

В диссертационный совет 212.125.07

ФГБОУ ВО

«Московский авиационный институт»

(МАИ)

(национальный исследовательский университет)

125993, А80, г. Москва, ГСП-3, Волоколамское
шоссе, д.4

О Т З Ы В

официального оппонента **Сильченко Петра Никифоровича** доктора технических наук, профессора, член-корреспондента академии космонавтики, профессора кафедры «Конструкторское и технологическое обеспечение машиностроительных производств», зав. лабораторией «Механические системы космических аппаратов», заслуженного работника Министерства ВО и науки РФ на диссертацию

Подшибнева Владимира Александровича

«Методика проектирования исполнительного механизма привода на основе волновой передачи с телами качения с заданным уровнем виброускорения»

представленную на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 – машиноведение, системы приводов и детали машин.

Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения и изложена на 114 страницах, включая 46 рисунков, 9 таблиц и списка литературы из 59 наименований.

Актуальность. Представленный во введении анализ технической литературы, посвященной разработке методик проектирования ВПТК считаю **недостаточным**. Основным этапом проектирования любой машины, содержащей механизмы и привода с различными передачами (зубчатыми, шариковыми, роликовыми, волновыми и др.), является обеспечение её функционально - эксплуатационных характеристик, которые зависят от всех параметров входящих в имеющиеся методики расчёта (как отечественные так и зарубежные), и использующих различные коэффициенты, для достижения *max* значений показателей необходимых при эксплуатации того или иного проектируемых привода и машины в целом.

При этом может возникнуть ситуация с определением множества конструкций, при которых гарантируется работоспособность проектируемого привода для машины с полученными геометрическими параметрами, что представляет собой область возможных решений задач анализа и синтеза по созданию передачи, удовлетворяющей всем основным и дополнительным условиям качества (основные КПД, ресурс,

виброактивность). Определяются основные геометрические параметры каждого блока, гарантирующие работоспособность механизм, привода и машины в целом с необходимыми значениями показателей качества.

Изученная автором литература и проведенные исследования определили возможности по расширению размерности области существования при решении задач конструкторско-геометрического анализа и синтеза, что не только позволит улучшить показатели качества, но и расширить возможности конструктора на всех этапах проектирования.

Автором Подшибневым В.А. для своего диссертационного исследования выбрана волновая передача с телами качения (ВПТК). Достоинства: реализация большого передаточного числа в одной ступени при многорядном расположении тел качения, возможность обеспечения значительных крутящих моментов, относительно малый момент инерции, достаточная кинематическая точность, малый люфт, высокая крутильная жесткость, вариативность компоновки в ограниченном объеме.

Согласно весьма краткому литературному обзору (всего лишь 59 наименований, где нет ни одной ссылки на иностранную литературу) 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.

Но автор диссертации, почему-то ограничился, исключив КПД и ресурс и говорит что: *(разработка методики расчета ВПТК с требуемым уровнем виброускорений является актуальной задачей, решение которой позволяет выбирать конструктивные параметры ВПТК)* но с каким уровнем виброускорений и при каких КПД и ресурсе ?? .

И в двух определенных для исследования задачах нет упоминания о ресурсе, но указано, что в каждой задаче достигается своя цель, **при том, что** для всего диссертационного исследования сформулирована **одна общая цель**.

Автором указывается, что в комплексной методике не учитывается характерные для механических передач с циклически меняющимися параметрами силового взаимодействия пульсации радиальных сил и моментов, вызывающих вибрации, передающиеся другим элементам конструкции исполнительного механизма, что в совокупности значительно снижает ресурс и другие функционально-эксплуатационные характеристики.

В итоге, вывод автора *«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.»* не полная и не соответствует современным требованиям к научным исследованиям применительно к созданию высокоточных и высокоресурсных приводов с *мах* КПД, минимальной виброактивностью или заданным уровнем виброускорения.

Научная новизна:

Обоснован принцип действия ВПТК, аналогично волновой зубчатой передачи в виде позиционной следящей системы, который позволяет объяснить физические

особенности работы передачи. *(не корректно обоснования принципа действия относить к научной новизне).*

Выявлены зависимости для определения неравномерности распределения нагрузки между рядами тел качения многорядных ВПТК для различных кинематических схем. *(неравномерность распределения нагрузки между рядами тел качения зависит от контактных и крутильных деформаций см. по тексту).*

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.

Теоретическая значимость.

В работе предложены зависимости, позволяющие оценивать вибрационное воздействие ВПТК на конструкцию исполнительного механизма привода, вызывающие вибрации в механизме в целом.

Полученные аналитические и экспериментальные зависимости позволяют оценить величины пульсаций крутильной жесткости многорядной ВПТК, и ее динамические характеристики.

В разработанной методике проектирования ВПТК **входным параметром должен быть требуемый уровень 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 ВПТК.

Разработанная методика расчета ВПТК позволяет выбирать конструктивные параметры передачи с учетом величины требуемого виброускорения. **(КАКОГО ?)**

Полученные теоретические, экспериментальные и практические результаты и их достоверность основана на современных теоретических положениях, апробированных методах расчета и корректно поставленными экспериментальными исследованиями, что позволило получить совпадение не менее 85-90% аналитических результатов с экспериментальными.

В первой главе представлена трактовка принципа действия ВПТК по аналогии с волновой передачей с гибким колесом и приведена математическая модель ВПТК, у

которой малая центральная ось симметрии условного гибкого колеса, проходящего через центры тел качения, отслеживает положение суммарного вектора усилия, создаваемого волнообразователем (раздел 1.1.). Проверить правильность схемы (рис 1.2) и составленных зависимостей не представляется возможным, так как приходится верить на слово – схема для одного ряда и не сказано о количестве рядов и какое количество тел качения в каждом.

Получены аналитические зависимости для определения контактных сил в механизме в зависимости от взаимодействия элементов в конструкции. Показано наличие неравномерности нагрузки между телами качения в одном ряду ВПТК.

Указывается, что неравномерность нагрузки между телами качения численно определяется с помощью коэффициентов неравномерности распределения нагрузки (раздел 1.2.). Но не сказано от чего зависят эти коэффициенты. Какие погрешности изготовления деталей? Какая точность инструментария для изготовления? Как получены эпюры контактных сил. (рис.1.3)?

Автором указывается, что (...при переходе из положения, показанного на рисунке 1.4.а, в положения показанное на рисунке 1.4.б, происходит мгновенный вход в зацепление тела качения № 7, а углы давления тел качения №2-6 уменьшаются, что приводит к изменению величины суммарного вектора усилия F_{Σ} и угла рассогласования γ). Но это заключение имеет смысл при абсолютно точной геометрии всех деталей и бесконечной твёрдости контактирующих поверхностей этих деталей. Об этом в диссертации ничего не сказано.

В выводах к главе 1 сказано, что «Выявлены зависимости амплитуды и периода пульсаций суммарного вектора усилия и развиваемого момента от количества тел качения в одном ряду ВПТК, позволяющие использовать эти параметры на этапе синтеза конструктивно-кинематической схемы исполнительных механизмов на основе ВПТК.». Никакого синтеза конструктивно-кинематической схемы в диссертации не обнаружено, хотя этот факт для диссертации по спец. 05.02.02 один из определяющих.

При беседе автор диссертации прокомментировал принятые им решения по всем возникшим вопросам в каждой главе.

По первой главе автором дополнительно указано, что для определения величины и направления действия суммарного усилия необходимо определить величину и направление действия контактных сил F_i , являющихся его составляющими, но задача является статически неопределимой. Для ее решения **принято допущение**, что в передаче присутствует синусоидальное распределение нагрузки, аналогичное радиальным подшипникам и циклоидным передачам (стр. 20 после формулы 1.10). Дана ссылка на источник 50 «Рабинович Л.В. Динамика следящих приводов . Учебное пособие – М.: Машиностроение, 1982. -496с. » На этом основании с учетом данного допущения справедлива формула (1.11). Да. Я согласен. Но такой подход приемлем только в первом приближении для студентов 2-3 курсов, изучающих детали машин.

Есть достаточно информации в отечественных и зарубежных источниках литературы для корректного решения этого вопроса. Укажу некоторые всем известные.

Джонсон К. Механика контактного взаимодействия: Пер. с англ. – М.: Мир, 1989. – 510 с.

Беляев Н. М. Местные напряжения при сжатии упругих тел. – В кн.: Инженерные сооружения и строительная механика. Л., 1924, С. 27-28

Галин Л. А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. – М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1980. – 304 с.

Орлов А. В. Контактная прочность. Справочник. Инженерный журнал № 1, 2, 1998.

Яшин Р. А. Распределение нагрузки по роликам при линейном контакте // Современные методы исследования подшипников качения. Труды института, М., 1981.

Черменский О. Н. Особенности расчетов на контактную прочность и долговечность тяжело нагруженных деталей из закаленных сталей на примере подшипников качения / Черменский О. Н. // Вестник машиностроения. 1998, №9 С. 38 – 41; № 10 С. 11 – 15.

Автором для численной оценки неравномерности распределения нагрузки введены коэффициенты неравномерности передачи усилия волнообразователя к телу качения k_p , от тела качения к сепаратору k_N и от тела качения к жесткому колесу k_F . Это сделано по той причине, что в известных методиках проектирования ВПТК неравномерность распределения нагрузки по телам качения ранее не учитывалась, так как эти авторы в то время не достаточно глубоко и корректно решали этот вопрос.

Далее, автор эту неравномерность учитывает при расчете геометрических параметров ВПТК. По уравнениям (1.10 и 1.14) и исходным данным со страницы без учёта многих факторов построена эпюра контактных сил, показанная на рисунке 1.3. Из эпюры видно, что в механизме присутствует *существенная* неравномерность распределения нагрузки между телами качения в одном ряду из-за не учёта многих факторов, но основные из которых необходимо рассматривать и учитывать более конкретно.

Вторая глава посвящена крутильной жесткости ВПТК, влияющей на динамические характеристики электромеханического привода в целом. Представленные аналитические зависимости для определения крутильной жесткости ВПТК в режимах редуктора и мультипликатора заимствованы из источника 54 (Гольдсмит В. Удар. Теоретические и физические свойства соударяемых тел. // Москва. 1965. 448с). Но после издания этого источника имеется много в современной литературе, где имеется информация, отражающая более приближенно и корректнее геометрические и физические особенности и свойства элементов ВПТК для определения их деформаций, контактных жесткостей и факторов.

В диссертации представлены результаты экспериментальных исследований крутильной жесткости ВПТК, у которой в качестве тел качения использованы шарики, подтверждающие ее периодический характер изменения. Проведена линеаризация полученных аналитических зависимостей крутильной жесткости ВПТК, позволяющая представить крутильную жесткость в удобном для практических расчётов виде и использовать для расчета динамических характеристик ИМ на основе ВПТК.

Автор считает, что при рассмотрении крутильной жесткости роликовой ВПТК общий подход к ее определению не поменяется. Изменятся лишь значения контактных жесткостей между контактирующими элементами в виде роликов, однако в тексте работы об этом не сказано.

В главе 2 крутильная жесткость ВПТК определена только для шариковых ВПТК, и эксперимент проведен для ВПТК, у которой в качестве тел качения использованы шарики, хотя очевидно, что контактные деформации даже если диаметры тел качения (шарики, ролики) будут одинаковыми, то контактные деформации будут далеко не одинаковыми в зависимости от длины роликов.

Составленные уравнения 2.5. и 2.6. на основании уравнения 1.10, основаны на допущении о том, что деформации малы и не повлияют на передаточное отношение, корректность этого допущения для следящих высокоточных систем весьма сомнительна и думаю, что во многих случаях оспариваема.

На рисунках 2.2 и 2.4 сделано, допущение, что направление действия контактной силы в результате контактной деформации не меняется, что в реальной конструкции будет зависеть от величины передаваемого крутящего момента. И угол упруго поворота как отношение величины контактной деформации и расстояния между осью вращения ВПТК и линией действия контактной силы (формулы 2.13 и 2.23) должен содержать зависимость, определяющую величину этой деформации. В формуле 2.14 потерян параметр e .

Теоретические и экспериментальные исследования крутильной жесткости ВПТК показывают, что она является переменным параметром. Для исследования ее влияния на параметрические колебания механизмов предложено разложить ее в ряд Фурье на периоде по косинусам и представить в упрощенном виде в виде суммы ряда из двух членов (формула 2.26). Не показано как определяется в этой формуле ΔC . Как видно из графиков крутильной жесткости её пульсация большая.

В третьей главе представлены исследования влияния нестационарных характеристик волновой передачи с телами качения и определению коэффициента неравномерности распределения нагрузки в волновой передаче с телами качения с уточнением формулы расчета диаметра тел качения и уточнены формулы для расчета суммарного вектора усилия и крутильной жесткости ВПТК.

Но в диссертации нет ссылки, что формула 3.15 (стр.71) заимствована и из какого источника?

Формула 3.21 не верна или автор забыл вставить параметр « e » (стр.75.)

На фото рис.9 на роликах и профиле жесткого колеса по рядам, видны выкрашивание, пластические деформации и следы значительного износа, что говорит о наличии неравномерности распределения нагрузки между рядами тел качений. Автором ничего не сказано о времени испытаний, за которое произошли такие значительные повреждения и износ. Указано, что экспериментальные ресурсные испытания механизма на основе ВПТК (см. рисунок 3.1.) показали, что дорожки тел качений подвергаются износу неравномерно.

Но какая величина износа на роликах, жестком колесе и сепараторе информации нет, следовательно, как можно говорить о заданных виброускорениях, виброактивности и других факторах, если нам неизвестно какое время работает передача (ресурс) и какие функционально-эксплуатационные показатели за время этого ресурса имеет передача ???

Анализируя рисунок 3.1 диссертации и графики зависимостей нагрузок (M) видно, что звенья деформируются и относительно координат по оси X будут иметь углы закручивания, следовательно, возникает осевая сила. В работе нигде этот вопрос не затрагивается. **ПОЧЕМУ??**.

Формулы 3.22-3.23 должны содержать значения угла закручивания входного вала относительно выходного, и a_z не должна быть равна **0 (нулю)**.

Заключения автора, что «ВПТК обладают лучшими массогабаритными показателями по сравнению с планетарными передачами при одинаковом моменте нагрузки и передаточном числе» ничем не обоснована и бездоказательна, особенно если рассматривать и сравнивать все функционально-эксплуатационные параметры совместно с ресурсом.

В четвертой главе оценивается влияние периодически меняющейся крутильной жесткости ВПТК на основе составленной её математической модели, учитывающей периодически меняющуюся крутильную жесткость, с кинематическим возбуждением.

Указывается, что упругий момент $M_{упр}$ зависит от величины крутильной жесткости и угла закручивания. Крутильная жесткость C , зависит от взаиморасположения входного и выходного валов, и является пульсирующим меняющимся параметром.

Возникает вопрос, почему автор начиная с формул главы 1 везде игнорирует «угол закручивания» и только в главе 4 вспоминает об этом??

Составлена структурная схема исполнительного механизма с ВПТК и на основе параметрических крутильных колебаний из всей системы уравнений выделено только одно, сведенное к уравнению Матье, которое исследуется в областях устойчивых и неустойчивых решений. Автором на стр. 82 указывается, что «Этот вопрос хорошо исследован, причем окончательные результаты представляются в виде диаграммы, построенной в плоскости параметров a и b , которая называется диаграммой Айнса-Стретта [60].». Но указанного источника [60] в работе нет??

Представлена разработанная методика проектирования ВПТК **с заданным уровнем виброускорения**, исключая возможность возникновения неустойчивых параметрических колебаний. Но нигде в диссертации нет информации, что **ОЗНАЧАЕТ заданный уровень виброускорения**, на основании чего он задаётся, его границы, величины, время действия, и др..

ИТОГИ ИССЛЕДОВАНИЯ содержат пример расчёта характеристик абстрактного редуктора с ВПТК. В итоговой таблице приведены характеристики этого редуктора, где приведен полученный требуемый уровень виброускорений на корпусе и рассчитанный уровень виброускорений в точках крепления к исполнительному механизму.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ содержит объединённые выводы и результаты работы с рекомендациями и краткими указаниями возможных применений и дальнейших исследований по данной теме.

Приложение содержит результаты решения тестовых задач, не вошедших в основную часть диссертации, которая относится к специальности 05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин.

ПРИЛОЖЕНИЕ содержит:

1. АКТ внедрения на предприятии, где указано, что применение ВПТК с высоким передаточным числом позволяет существенно снизить массу и габаритные размеры механизмов и что эффективность решений заключается в снижении рисков.

2. АКТ о внедрении в учебный процесс МАИ при преподавании различных разделов дисциплины «Основы конструирования узлов и механизмов следящих приводов»

ЗАМЕЧАНИЯ

1. В разделе 1.2. стр. 18 при решении задачи о распределении нагрузки между телами качения в одном ряду ВПТК не учитывались люфты и зазоры в механизме. Почему? Ведь это повлияет на коэффициенты неравномерности передачи усилия, представленные в таблице 1.1. стр. 24 ??

2. В разделе 3.1. коэффициенты неравномерности распределения нагрузки между рядами тел качения определены только для ВПТК, в которых все детали выполнены из одного материала (стали). При изготовлении деталей ВПТК из других сталей коэффициенты, представленные в таблице 3.1. стр. 69, будут другие. Почему этот вопрос в работе не рассматривался??

3. При исследовании параметрических колебаний в ВПТК не учитывается люфт в механической передаче. Почему ?

По всему тексту ОТЗЫВА указаны и другие замечания. Свои отношения ко всем этим замечаниям автор диссертации изложит на защите.

Высказанные соображения и сформулированные замечания являются не особо принципиальными и субъективным мнением не влияющим на положительную оценку представленной диссертационной работы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация Подшибнева Владимира Александрович «Методика проектирования исполнительного механизма привода на основе волновой передачи с телами качения с заданным уровнем виброускорения» представленная на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 – машиноведение, системы приводов и детали машин, является законченной научно-квалификационной работой, в которой содержится решение актуальной научной задачи, имеющей важное теоретическое и практическое значение и вносящие определённый


вклад в развитие теории расчёта и проектирования передач для следящих приводов специального и общего назначений

Диссертация соответствует паспорту специальности: п. 2 «Теория и методы проектирования машин и механизмов, систем приводов, узлов и деталей машин» и требованиям «Положение» о порядке присуждения ученых степеней, утвержденного постановлением Правительства Российской Федерации от 24 сентября 2013 г. № 842 (ред. от 02.08.2016): пп. 9-14.

На основании вышеизложенного считаю, что представленная диссертация соответствует требованиям, предъявляемым к диссертациям на соискание ученой степени кандидата технических наук, а её автор – **Подшибнев Владимир Александрович** – заслуживает присуждения ему ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин.

Официальный оппонент:

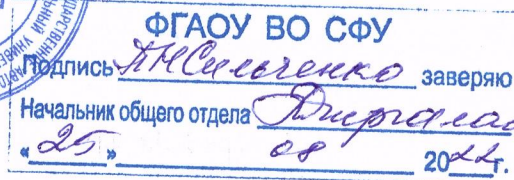
докт. техн. наук, профессор,
член-корреспондент академии космонавтики,
заслуженный работник Министерства ВО и науки РФ,
т. +7 9029405075.



П. Н. Сильченко

660074 Красноярский край, г. Красноярск, пр. Свободный. 79/10
Тел. +7(391)291-21-52 . e-mail: office@sfu-kras.ru

ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет»,
Кафедра «Конструкторское и технологическое обеспечение
машиностроительных производств»,
зав. лабораторией «Механические системы космических аппаратов»,



Подпись д.т.н., профессора Сильченко П.Н.

Заверяю

С отзывом ознакомлен Д. 25.08.2022