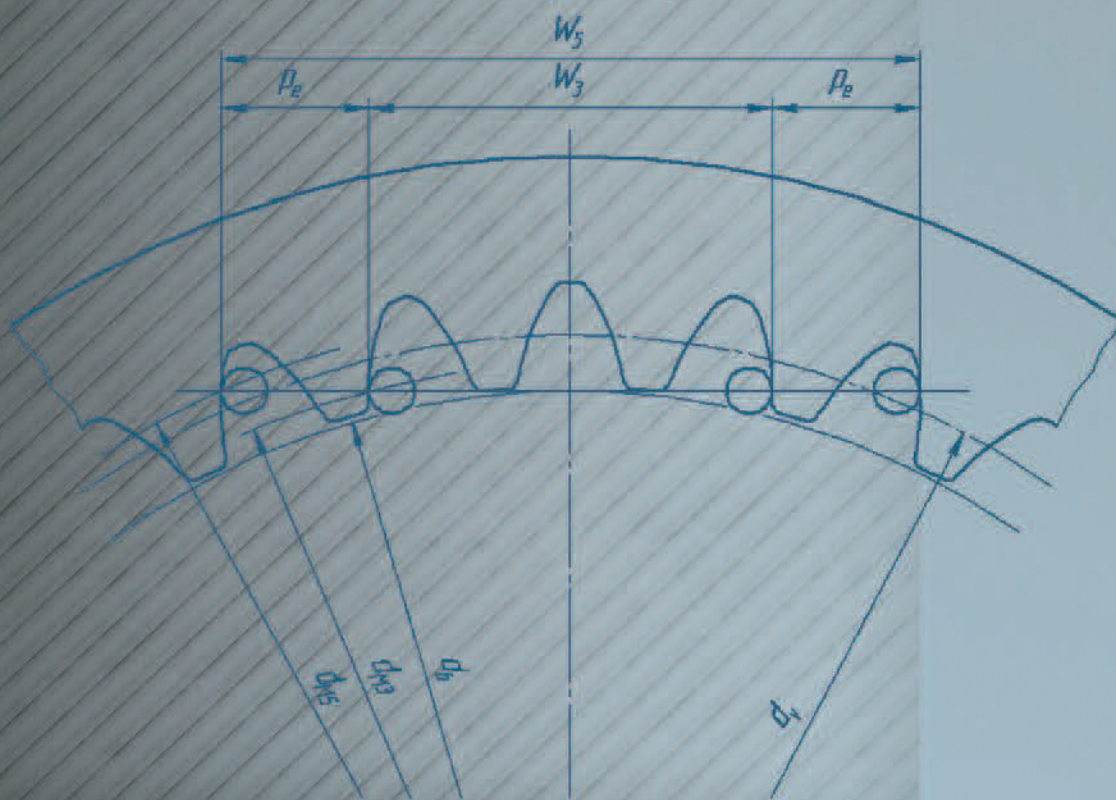




ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Нормативно-методическое
обеспечение точности
зубчатых передач
на этапе проектирования



НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК БЕЛАРУСИ
Объединенный институт машиностроения

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

**Нормативно-методическое
обеспечение точности
зубчатых передач
на этапе проектирования**

Минск
«Беларуская навука»
2016

УДК 621.833

Зубчатые передачи. Нормативно-методическое обеспечение точности зубчатых передач на этапе проектирования / В. Е. Антонюк [и др.] . – Минск : Беларуская навука, 2016. – 251 с. – ISBN 978-985-08-1989-5.

Монография посвящена актуальным вопросам комплексного обеспечения качества проектирования и изготовления цилиндрических зубчатых передач с учетом влияния и взаимосвязи точностных параметров их изготовления с триботехническими условиями функционирования, вибрациями, шумом и крутильными колебаниями.

Приведены особенности и отличия в терминологии и подходах к обеспечению качества зубчатых передач с использованием наиболее широко используемого в СНГ ГОСТ 1643–81 и его зарубежных аналогов ISO 1328, DIN 3961 ANSI/AGMA 2015, которые важно учитывать при выборе и использовании современного зарубежного зубообрабатывающего оборудования.

Предназначена для научных, инженерно-технических работников, разрабатывающих и изготавливающих зубчатые передачи с использованием современных технологий, преподавателей, аспирантов и студентов соответствующих специальностей.

Табл. 43. Ил. 87. Библиогр.: 80.

А в т о р ы:

В. Е. Антонюк, В. Л. Басинюк, П. С. Серенков,
И. А. Бужан, Е. И. Мардосевич

Р е ц е н з е н т ы:

доктор технических наук профессор П. Н. Громыко
доктор технических наук профессор А. А. Шипко

ISBN 978-985-08-1989-5

© Оформление. РУП «Издательский
дом «Беларуская навука», 2016

ВВЕДЕНИЕ

До настоящего времени зубчатые передачи остаются одним из наиболее распространенных компонентов трансмиссий мобильной техники и технологического оборудования. Это связано, с одной стороны, с развитым методическим и технологическим обеспечением их расчетов, проектирования, изготовления, контроля и мониторинга технического состояния в эксплуатации, с другой – с относительно невысокой стоимостью. В сочетании с применением современных материалов и методов упрочнения, это, как правило, позволяет обеспечить приемлемые параметры надежности и технико-экономических показателей. Даже в наукоемкой космической технике, в которой стоимостные показатели не всегда являются преобладающими, несмотря на значительные проблемы обеспечения требуемых триботехнических режимов функционирования трущихся поверхностей передач зацеплением в условиях воздействия на них неблагоприятных факторов открытого космического пространства, в ряде случаев применение этих передач оказывается наиболее технически и экономически целесообразным.

Исследования и разработки в области совершенствования передач зацеплением проводятся практически во всех промышленно развитых странах. Широко известны такие научные школы СНГ, как Институт машиноведения им. А. А. Благодрава РАН, Московское высшее техническое училище им. Баумана, Московский авиационный институт, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского (до 2000 г. – Харьковский авиационный институт) и многие другие. Их научными сотрудниками были разработаны теоретические основы создания зубчатых передач с улучшенными динамическими качествами и виброакустическими характеристиками, предложены новые типы зацеплений и конструкций зубчатых передач, методы и средства их мониторинга и диагностирования, созданы более совершенные материалы и покрытия, предложены специальные смазочные материалы, оказывающие значительное влияние на генерируемые зубчатыми передачами шум и вибрации. Тем не менее, исследования в этих областях продолжаются и в настоящее время. К основным направлениям этих исследований можно отнести:

совершенствование существующих и создание новых компьютеризированных программных средств проектирования зубчатых передач и трансмиссий на их основе, в которых все в большей мере при конструировании зубчатых

колес и разработке технологий их изготовления учитывается широкий спектр конструкционных и технологических факторов, режимов функционирования, включая динамические и триботехнические, условий эксплуатации и возможности проведения мониторинга не только технического состояния, но и изменения условий смазки, что в совокупности позволяет существенно повысить достоверность обеспечения и прогнозирования параметров надежности и виброакустической активности;

совершенствование существующих и разработку новых технологий изготовления зубчатых колес, оборудования и аппаратно-программных средств для их реализации и создания систем эффективного контроля качества при производстве как самих шестерен, так и узлов и трансмиссий на их основе, что позволяет обеспечить требуемые параметры зубчатых передач на современном, существенно более высоком, по сравнению с традиционным, уровне;

создание зубчатых колес и передач с иной, отличной от стандартизированной, геометрией, комбинированных передач, включающих фрикционное и зубчатое зацепления, новых компоновочных решений, в основе которых лежат новые материалы и технологические решения, что позволяет обеспечить существенное улучшение массогабаритных параметров, повышение нагрузочной способности и надежности трансмиссий;

разработку новых наноструктурированных материалов, покрытий и упрочняющих технологий;

разработку методов и средств снижения вибраций, шума и в целом улучшения динамических качеств зубчатых передач путем модификации конструкции трансмиссии;

повышение точности и эффективности организации систем изготовления и контроля.

Можно отметить, что только «на рынке США промышленные зубчатые колеса и связанная с ними продукция составляет второй по значимости рыночный сектор» [1]. Производством зубчатых колес в этой стране занимается более 300 фирм, производящих продукцию на более чем 15 млрд долл. США. В Японии объем выпуска этого вида продукции составляет более 10 млрд долл. США, из которых 25–27 % поставляется на экспорт. Поэтому суммарные ежегодные затраты на исследования в этой области в конце прошлого века в Японии, Германии и США составили около 10 млрд долл. США, из которых более половины приходилось на Японию [1].

Это взаимосвязано с конкурентоспособностью современной техники, значительная часть которой содержит трансмиссии на основе передач зацеплением. Поэтому вопросы обеспечения качества проектирования и изготовления зубчатых колес и передач на их основе до настоящего времени сохраняют свою актуальность. Причем в связи с ужесточением требований к качеству зубчатых передач с одновременным повышением значимости технико-экономических показателей их изготовления, в совокупности во многом определяющих конкурентоспособность этого вида продукции, все более важное значение приобретают такие вопросы, как

взаимосвязь точности зубчатых передач с их основными эксплуатационными характеристиками, учет которых позволяет технически и экономически обоснованно определить наиболее рациональный комплекс требований к точностным параметрам, отдельные аспекты которой показаны в главе 1 монографии;

комплексное проектирование норм точности зубчатых передач, позволяющее в сочетании с соответствующим технологическим обеспечением достигнуть требуемого уровня их точности на этапе сборки трансмиссии, рассмотренное в главе 2 монографии;

учет особенностей наиболее широко используемых в СНГ требований межгосударственного стандарта ГОСТ 1643–81 по отношению к его зарубежным аналогам ISO 1328, DIN 3961 ANSI/AGMA 2015, приведенных в главе 3 монографии;

терминологические особенности зубчатых колес и передач по DIN 3960, приведенные в главе 4 монографии.

Важность учета приведенных выше вопросов при создании конкурентоспособных трансмиссий на основе зубчатых передач обусловлена и тем, что в отечественной практике, вследствие объективно сложившейся ситуации с производством современного зубообрабатывающего оборудования в СНГ, все более широкое применение находит зубообрабатывающее оборудование ведущих западноевропейских и американских фирм, рассчитанное на реализацию требований к качеству зубчатых колес в соответствии со «своей» нормативно-технической документацией.

Авторы монографии выражают благодарность научным сотрудникам Объединенного института машиностроения НАН Беларуси В. С. Александровой, Р. Е. Волкотруб, М. П. Лобковой, И. Н. Николаенковой за оказание помощи в подготовке монографии.

1

ВЗАИМОСВЯЗЬ ТОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ОСНОВНЫМИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

1.1. Понятие качества зубчатых передач

В широком понимании качество зубчатых колес можно определить как совокупность свойств, позволяющих обеспечить собранным на их основе передачам требуемые параметры надежности при регламентированных соответствующими требованиями отклонениях неравномерности вращения, уровнях и спектрах генерируемых шума и вибраций, коэффициенте полезного действия.

Каждый из приведенных выше показателей существенно зависит от широкой группы факторов, к которым можно отнести конструктивные особенности не только самой зубчатой передачи, но и трансмиссии в целом, используемые для зубчатых колес материалы и технологии изготовления, режимы и условия эксплуатации, включая триботехнические. При этом ряд этих факторов, например, таких как триботехнические условия взаимодействия зубьев, по существу, крайне ограничено учитывается при проектировании трансмиссий и практически не рассматривается в рамках традиционных методик расчета. Вместе с тем эти факторы могут в 2–3 раза, а иногда и на порядок, изменить ресурс зубчатой передачи и оказывают самое непосредственное влияние на шум и потери на трение в зацеплении. Да и исходные свойства самих смазочных материалов могут претерпевать сложно диагностируемые традиционными средствами контроля изменения в процессе эксплуатации. Эти изменения в ряде случаев в высоконагруженных скоростных передачах приводят к сложно диагностируемому изменению триботехнических условий взаимодействия рабочих поверхностей зубьев и ускоренной потере ими работоспособности.

Традиционно к основным функциональным свойствам зубчатых передач, занимающим верхний уровень иерархии требований к их проектированию и изготовлению, относятся ресурс и наработка на отказ. Эти показатели определяются с использованием стандартизованных, таких как, например, наиболее широко используемый в СНГ ГОСТ 21354–87, методик расчета на контактную выносливость и выносливость зубьев при изгибе.

Ко второму уровню в иерархии служебных свойств можно отнести неравномерность вращения, шум, вибрации и триботехнические показатели функционирования зубчатых передач, включая износостойкость трущихся поверхностей зубьев. Учитывая многообразие факторов и сложность учета их влияния

на эти свойства, до настоящего времени нет стандартизованных методик, позволяющих уже на стадии проектирования обеспечить требуемый уровень комплексного решения приведенных выше задач. Как правило, в этом вопросе разработчики новых трансмиссий используют результаты ранее проведенных стендовых и эксплуатационных испытаний, а также опыт создания и функционирования аналогичных объектов и данные других исследователей. Все более широкое применение находят разрабатываемые в настоящее время весьма перспективные методы компьютеризированного моделирования и виртуальных испытаний. Их использование позволяет не только радикально сократить сроки создания новых объектов техники, но и существенно снизить необходимые для этого затраты. Однако в силу неизбежного принятия при разработке этих методов тех или иных допущений компьютеризированное моделирование и виртуальные испытания не всегда гарантируют успешное решение всех задач, связанных с созданием трансмиссий с полным комплексом необходимых свойств.

К основным требованиям, позволяющим обеспечить требуемые ресурс и наработку на отказ, как это было отмечено выше, можно отнести контактную выносливость и усталостную прочность зубьев при изгибе, а также отсутствие схватывания рабочих поверхностей зубьев и их заклинивания при тепловом расширении или деформациях элементов системы при нагружении.

Для исключения схватывания рабочих поверхностей зубьев требуется обеспечение приемлемых триботехнических условий их взаимодействия. Отсутствие заклинивания обеспечивается рациональным выбором величины бокового зазора между неконтактирующими поверхностями зубьев.

С позиций влияния на ресурс требования к точности зубчатых передач условно можно разделить на три группы.

Первая группа требований включает регламентированные нормативно-методическими документами, такими, например, как требования ГОСТ 1643–81, требования к точности цилиндрических передач. Эти требования устанавливаются конструктором исходя из прогнозируемых скоростных и нагрузочных режимов функционирования на стадии проектирования. Они должны быть обеспечены технологическими процессами изготовления отдельных зубчатых колес и сборки передач на их основе. В состав требований входят:

а) нормы кинематической точности, характеризующие наибольшую погрешность передаточного отношения или полную погрешность угла поворота зубчатого колеса в пределах его одного оборота в зацеплении с эталонным колесом;

б) нормы плавности работы, определяющие предельно допустимую циклическую ошибку передаточного отношения или угла поворота зубчатого колеса на угловом шаге (повороте на зуб) в пределах одного оборота колеса;

в) нормы контакта зубьев, определяющие размеры пятна контакта в зацеплении и, как следствие, контактную нагруженность зубьев;

г) нормы бокового зазора, определяющие величину зазора между нерабочими поверхностями зубьев при их контакте с рабочими поверхностями.

Ко второй группе требований можно отнести требования к точности изготовления элементов узлов, связанных с зубчатой передачей, и требования по точности к сборке трансмиссии, а также жесткостные параметры компонентов трансмиссии, непосредственно или косвенно связанные с зубчатыми колесами.

К третьей группе относятся требования, учитывающие влияние скоростных и нагрузочных режимов работы зубчатой передачи на исходные точностные характеристики, например, деформации зубьев при нагружении на погрешность изготовления по шагу зацепления, а также соотношение частот вынужденных колебаний, обусловленных функционированием зубчатой передачи со свободными крутильными и продольными колебаниями. Совпадение этих частот в ряде случаев может вносить существенные изменения в параметры нагрузочных, включая динамические, и скоростных режимов функционирования трансмиссии. Это в сочетании с изменением точностных характеристик при деформировании зубьев в процессе нагружения может оказывать существенное влияние не только на параметры надежности, но и на вибрации, шум и триботехнические условия функционирования как самих зубчатых передач, так и объекта в целом.

Выбор степени кинематической точности и плавности зубчатых колес, как правило, осуществляется исходя из требований к ее ресурсу и скоростных режимов функционирования. При этом учитываются влияния кинематической точности на динамические качества трансмиссии и допустимые углы рассогласования вращения ее входного и выходного валов.

В частности, при выборе требуемой степени точности по нормам плавности работы учитывается допустимая динамическая составляющая нагруженности, которая во многом определяет не только ресурс, но и генерируемые зубчатой передачей вибрации и шум. Однако оценка изменения последних при переходе от одной к другой степени точности по нормам плавности есть только в научно-технической литературе и рекомендациях разработчиков серийных изделий, опирающихся на отработанные и используемые при изготовлении этих изделий конструкционные и технологические схемы.

До определенного момента развития взаимосвязанных между собой методик расчета зубчатых передач, конструирования трансмиссий на их основе и используемых технологий их изготовления, этого было достаточно для решения основной задачи – обеспечения требуемого ресурса и наработки на отказ при заданных скоростных и нагрузочных режимах.

Однако постоянно росла энергонасыщенность машин и оборудования, увеличивались скоростные режимы их функционирования и ужесточались требования к их ресурсу, надежности и безопасности, включая экологическую. По мере этого все более возрастающее значение, в т. ч. с позиций конкурентоспособности и ликвидности созданных с использованием передач зацеплением машин и механизмов, стали иметь генерируемые ими вибрации

и шум. При этом в ряде случаев несмотря на создание качественно нового компьютеризированного технологического оборудования, практически снимающего ограничения с вопросов создания модифицированных профилей зубьев и достижения требуемой точности обработки, а также наличие современного, отвечающего самым высоким требованиям к качеству, обрабатываемого инструмента и аппаратно-программных средств контроля, по-прежнему у значительного числа разработчиков и производителей машин и оборудования с трансмиссиями на основе передач зацеплением одним из их основных проблемных вопросов остается вибрация и шум зубчатых передач.

Это взаимосвязано, прежде всего, с тем фактором, что виброакустические характеристики можно отнести к наиболее сложным для расчета и прогнозирования на стадии проектирования механического привода параметрам. Вопросы обеспечения требуемых характеристик шума и вибраций трансмиссий затрагивают практически все аспекты их жизненного цикла, включая выбор на стадии разработки наиболее рациональных параметров отдельных элементов зубчатых колес, в том числе геометрию зубьев, материал и вид упрочняющей обработки, использование соответствующих поставленным задачам технологических процессов и средств изготовления и контроля, определение, создание и поддержание в процессе эксплуатации оптимального режима смазки.

Как правило, при создании новых или существенной модернизации изготавливаемых объектов для решения этих задач в полном объеме необходимо не только наличие современных методов расчета и технологий изготовления, но и для ряда случаев проведение достаточно длительных и дорогостоящих стендовых, полигонных и эксплуатационных испытаний. Однако и это, при отсутствии созданной с учетом специфики рассматриваемого вопроса комплексной системы технически обоснованных требований к точностным параметрам и организации эффективной системы контроля качества изготовления и сборки зубчатых передач, не исключает возникновения отклонений от регламентированных соответствующими техническими требованиями таких наиболее важных параметров, как ресурс, вибрации и шум, по существу определяющих потребительские свойства, ликвидность и экологическую безопасность эксплуатации объекта в целом.

Традиционно считается, что между вибрацией и шумом существует детерминированная взаимосвязь, а точность зубчатых передач определяется исключительно точностью входящих в ее состав зубчатых колес. В определенных, но далеко не всех случаях, это близко к действительности. Однако в целом существенное влияние на корреляционную связь вибраций и шума оказывают как конструктивные особенности зубчатых передач и трансмиссии в целом, так и скоростные и нагрузочные режимы их функционирования, а также резонансные крутильные и продольные колебания, нелинейность изменения жесткостных параметров механической системы, в которой размещена зубчатая передача при ее нагружении, и условия смазки зубчатого сопряжения.

Ниже будут рассмотрены некоторые аспекты данных вопросов, подтверждающие тот факт, что этот подход не всегда позволяет решать задачи обеспечения требуемых параметров функционирования зубчатой передачи в полном объеме. Более того, для решения этих задач в мировой практике к настоящему времени создана и формализована в нормативно-технической документации существенно более широкая гамма, по сравнению с отечественной, подходов к проектированию и расчету зубчатых передач. Это позволяет реализовать в полном объеме технологические возможности современного зубообрабатывающего оборудования в части обеспечения отвечающих современным требованиям параметров надежности и виброакустических характеристик зубчатых передач.

Необходимо отметить, что повышение требований к точности зубчатых передач, как правило, связано с усложнением технологии их изготовления и контроля точностных параметров. Существенно возрастает сложность учета и оценки влияния на точностные параметры тех или иных свойств материалов и технологий их тепловой, в том числе упрочняющей, обработки и в целом того, что подразумевается под термином «технологическая наследственность». Все это приводит к неизбежному увеличению стоимости не только процесса подготовки к постановке на производство, но и самого процесса изготовления зубчатых колес.

Поэтому принятие решения о повышении точностных параметров зубчатых передач в каждом конкретном случае должно быть технически и экономически обосновано. Более того, оно не всегда позволяет в полной мере решить все задачи, связанные с обеспечением требуемых параметров надежности и приемлемого уровня шума и вибраций, генерируемых зубчатой передачей. Для этого целесообразно комплексно рассматривать и учитывать влияние значительного числа факторов на служебные свойства зубчатых передач и трансмиссии в целом в реальных условиях их эксплуатации.

1.2. Кинематика зубчатых передач

1.2.1. Основные проявления кинематических погрешностей зубчатых передач

Кинематические погрешности изготовления зубчатых передач регламентируются нормами их кинематической точности и плавности.

К основным отрицательным проявлениям этих погрешностей в условиях эксплуатации можно отнести:

неравномерность вращения выходного вала трансмиссии, обусловленную кинематической погрешностью изготовления зубчатых передач, и вызываемые ею крутильные колебания, негативно сказывающиеся на работе как самих зубчатых передач, так и на кинематически связанных с ними элементов трансмиссии и исполнительных механизмов;

возникновение динамической составляющей нагруженности, в основном обусловленной погрешностью изготовления зубчатых колес по нормам плавности, оказывающей влияние не только на параметры ее надежности, но и триботехнические условия взаимодействия рабочих поверхностей зубьев;

вибрации, генерируемые зубчатыми передачами на оборотных f_0 (частота проявления кинематической погрешности) и зубцовых f_z (комплексное проявление погрешностей изготовления по нормам плавности и колебаний жесткости по фазе зацепления), определяемых из следующих соотношений $f_0 = n / 60$, Гц, $f_z = zn / 60$, Гц, где n , z – частота вращения, об/мин, и число зубьев шестерни, а также кратных приведенным выше, частотах и в ряде случаев частотах свободных (собственных) колебаний зубчатой передачи (проявление погрешностей изготовления зубчатых колес по нормам плавности в виде кромочных и срединных ударов при пересопряжении зубьев), в совокупности оказывающих влияние не только на ресурс зубчатой передачи и надежность связанных с ней элементов трансмиссии, но и на экологическую безопасность эксплуатации объекта в целом и его потребительские свойства;

возникновение шума при работе зубчатой передачи, основной спектр которого в основном складывается из зубцовых, оборотных и кратных им частот, а также частот собственных крутильных колебаний, а при больших угловых скоростях вращения – также свободных (собственных) колебаний зубчатой передачи (возникновение последних связано с комплексным проявлением кинематической погрешности, погрешности изготовления по нормам плавности и влиянием связанных с ними крутильных и продольных колебаний на триботехнические условия взаимодействия зубьев в зубчатом зацеплении), что так же как и вибрации в ряде случаев оказывают влияние на экологическую безопасность эксплуатации объекта с зубчатыми передачами и его потребительские свойства;

изменение, по сравнению с прогнозируемыми, триботехнических условий взаимодействия зубьев в зубчатом зацеплении, что в ряде случаев может привести не только к существенному возрастанию генерируемого зубчатой передачей шума, но и снижению долговечности в 2 и более раз, а в отдельных случаях – повышению температуры в зоне контакта зубьев, схватыванию их поверхностей и потере работоспособности зубчатой передачи.

К этому можно добавить тот немаловажный факт, что изменение, по сравнению с прогнозируемыми, триботехнических условий взаимодействия зубьев может способствовать повышению тепловой нагруженности элементов трансмиссии и связанных с ними компонентов, а также ускоренной деградации служебных свойств смазочного материала.

Уровень влияния приведенных выше негативных последствий погрешностей изготовления зубчатых передач по кинематической точности и нормам плавности существенно возрастает при возникновении резонансов в случае совпадения значений вынужденных и свободных (собственных) частот крутильных колебаний. При этом в ряде случаев генерируемые зубчатыми пере-

дачами вибрации сами становятся источником свободных колебаний внешних, непосредственно не связанных с ними, элементов трансмиссии.

Традиционно нормы кинематической точности регламентируют величину наибольшей допустимой погрешности угла поворота зубчатого колеса в пределах его полного оборота. Они выбираются исходя из требований к функциональному назначению трансмиссии и скоростных режимов ее функционирования, а контроль осуществляется при установке зубчатых колес на жесткие опоры при малых скоростях и практически без нагрузки.

В реальных условиях зубчатые передачи, как правило, работают в составе упругоподатливой кинематической цепи при определенных нагрузочных и скоростных режимах, которые могут оказывать существенное влияние на реальные отклонения кинематических параметров в условиях эксплуатации. Это целесообразно учитывать при обосновании и принятии решения о выборе той или иной степени кинематической точности передачи для конкретизированной трансмиссии на стадии ее проектирования. Как это будет показано ниже, в ряде случаев кинематические погрешности изготовления зубчатых колес и погрешности их изготовления по нормам плавности не всегда совпадают с прогнозируемой величиной погрешности угла поворота выходного вала передачи и могут стать одним из основных источников возбуждения крутильных колебаний в кинематической цепи, оказывающих существенное влияние на все основные аспекты функционирования трансмиссии.

Крутильные колебания в трансмиссии, обусловленные кинематической погрешностью изготовления зубчатых колес, формируются вследствие двух взаимосвязанных между собой факторов:

возникновения вынужденных периодических угловых перемещений зубчатых колес в соответствии с величиной кинематической погрешности и погрешностью изготовления по нормам плавности, определяющих «условно» квазистатическую составляющую вынужденных крутильных колебаний, регистрируемую, как правило, при малых угловых скоростях вращения зубчатых колес по углу рассогласования входного и выходного валов зубчатой передачи или трансмиссии в целом;

дополнительных угловых смещений, обусловленных ускорениями приведенной к зубчатому зацеплению массы при вращении зубчатых колес и возникновением связанных с ними инерционных и диссипативных сил, определяющих «условно» динамическую составляющую погрешности и вызывающих, в свою очередь, определенное изменение нагруженности зубчатых колес, т. е. **появление дополнительной к статической динамической нагрузки, определенное изменение скоростных режимов взаимодействия контактирующих поверхностей и, как следствие, условий триботехнического взаимодействия зубьев.**

Некоторые особенности влияния кинематических погрешностей изготовления зубчатых колес и погрешностей их изготовления по нормам плавности на параметры функционирования зубчатых передач рассмотрим на наиболее

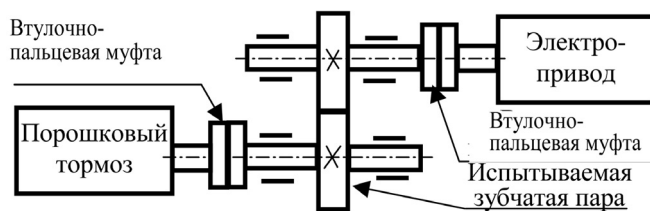
простом примере работы одноступенчатой зубчатой передачи с одинаковыми числами зубьев на стенде с разомкнутым силовым контуром [2], схема которого и общий вид показаны на рис. 1.1.

Выбор приведенной на рис. 1.1 схемы обусловлен комплексом причин, к наиболее значимой из которых можно отнести то, что ее использование позволяет существенно упростить решение задачи одновременной регистрации в реальном масштабе времени вибраций, шума и толщины смазочной пленки и минимизировать влияние внешних факторов на регистрируемые параметры.

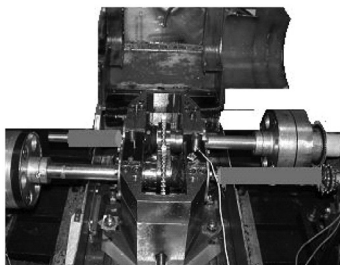
На рис. 1.2 показаны типовые осциллограммы изменения величины углов рассогласования $\Delta\varphi$ вращения входного и выходного валов зубчатой передачи с модулем $m = 2$ мм и числами зубьев $z_1 = 37$, $z_2 = 72$, установленной на стенде, показанном на рис. 1.1 [2]. Они в полной мере отражают характер влияния кинематических погрешностей изготовления зубчатых передач на их кинематические параметры.

Для регистрации кинематической погрешности $\Delta\varphi_{FP}(t)$ использовались фотоэлектрические преобразователи угловых перемещений ВЕ-178А, установленные на входном и выходном валах передачи.

Приведенная на рис. 1.2, а осциллограмма зарегистрирована для передачи, имеющей шестую степень точности по ГОСТ 1643–81. Ее регистрация осуществлялась в режиме холостого хода при малых угловых скоростях вращения, составляющих $\omega \approx 8$ рад/с. Вследствие этого практически исключались инерционные силы, связанная с ними деформация зубьев и обусловленные этими факторами искажения кинематических параметров передачи.



а



б

Рис. 1.1. Испытательный стенд: а – схема; б – общий вид

В осциллограммах, показанных на рис. 1.2, б, в, одна из шестерен контролируемой пары была эталонной, вторая – соответствовала 8 степени точности по ГОСТ 1643–81. Их регистрация осуществлялась при угловых скоростях вращения $\omega = 50$ и 100 рад/с и нагружающих моментах соответственно $T = 60$ и 120 Нм.

Анализ приведенных на рис. 1.2 осциллограмм показывает следующее.

Периодические изменения $\Delta\varphi_{FP}(t)$ как при контроле (рис. 1.2, а), так и в режиме реальных скоростных и нагрузочных режимов функционирования (рис. 1.2, б, в) за оборот и при повороте на 1 зуб (угловой шаг) близки к гармоническим. Исключение составляет режим холостого хода при угловой скорости вращения шестерни $\omega = 8$ рад/с (осциллограмма углов рассогласования вращения входного и выходного валов передачи при повороте на угловой шаг показана на рис. 1.2, в).

Вследствие этого, при моделировании и анализе параметров функционирования зубчатой передачи, связанных с кинематической погрешностью их изготовления, с определенной степенью допущения закономерность изменения угла рассогласования вращения входного и выходного валов передачи в реальных условиях нагружения за оборот и при повороте на угловой шаг может быть представлена в виде периодической функции.

Влияния скоростных и нагрузочных режимов функционирования зубчатой передачи на углы рассогласования вращения входного и выходного валов передачи, обусловленные кинематической погрешностью ее изготовления и отклонениями изготовления по нормам плавности, существенно различны:

увеличение угловой скорости вращения зубчатой передачи и ее нагруженности вдвое привело к весьма незначительному с $510''$ до $530''$ (рис. 1.2, з, е) изменению обусловленных кинематической погрешностью ее изготовления углов рассогласования вращения входного и выходного валов передачи (менее 4 %);

углы рассогласования вращения входного и выходного валов, связанные с погрешностями изготовления по нормам плавности, выросли более чем в два раза с $92''$ до $200''$ (рис. 1.2, д, е) [2].

На рис. 1.3 показаны амплитудные спектры крутильных колебаний приведенной выше передачи, зафиксированных в режиме холостого хода при угловой скорости $\omega = 8$ рад/с, а также при нагружении крутящим моментом $T = 60$ Нм и угловой скорости вращения $\omega = 50$ рад/с и крутящем моменте $T = 120$ Нм и угловой скорости вращения $\omega = 100$ рад/с.

Анализ рис. 1.3 показывает, что спектры крутильных колебаний, генерируемых зубчатой передачей, с передаточным числом, не равным единице, состоят из трех основных компонентов:

оборотных частот шестерни (f_{01}) и зубчатого колеса (f_{02}), обусловленных кинематической погрешностью их изготовления;

зубцовой частоты (f_z), возникающей вследствие наличия погрешности изготовления по нормам плавности и колебаниями жесткости по фазе зацепления; частот, кратных зубцовой частоте.

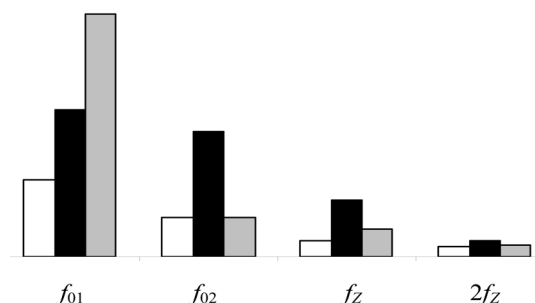


Рис. 1.3. Амплитудные спектры крутильных колебаний в режиме холостого хода при $\omega = 8$ рад/с (□), $T = 60$ Нм и $\omega = 50$ рад/с (■), $T = 120$ Нм и $\omega = 100$ рад/с (▣)

Необходимо отметить, что при размещении зубчатой пары в составе кинематической цепи многоступенчатой трансмиссии с передаточными числами, отличными от единицы, полученные значения $\Delta\varphi_{FP}$ как ее «квазистатической», так и условно динамической составляющих кинематической погрешности изготовления при ее регистрации на выходном валу трансмиссии оказались бы существенно отличными от ее исходной величины, что обусловлено следующим.

Величина рассогласования углов вращения входного и выходного валов рассматриваемой зубчатой передачи при ее «переходе» через следующую зубчатую пару изменяется пропорционально передаточному числу последней и т. д. по кинематической цепи. Таким образом, при оценке влияния кинематической погрешности изготовления конкретной зубчатой пары на неравномерность вращения выходного вала трансмиссии важное значение имеют передаточные числа размещенных в кинематической цепи между ней и выходным валом зубчатых пар.

Например, при функционировании двухступенчатого зубчатого редуктора шестерня поворачивается на угол $\varphi_1 + \Delta\varphi_1$, где $\Delta\varphi_1$ – дополнительный угол поворота зоны взаимодействия колеса и шестерни относительно ее оси вследствие кинематической погрешности изготовления шестерни. При этом из-за передаточного числа u_1 первой зубчатой передачи угол поворота колеса составит $(\varphi_1 + \Delta\varphi_1) / u_1$, а $\Delta\varphi_{12} = \Delta\varphi_1 / u_1$ – дополнительный угол поворота оси колеса.

Угол поворота колеса $\Delta\varphi_2$, связанный с его кинематической погрешностью, совпадает с его кинематической погрешностью изготовления, а сочетание $\Delta\varphi_1$ и $\Delta\varphi_{12}$ определяет их взаимное влияние на суммарную кинематическую погрешность передачи при кратности чисел их зубьев.

При «прохождении» суммарной кинематической погрешности через вторую зубчатую передачу, ее величина изменяется пропорционально передаточному отношению этой пары и суммируется с генерируемой ею собственной кинематической погрешностью.

Инерционные и диссипативные силы, возникающие при инициируемых кинематической погрешностью крутильных колебаниях, оказывают опреде-

ленное влияние на окружные смещения контактирующих поверхностей зубьев и осей зубчатых колес. Это, в свою очередь, приводит к изменению параметров кинематической погрешности, что также необходимо учитывать как при определении кинематической точности трансмиссии в реальных условиях ее функционирования, так и при оценке влияния кинематической точности на динамические процессы, протекающие при работе зубчатых передач.

К важной особенности влияния кинематической погрешности изготовления на параметры функционирования зубчатой передачи можно отнести также то, что увеличение значения диаметра делительной окружности, к которому в соответствии с ГОСТ 1643–81 «привязан» допуск на кинематическую погрешность, способствует, как это видно на рис. 1.4, уменьшению углов рассогласования вращения входного и выходного валов зубчатой передачи при одних и тех же погрешностях изготовления зубчатых колес, т. е. обеспечивает фактическое повышение кинематической точности передачи.

Например, для обеспечения угла рассогласования вращения входного и выходного валов передачи 0,002 рад (рис. 1.4) увеличение диаметра делительной окружности зубчатого колеса с $d \approx 32$ мм до $d \approx 55$ мм позволяет перейти с 6-й на 7-ю степень кинематической точности, а дальнейшее его увеличение до $d \approx 80$ мм – перейти на существенно более просто реализуемую 8-ю степень кинематической точности. Увеличение диаметра делительной окружности приблизительно до $d \approx 200$ мм позволяет вдвое повысить (до 0,001 рад) реальную кинематическую погрешность при использовании 8-й степени точности. Этот прием не всегда возможен, но он достаточно широко использовался в практике изготовления кинематических тихоходных передач технологического оборудования, в котором предъявлялись высокие требования к кинематической точности при отсутствии ограничений по габаритным размерам.

В целом, как показал анализ приведенных выше результатов исследований, амплитуды угловых смещений, скорости и ускорений как свободных

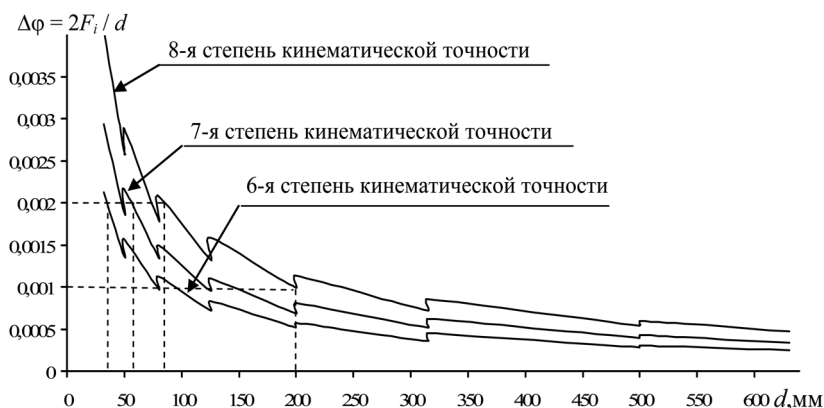


Рис. 1.4. Влияние диаметра делительной окружности на углы рассогласования вращения входного и выходного валов в реальных условиях функционирования

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Взаимосвязь точности зубчатых передач с основными эксплуатационными характеристиками	6
1.1. Понятие качества зубчатых передач	6
1.2. Кинематика зубчатых передач	10
1.2.1. Основные проявления кинематических погрешностей зубчатых передач	10
1.2.2. Некоторые особенности влияния кинематических погрешностей зубчатых передач на колебания крутящего момента, динамическую составляющую нагруженности и колебания жесткости по фазе зацепления с зубцовой частотой	19
1.3. Несущая способность зубчатых передач	28
1.3.1. Основные проявления погрешностей контакта зубчатых колес в передаче	28
1.3.2. Основные проявления триботехнических условий контактного взаимодействия зубьев в зубчатой передаче	30
1.3.3. Нормы точности контакта и бокового зазора в сопряжении передачи	48
1.4. Взаимосвязь параметров кинематики и несущей способности	50
1.5. Некоторые особенности влияния погрешностей изготовления зубчатых передач на вибрации, шум и триботехнические условия их функционирования	51
1.6. Современные подходы к обеспечению требуемого качества зубчатых передач	72
1.6.1. Направления достижения требуемого качества зубчатых передач	72
1.6.2. Современные подходы к обеспечению требований качества к зубчатым колесам	74
1.6.2.1. Обеспечение требований к зубчатым колесам за счет технологических решений	74
1.6.2.2. Обеспечение требований к зубчатым колесам за счет конструктивных решений	83
2. Комплексное проектирование норм точности зубчатых передач	89
2.1. Обоснование необходимости применения нового подхода для определения степеней точности зубчатых колес	89
2.2. Расчет параметров точности зубчатых колес и передач на основе проектирования норм точности	92
2.2.1. Основы проектирования норм точности зубчатых передач	92
2.2.2. Порядок решения задачи анализа точности зубчатой передачи (прямой задачи точности)	96
2.2.2.1. Решение прямой задачи точности для зубчатой передачи с межопорным расположением зубчатых колес	96
2.2.2.2. Решение прямой задачи точности для зубчатой передачи с консольным расположением зубчатых колес	118
2.2.2.3. Порядок решения задачи синтеза точности зубчатой передачи (обратной задачи точности)	130
2.3. Выводы по результатам применения проектирования норм точности для определения степеней точности цилиндрических зубчатых колес в передаче	134

3. Анализ требований, предъявляемых к качеству зубчатых передач на этапе проектирования	136
3.1. Анализ требований межгосударственного стандарта ГОСТ 1643–81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски»	137
3.2. Анализ требований международного стандарта ISO 1328	141
3.3. Анализ требований национальных стандартов Германии DIN 3961–DIN 3963 ..	143
3.4. Анализ требований национального стандарта США ANSI/AGMA 2015	145
3.5. Анализ требований международного стандарта ISO 1328-1:2013	146
3.6. Сравнительный анализ требований ISO 1328, ГОСТ 1643–81, DIN 3962, ANSI/AGMA 2015	149
3.7. Сравнение подходов различных «школ зубонарезания»	153
4. Терминологические особенности зубчатых колес и передач по DIN 3960	161
4.1. Термины и определения цилиндрических зубчатых колес	161
4.1.1. Главная поверхность зуба и исходного контура	162
4.1.2. Геометрические сечения цилиндрических зубчатых передач	163
4.1.3. Профиль зацепления, профиль торца, линии торца, модули. Делительный и основной цилиндры	163
4.1.4. Эвольвента и ее параметры	165
4.1.5. Делительные углы и окружности	167
4.1.6. Размеры зубчатого зацепления в зависимости от положения исходного контура по отношению к делительному цилиндру	170
4.1.7. Геометрические параметры эвольвентного зубчатого венца	175
4.1.8. Контрольные параметры толщины зуба	179
4.2. Термины и определения пар цилиндрических зубчатых колес	195
4.2.1. Определения и характеристики зубчатых пар	195
4.2.2. Расчетные параметры и коэффициенты зубчатой пары	197
4.2.3. Зубчатое зацепление	198
4.2.4. Характеристики скольжения по профилю зуба	205
4.3. Отклонение размеров и допуски цилиндрических зубчатых зацеплений	207
4.4. Коэффициенты отклонений	210
4.5. Погрешности некоторых величин параметров цилиндрических зубчатых колес ..	211
4.5.1. Погрешности шага	211
4.5.2. Погрешности шага зацепления	213
4.5.3. Погрешность направления зуба	217
4.5.4. Погрешности производной	220
4.5.5. Радиальное биение	221
4.5.6. Погрешности положения осей	221
4.5.7. Диапазон колебаний	222
4.5.8. Пятно контакта	223
4.6. Кинематическая погрешность	223
4.6.1. Контроль кинематической погрешности зубчатого колеса	223
4.6.2. Колебание измерительного межосевого расстояния на двух торцах (на одном зубе)	225
4.7. Погрешности положения осей цилиндрических зубчатых пар	226
4.8. Боковые зазоры на цилиндрическом зубчатом колесе	228
5. Рекомендации по работе с нормативными документами и техническими нормативными правовыми актами, содержащими требования к зубчатым колесам и передачам	235
Заключение	244
Литература	245

Научное издание

Антонюк Владимир Евгеньевич,
Басинюк Владимир Леонидович,
Серенков Павел Степанович и др.

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ.

Нормативно-методическое обеспечение точности зубчатых передач на этапе проектирования

Редактор *Т. П. Петрович*
Художественный редактор *Д. А. Комлев*
Технический редактор *О. А. Толстая*
Компьютерная верстка *Н. И. Кашуба*

Подписано в печать 21.04.2016. Формат 70 × 100¹/₁₆. Бумага офсетная. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 20,48. Уч.-изд. л. 17,1. Тираж 100 экз. Заказ 85.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Республиканское унитарное предприятие «Издательский дом «Беларуская навука».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/18 от 02.08.2013. Ул. Ф. Скорины, 40, 220141, г. Минск.