параметров, участвующих в силовом взаимодействии в однорядной и многорядных ВПТК, с целью определения величины пульсации радиальных сил и развиваемого момента;
- исследование характеристики крутильной жесткости ВПТК, с целью определения ее величины пульсации;
- составление математической модели ВПТК с учетом ее нестационарных параметров;
- анализ влияния выявленных нестационарных параметров ВПТК на статические и динамические характеристики ВПТК и определение конструктивных параметров, обеспечивающих требуемую величину виброускорения конструкции ИМ.

Научная новизна

- обоснован принцип действия ВПТК, аналогично волновой зубчатой передачи в виде позиционной следящей системы, который позволяет объяснить физические особенности работы передачи;
- выявлены зависимости для определения неравномерности распределения нагрузки между рядами тел качения многорядных ВПТК для различных кинематических схем;
- уточнены формулы прочностного расчета ВПТК в части учета неравномерности распределения нагрузки в одном ряду и между рядами;
- выявлены параметры ВПТК, вызывающие вибрации в механизме, и предложены зависимости, позволяющие оценивать вибрационное воздействие ВПТК на конструкцию исполнительного механизма привода;
- получены аналитические и экспериментальные зависимости величины пульсаций крутильной жесткости многорядной ВПТК, влияющие на ее динамические характеристики;
- разработана методика проектирования ИМ на основе ВПТК с обеспечением требуемого уровня виброускорения.

Практическая значимость

- предложенный принцип действия ВПТК в виде следящей системы расширяет область знаний о ВПТК и позволяет расширить область применения этих передач;
- результаты исследования влияния неравномерности распределения нагрузки позволяют проводить прочностной расчет ВПТК более точно;
- результаты исследования пульсаций развиваемого момента и крутильной жесткости позволяют более точно определять статические и динамические характеристики ИМ ЭМП на основе ВПТК;
- разработанная методика расчета ВПТК позволяет выбирать конструктивные параметры передачи с учетом величины требуемого виброускорения;
- результаты работы внедрены в научно-исследовательские работы АО МНПК «Авионика им. О.В. Успенского» и в учебный процесс кафедры 702 «Системы

приводов авиационно-космической техники» Института №7 «Робототехнические и интеллектуальные системы» МАИ, что подтверждено актами о внедрении.

Положения, выносимые на защиту

- принцип действия ВПТК в виде позиционной следящей системы, в которой малая ось симметрии условного гибкого колеса, проходящего через центры тел качения, отслеживает положение суммарного вектора усилия, создаваемого волнообразователями;
- результаты исследования неравномерности распределения нагрузки по телам качения в одном ряду и между рядами многорядных ВПТК;
- результаты исследования крутильной жесткости ВПТК в режиме редуктора и мультипликатора;
- методика проектирования исполнительного механизма электромеханического привода на основе ВПТК с учетом неравномерности распределения нагрузки по телам качения в одном ряду и между рядами под заданные требования виброускорения.

Методология и методы исследования

При аналитическом решении поставленных задач применялись основные законы механики, для исследования напряжений и деформаций методом конечных элементов использован пакет COSMOSWorks, экспериментальное исследование натурального образца проведено на стенде АО МНПК «Авионика» им О.В. Успенского.

Достоверность полученных результатов

Подтверждается использованием апробированных современных методов расчета и экспериментальными исследованиями, совпадение результатов численного моделирования с результатами аналитического расчета составляет не менее 90%, совпадение экспериментально полученных результатов с аналитическими составляет не менее 85%.

Реализация результатов

Материалы диссертационной работы использованы в учебных курсе «Основы конструирования узлов и механизмов приводных систем ЛА», курсовом и дипломном проектировании на кафедре 702 «Системы приводов авиационно-космической техники» Московского авиационного института (национального исследовательского университета), что подтверждается актом о внедрении в учебный процесс. Результаты диссертационной работы использовались в научно-исследовательских работах АО МНПК «Авионика» им О.В. Успенского, что подтверждено соответствующим актом.

Апробация работы

Основные положения работы были представлены на конференциях:

- 16-й, 17-й, 18-й и 19-й конференциях «Авиация и космонавтика», Москва, 2017, 2018, 2019, 2020 гг.
- IV-й, V-й и VI-й научно-практических конференциях памяти О.В. Успенского, Москва, 2017, 2018, 2019 гг.
- XLIX-й всероссийский симпозиум. Механика и процессы управления, Миасс, 2019 г.

- V-ая Международная научно-техническая конференция, посвященная 95-летию со дня рождения член-корр. РАН, д-ра техн. наук, профессора Рыфата Рахматулловича Мавлютова, Уфа, 2021 г.

- «2021 International Conference on Electrotechnical Complexes and Systems», Уфа, 2021 г

- IV-ая Всероссийской научно-технической конференции Мехатронные системы (теория и проектирование), Тула 2021 г.

Материалы диссертационной работы опубликованы в издании, входящем в список ВАК: Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии [1-3], а также в шестнадцати научных работах в трудах российских и международных конференций [4-13].

На разработанные в рамках научной работы конструктивные схемы исполнительных механизмов приводов на основе ВПТК получены патенты РФ на изобретение [14-17].

Структура и объем работы

Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения и содержит 118 страниц, включая 46 рисунков, 9 таблиц, список литературы из 59 наименований и приложения.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дано обоснование актуальности применения ИМ ЭМП на основе ВПТК, представлен анализ технической литературы, посвященной разработке методик проектирования ВПТК. На сегодняшний день известны методики кинематического расчета Беляева, Янгулова, Самсоновича, Степанова; методики прочностного расчета Крылова, Ершова, Лустенкова, Ан И Кана; методики расчета люфта и кинематической точности Янгулова, Крылова, Степанова; методики расчета крутильной жесткости Янгулова и Крылова; методики расчета КПД Степанова и Ершова; методика расчета динамических характеристик ВПТК Крылова. Определены недостатки известных методик силового расчета, заключающиеся в отсутствии учета циклического изменения параметров силового взаимодействия элементов конструкции. Определены нерассмотренные до настоящего времени элементы комплексной методики проектирования ВПТК. Определена решаемая научно-техническая проблема. Показана практическая значимость и научная новизна представленной работы, сформированы цели и задачи.

В первой главе приводится физическое обоснование и математическая модель ВПТК как позиционной следящей системы, аналогично зубчатой волновой передаче, у которой малая центральная ось симметрии тел качения отслеживает положение суммарного вектора усилия, приводится решение задачи о распределении контактных сил между телами качения в одном ряду и формировании суммарного вектора усилия, являющегося суммарным вектором сил воздействующих на жесткое колесо со стороны тел качения, приводятся зависимости периода и величины пульсации суммарного вектора усилия и развиваемого момента

В ВПТК гибкое колесо представлено как условная линия, соединяющая

центры тел качений, которая соответствует форме деформируемого гибкого колеса и имеет большую и малую оси симметрии. Большая ось симметрии Y является радиальной осью, проходящей через вершину условного гибкого колеса, а ось X перпендикулярна большой оси. Назовем эту ось малой центральной осью симметрии тел качения

В ВПТК тела качения совершают возвратно-поступательные движения за счет радиальных усилий, создаваемых волнообразователем, а полезную работу совершают тела качения, движущиеся в радиальном направлении от продольной оси ВПТК. При этом суммарный вектор усилий F_{Σ} в режиме редуктора будет опережать малую центральную ось симметрии тел качения на угол рассогласования γ , а в режиме мультипликатора малая центральная ось симметрии тел качения будет опережать суммарный вектор усилия на угол γ . На рисунке 1 представлена схема действия суммарного вектора усилий в ВПТК.

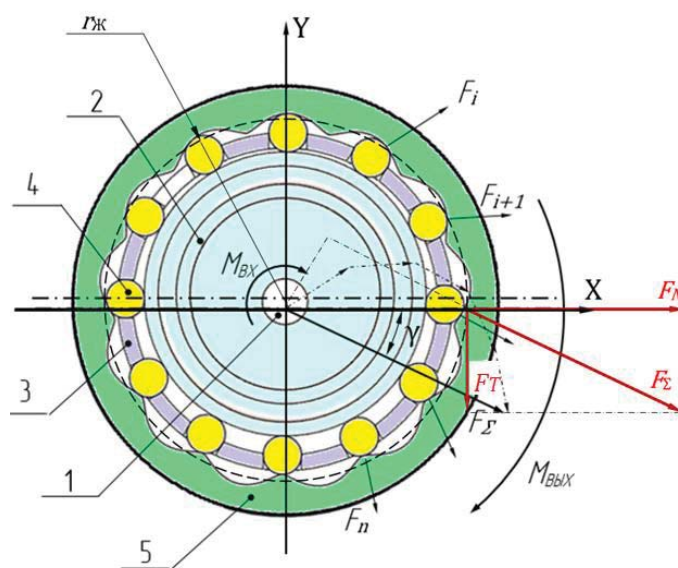


Рисунок 1 – Конструктивная схема ВПТК

1 – высокоскоростной вал, 2 – волнообразователь, 3 – сепаратор, 4 – шарик (ролик), 5 – жесткое колесо.

Для нахождения значения и положения суммарного вектора усилий F_{Σ} определим величину и направление всех векторов усилий F_i , действующих со стороны тел качения и передающих усилие, на жесткое колесо. На рисунке 1 показана схема передачи усилия от волнообразователя к жесткому колесу.

Момент, приложенный к валу волнообразователя M_{BX} представлен, как сумма произведений сил, каждая из которых приложена к точке контакта волнообразователя с телом качения передающим усилие, на плечо равное расстоянию между осью вращения волнообразователя и линией действия этой силы:

$$M_{BX} = n \sum_{i=1}^{Z_M} P_i \cdot e \cdot \sin(\pi - (\lambda_i + \varphi_i)),$$

где: $M_{ВХ}$ – момент на валу волнообразователя, n – число рядов тел качений, z_M – число тел качения, расположенных по одну сторону от большой центральной оси симметрии тел качения Y в одном ряду тел качения (см. рисунок 1), P_i – контактная сила между волнообразователем и i -ым телом качения, e – эксцентриситет, λ_i – угол давления на i -ое тело качения, φ_i – угол между радиальной осью, проходящей через центр i -го качения, и большой центральной осью симметрии, тел качения т.е. между осями Y и y_i (см. рисунок 2).

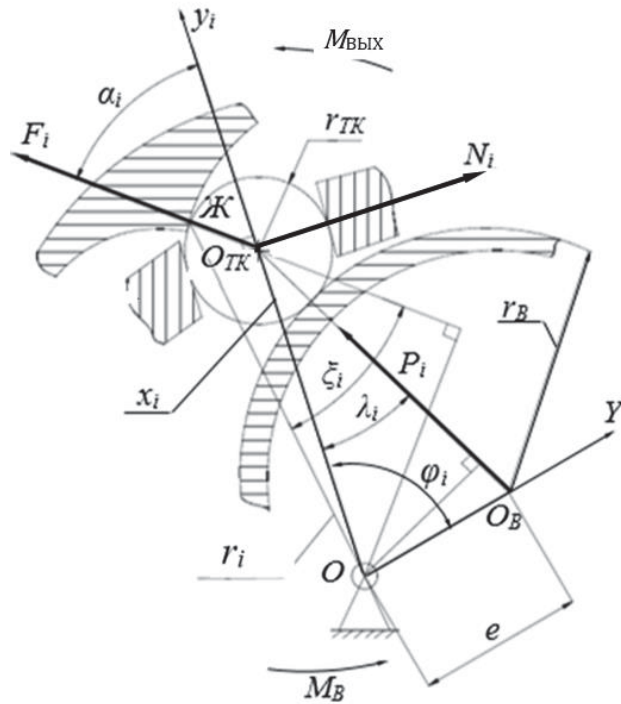


Рисунок 2 – Схема передачи усилия от волнообразователя к жесткому колесу

Момент развиваемый жестким колесом $M_{ВЫХ}$ представлен в виде суммы произведений сил, каждая из которых приложена в точке контакта, передающих усилия тел качения жесткому колесу, на плечо равное расстоянию между осью вращения жесткого колеса и линией действия этой силы:

$$M_{ВЫХ} = n \sum_{i=1}^{z_M} F_i \cdot r_i \cdot \sin(\xi_i),$$

где: F_i – контактная сила между i -ым телом качения и жестким колесом, r_i – расстояние от центральной продольной оси вращения волнообразователя до точки приложения силы F_i , т.е. расстояние $OЖ$ (см. рисунок 2), ξ_i – угол между линией действия силы F_i и линией $OЖ$.

Рассмотрим треугольник $OЖOТК$ и определим расстояние r_i по теореме косинусов:

$$r_i = \sqrt{r_{ТК}^2 + x_i^2 - 2 \cdot r_{ТК} \cdot x_i \cdot \cos(\pi - \alpha_i)},$$

где x_i – расстояние от центральной продольной оси вращения волнообразователя до центра i -того тела качения, т.е. расстояние $OOТК$ (см. рисунок 2), α_i – угол давления i -го тела качения на профиль жесткого колеса.

Рассмотрим треугольник $OO_{TK}O_B$ и по теореме косинусов определим расстояние x_i :

$$x_i = \sqrt{e^2 + (r_{TK} + x_i)^2 - 2 \cdot e \cdot (r_{TK} + x_i) \cdot \cos(\pi - (\lambda_i + \varphi_i))}$$

Угол ξ_i определим выразим по теореме синусов из треугольника $OЖO_{TK}$:

$$\xi_i = \arcsin\left(\frac{x_i \cdot \sin(\pi - \alpha_i)}{r_i}\right)$$

Связи контактной силой F_i между i -ым телом качения и жестким колесом, контактной силой P_i между волнообразователем и i -ым телом качения, и контактной силой N_i между i -ым телом качения и боковой поверхностью гнезда сепаратора определяются системой уравнений:

$$\begin{cases} F_i \cos(\alpha_i) = P_i \cos(\lambda_i) \\ F_i \sin(\alpha_i) - P_i \sin(\lambda_i) = N_i \end{cases}$$

Окончательное уравнение для определения сил F_i , формирующих суммарный вектор усилия имеет вид:

$$F_i = \frac{M_B}{\sum_{i=1}^{Z_M} \left(\sin(\pi - \xi_i) \frac{\cos(\alpha_i)}{\cos(\lambda_i)} \right) e \cdot \sin(\pi - (\lambda_i + \varphi_i))} \sin(\pi - \xi_i),$$

Из представленных уравнений видно, что значения контактной силы F_i зависят от величины момента на валу волнообразователя и углов давления λ_i и α_i , являющихся периодически меняющимися величинами.

Выявлено, что наибольшую нагрузку тела качения воспринимают поочередно, а также присутствует неравномерность распределения нагрузки по телам качения в одном ряду не зависит от числа тел качения в одном ряду.

Следовательно, вектор суммарного усилия F_Σ и угол рассогласования γ являются периодически меняющимися величинами.

Величину угла γ , без учета трения, можно представить, как разницу углов поворота суммарного вектора усилия и центральной оси симметрии тел качения и определить следующим выражением:

$$\gamma = \psi - (\varphi_B + \beta),$$

где: ψ – текущее угловое положение суммарного вектора усилий, φ_B – угол поворота волнообразователя, β – угол смещения малой центральной оси симметрии тел качения за счет смещения центров тел качения под действием нагрузки. Угол смещения малой центральной оси симметрии тел качения β можно определить в виде:

$$\beta = \frac{M_H}{C_{ВПТК}^M},$$

где M_H – момент нагрузки, $C_{ВПТК}^M$ – крутильная жесткость ВПТК при работе в режиме мультипликатора.

Таким образом, действие ВПТК аналогично действию волновой передачи с гибким колесом и его можно представить, как работу следящей системы, в которой центральная ось симметрии тел качения отслеживает положение суммарного вектора усилия, создаваемого волнообразователем.

Развиваемый момент на жестком колесе при таком представлении работы ВПТК, обозначим его $M_{\text{ВЫХ}}$, можно представить в следующем виде:

$$M_{\text{ВЫХ}} = F_T r_{\text{Ж}} = F_{\Sigma} r_{\text{Ж}} \sin(\gamma), \quad \overline{F_{\Sigma}} = \left| \sum_{i=1}^{z_M} \overline{F}_i \right|,$$

Для определения моментов перехода и угла рассогласования γ построены диаграммы изменения величины суммарного вектора усилий и угла рассогласования γ от угла поворота волнообразователя, представленные на рисунке 3.

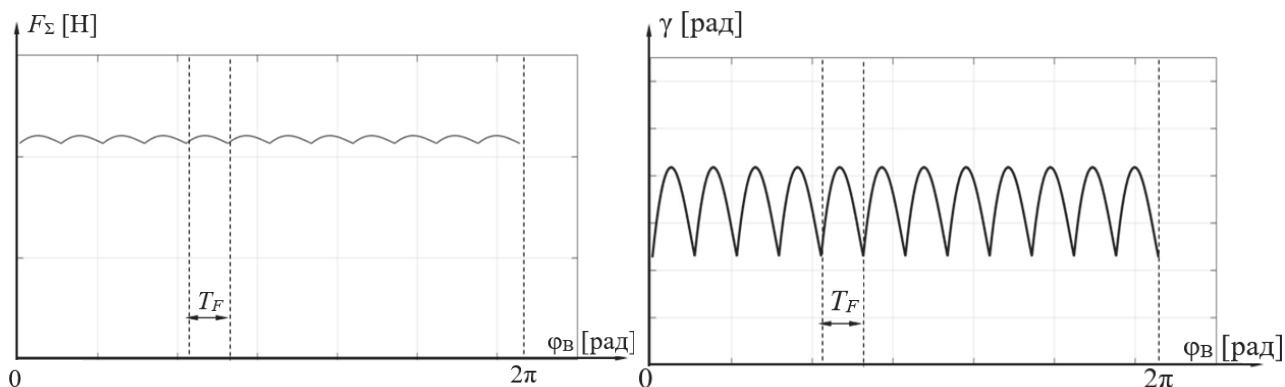


Рисунок 3 – Диаграммы изменения величины суммарного вектора усилия и угла рассогласования

Из рисунка 3 видно, что угол рассогласования уменьшается с ростом величины вектора суммарного усилия, а моменты переходов соответствуют прохождению тел качения через ось симметрии выступа жесткого колеса. Период этой функции T_F определяется числом тел качения в одном ряду:

Из рисунка 3 видно, что угол рассогласования уменьшается с ростом величины вектора суммарного усилия, а моменты переходов соответствуют прохождению тел качения через ось симметрии выступа жесткого колеса. Период этой функции T_F определяется числом тел качения в одном ряду:

$$T_F = \frac{2\pi}{z} = \frac{2\pi}{q-1}$$

Зависимость величины пульсации момента $M_{\text{ВЫХ}}$ в зависимости от передаточного числа q показана на рисунке 4.

Из рисунка 4 видно, что с ростом передаточного числа пульсация момента уменьшается. Из работы следует, что при расчете оптимальных габаритных размеров минимальный наружный диаметр передачи обеспечивается при передаточных числах $q=8...15$. Однако, при наличии требований к пульсации момента на выходном валу передаточное число ВПТК следует выбирать с учетом обеспечения этого требования. Кроме того, на величину пульсаций влияет кратность тел качения. Наибольшие пульсации соответствуют механизмам с четным числом тел качения.

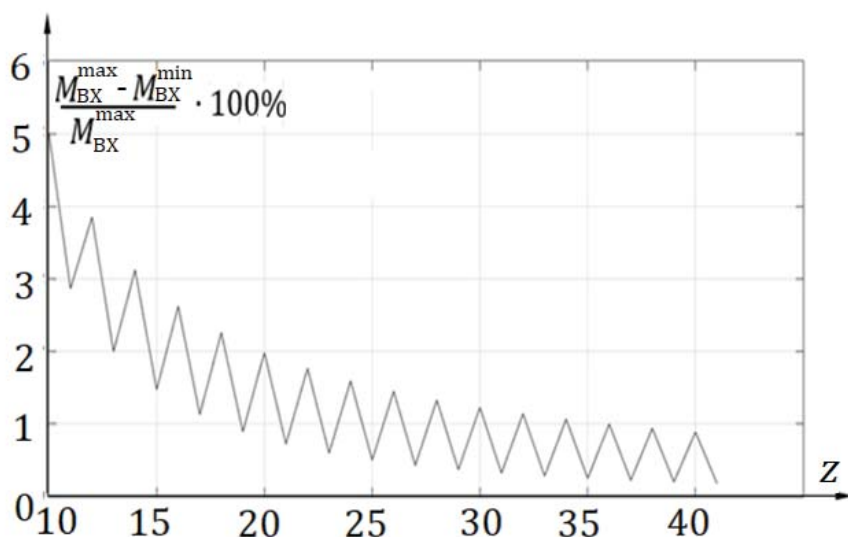


Рисунок 4 – Зависимость пульсации момента от передаточного числа

Во второй главе приводятся аналитические зависимости для определения крутильной жесткости ВПТК, результаты сравнения аналитических и экспериментальных значений крутильной жесткости ВПТК.

Для определения крутильной жесткости ВПТК приняты следующие допущения:

1. Механизм представлен в виде расчетной схемы, состоящей из сосредоточенных масс и соединительных упругих связей.
2. Силы и моменты, действующие в системе приложены к центру сосредоточенных масс.
3. Сосредоточенные массы не подвержены деформациям.
4. Деформация упругих связей линейна, подчиняется закону Гука.
5. Упругие звенья невесомы.

Схемы передачи усилий в ВПТК в режиме редуктора и мультипликатора представлены на рисунке 5.

Окончательные уравнения для определения крутильной жесткости при работе в режиме мультипликатора $C_{ВПТК}^M$ и в режиме редуктора $C_{ВПТК}^P$ имеют вид:

$$C_{ВПТК}^M = n \sum_{i=1}^{z_M} C^{TK-J}_{\Sigma} r_i^2 \cdot \sin(\xi_i)^2,$$

$$C_{ВПТК}^P = n \sum_{i=1}^{z_M} C^{TK-B}_{\Sigma_i} \cdot e^2 \cdot \sin(\pi - (\lambda_i + \varphi_i))^2$$

Для экспериментального определения крутильной жесткости ВПТК разработан испытательный стенд, позволяющий измерить угол поворота выходного вала ВПТК при положении к нему знакопеременной нагрузки при различном взаиморасположении элементов ВПТК. Конструкция стенда представлена на рисунке 6. Параметры испытываемого ВПТК: число шариков $z=20$, число рядов $n=4$, диаметр тел качения $d_{TK} = 2$.

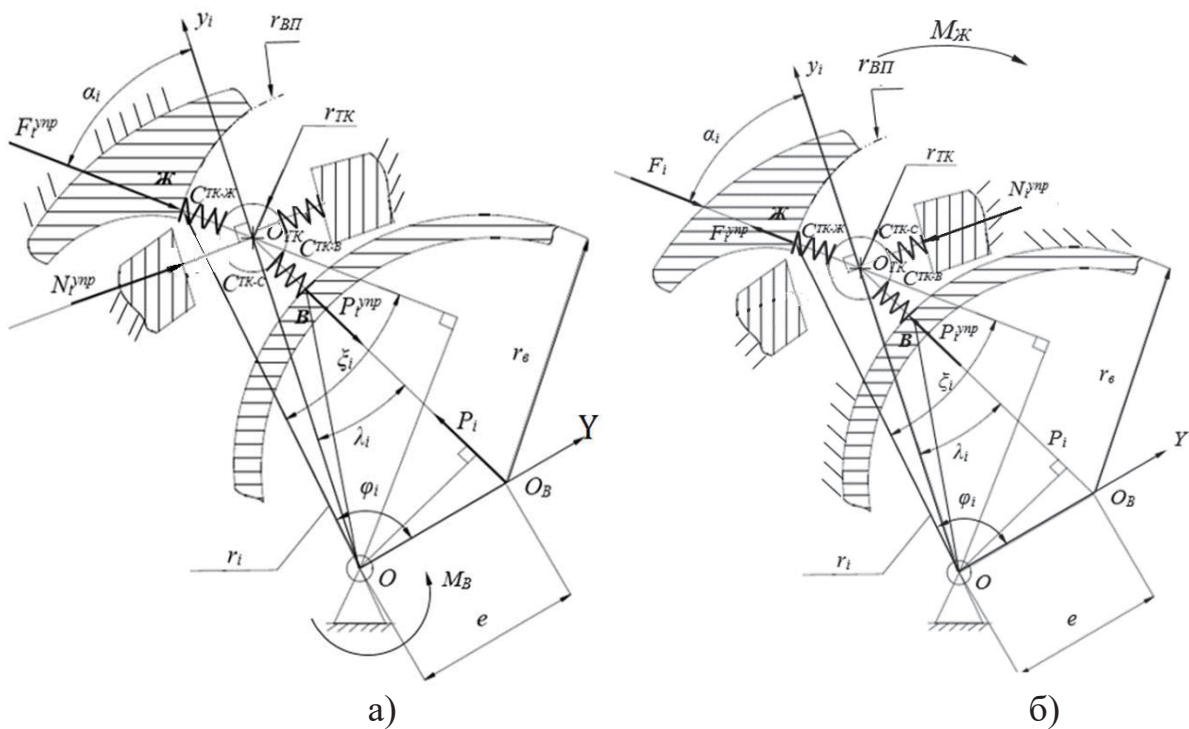


Рисунок 5 – Схема передачи усилий в ВПТК с учетом упругих связей
 а) В режиме редуктора, б) В режиме мультипликатора.

Конструкция стенда, показанного на рисунке 6 позволяет экспериментально определять крутильную ВПТК в режиме мультипликатора при различном взаиморасположении элементов, за счет фиксации штанги 5, жестко связанной с входным валом ВПТК, в различных угловых положениях. Момент нагрузки на выходном валу ВПТК создается за счет грузов

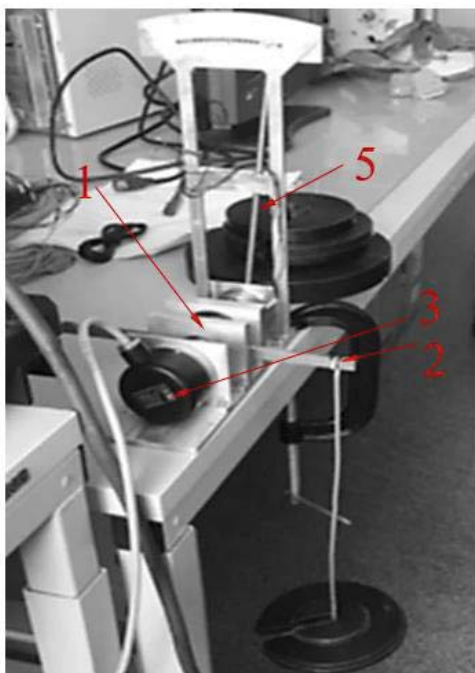


Рисунок 6 – Конструкция стенда для снятия крутильной жесткости ВПТК в режиме мультипликатора

Всего снято двадцать нагрузочных характеристик с шагом 1° . На рисунке 7 представлены нагрузочные характеристики соответствующие углам поворота штанги в $0^\circ, 1^\circ, 5^\circ, 9^\circ$.

Из рисунка 7 видно, что угол наклона нагрузочной характеристики ВПТК меняется в зависимости от угла поворота входного вала.

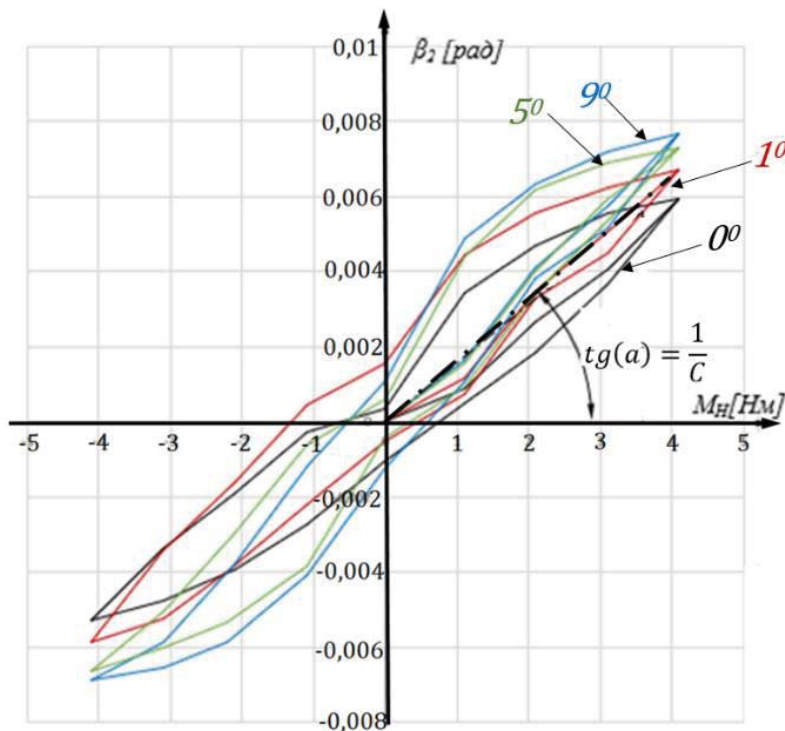


Рисунок 7 – Семейство нагрузочных характеристик ВПТК в режиме мультипликатора

Аналогично вектору суммарного усилия для ВПТК характерна и пульсация крутильной жесткости.

Для ВПТК крутильная жесткость C , зависит от взаиморасположения входного и выходного вала, то есть $C = C(\varphi_{ВХ}, q)$ и является периодически меняющимся параметром с периодом T_F . Так как, функция крутильной жесткости является периодической (см. Рисунок 8), то для исследования ее влияния на параметрические колебания механизмов удобно разложить ее в ряд Фурье на периоде по косинусам и представить в виде суммы ряда из двух членов:

$$\tilde{C}(\varphi_{ВХ}, q) = C_0 + \Delta C \cos((q - 1)\varphi_{ВХ}),$$

где: C_0 – постоянная составляющая функции крутильной жесткости, ΔC – приближенная амплитуда пульсации функции крутильной жесткости, \tilde{C} – приближенное значение функции крутильной жесткости.

На рисунке 8 представлены экспериментальная зависимость крутильной жесткости, обозначенной как « C », аналитическая зависимость обозначенной как « \tilde{C} » и приближенное значение крутильной жесткости, обозначенной как « \tilde{C} » на периоде T_F

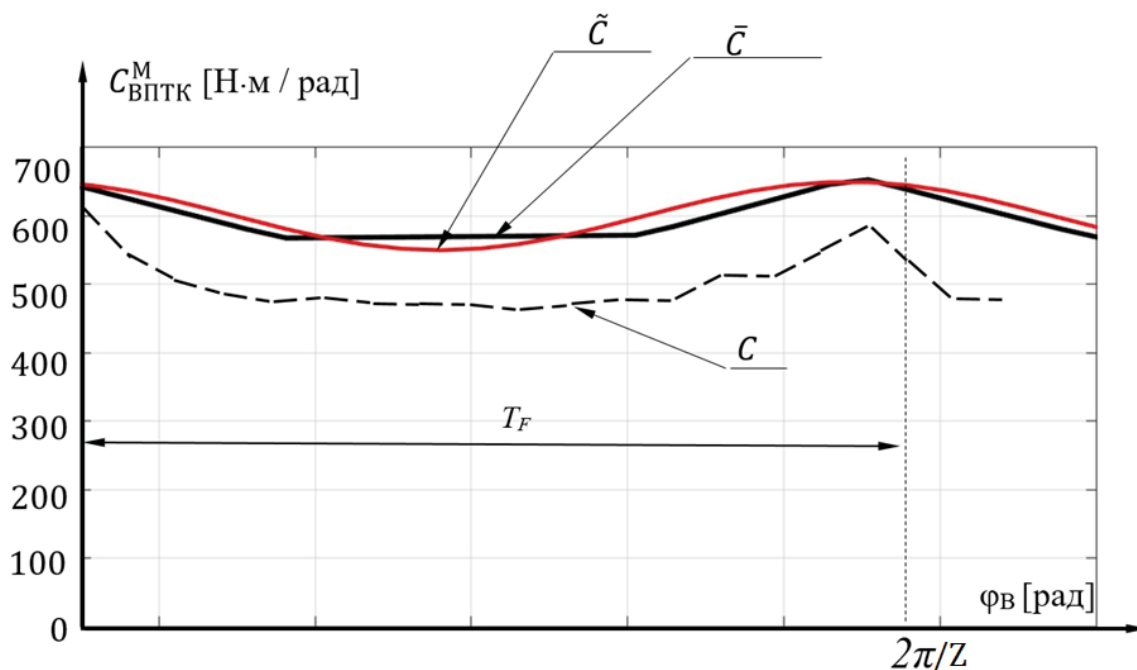


Рисунок 8 – Графики функции крутильной жесткости C , \bar{C} и \tilde{C}

Анализ рисунка 8 показывает, что функцию \tilde{C} можно использовать взамен функций C или \bar{C} при анализе параметрических колебаний в системе, так как эти функции имеют одинаковый период, схожий характер изменения на этом периоде и схожую величину модуляции (максимальной пульсации значений).

Полученные характеристики подтверждают периодическое изменение жесткости ВПТК. Разница между аналитическими и экспериментальными значениями крутильной жесткости не превышает 15 % и предположительно вызвана отсутствием учета жёсткости опор измерительного устройства.

Так как, периодически меняющаяся жесткость механической передачи, входящей в состав электромеханического привода, может вызывать параметрические колебания выходного звена при некоторых режимах работы, то при разработке конструкции редуктора необходимо закладывать запас по крутильной жесткости ВПТК.

В третьей главе: представлено определение коэффициента неравномерности распределения нагрузки между рядами тел качения для различных схем ВПТК, представлена уточненная формула расчета диаметра тел качения, уточнены формулы для расчета суммарного вектора усилия и крутильной жесткости ВПТК.

Механизмы на основе ВПТК выполняют многорядными (как правило 2-ых, 3-ых, 4-ых рядными). Однако, известные методики проектирования ВПТК не учитывают неравномерность распределения нагрузки между рядами тел качения.

Экспериментальные ресурсные испытания механизма на основе ВПТК с незакаленными роликами (см. рисунок 9) показали, что дорожки тел качения и тела качения подвергаются износу неравномерно.



Рисунок 9 – Жесткое колесо ВПТК после ресурсных испытаний

Наличие неравномерности распределения нагрузки между рядами тел качения, т.е. неравномерности развиваемого момента в рядах ВПТК выражается в различном выкрашивании дорожек тел качения, которое увеличивается вдоль оси жесткого колеса. Выразим неравномерности распределения нагрузки вдоль осевой линии ВПТК коэффициентом k_H , который зависит от конструктивных параметров передачи и определяется по формуле:

$$k_H = \frac{w(x)_{max}}{w(x)_{cp}}$$

где: $w(x)_{max}$ – максимальное значение функции распределения нагрузки вдоль оси ВПТК, $w(x)_{cp}$ – среднее значение функции распределения нагрузки вдоль оси ВПТК, x – осевая координата.

Задача определения коэффициента неравномерности распределения нагрузки сводится к определению функции распределения нагрузки вдоль оси ВПТК. Для аналитического определения функции $w(x)$ необходимо решить уравнения совместности деформаций для контактирующих элементов ВПТК.

На рисунке 10 представлены основные кинематические схемы ВПТК.

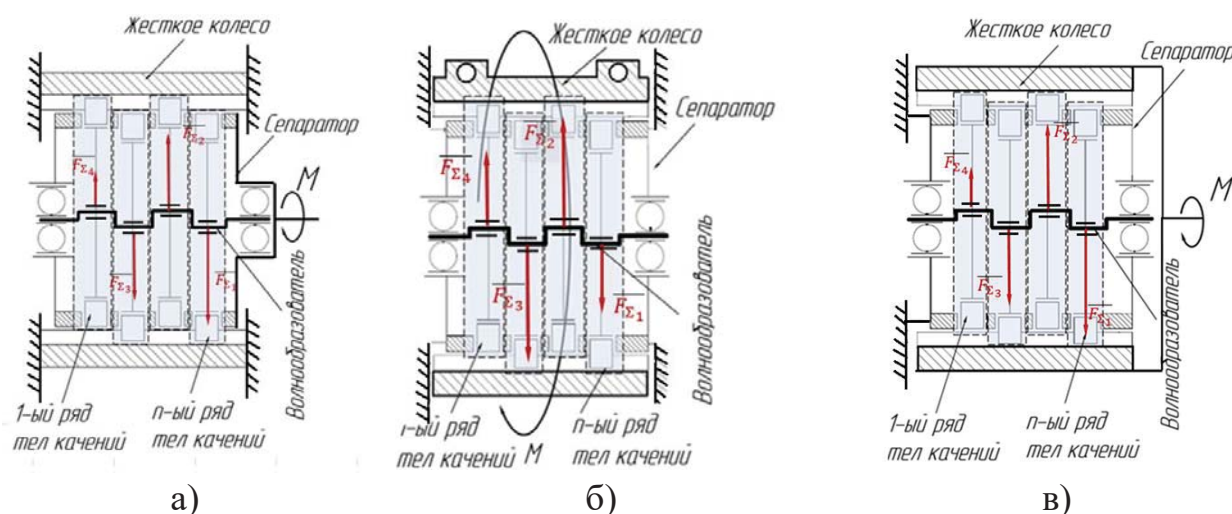


Рисунок 10 – Кинематические схемы ВПТК

- а) с выходным сепаратором и симметрично закрепленным жестким колесом,
- б) с выходным жестким колесом и симметрично закрепленным сепаратором,
- в) с выходным жестким колесом и сепаратором, закреплённым с одной стороны

При рассмотрении всех кинематических схем, показанных на рисунке 10, собственное скручивание жесткого колеса не учитывается, так как его крутильная жесткость значительно выше крутильной жесткости сепаратора. На этом основании распределение нагрузки в схемах, показанных на рисунках 10.а. и 10.в., аналогичное.

Рассмотрим схемы деформаций сепараторов для различных схем ВПТК.

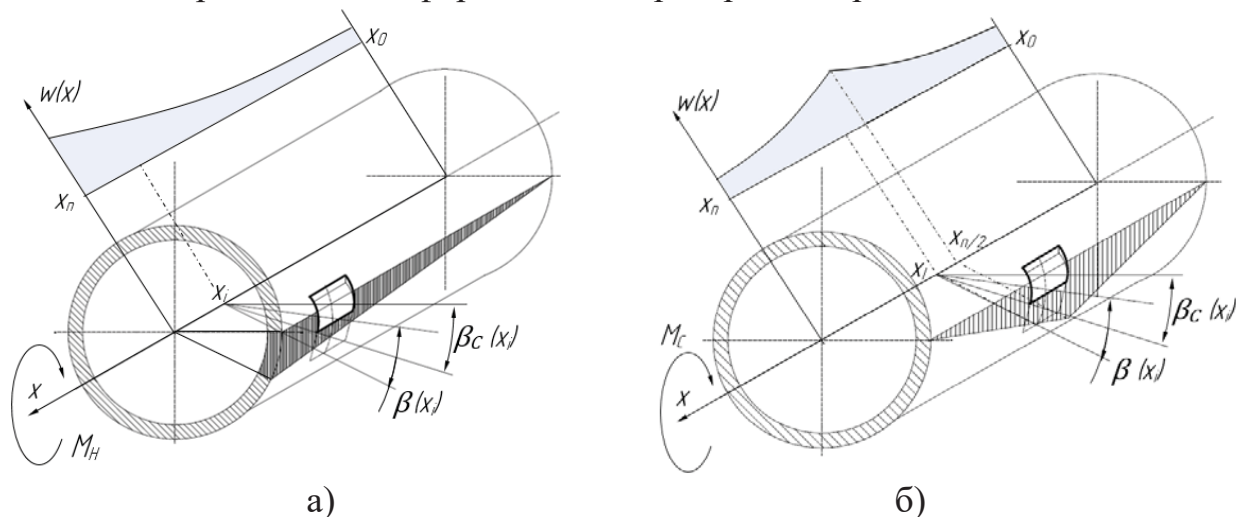


Рисунок 11 – Расчетная схема деформаций сепаратора ВПТК
а) при консольной нагрузке, б) при симметричной нагрузке

На рисунке 11 обозначены: x_0 – координата 1-го ряда тел качений от входного вала; x_n – координата n -го ряда тел качений, ближайшего к месту приложения момента нагрузки; x_i – координата i -го ряда тел качений; M_H – момент нагрузки на сепараторе; $\beta(x_i)$ – угол скручивания сепаратора в i -том ряду тел качений; $\beta(x_i)$ – угол смещения малой центральной оси симметрии ВПТК.

При консольном нагружении сепаратора момент нагрузки M_H , действующий на сепаратор, приводит к скручиванию сепаратора на угол β_C и входного вала - волнообразователя на угол $\beta_{ВХ}$, а возникающие при этом контактные силы, действующие на тела качения в гнездах сепаратора приводят к контактным деформациям гнезд сепаратора и смещению малой оси симметрии ВПТК на угол β . С учётом принятого допущения, что жесткое колесо не скручивается, из условия совместности деформаций следует, что угол скручивая нагружаемого сепаратора относительно входного вала ВПТК на участке между первым и последним рядами тел качений соответствует разнице углов смещения ВПТК в последнем и первом ряду тел качений.

При симметрично закрепленном сепараторе и нагружаемом жестком колесе момент нагрузки M_H , действующий на жесткое колесо, приводит к возникновению момента реакции на сепараторе M_C скручивающего сепаратор на угол β_C и момента реакции на входном валу $M_{ВХ}$, скручивающего входной вал на угол $\beta_{ВХ}$, а возникающие при этом контактные силы, действующие на тела качения в гнездах сепаратора приводят к контактным деформациям гнезд сепаратора и смещению малой оси симметрии ВПТК на угол β . Учитывая что

жесткое колесо не скручивается, угол скручивая сепаратора относительно входного вала ВПТК на участке между первым и средним рядом тел качений выражается разницей угловых смещений ВПТК в среднем и первом ряду тел качений и равен разнице угловых смещений ВПТК в среднем и последнем ряду тел качений.

Уравнения совместности деформации имеют вид:

Для схемы с симметрично нагруженным сепаратором:

$$w(x) = \frac{M_H Y_1}{\sinh(Y_1(x_n - x_0))} \cosh(Y_1 x); Y_1 = \frac{\left[\frac{1}{q J_{p_B} G_B} + \frac{1}{J_{p_C} G_C} \right]}{\frac{l_i}{C_{ВПТК_i}}}$$

где: J_{p_C}, J_{p_B} – полярный момент инерции сепаратора и входного вала, соответственно, G_C, G_B – модуль сдвига материалов сепаратора и входного вала, соответственно, l_i – ширина ряда тел качений; C_i – крутильная жесткость ВПТК, приведенная к сепаратору в одном ряду тел качений, полученная во второй главе

Для схемы с консольно нагруженным сепаратором:

$$w(x) = \frac{\frac{M_H}{2} Y_2}{\sinh\left(Y_2 \left(\frac{x_n}{2} - x_0\right)\right)} \cosh(Y_2 x); Y_2 = \frac{\left[\frac{1}{(q-1) J_{p_B} G} + \frac{1}{J_{p_C} G} \right]}{\frac{l_i}{C_{ВПТК_i}}}$$

В ходе работы расчетным путем с помощью численного моделирования в среде COSMOSWorks были определены коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по рядам ВПТК. Совпадение результатов численного моделирования с результатами аналитического расчета составляет не менее 90%.

С учетом введения неравномерности распределения нагрузки между рядами тел качения уточнена формула для расчета диаметра тел качения $d_{ТК}$:

$$d_{ТК} = \sqrt[3]{\frac{k_M M_H \sin\left(\frac{\pi}{z}\right)}{k_N k k_H n z}}$$

где: k_M – коэффициент прочности материала, k – коэффициент ($k=1$ для шариков, $k=2$ для роликов, n – число рядов, k_N – коэффициент неравномерности распределения нагрузки в одном ряду.

Уточнены формулы для расчета суммарного вектора усилия в i -том ряду ВПТК и крутильной жесткости ВПТК.

Выявлено, что за счет различия значений суммарных векторов усилий в различных рядах ВПТК в механизме присутствует пульсация суммарного радиального усилия R_Σ , вызывающего вибрации с виброускорением, зависящим от массы конструкции ИМ, ее жесткости и величины этой пульсации.

В четвертой главе представлена математическая модель ВПТК с кинематическим возбуждением, содержащая периодически меняющуюся крутильную жесткость. Рассматриваются режимы работы ВПТК при различных скоростях вращения вводного звена. Проведено исследование возникновения неустойчивых параметрических колебаний в виде торсионных колебаний выходного звена ВПТК и определены условия их отсутствия в заданном диапазоне скоростей вращения ВПТК. Представлена методика проектирования ИМ привода на основе ВПТК с заданным уровнем виброускорения, без возникновения неустойчивых параметрических колебаний. Представлены результаты применения данной методики при проектировании ИМ ЭМП на основе ВПТК.

Для оценки характера колебаний выходного звена и исключения возможности возникновения неустойчивых колебаний рассмотрим структурную схему ВПТК с кинематическим возбуждением (см.рисунок 12):

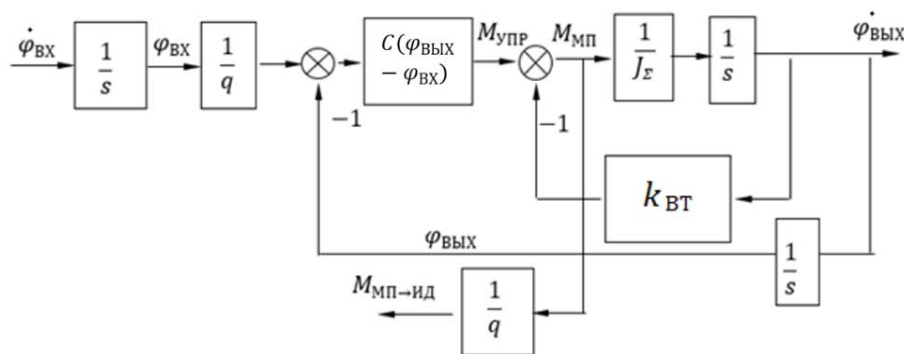


Рисунок 12 – Структурная схема ВПТК с кинематическим возбуждением

На схеме обозначены: $\varphi_{ВХ}$ – угол поворота входного вала ВПТК; $\varphi_{ВЫХ}$ – угол поворота выходного вала ВПТК; C – крутильная жесткость ВПТК, приведенная к выходному валу, зависящая от текущего положения входного звена относительно выходного. J_{Σ} – суммарный момент инерции ВПТК, приведенный к выходному валу; q – передаточное число, $k_{ВТ}$ – коэффициент вязкого трения в опорах механизма, $M_{УПР}$ – упругий момент; $M_{МП}$ – момент на выходном валу ВПТК, $M_{МП-ИД}$ – момент на выходном валу ВПТК, приведенный в валу ЭД.

В структурной схеме, показанной на рисунке 12 крутильная жесткость C определяется как :

$$C = \left[C_0 + \Delta C \cos\left((q - 1) \frac{d\varphi_{ВХ}}{dt} t\right) \right]$$

Уравнение движения выходного звена ИМ относительно выходного вала ВПТК, в соответствии со структурной схемой, показанной на рисунке 12 можно представить в виде:

$$J_{\Sigma} \frac{d^2 \varphi_{ВЫХ}}{dt^2} + \frac{d\varphi_{ВЫХ}}{dt} k_{ВТ} + \left[C_0 + \Delta C \cos\left((q - 1) \frac{d\varphi_{ВХ}}{dt} t\right) \right] \varphi_{ВЫХ} = 0$$

И представить в виде уравнения Матье:

$$\frac{d^2\varphi_{\text{ВЫХ}}}{d\tau^2} + (a + 2b\cos(2\tau)) = 0$$

где:

$$a = \frac{4C_0}{J_{\Sigma} \left((q-1) \frac{d\varphi_{\text{ВХ}}}{dt} \right)^2} - \left(\frac{k_{\text{ВТ}}}{2J_{\Sigma}} \right)^2, \quad b = \frac{2\Delta C}{J_{\Sigma} \left((q-1) \frac{d\varphi_{\text{ВХ}}}{dt} \right)^2}, \quad \tau = \frac{(q-1) \frac{d\varphi_{\text{ВХ}}}{dt} t}{2}.$$

Решение уравнения Матье может быть представлено в виде:

$$\psi(t + \tau) = \sigma(a, b)\psi(t)$$

где: σ – коэффициент, зависящий от значений коэффициентов a, b

При $|\sigma| > 1$ амплитуда крутильных колебаний выходного звена увеличивается на каждом полупериоде возбуждения, что приводит к возникновению параметрического резонанса. Определение устойчивости решения уравнения Матье подробно исследовано, причем окончательные результаты представлены в виде диаграммы, построенной в плоскости параметров a и b , которая названа диаграммой Матье (диаграммой Айнса-Стретта). Диаграмма Матье является графическим представлением областей устойчивых и неустойчивых решений и представлена на рисунке 13.

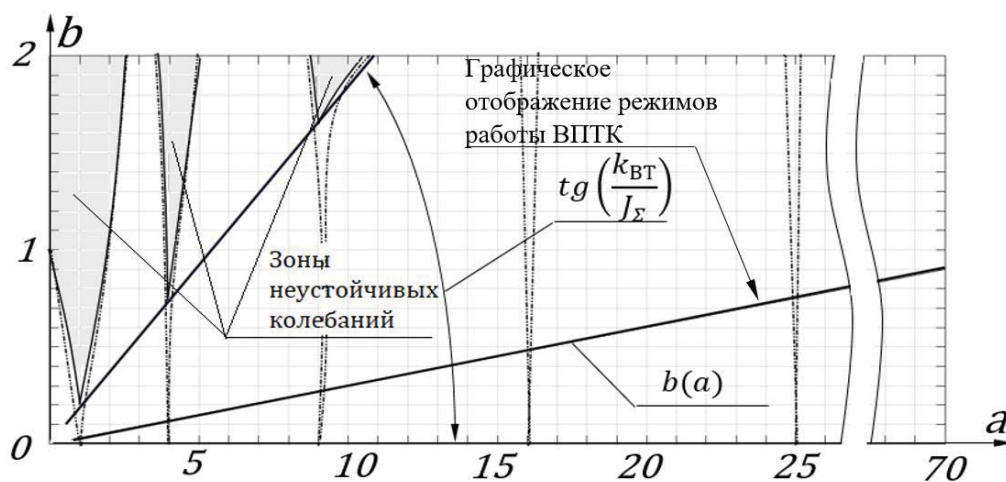


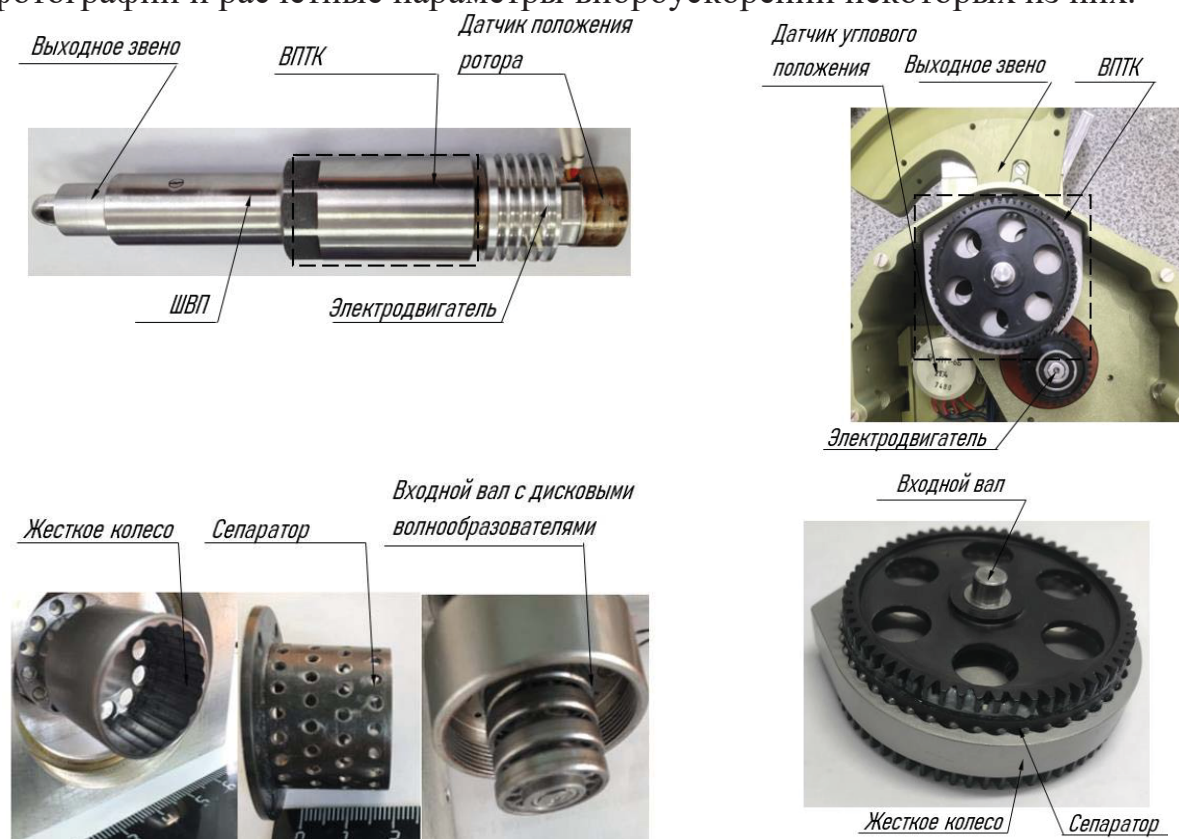
Рисунок 13 – Диаграмма Айнса-Стретта для ВПТК

Аналитически связь конструктивных параметров ВПТК и коэффициента вязкого трения с устойчивостью параметрических колебаний можно выразить через следующее условие:

$$\text{arctg} \left(\frac{\frac{2\Delta C}{J_{\Sigma} \left((q-1) \Omega_{\text{ВХ}} \right)^2}}{\frac{4C_0}{J_{\Sigma} \left((q-1) \Omega_{\text{ВХ}} \right)^2} - \left(\frac{k_{\text{ВТ}}}{2J_{\Sigma}} \right)^2} \right) < \text{arctg} \left(\frac{k_{\text{ВТ}}}{2J_{\Sigma}} \right)$$

При выполнении этого условия линия, на которой лежат все значения параметров (a,b) , всегда будет находиться ниже зон возникновения неустойчивых параметрических колебаний.

На основе всех приведенных формул и полученных рекомендаций приведена блок-схема (см. рисунок 15) алгоритма расчета ВПТК по методике проектирования исполнительного механизма привода на основе ВПТК с заданным уровнем виброускорений. В соответствии с разработанной методикой на АО МНПК «Авионика» им. О.В. Успенского спроектированы и изготовлены ИМ ЭМП на основе ВПТК для различных задач. На рисунке 14 представлены фотографии и расчетные параметры виброускорений некоторых из них.



Частота пульсации радиального усилия, Гц	от 0 до 6930
Амплитуда пульсации радиального усилия при максимальном моменте, Н	2,2
Расчетный уровень виброускорений в точках крепления ИМ	не более 0,13g в диапазоне от 0 до 6930 Гц;

Частота пульсации радиального усилия, Гц	от 0 до 680
Амплитуда пульсации радиального усилия при максимальном моменте, Н	5
Расчетный уровень виброускорений в точках крепления ИМ	не более 0,23g в диапазоне от 0 до 680Гц

а)

б)

Рисунок 14 а) ИМ ЭМП поступательного действия, б) ИМ ЭМП привода загрузки органа управления ЛА

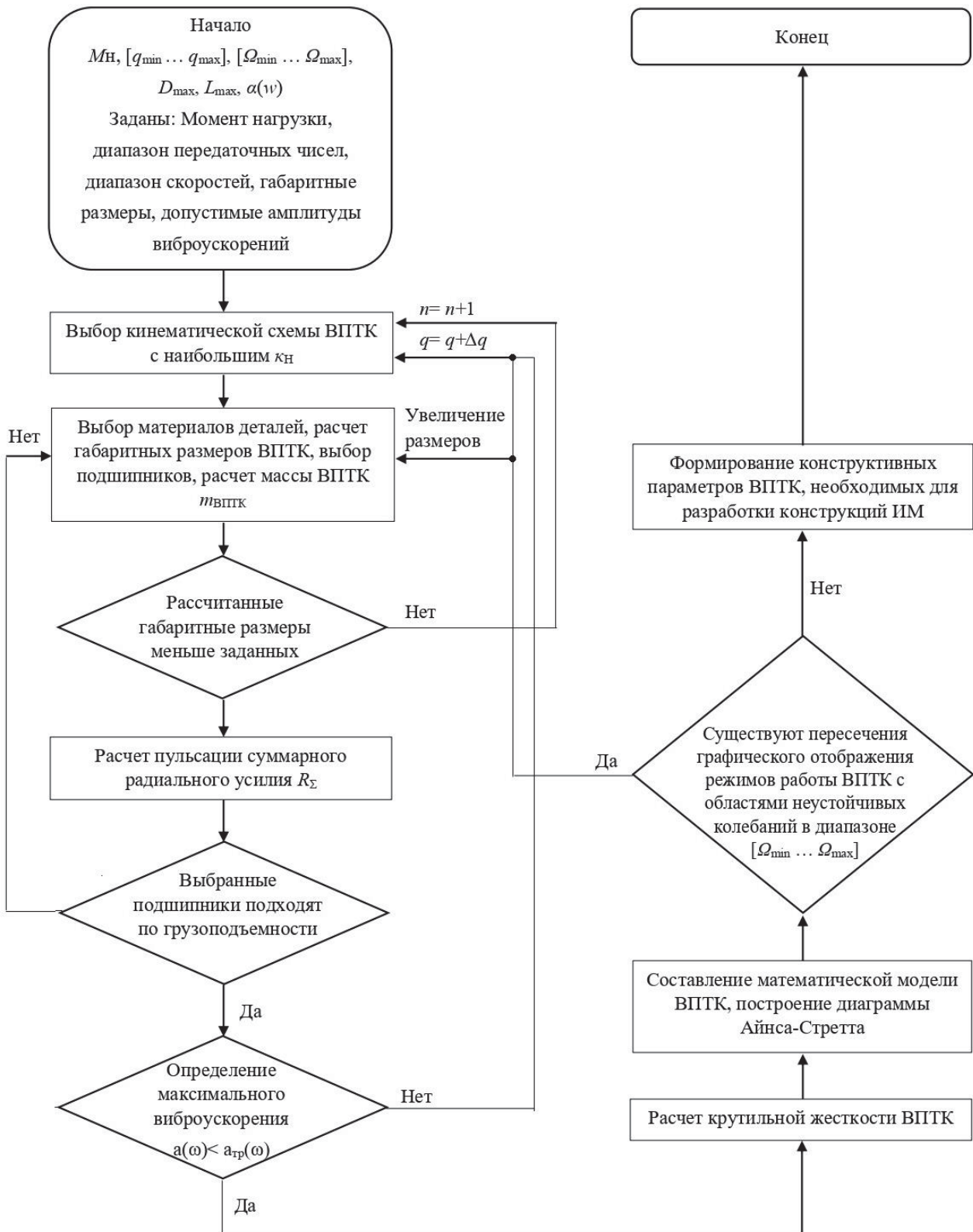


Рисунок 15 – Блок-схема методики проектирования

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

1. Дано обоснование принципа действия ВПТК, в виде следящей системы, в которой малая центральная ось симметрии тел качения отслеживает

положение вектора суммарного усилия, создаваемого волнообразователем, позволившее более полно представить физические особенности работы механизма.

2. Получены аналитические зависимости, подтвержденные экспериментально, для определения крутильной жесткости ВПТК в режиме редуктора и мультипликатора. Показано, что эти параметры являются нестационарными периодически меняющимися и зависят от углового взаиморасположения оси симметрии тел качения и оси симметрии впадины жесткого колеса ВПТК. Полученные зависимости позволяют определять амплитуду пульсаций этих параметров от передаточного числа ВПТК.
3. Определена зависимость, характеризующая неравномерность распределения нагрузки между рядами тел качения многорядных ВПТК различных кинематических схем, что позволяет более точно оценивать неравномерность распределения нагрузки по рядам тел качения.
4. Уточнены формулы расчета конструктивных параметров ВПТК из условия прочности для различных используемых материалов с учетом неравномерности распределения нагрузки между телами качения в одном ряду и между рядами, что позволяет более точно определять геометрические размеры ВПТК на этапе проектирования.
5. Выявлены зависимости, характеризующие пульсации суммарной радиальной силы в ВПТК, вызывающей вибрации в механизме, позволяющие оценивать вибрационное воздействие ВПТК на ИМ ЭМП.
6. На основании диаграммы Айнса-Стретта разработан способ определения границ возникновения неустойчивых параметрических колебаний параметров ВПТК, что позволяет графически и аналитически обосновано проводить контроль отсутствия или определять величину амплитуды колебаний во всем диапазоне рабочих скоростей выходного звена ИМ ЭМП.
7. Разработана методика проектирования ВПТК с заданным уровнем виброускорения. Предложенная методика позволяет определять амплитуду и частоту виброускорения корпусных деталей, подверженных возмущающему воздействию со стороны ВПТК.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Научные труды, опубликованные в ведущих рецензируемых научных изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки России:

1. Абдулин Р. Р. Обоснование принципа действия волновой передачи с промежуточными телами качения как следящей системы / Р. Р. Абдулин, В. А. Подшибнев, С. Л. Самсонович // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. – 2020. – № 1(339). – с. 94-102. – DOI 10.33979/2073-7408-2020-339-1-94-102.
2. Абдулин Р. Р. Исследование крутильной жесткости волновой передачи с промежуточными телами качения / Р. Р. Абдулин, В. А. Подшибнев, С. Л.

Самсонович // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2020. – № 3(341). – с. 95-104. – DOI 10.33979/2073-7408-2020-341-3-95-104

3. Абдулин Р. Р. Определение коэффициента неравномерности между рядами тел качений в волновой передаче с промежуточными телами качения / Р. Р. Абдулин, В. А. Подшибнев, С. Л. Самсонович // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2021. – № 5(349). – с. 58-67. – DOI 10.33979/2073-7408-2021-349-5-58-67.

Другие научные труды по теме диссертации:

4. Разработка малогабаритного электромеханического привода вращательного действия для БПЛА / Р. Р. Абдулин, В. А. Подшибнев, С. Л. Самсонович, А. В. Сурков // Авиация и космонавтика - 2017: тезисы, Москва, 20–24 ноября 2017 года / Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет). – Москва: Типография «Люксор», 2017. – с. 343-344.

5. Подшибнев В. А. О влиянии вибрационных воздействий на параметры волновой передачи с промежуточными телами качения / В. А. Подшибнев, С. Л. Самсонович // Авиация и космонавтика - 2018: Тезисы 17-ой Международной конференции, Москва, 19–23 ноября 2018 года. – Москва: Типография "Люксор", 2018. – С. 401-402.

6. Подшибнев В. А. Экспериментальное исследование крутильной жёсткости волновой передачи с промежуточными телами качения / В. А. Подшибнев, С. Л. Самсонович, Р. Р. Абдулин // 18-я Международная конференция "Авиация и космонавтика - 2019": Тезисы, Москва, 18–22 ноября 2019 года / Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет). – Москва: Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), 2019. – с. 170-171.

7. Подшибнев В. А. Исследование влияния нестационарности крутильной жесткости волновой передачи с промежуточными телами качения на ее динамические характеристики / В. А. Подшибнев, С. Л. Самсонович // 19-я Международная конференция «Авиация и космонавтика»: Тезисы 19-ой Международной конференции, Москва, 23–27 ноября 2020 года. – Москва.: Издательство "Перо", 2020. – с. 433-434.

8. Абдулин Р. Р. Разработка малогабаритного электромеханического привода вращательного действия в заданных габаритах / Р. Р. Абдулин, А. С. Зудилин, А. Н. Стищенко [и др.] // Материалы IV научно-практической конференции памяти О.В. Успенского: Сборник докладов, Москва, 06–08 декабря 2017 года. – Москва: Издательский дом Академии имени Н.Е. Жуковского, 2017. – с. 17-27.

9. Абдулин Р. Р. О разработке математической модели для определения вибрационных характеристик волновой передачи с промежуточными телами качения / Р. Р. Абдулин, В. А. Подшибнев, С. Л. Самсонович // V научно-практическая конференция памяти О.В. Успенского: Сборник докладов, Москва, 05–06 декабря 2018 года / Под редакцией Сорокина В.А. – Москва: ИД Академии Жуковского, 2018. – с. 6-12.

10. Абдулин, Р. Р. Сравнение различных методов определения крутильной жесткости редуктора на основе волновой передачи с промежуточными телами качения / Р. Р. Абдулин, В. А. Подшибнев, С. Л. Самсонович // Материалы VI

научно-практической конференции памяти О.В. Успенского: Сборник докладов, Москва, 05–06 декабря 2019 года. – Москва: Издательский дом Академии имени Н.Е. Жуковского, 2019. – с. 6-15.

11.Абдулин Р.Р., Обоснование принципа действия волновой передачи с промежуточными телами качения как следящей системы. / Р. Р. Абдулин, В. А. Подшибнев, С. Л. Самсонович //Механика и процессы управления. – Материалы XLIX Всероссийского симпозиума – М.:РАН, 2019. -119 с.

12.Абдулин Р.Р. Результаты разработки и исследования волновых передач с промежуточными телами качения приводных систем для беспилотных и пилотируемых ЛА /Абдулин Р.Р, Подшибнев В.А., Рожнин Н.Б. Самсонович С.Л.// материалы V Международной научно-технической конференции, посвященной 95-летию со дня рождения член-корр. РАН, д-ра техн. наук, профессора Рыфата Рахматулловича Мавлютова : в 6 томах / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа : УГАТУ, 2021.том.2., с.4-9

13.Подшибнев В. А. Уточнение методики проектирования многорядной волновой передачи с промежуточными телами качения / В. А. Подшибнев // Молодёжь и будущее авиации и космонавтики: Сборник аннотаций конкурсных работ XIII Всероссийский межотраслевой молодёжный конкурс научно-технических работ и проектов в области авиационной и ракетно-космической техники и технологий, Москва, 22–26 ноября 2021 года. – Москва: Издательство "Перо", 2021. – с. 153-154.

14.Абдулин Р.Р., Подшибнев В.А., Самсонович С.Л. и др. Электромеханический рулевой привод вращательного действия. Патент РФ №26783854. Оpubл.: 28.01.2019, Бюл. №4

15.Абдулин Р.Р., Подшибнев В.А., Самсонович С.Л. и др. Резервированный электромеханический силовой минипривод Патент РФ № 2740466 Оpubл.: 16.01.2021 Бюл. № 2

16.Абдулин Р.Р., Подшибнев В.А., Самсонович С.Л. и др. Резервированный электромеханический привод Патент РФ № 2736658 Оpubл.:19.11.2020 Бюл. №3

17.Крылов Н.В., Подшибнев В.А., Самсонович С.Л. Волновая передача с выбором люфта Патент РФ 2747227 Оpubл.: 29.04.2021 Бюл. №3