

Министерство образования Республики Беларусь
Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет»

Г. Л. Антипенко

**ДЕФЕКТЫ И МЕТОДЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ
МЕХАНИЧЕСКИХ И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ
ТРАНСМИССИЙ**

Могилев
«Белорусско-Российский университет»
2020

УДК 62-235

Рекомендовано к изданию Советом Белорусско-Российского университета
«28» июня 2019 г., протокол № 12

Рецензенты:

д-р техн. наук, проф. *В. А. Довгяло*;

д-р техн. наук, доц. *С. А. Рынкевич*

Антипенко, Г. Л.

Дефекты и методы диагностирования механических и гидромеханических трансмиссий: [монография] / Г. Л. Антипенко. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2020. – 243 с.: ил.

ISBN 978-985-492-243-0.

В монографии рассмотрены механические и гидромеханические трансмиссии как объекты диагностирования. Приведены виды дефектов элементов трансмиссий, возникающих при эксплуатации, и изложены методы их диагностики по анализу относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов, определяемых импульсным способом.

Предназначена для специалистов, занимающихся созданием и эксплуатацией систем диагностики автотранспортных средств, аспирантов и студентов автотракторных специальностей.

УДК 62-235

ISBN 978-985-492-243-0

© Антипенко Г. Л., 2020

© Межгосударственное образовательное
учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский
университет», 2020

Введение

Значительный рост количества транспортных средств, увеличение марок и моделей, зачастую иностранного производства, усложнение их конструкций и адаптация требований нормативной документации по техническому состоянию транспортных средств к мировым стандартам требуют разработки современных средств и методов диагностики не только систем управления, но и приводов [1].

Элементы трансмиссий, как правило, работают в условиях высоких ударных и вибрационных нагрузок в широком диапазоне температур. В зависимости от конструкции машины влияние трансмиссии на ее надежность изменяется в широких пределах. В лучшем случае доля отказов элементов трансмиссии составляет около 30 % общего числа отказов машины, а в отдельных случаях достигает 67 %. Многие трансмиссии имеют ресурс, значительно меньше гарантированного при проектировании. В то же время с недоиспользованным ресурсом поступает в ремонт до 60 % коробок передач. Это приводит, с одной стороны, к преждевременным ремонтным воздействиям, а с другой – к отказам, сопровождающимся большими трудозатратами и значительными издержками на устранение их последствий [3].

Поддержание высокого уровня надежности в условиях эксплуатации требует своевременного предупреждения, обнаружения и устранения возможных неисправностей, главным образом, скрытых, не выявляемых внешним осмотром. Для этого необходимы методы инструментального контроля, отличающиеся от тех, которые применяются при частичной или полной разборке агрегатов автомобиля. С учетом сложности конструкции современных автомобилей разборка агрегатов для выявления скрытых неисправностей и повреждений сопряжена со значительными затратами времени и средств, а также с нарушением сопряжений деталей, что резко сокращает долговечность автомобиля и снижает его надежность.

В настоящее время в любой стране в эксплуатации находится огромное количество легковых и грузовых автомобилей, обслуживание и ремонт которых в соответствии с рекомендациями производителей, существенно превышает возможности ремонтных служб. Выходом из сложившейся ситуации становится увеличение доли необслуживаемого оборудования и переход на ремонт машин по их фактическому состоянию. Но это возможно при использовании встроенных и внешних систем углубленной диагностики без вывода машин из эксплуатации, методы и средства для которых в последние годы стали развиваться быстрыми темпами. И если для двигателя в бортовом компьютере в соответствии с требованиями американских стандартов OBD-2 и европейских EOBD предусмотрены алгоритмы диагностирования его основных систем, то для диагностики трансмиссии их почти нет. Те же системы диагностики, которые

поставляются совместно с выпускаемыми коробками передач, в основном направлены на контроль состояния элементов управления трансмиссией, а не на поиск дефектов, вызывающих ухудшение их технического состояния. Отчасти это обусловлено высокой надежностью трансмиссии в первые годы эксплуатации, но в большей мере – это отсутствие необходимых методов и алгоритмов распознавания дефектов на основе современных технологий.

В монографии представлен обзор различных типов трансмиссий машин, приведены их конструктивные особенности, дано описание возникающих в них дефектов в процессе эксплуатации. Анализ влияния этих дефектов на функциональные параметры машины позволил выбрать наиболее информативные диагностические параметры, дающие возможность однозначно или с высокой степенью вероятности устанавливать техническое состояние элементов трансмиссии и оценивать их опасность для дальнейшей эксплуатации. Установив взаимосвязь диагностических параметров и различных видов дефектов, разработали новые технологии углубленной диагностики основных элементов механических и гидромеханических трансмиссий – зубчатых передач, сцепления, фрикционных муфт, синхронизаторов, гидротрансформатора. Они базируются на анализе относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов, определяемых импульсным способом. Ведь любые дефекты трансмиссии – обломы зубьев или неравномерный их износ, пробуксовка сцепления или фрикциона при передаче больших вращающих моментов, снижение КПД гидротрансформатора – приводят к появлению относительных угловых перемещений ведомого вала относительно ведущего. И хотя это было известно давно, методов определения этих незначительных перемещений при передаче вращающих моментов с высокими угловыми скоростями валов не было. Только с появлением микропроцессорных бортовых и внешних систем диагностирования появилась возможность контролировать малейшие угловые перемещения валов путем опрашивания состояния датчиков углового положения с высокой частотой – от 30 кГц до 2 МГц. Но полученная информация об относительных угловых перемещениях валов требует соответствующей обработки и анализа.

Особое внимание уделено тестовой диагностике. Ведь современные автомобили – это передвижные лаборатории, оснащенные многочисленными датчиками и бортовым компьютером с диагностическим разъемом, позволяющим осуществлять обмен информацией с внешними программными или аппаратными средствами диагностики, например с ноутбуком. Такой подход позволяет решать сложные задачи по углубленной диагностике элементов трансмиссии. Но для этого необходима разработка алгоритмов тестового воздействия и алгоритмов обработки результатов диагностики и экспертных программ [2].

В монографии предлагаются различные алгоритмы тестовых воздействий и алгоритмы обработки информации, получаемой от датчиков угловых перемещений валов, в зависимости от вида дефекта. Эти технологии диагностирования элементов трансмиссий защищены несколькими патентами Республики Беларусь, опробованы экспериментально, но серийно пока не применяются. И одной из целей монографии является привлечение заинтересованных специалистов к реализации идей, изложенных на ее страницах.

1 Объекты диагностирования

Трансмиссия автомобиля – это совокупность агрегатов и механизмов, передающих мощность двигателя ведущим колесам и изменяющих ее параметры: вращающий момент, угловую скорость и направление вращения. Трансмиссия состоит в основном из однотипных элементов: в ее состав может входить одно или два сцепления, гидромуфта или гидротрансформатор, ступенчатая или бесступенчатая коробка передач, карданные передачи равных или неравных угловых скоростей, раздаточная коробка полноприводного автомобиля или коробка отбора мощности специализированного, главная передача, дифференциал, колесная передача и валы ведущих колес. Все перечисленные элементы трансмиссии и являются объектами диагностирования. От их технического состояния зависит надежность машин в эксплуатации.

Трансмиссии автомобилей разделяют по типу преобразователя момента на две группы – ступенчатые и бесступенчатые.

К ступенчатым относятся механические трансмиссии, имеющие преобразователь момента в виде коробки передач, изменяющей передаточное число между входным и выходным валами за счет переключения шестерен. Передаточное число в таких трансмиссиях на каждой ступени постоянно. Они являются наиболее простыми, имеют наименьшую стоимость, высокую степень надежности, поэтому получили наибольшее распространение. К недостаткам механических трансмиссий следует отнести ступенчатость передаточного числа и, соответственно, сложность управления при большом числе ступеней в коробке передач.

Бесступенчатые трансмиссии имеют преобразователь момента в виде устройства, плавно изменяющего передаточное число между входным и выходным валами либо во всем диапазоне регулирования, либо в узком диапазоне. В последнем случае полный диапазон регулирования обеспечивается за счет дополнительной ступенчатой коробки передач.

На автомобилях применяют следующие типы бесступенчатых трансмиссий: гидромеханические, электромеханические, вариаторные и изредка гидро-объемные. Наиболее широкое распространение получили гидромеханические трансмиссии.

Для всех агрегатов трансмиссии общим является то, что все они предназначены для передачи мощности двигателя к ведущим колесам и преобразования ее параметров: крутящего момента и частоты вращения. Нагруженность всех агрегатов трансмиссии определяется взаимодействием автомобиля с внешней средой и внутренними взаимодействиями. Это обуславливает общность исходного нагрузочного режима для всех агрегатов и механизмов трансмиссии автомобиля.

При создании методики диагностирования трансмиссии необходимо учитывать назначение, особенности конструкции, условия функционирования объектов диагностирования, знать виды встречающихся дефектов и их взаимосвязь с параметрами технического состояния.

Так, сцепление передает крутящий момент двигателя и служит для временного отсоединения трансмиссии от работающего двигателя, а также для плавного их соединения. Отсоединять трансмиссию от двигателя необходимо при остановке и торможении автомобиля, при переключении передач, плавно соединять их при трогании автомобиля с места и после включения передачи. Кроме того, сцепление предохраняет элементы трансмиссии от значительных перегрузок инерционным моментом, создаваемым вращающимися массами двигателя при резком замедлении вращения коленчатого вала. Сцепление не обеспечивает весь срок службы автомобиля, поэтому для него необходим контроль технического состояния для своевременной замены фрикционных элементов или регулировки привода.

Коробка передач предназначена для преобразования крутящего момента двигателя и длительного отсоединения двигателя от ведущих колес. Основными изнашиваемыми элементами коробки передач являются зубчатые зацепления, синхронизаторы или фрикционные муфты переключения ступеней. Коробка передач – наиболее важный и дорогой элемент трансмиссии, от которого зависит эффективность эксплуатации автомобиля. Поэтому диагностике коробки передач уделяется наибольшее внимание.

Гидромуфта и гидротрансформатор устанавливаются на входном валу коробки передач, и их техническое состояние существенно влияет на КПД трансмиссии и динамические качества автомобиля.

Карданные передачи служат для передачи мощности элементам трансмиссии автомобиля, оси валов которых не лежат на одной прямой или могут изменять свое взаимное положение при движении автомобиля, например, соединяя поддрессоренные и недрессоренные массы автомобиля. Расположение их в непосредственной близости от дорожного полотна создает неблагоприятные условия эксплуатации – грязь, удары, износы, деформации, требующие постоянного контроля их технического состояния.

Главная передача предназначена для увеличения крутящего момента на ведущих колесах. В трансмиссиях заднеприводных автомобилей главная передача, помимо того, обеспечивает передачу момента от карданного вала ведущим колесам под углом 90 град. Она представляет собой шестеренчатый редуктор с постоянным или переключаемым передаточным числом.

Дифференциал служит для распределения в заданном соотношении подводимого к нему крутящего момента между выходными валами. Он позволяет вращаться выходным валам с разной угловой скоростью, что необходимо при входе автомобиля в поворот.

Валы ведущих колес передают крутящий момент от дифференциала к ведущим колесам непосредственно или через колесную передачу, применяемую на тяжелых грузовых автомобилях и тягачах.

Коробка отбора мощности и раздаточная коробка – это зубчатые редукторы, основным параметром, характеризующим их техническое состояние, является износ зубчатых зацеплений [4].

Техническое состояние машин проявляется в различных формах через множество признаков. Признаки, характеризующие техническое состояние машин и имеющие количественное выражение, выбирают в качестве диагностических параметров. К диагностическим параметрам предъявляются такие требования, как однозначность, информативность и технологичность. Однозначность предполагает соответствие уровня диагностического сигнала и фактического технического состояния объекта диагностирования. Информативность параметра характеризует объем информации о техническом состоянии разных элементов в диагностируемом объекте. Технологичность параметра оценивается удобством, трудоемкостью и себестоимостью получения информации. При этом важно не только выбирать диагностические параметры, но и иметь представление о средствах и алгоритмах обработки этой информации.

Современные бортовые системы управления и диагностики обладают огромными возможностями, позволяют реализовывать сложные алгоритмы управления, проводить оптимизацию параметров управления, осуществлять мониторинг технического состояния систем машин. Поэтому разработка методики и алгоритмов диагностирования элементов трансмиссии на основе использования современных информационных технологий является актуальной задачей.

Любая система диагностирования состоит из двух частей – объекта диагностирования и средства диагностирования. Объект – это неизменяемая часть системы, а средства могут быть программными и аппаратными, встроенными и внешними, специализированными и универсальными, стационарными и переносными. Различают системы тестового и функционального диагностирования. В системах тестового диагностирования на объект подаются специально организуемые тестовые воздействия, позволяющие наиболее рельефно выявить предполагаемый дефект. В системах функционального диагностирования на объект поступают только рабочие воздействия, предусмотренные его алгоритмом функционирования. В первом случае система диагностирования предназначена для поиска, выявления и оценки опасности дефекта для дальнейшей эксплуатации, во втором – для мониторинга технического состояния по какому-либо параметру.

Задачами диагностирования являются:

- 1) определение технического состояния, в результате чего состояние машин относят к одному из возможных – потеря работоспособности, наличие неисправности или неправильное функционирование;
- 2) поиск дефектов, нарушивших исправность и работоспособность машин или вызвавших неправильное функционирование;
- 3) сбор информации для прогнозирования остаточного ресурса или вероятности безотказной работы в межконтрольный период [5].

Решение этих задач требует разработки алгоритмов диагностирования и методик прогнозирования, а также разработки эффективных средств диагностирования.

Современные системы диагностики широко распространены на автомобилях. Они могут различаться, но принцип действия всех систем схож: блоком управления считываются показания датчиков на разных режимах работы в процессе эксплуатации автомобиля (запуск, прогрев, холостой ход, разгон, торможение и т. д.) и сравниваются с пороговыми значениями. При их превышении выдается код ошибки, который записывается в блок памяти, расшифровка которого осуществляется по соответствующим таблицам или экспертной системой. После обнаружения ошибки требуются специализированные средства для поиска (локализации) неисправности.

Квалифицированная диагностика и поиск неисправностей занимают подчас значительно больше времени, чем устранение неисправности. Для облегчения поиска неисправности широко используются информационные технологии. В качестве современных средств компьютерной диагностики применяются стационарные и переносные мотор-тестеры, сканеры и компьютерные тестовые системы, представляющие собой обычный ноутбук с соответствующим программным обеспечением и диагностическим интерфейсом. Такая система является самой гибкой, позволяющей проводить диагностику на тестовых режимах, представлять и анализировать результаты в графическом виде [6]. Этот подход и следует принимать за основу для создания средств диагностики трансмиссий мобильных машин.

При создании средств диагностирования необходимо учитывать, что встроенная система целесообразна для оперативной оценки технического состояния по общим параметрам, характеризующим объект в целом, без конкретизации вида и величины дефекта, а внешние специализированные средства – для углубленной диагностики с распознаванием вида, местоположения, величины и опасности дефекта.

Внедрение информационных технологий в диагностику требует и разработки новых методик диагностирования. Методика – это совокупность операций, действий, алгоритмов и диагностической информации, позволяющих дать заключение о состоянии объекта диагностирования. И если существующие

методики диагностирования в основном направлены на определение выбранного диагностического параметра и сравнения его с допустимым значением, то современные перспективные методики должны быть направлены на мониторинг технического состояния, при котором появляется дополнительная информация, позволяющая определять тенденции изменения параметров во времени и прогнозировать остаточный ресурс или вероятность безотказной работы в заданном интервале времени. В этом случае значительный объем информации, используемой при диагностировании, даст возможность идентификации вида, величины и места расположения дефекта, а также опасности его для дальнейшей эксплуатации.

Разработка новых методов получения, передачи и обработки информации, увеличение возможностей бортовых компьютеров и средств микропроцессорной техники создают предпосылки появления прорывных технологий в области диагностирования трансмиссий машин.

Все это направлено на снижение затрат по поддержанию техники на требуемом уровне надежности путем дифференцированного технического обслуживания машин исходя из их конкретного состояния в определенный период эксплуатации.

1.1 Механические трансмиссии

В состав механической трансмиссии входит сцепление, двухвальная или трехвальная коробка передач с зубчатыми муфтами переключения ступеней, карданные передачи, раздаточная коробка полноприводного автомобиля или коробка отбора мощности специализированного, главная передача, дифференциал, колесная передача (в тяжелых грузовых автомобилях и тягачах) и валы ведущих колес. В легковых автомобилях все шире начинают применяться автоматизированные преселективные коробки передач с двумя сцеплениями и ведущими валами с четными и нечетными ступенями, переключаемыми зубчатыми муфтами. К механическим трансмиссиям можно отнести и бесступенчатую трансмиссию с вариаторной коробкой передач.

На автомобилях с механической трансмиссией применяются коробки передач с числом ступеней 3...16 (редко более 16); 4...6 ступеней имеют коробки передач легковых автомобилей, 5...8 – грузовых. Коробки передач с числом ступеней 8 и более применяются на тягачах автопоездов и тракторах. В этом случае трансмиссия имеет базовую коробку передач и дополнительную – умножитель или делитель. В тракторных трансмиссиях базовую коробку передач применяют совместно с диапазонной, увеличивая количество передач до 24 и более.

Число элементов управления, включаемых на одной передаче, зависит от числа степеней свободы коробки передач. При числе ступеней не более 7 корб-

ки передач выполняются с двумя степенями свободы, и для получения определенной передачи перемещается одна зубчатая муфта или подвижная каретка. Коробки передач с числом ступеней 8...15 выполняются с тремя степенями свободы, и для получения определенной передачи включаются два элемента управления. При числе ступеней 16 и более многоступенчатые коробки передач имеют обычно четыре степени свободы. Увеличение числа степеней свободы позволяет за счет некоторого усложнения управления уменьшить необходимое количество зубчатых колес в коробках передач с большим числом ступеней. Большинство коробок передач выполняются однопоточными, таким образом, что через каждое зубчатое зацепление включенной передачи проходит вся передаваемая мощность. Коробки передач, у которых мощность передается двумя параллельными потоками, применяются редко, так как это приводит к усложнению конструкции. Это усложнение, однако, позволяет уменьшить нагрузки на зубчатые колеса, что важно, например, в трансмиссиях танков или других тяжелых машин [7].

Ресурс трансмиссии, как правило, определяет коробка передач. А ресурс коробки передач зависит от ее конструкции, входящих в нее элементов. Выбор диагностических параметров, методов и средств диагностирования определяется оснащенностью автомобиля бортовым компьютером и его возможностями, датчиками информации, наличием диагностического разъема и соответствующего программного обеспечения для доступа внешних средств диагностирования к внутрисистемной информации бортового компьютера.

1.1.1 Коробки передач с зубчатыми муфтами переключения ступеней.

В составе механической трансмиссии используются вальные коробки передач с неподвижными валами: соосные – трехвальные (рисунок 1.1) и несоосные – двухвальные (рисунок 1.2). Они, как правило, имеют косозубые шестерни постоянного зацепления, подключаемые для передачи вращающего момента зубчатыми муфтами с синхронизаторами на всех ступенях переднего хода, а для передачи заднего хода и иногда первой передачи переднего хода используют прямозубые зубчатые колеса, передвигаемые для включения по шлицам вала, их еще называют подвижными каретками.

При постоянном зацеплении парных зубчатых колес торцы зубьев рабочих венцов не повреждаются, поскольку включение ступени осуществляется передвижной зубчатой муфтой, у которой в момент соединения с зубчатым колесом включаемой ступени в контакт вступают одновременно все зубья зубчатой муфты. Следовательно, ударная нагрузка при неполной синхронизации угловых скоростей соединяемых полумуфт распределяется равномерно между всеми зубьями муфты. У подвижных же кареток ударная нагрузка воспринимается только одним зубом, поэтому из-за постоянных ударов при включении торцы зубчатых колес повреждаются.

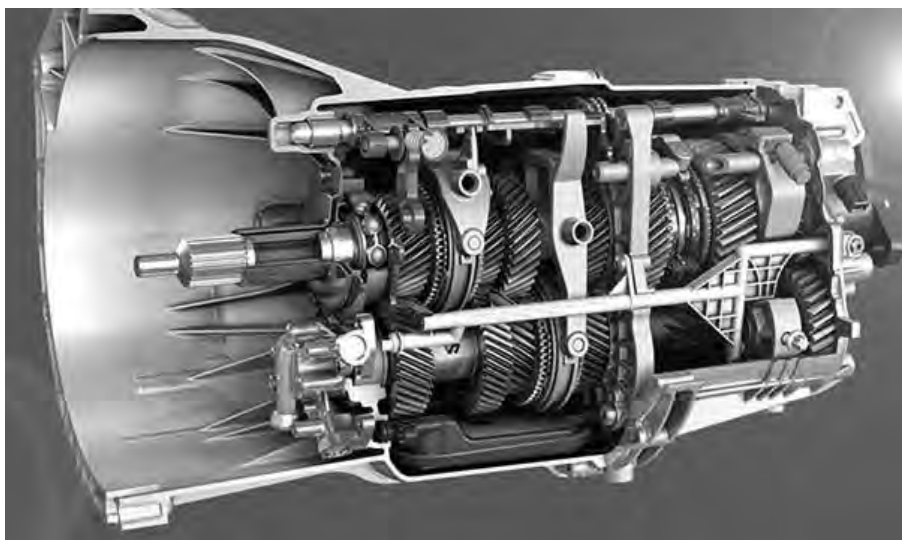


Рисунок 1.1 – Трехвальная соосная коробка передач заднеприводного автомобиля

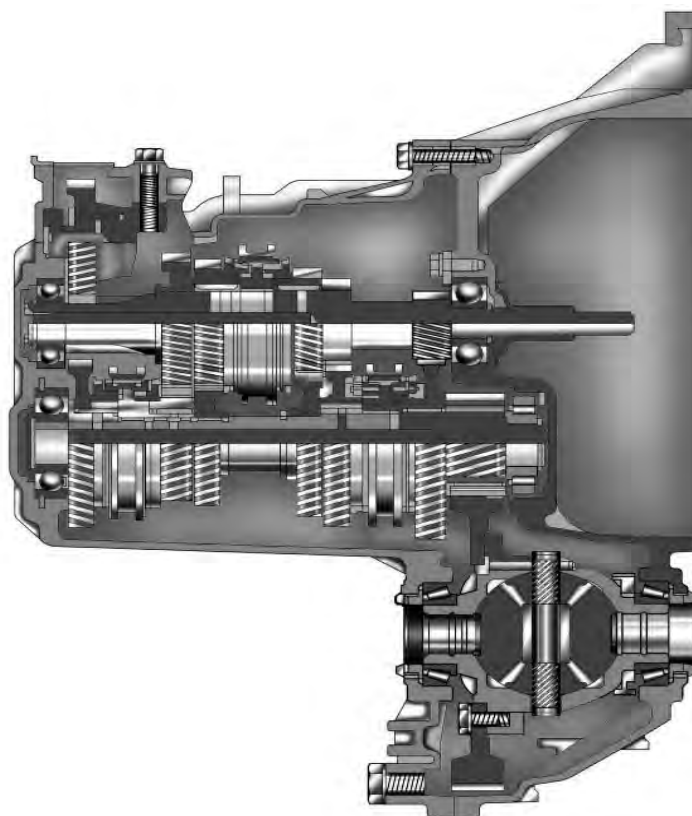


Рисунок 1.2 – Двухвальная несоосная коробка передач переднеприводного автомобиля

В зубчатой муфте ход при включении ступени значительно меньше, чем ход подвижной каретки, поскольку ширина зубчатого венца муфты значительно меньше ширины зубчатого венца передвигного колеса. Соответственно, меньше ход рукоятки рычага переключения, что облегчает управление.

Трехвальная соосная схема коробки передач применяется для заднеприводных и полноприводных автомобилей с продольным расположением

двигателя. При соосном расположении входного и выходного валов можно непосредственным их соединением получить прямую передачу. При движении автомобиля на прямой передаче зубчатые колеса и подшипники коробки передач не нагружаются. Соответственно, снижаются скорость изнашивания, потери мощности и шум. На прочих передачах прямого хода в трехвальной коробке силовой поток передается последовательно через два зубчатых зацепления. Последнее позволяет при необходимости получить относительно большое передаточное число низшей передачи, например, $u_1 = 7 \dots 9$.

Прямая передача – это, как правило, высшая передача, на которой автомобиль эксплуатируется большую часть времени. Но на современных легковых автомобилях с высокооборотными двигателями и пятиступенчатой механической коробкой передач более целесообразно прямой передачей делать четвертую, на которой автомобиль используется чаще при движении в городском цикле, где максимально разрешенная скорость составляет 60 км/ч. А в загородном цикле движения высшей передачей является повышающая.

Коробки передач, выполненные по двухвальной схеме, конструктивно проще. Они преимущественно устанавливаются на переднеприводных автомобилях с поперечным расположением двигателя. Двухвальная схема применяется в тех случаях, когда это приводит к упрощению трансмиссии и при этом не требуется большого передаточного числа низшей передачи.

На всех передачах прямого хода в двухвальной коробке силовой поток передается через одно зубчатое зацепление, и поэтому передаточное число более четырех возможно лишь при увеличении размеров конструкции. Недостатком двухвальной схемы является отсутствие прямой передачи и существенное ограничение передаточного числа низшей передачи.

1.1.2 Преселективные коробки передач.

Преселективные коробки передач имеют два входных вала. Один используется для четных передач, второй – для нечетных и задней передач, при этом каждый из них снабжен отдельным сцеплением (рисунок 1.3). В этом случае одновременно можно включать две рядом стоящие передачи без ущерба для коробки. Одно сцепление находится в замкнутом состоянии, на этой передаче автомобиль движется, второе – в разомкнутом, готовом к включению по команде компьютера. При переключении передач электроника одновременно смыкает одно сцепление и размыкает второе. Передача переключается почти мгновенно, сотые доли секунды, что позволяет сохранять тяговое усилие без разрыва мощности. Сцепления могут быть как сухие, так и мокрые.

Преселективная коробка передач с сухим сцеплением по сравнению с мокрым имеет меньшую массу, меньший объем используемого масла, более экономична за счет отсутствия необходимости постоянного использования гидронасоса. Однако ресурс мокрого сцепления значительно выше.



Рисунок 1.3 – Преселективная коробка передач

По сравнению с обычной механической коробкой передач легкового автомобиля преселективная намного сложнее из-за необходимости соосного расположения сцеплений, а соответственно, и валов четных и нечетных передач. Она работает только последовательно, переключая, например, высшую передачу на уже подготовленную более низкую, не позволяя перескакивать через передачу. Зато скорость переключения передач существенно выше, чем у механических коробок с синхронизаторами, что позволяет переключать передачи почти без разрыва потока мощности.

Преселективные коробки передач грузовых автомобилей конструктивно проще из-за возможности параллельного расположения валов четных и нечетных передач, связанных с фрикционными муфтами.

1.1.3 Вариаторные коробки передач.

Преимущества бесступенчатых коробок передач в том, что для каждого режима работы автомобиля (скорости и сопротивления движению) удастся подобрать наиболее эффективный вариант работы силового агрегата. Количество возможных режимов при движении в изменяющихся дорожных условиях бесконечно велико. Поэтому идеальная работа силового агрегата может быть достигнута, когда таким же бесконечным будет количество ступеней в коробке передач.

В передачах со ступенчатым изменением передаточного числа как с механическим, так и с автоматическим переключением на пути увеличения количества ступеней имеется масса трудноразрешимых проблем. Излишнее увеличение числа ступеней приводит к увеличению массы и габаритов коробки

передач, усложнению механизмов и алгоритма переключения передач. Многократно увеличить количество передач, одновременно избежав указанных отрицательных последствий, можно, если использовать бесступенчатые передачи, в которых передаточное число изменяется плавно и непрерывно.

Для достаточной конкурентоспособности по сравнению с традиционными ступенчатыми передачами вариаторная передача должна обеспечивать необходимый диапазон регулирования и иметь высокий КПД в области преобладающих режимов работы. Кроме того, она должна проходить по ряду других жестких параметров: массе и габаритам, технологичности и невысокой стоимости в условиях крупносерийного производства, долговечности и надежности, а также ремонтпригодности.

В зависимости от способа передачи крутящего момента вариаторные бесступенчатые передачи можно разделить на две основные группы: вариаторы с непосредственным контактом, в которых изменение угловой скорости происходит в результате относительного перемещения фрикционных элементов, и вариаторы с гибкой связью.

Вариаторы первой группы (торовые, многодисковые и др.) имеют существенные недостатки. Они характеризуются значительными контактными напряжениями; им свойственны большие давления на валы и опоры и недостаточная долговечность, поэтому распространения не получили.

Вариаторы второй группы (с гибкой связью) имеют достаточно простую конструкцию, а также позволяют сравнительно легко осуществить автоматическое управление в зависимости от условий движения автомобиля.

Типичным представителем этой группы вариаторов является клиноременный вариатор, состоящий из двух пар конических дисков (раздвижных шкивов) и гибкой связи (клинообразного ремня). Кинематическая схема этого механизма достаточно проста. Регулирование величины передаваемого крутящего момента и числа оборотов достигается путем сдвигания и раздвигания конических дисков. При этом передаточное число равно отношению радиусов, по которым происходит контакт ремня.

Конструкция гибкого элемента, получившая название «толкающий элемент», представляет собой набор тонких трапецеидальных металлических блоков 1, связанных воедино двумя многослойными лентами 2 (рисунок 1.4). Каждая лента состоит из 10 полос стали толщиной 0,2 мм. Трапецеидальные блоки штампуются из стальной полосы толщиной 2 мм. Собирается гибкий элемент установкой многослойных лент в боковые прорези трапецеидальных блоков. Такая конструкция позволяет иметь минимальный радиус изгиба гибкого элемента 30,5 мм. Это дает возможность обеспечить диапазон коробки передач около шести, что соответствует диапазону ступенчатой коробки легкового автомобиля.



Рисунок 1.4 – Гибкий элемент клиноременного вариатора

КПД такой вариаторной передачи (рисунок 1.5), получившей в дальнейшем название «Transmatic», изменяется от 86 % при максимальном передаточном числе до 88...90 % при полной мощности.



Рисунок 1.5 – Вариаторная коробка передач

На частичных нагрузках КПД снижается. Такие коробки передач состоят из нескольких основных составных частей. И первая из них – сцепление, которое

обеспечивает возможность отключения силовой установки от трансмиссии. Это, как правило, мокрое сцепление. Второй важной составляющей коробки передач является сам вариатор, и главным элементом в нем считается ремень, поскольку именно он обеспечивает передачу крутящего момента. Он состоит из металлических лент, соединенных между собой особыми фасонными частями, имеющими форму бабочки 1 (см. рисунок 1.4) и придающими ремню клиновидную форму. Рабочей частью у него являются боковые поверхности, которые контактируют с поверхностями половин шкивов и обеспечивают передачу вращения за счет сил трения.

Работа клиноременного вариатора построена на передаче крутящего момента при помощи специального ремня, установленного между двумя шкивами. Первый шкив является ведущим и связан с силовой установкой, второй – ведомый, обеспечивающий дальнейшую передачу усилия на главную передачу. Изменение передаточного числа коробки передач производится за счет меняющихся диаметров шкивов. Для этого каждый из шкивов сделан разборным и состоит из двух половин конической формы, которые посажены на вал. Схождение–расхождение этих половин позволяет менять диаметр в точке контакта шкива с ремнем.

При начале движения должно обеспечиваться максимальное тяговое усилие. Для этого половины ведущего шкива разводятся, а поскольку форма их коническая, то в точке контакта диаметр шкива будет минимально возможным. Половины же ведомого, наоборот, сведены, что обеспечивает в месте взаимодействия ремня со шкивом максимальный диаметр. При этом и нагрузка на двигатель минимальна. По мере набора скорости передаточное число должно меняться в меньшую сторону, что обеспечивает снижение тягового усилия, но повышает скорость вращения на ведомом валу. Для этого половины ведущего шкива начинают сходиться, что приводит к увеличению диаметра в точке контакта, а ведомого – расходиться. В разных конструкциях вариаторов перемещение половин шкивов по валам обеспечивается за счет усилий, которые создаются пружинами, жидкостью или за счет центробежной силы.

Одна из основных проблем вариатора – отсутствие реверсного вращения ведомого вала. Для того чтобы решить ее и обеспечить автомобилю возможность движения задним ходом, в конструкцию коробки включена планетарная передача, позволяющая менять направление вращения. Но при этом наличие такого механизма значительно усложняет конструкцию коробки.

Последней составной частью вариатора является механизм управления. На данном типе коробки передач используется электронное управление, которое полностью контролирует работу вариатора, обеспечивает синхронное изменение диаметров на шкивах, включает и отключает сцепление и планетарный редуктор.

Управление коробкой осуществляется селектором, которым задаются режимы работы, аналогичные автоматической коробке. То есть води-

тель задает режим, а электронный механизм управления выполняет его на вариаторе.

Другой тип вариатора предусматривает использование в качестве гибкой связи металлическую цепь с малым шагом. Звенья цепи собраны из штампованных пластин, соединенных между собой осями, которые при изгибе цепи работают как шарнирные пары (рисунок 1.6).

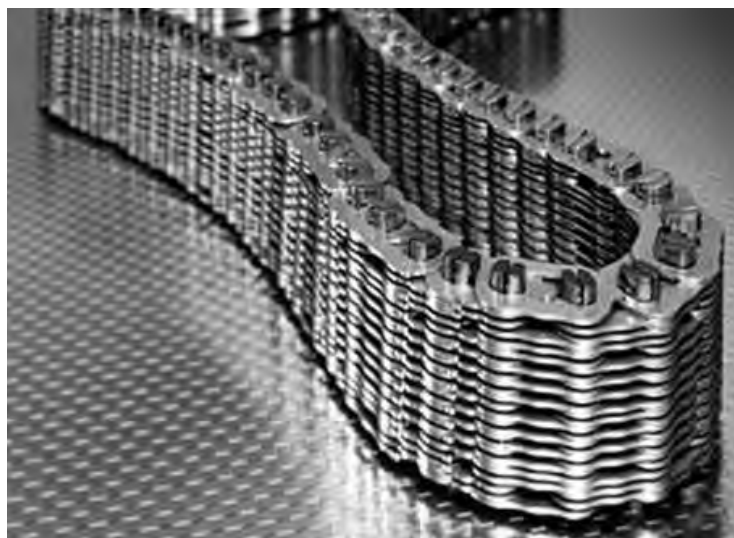


Рисунок 1.6 – Металлическая цепь вариатора

Крутящий момент передается торцевыми поверхностями осей звеньев при их точечном контакте с коническими дисками. Применение точечного контакта обуславливает появление высоких контактных напряжений, что может приводить к быстрому износу, появлению проскальзывания.

Чтобы выдерживать высокие напряжения в точечном пятне контакта торцевых поверхностей конусных дисков и осей цепи, в качестве материала для их изготовления используется подшипниковая сталь типа ШХ15, которая после термообработки имеет твердость около 100 HRC. Цепь обеспечивает минимальный радиус изгиба 25...28 мм, что способствует уменьшению габаритов вариатора. Этим преимущества цепного вариатора не ограничиваются. Его конструкция обеспечивает меньший уровень потерь, что определяется незначительным силовым скольжением в пятне контакта и элементах цепи.

Достоинствами вариаторной коробки передач являются плавность набора скорости, отсутствие рывков, интенсивный разгон, легкость управления, топливная экономичность.

Но есть у такого типа трансмиссии и свои недостатки: сложность и дороговизна ремонта, невозможность работы с двигателями большой мощности, чувствительность к условиям эксплуатации, надобность в постоянном контроле и своевременной замене смазочных материалов.

1.1.4 Неисправности механических коробок передач.

Как видно из обзора конструкций, механические коробки передач, устанавливаемые на современные легковые и грузовые автомобили, имеют существенные различия в конструкции и, соответственно, индивидуальные неисправности. Вместе с тем можно выделить общие неисправности механических коробок передач. Условно их можно разделить на неисправности собственно коробки передач и неисправности механизма переключения передач.

К общим неисправностям коробок передач с переключением ступеней зубчатыми муфтами относятся износ фрикционных элементов синхронизаторов, износ шлицевого соединения и зубьев зубчатых муфт или кареток переключения ступеней, износ или дефекты зубьев шестерен, износ подшипников ведущего, ведомого, промежуточного валов, ослабление резьбовых соединений крепления коробки передач, износ сальников, пониженный уровень масла в картере коробки передач.

Неисправности механизма переключения передач включают ослабление крепления, заедание или повреждение троса (тяги) привода, износ или повреждение штока (ползуна) перемещения вилок, износ вилки переключения передач, износ фиксаторов нейтрального положения или деформация блокирующего устройства включения двух передач и передачи заднего хода.

Основными причинами указанных неисправностей являются нарушение правил эксплуатации, низкое качество комплектующих, предельный срок службы элементов коробки передач, неквалифицированное проведение работ по техническому обслуживанию и ремонту коробки передач.

Неисправности механической коробки передач можно установить по внешним признакам: шуму коробки передач, затрудненному включению передач, самопроизвольному выключению передач, подтеканию масла.

Шум в коробке передач может проявляться в разных условиях – в нейтральном положении, при включении передач, при работе коробки. Каждый из этих шумов свидетельствует об определенных неисправностях механической коробки передач.

Шум в нейтральном положении характерен при износе подшипника ведущего вала, при низком уровне масла в картере коробки передач.

Шум при включении передач возникает при износе или деформации блокирующего устройства, износе фрикционных элементов синхронизаторов, неполном выключении сцепления, ослаблении резьбовых соединений крепления коробки передач.

Шум при работе коробки возникает при износе подшипников, износе зубчатых муфт переключения ступеней, при низком уровне масла в картере коробки передач, износе зубьев шестерен, выкрашивании части зуба или его поломки, перекосе или деформации валов.

Затрудненное включение передач вызывается износом фрикционных элементов синхронизаторов, износом подвижных кареток, износом или образованием заусенцев на зубьях зубчатых муфт переключения ступеней, износом, загрязнением или повреждением ползунов (штоков) перемещения вилок переключения, заеданием фиксаторов, ослаблением крепления или повреждением троса (тяги) привода, неполным выключением сцепления.

Самопроизвольное выключение передач возможно при ослаблении резьбовых соединений крепления коробки передач, заедании троса (тяги) привода, износе направляющих и ослаблении или поломке пружин фиксаторов привода управления переключением ступеней, износе вилки переключения, износе зубьев или шлицев зубчатых муфт переключения ступеней, износе шестерен, износе подшипников ведомого (промежуточного) вала.

Обнаружение неисправности не позволяет точно определить вид и место расположения дефекта, чтобы заранее подготовиться к его устранению или – при невозможности устранения – к замене дефектной детали, необходима не субъективная, а объективная оценка причины, вызвавшей эту неисправность.

В преселективных коробках передач сдвоенное сцепление является не отдельным узлом, а частью коробки передач, поэтому неисправности сцепления, такие как резкое включение, толчки при переключении, идентифицировать непросто, поскольку управление сцеплением осуществляется автоматикой. Эти же внешние признаки могут быть вызваны сбоем в работе автоматики. Доступ к сцеплениям для визуального контроля их состояния в таких коробках передач отсутствует. Поэтому для них особенно важны средства объективного контроля технического состояния сцеплений, которые на данный момент отсутствуют.

Основные неисправности вариаторных коробок передач – это проскальзывание ремня или цепи вариатора.

При диагностировании необходимо помнить, что одному внешнему признаку может соответствовать несколько неисправностей коробки передач, вызванных различными дефектами ее элементов.

В процессе эксплуатации происходят изменения состояния элементов трансмиссий машин, появляются различные дефекты: поломки, изнашивание, заедание, деформации и др. Среди основных факторов, вызывающих появление дефектов элементов трансмиссии, выделяют следующие: кратковременные динамические нагрузки, создающие в деталях повышенные напряжения; длительные, циклически изменяющиеся нагрузки, способствующие накоплению в материале деталей усталостных повреждений; трение контактирующих поверхностей, обуславливающее их изнашивание; температурные и химические воздействия активных сред, вызывающие коррозию и деградацию материалов.

Работоспособность деталей зависит от всех перечисленных факторов, однако некоторые из них являются определяющими в зависимости от назначения детали и условий ее работы в составе трансмиссии. Для деталей,

у которых определяющими факторами являются циклически изменяющиеся напряжения или напряжения при перегрузках, основными видами повреждений являются поломки по опасному сечению. Эти виды повреждений наблюдаются у полуосей, зубьев шестерен. Если же определяющим фактором являются контактные напряжения, то преобладают такие дефекты, как выкрашивание (питтинг), отслаивание, характерные для беговых дорожек и тел качения подшипников, зубьев шестерен, смятие, характерное для боковых поверхностей шлицевых соединений и зубчатых муфт, бринеллирование (следы вдавливания), характерное для крестовин карданных валов, муфт свободного хода комплексных гидротрансформаторов, фреттинг (мелкие густо расположенные углубления) – характерный вид повреждений неподвижных соединений, у которых наблюдаются касательные микроперемещения. К характерным деталям, подверженным фреттингу, относятся крестовины дифференциала, гнезда под подшипники, неподвижные шлицевые соединения.

Если определяющим фактором является трение контактирующих поверхностей, то основными видами повреждения выступают заедание и износ. Заедание на поверхностях трения наблюдается в тех случаях, когда используется не соответствующий условиям работы смазочный материал.

Износ является повреждением, наиболее характерным для зубчатых передач, так как процесс изнашивания всегда сопутствует относительным перемещениям контактирующих поверхностей. В этих сопряжениях силы трения стремятся уменьшить за счет обеспечения хороших условий смазки, ограничивая износ до минимума, необходимого для обеспечения требуемого ресурса передачи. Если же речь идет о фрикционных элементах, где силы трения являются фактором, обеспечивающим выполнение рабочих функций, то износ будет зависеть от работы трения и вида фрикционных материалов. Агрессивные среды при повышенной температуре оказывают воздействие на любой из перечисленных видов повреждений деталей.

Так как не всякое повреждение детали сразу приводит к ее отказу, вводится понятие о предельной степени повреждения или предельном состоянии детали. Предельным является такое состояние детали, по достижении которого ее работа или невозможна (например, поломка), или становится совершенно нецелесообразной, а часто и недопустимой, из-за существенного ухудшения показателей работы трансмиссии. Характерные предельные состояния некоторых типовых элементов трансмиссии: для зубчатых колес – поломка зубьев или трещины, выкрашивания или смятие активной поверхности зубьев, проявляющиеся в увеличении шума при работе передачи; для фрикционных элементов сцепления – износ по толщине, при котором оказывается исчерпанным предел регулировки механизма, или износ, при котором прочность оставшегося слоя фрикционной накладки достигла критического значения; для зубчатых муфт – износ зубцов по толщине и длине, приводящий к самовыключению муфты под

нагрузкой; для синхронизаторов – износ фрикционных поверхностей, ухудшающих гашение кинетической энергии вращающихся элементов соединяемых зубчатых полумуфт, выражающийся в затруднении переключения ступеней (увеличении времени переключения, возникновении посторонних шумов и необходимого усилия на рычаге переключения); для подшипников качения – износ или выкрашивание беговых дорожек и тел качения, поломка сепараторов, вызывающие появление осевого и радиального люфтов, провоцирующие шум и высокочастотные вибрации; для валов – остаточные деформации, трещины, предельный износ шеек под подшипники.

1.1.5 Возможные дефекты зубчатых передач.

Зубчатые передачи работают в условиях высоких ударных и вибрационных нагрузок в широком диапазоне температур. В зависимости от конструкции машины влияние трансмиссии, а следовательно, и зубчатых передач на ее надежность изменяется в широких пределах. Поддержание высокого уровня надежности в условиях эксплуатации требует своевременного предупреждения, обнаружения и устранения возможных неисправностей, главным образом скрытых, не выявляемых внешним осмотром.

Для разработки средств и методов диагностики зубчатых передач необходимо знать, какие же дефекты сопровождают их в процессе эксплуатации, как они отражаются на выходных характеристиках передач и какие диагностические параметры позволяют оценить наличие этих дефектов и опасность их для дальнейшей эксплуатации трансмиссии. Необходимо также выяснить условия эксплуатации зубчатых передач и причины возникновения тех или иных дефектов.

Так, при работе зубчатой передачи, проходя зону зацепления, зубья подвергаются циклическому нагружению. При этом на контактирующих поверхностях зубьев действуют нормальная к ним сила и сила трения. Для каждого зуба напряжения изменяются во времени по прерывистому отнулевому циклу. Повторно-переменные нагружения являются причиной усталостного разрушения зубьев – их поломки или выкрашивания рабочих поверхностей.

Скольжение и силы трения в зацеплении вызывают изнашивание и заедание зубьев. При изнашивании рабочих поверхностей зубьев изменяется исходный эвольвентный профиль, изменяя направление силовых реакций на подшипники. Увеличиваются зазоры в зубчатом зацеплении, вызывающие дополнительные динамические нагрузки на зубья.

Поскольку от характера дефекта зависят выбор диагностического параметра и методика его определения, то рассмотрим подробнее причины возникновения дефектов и характер их проявления в период эксплуатации.

1.1.5.1 Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев.

Это основной вид разрушения зубьев для большинства закрытых хорошо смазываемых передач (рисунок 1.7). Он является следствием действия повторно-переменных контактных напряжений. Разрушение начинается на ножке зуба вблизи полюсной линии, где действуют наибольшая нагрузка (зона однопарного зацепления) и большая сила трения (вблизи полюса минимальные скорости скольжения), способствующая образованию микротрещин на поверхности зубьев.

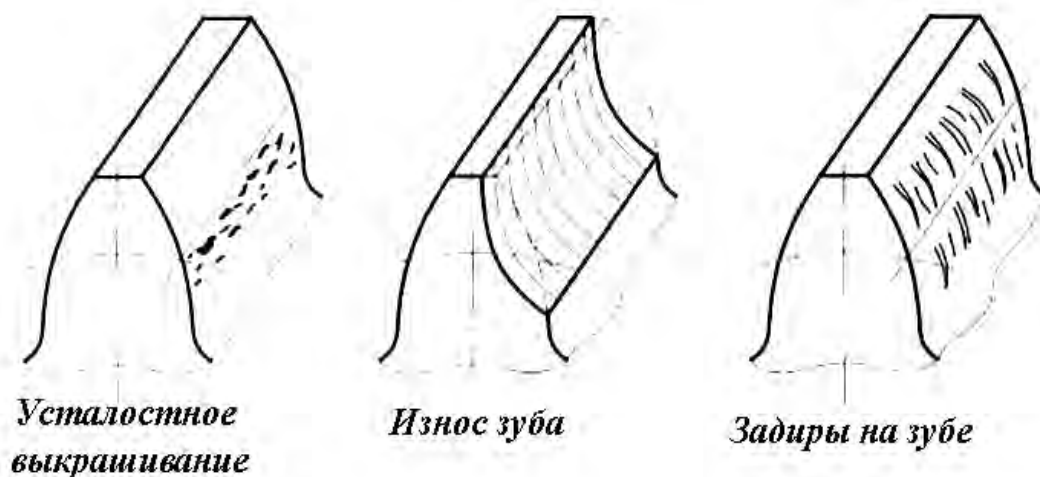


Рисунок 1.7 – Виды дефектов зубьев

Развитию трещин способствует расклинивающий эффект смазочного материала, попавшего в трещины зубьев. Это приводит к выкрашиванию частиц материала с поверхности, образованию мелких ямок, переходящих затем в более крупные раковины на всей поверхности зубьев. При выкрашивании нарушаются условия образования сплошной масляной пленки (масло выжимается в ямки), что приводит к быстрому изнашиванию и задиру зубьев. Возрастают динамические нагрузки, шум, вибрация, повышается температура [8].

Выкрашивание может быть ограниченным и прогрессирующим. Ограниченное выкрашивание наблюдается на участках с концентрацией напряжения. В колесах, выполненных из хорошо прирабатывающихся материалов, такое выкрашивание после приработки прекращается, не отражаясь на работе передачи. Опасно прогрессирующее выкрашивание, постепенно поражающее всю рабочую поверхность ножек зубьев.

Предотвращению выкрашивания способствует повышение твердости поверхности зубьев, уменьшение шероховатости рабочих поверхностей, модификация профиля, правильный выбор сорта масла.

1.1.5.2 Изнашивание зубьев.

Изнашивание – основной вид разрушения зубьев открытых передач. Интенсивность изнашивания зависит от условий смазки, скоростных и

нагрузочных режимов работы. По мере изнашивания зуб становится тоньше, ослабляется его ножка, увеличиваются зазоры в зацеплении, что приводит к потере кинематической точности и в конечном счете к поломке зубьев.

Изнашивание зубьев может быть как равномерным (при правильной эксплуатации трансмиссии), так и неравномерным. Неравномерность износа зубьев по диаметру делительной окружности может быть вызвана смещением делительного диаметра зубчатого колеса по отношению к оси его вращения или прогибом вала, на котором закреплено зубчатое колесо.

В коробках передач с фрикционными муфтами неравномерное изнашивание зубьев возможно при износе поверхностей качения подшипников, на которых размещены ведомые зубчатые колеса постоянного зацепления. При появлении зазора в подшипнике смещается ось вращения зубчатого колеса, при замыкании фрикциона это смещение фиксируется, что и вызывает неравномерный износ зубьев по диаметру делительной окружности.

Изнашивание можно уменьшить защитой от попадания абразивных частиц, повышением твердости и понижением шероховатости рабочих поверхностей зубьев, уменьшением скольжения зубьев путем модификации.

1.1.5.3 Заедание зубьев.

Заедание зубьев заключается в приваривании частиц материала одного зуба к другому (микросварка) в результате разрушения смазочной пленки и местного нагрева вследствие высоких давлений и скоростей скольжения в зоне контакта. Оторвавшиеся наросты на зубьях задирают рабочие поверхности сопряженных зубьев, бороздя их в направлении скольжения.

Заедание зубьев предупреждают повышением твердости, понижением шероховатости рабочих поверхностей зубьев, применением модификации, подбором противозадирных масел, искусственным охлаждением передачи. Заедание является наиболее опасным видом отказа тяжело нагруженных зубчатых передач.

1.1.5.4 Поломка зубьев зубчатой передачи.

Это наиболее опасный вид разрушения, так как приводит к внезапному и полному отказу передачи. Поломка является следствием усталости материала зубьев от действующих повторно-переменных напряжений изгиба или от перегрузки ударного характера. Такое случается, например, при попадании между зубьев постороннего предмета или резкого переключения передач. Усталостные трещины образуются у основания зуба на той стороне, где от изгиба возникают наибольшие напряжения растяжения (рисунок 1.8). Прямые короткие зубья выламываются полностью по сечению у основания зуба. При усталостном разрушении на теле колеса после излома остается вогнутая, а при подломке вследствие перегрузки выпуклая поверхность.

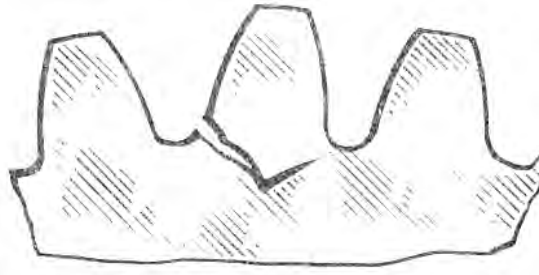


Рисунок 1.8 – Подломка зуба вследствие перегрузки

Поломку одного зуба легко определить визуальным методом, но такие возможности в большинстве случаев отсутствуют. Выявить же ее инструментальным методом довольно сложно, поскольку каждое зубчатое зацепление имеет коэффициент перекрытия больше единицы. Это значит, что отсутствие одного зуба в прямозубой зубчатой передаче проявится только в зоне однопарного зацепления, которое составляет примерно $0,2 \dots 0,4$ от толщины зуба.

Зубья косозубых передач выламываются по наклонному сечению (рисунок 1.9, а). Поскольку коэффициент перекрытия косозубых передач, как правило, больше двух, то есть одновременно в зацеплении находятся два и более зуба, то при мгновенной перегрузке обламывается не один, а сразу несколько зубьев, находившихся в тот момент в зацеплении (рисунок 1.9, б).

а)



б)



Рисунок 1.9 – Обломы зубьев косозубых передач

Если своевременно не обнаружить такую поломку, то значительно увеличивается зона однопарного зацепления, а это значит, что последующий за обломанным зуб передает более длительное время полную нагрузку, сопровождаемую дополнительной ударной нагрузкой, вызывая катастрофическое разрушение передачи и полную потерю работоспособности (рисунок 1.10).



Рисунок 1.10 – Разрушение зубчатой пары из-за поломки зуба

Повышению прочности зуба способствуют увеличение модуля зацепления, снижение концентрации напряжений в основании зубьев, применение модификации, повышение прочности материала колес, повышение точности изготовления и монтажа передачи.

1.1.6 Дефекты зубчатых муфт переключения передач.

Зубчатые муфты являются элементами управления коробкой передач. Переключение ступеней в коробке передач осуществляется перемещением подвижной зубчатой полумуфты, связанной с ведомым валом, до соединения с зубчатой полумуфтой косозубой шестерни постоянного зацепления. Перемещение зубчатых муфт при переключении передач производится с помощью вилок с поступательного или качательного движения с фиксацией включенной передачи и нейтрального положения.

Зубчатые муфты коробок передач выполняют с прямыми зубьями, имеющими наиболее технологичный эвольвентный профиль. Для уменьшения хода вилок переключения передач стремятся уменьшить длину зубьев за счет увеличения диаметра зубчатого венца. Одним из специальных требований к зубчатым муфтам является предупреждение их самовыключения под нагрузкой. Такое явление возможно при неравномерном износе зубьев по длине. По этой причине иногда их выполняют с небольшой конусностью, обеспечивая создание замка, препятствующего выходу их из зацепления под нагрузкой.

Зубчатые муфты имеют много достоинств. Они обладают высокой нагрузочной способностью, малыми габаритами и массой, просты в изготовлении и эксплуатации. Элементы зубчатых муфт не подвержены старению, мало чувствительны к высоким температурам и перепадам температур. В них почти отсутствуют потери мощности при передаче крутящего момента, а при правильном проектировании и достаточной смазке они могут обеспечить почти любой требуемый ресурс. Применение зубчатых муфт в коробках передач позволяет создавать их компактными с малыми внутренними потерями мощности. Основным же недостатком, препятствующим широкому применению зубчатых муфт как в механических, так и в гидромеханических коробках передач, является необходимость синхронизации угловых скоростей включаемых полумуфт. Это усложняет и конструкцию, и систему управления коробкой передач.

Все современные механические и роботизированные (преселективные) коробки передач являются синхронизированными. В таких коробках для того, чтобы включить передачу, производится выравнивание угловых скоростей ведомой и ведущей зубчатых полумуфт включаемой ступени. Синхронизацию обеспечивает одноименное устройство – синхронизатор. Помимо плавного переключения передач, синхронизатор снижает износ заходных кромок зубьев включаемых полумуфт, исключает удары и шум при переключении, увеличивая тем самым срок службы коробки передач.

В сложных механических трансмиссиях, имеющих базовую и диапазонную коробки передач, базовая может иметь фрикционные муфты переключения передач, а диапазонная – зубчатые (например, у трактора К-700). В этом случае для переключения диапазонов зубчатыми муфтами в базовой коробке передач предусмотрен тормоз-синхронизатор, поскольку поводки (остаточный момент трения) в выключенных фрикционных муфтах не позволяют использовать инерционные синхронизаторы, применяемые в обычных механических коробках передач.

Зубчатые муфты используются и в гидромеханических передачах для разделения транспортного и рабочего диапазонов, например, в трансмиссиях фронтальных погрузчиков, лесозаготовительных машин (форвардеров), быстроходных гусеничных машин. Целесообразность их применения диктуется необходимостью в компактности трансмиссии и ее экономичности. В таких трансмиссиях зубчатые муфты включаются на остановленной машине, и для синхронизации угловых скоростей включаемых полумуфт также используется тормоз-синхронизатор, затормаживающий турбинный вал гидротрансформатора. Но, поскольку в этом случае гидротрансформатор уходит на стоповый режим, при котором резко возрастает крутящий момент, плавного затормаживания не получается – ведущая зубчатая полумуфта либо вращается с высокой угловой скоростью, либо неподвижна. В обоих случаях включение

зубчатой муфты проблематично. Поэтому в таких трансмиссиях применяют импульсную систему управления тормозом-синхронизатором, которая создает чередование двух уровней давления, обеспечивающих полное затормаживание и полное растормаживание, а длительность импульсов давления растормаживания обеспечивает разгон зубчатой муфты до необходимой для включения зубчатой муфты угловой скорости. Она находится в интервале $0,1 \dots 5$ рад/с.

1.1.6.1 Дефекты синхронизаторов угловых скоростей зубчатых муфт.

В механических коробках передач используются инерционные синхронизаторы. Принцип действия таких синхронизаторов основан на использовании сил трения для гашения момента инерции вращающихся масс, связанных с ведомой частью сцепления при выравнивании скоростей включаемых зубчатых полумуфт. Чем выше разница в частотах вращения вала и шестерни, тем больше должна быть величина силы трения для их синхронизации. Выполнение данного условия достигается путем увеличения площади поверхности соприкосновения – установкой дополнительных фрикционных колец.

Синхронизатор обслуживает две передачи и состоит из блокирующего кольца 1, ступицы 2 с сухарями 3 и 9, кольцевых пружин 4, удерживающих ступицу от осевого перемещения на шлицевом валу коробки передач, зубчатых полумуфт с фрикционными конусами 5, связанными с шестернями постоянного зацепления 6 и 10, подвижной зубчатой полумуфты включения 8 (рисунок 1.11).

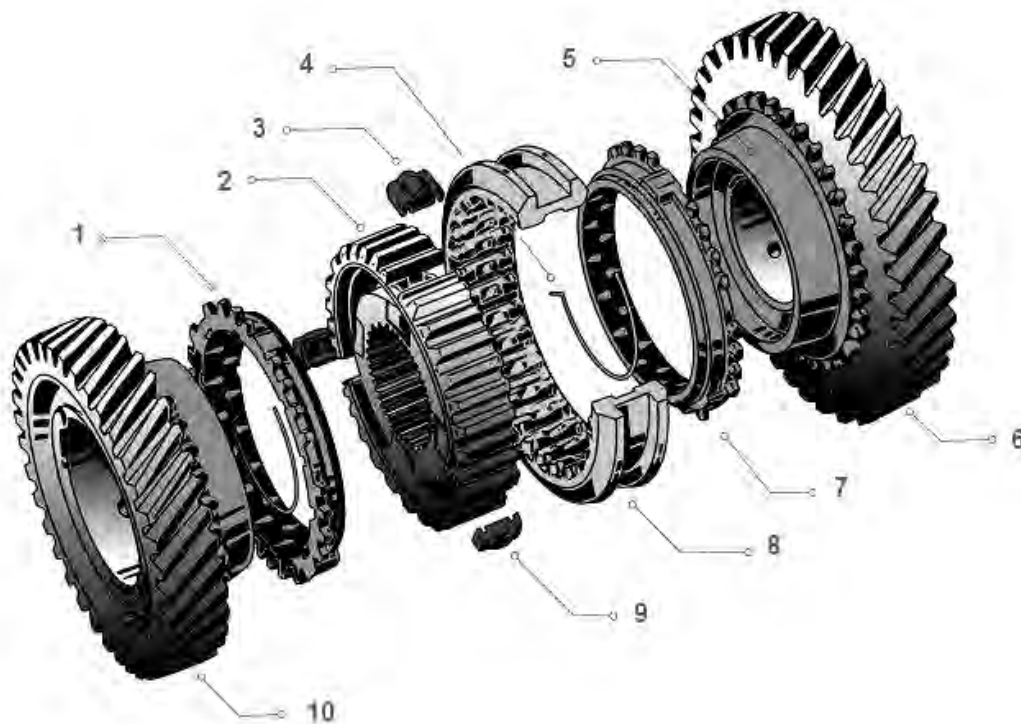


Рисунок 1.11 – Конструкция инерционного синхронизатора

Конструктивной основой синхронизатора является ступица 2. Она имеет внутренние и наружные шлицы. С помощью внутренних шлицев ступица соединяется с вторичным валом коробки передач. Наружные шлицы соединяют ступицу с полумуфтой включения 8. По окружности ступицы под углом 120 град выполнены три паза, в которые установлены подпружиненные сухари 3 и 9. В синхронизаторе сухари нажимают на блокирующее кольцо 1 или 7 при включении передачи и способствуют блокировке полумуфты 8 на этапе синхронизации. Полумуфта включения 8 обеспечивает жесткое соединение вала и шестерен 6 или 10.

Полумуфта 8 насажена на ступицу 2 и имеет внутренние шлицы. На шлицах выполнена кольцевая проточка, в которой размещаются выступы сухарей 3 и 9. Снаружи полумуфта соединяется с вилкой коробки передач. Блокирующее кольцо 1 или 7 обеспечивает синхронизацию и препятствует замыканию муфты до момента выравнивания скоростей вала и шестерни. С внутренней стороны блокирующее кольцо имеет коническую поверхность, которая взаимодействует с фрикционным конусом шестерни. Снаружи блокирующее кольцо имеет шлицы, с помощью которых производится блокировка муфты включения. На торцевой поверхности блокирующего кольца со стороны ступицы выполнено три паза, в которые входят сухари ступицы. Пазы препятствуют прокручиванию кольца при соприкосновении с фрикционным конусом (в них упираются сухари). Размер пазов в 1,5 раза превышает размер сухарей. В некоторых конструкциях синхронизаторов, наоборот, на блокирующем кольце выполнены выступы, а пазы – в ступице.

Для увеличения поверхности соприкосновения, снижения усилия при переключении передач применяются многоконусные синхронизаторы: двухконусный, трехконусный. В трехконусном синхронизаторе, помимо блокирующего (наружного) кольца, устанавливаются еще внутреннее и промежуточное кольца. Для предотвращения проворачивания на кольцах выполнены выступы, которые фиксируются в пазах шестерни и блокирующего кольца.

При включении передачи вилка перемещает муфту синхронизатора из среднего положения в направлении шестерни. Вместе с муфтой сдвигаются сухари, которые воздействуют на блокирующее кольцо. Кольцо прижимается к конусу шестерни. На поверхности возникает сила трения, которая поворачивает кольцо до упора сухарей в пазах кольца (кольцо стопорится от проворачивания). В этом положении блокирующее кольцо препятствует дальнейшему продвижению муфты синхронизатора по оси вала, так как торцы шлицев блокирующего кольца располагаются напротив торцов шлицев муфты.

Далее под действием сил трения происходит синхронизация скоростей шестерни и ведомого вала. Когда скорости выравнены, под нажимом скосов на шлицах муфты блокирующее кольцо поворачивается в противоположную сторону, блокировка муфты снимается, шлицы муфты свободно проходят для

зацепления с венцом шестерни. Происходит жесткое соединение вторичного вала коробки передач и шестерни.

Синхронизатор в процессе эксплуатации подвергается естественному износу. Первые признаки износа синхронизатора распознаются при включении соответствующей передачи. Появляется характерный хруст или треск, и только после этого передача может быть включена. Это свидетельствует о том, что деформировалось блокирующее кольцо или износились наружные шлицы, препятствующие замыканию муфты до момента выравнивания скоростей вала и шестерни. Причиной может быть и износ внутренней конической поверхности блокирующего кольца, при котором оно может свободно вращаться на конической поверхности шестерни, не создавая момента для гашения кинетической энергии вращающихся масс на сопрягаемой передаче. В этом случае синхронизатор больше не в состоянии выравнивать скорости вращения валов и шестерен (рисунок 1.12).



Рисунок 1.12 – Износ шлицев и внутренней конической поверхности блокирующего кольца

Трудности, возникающие у водителя при попытке сменить передачу, свидетельствуют о том, что синхронизатор, вероятнее всего, пришел в негодность и при дальнейшей эксплуатации автомобиля с неисправным синхронизатором передачи попросту перестанут включаться.

1.1.6.2 Дефекты зубьев муфт переключения передач.

Зубчатые муфты коробок передач выполняют с прямыми зубьями, имеющими наиболее технологичный эвольвентный профиль. Для обеспечения небольшого хода вилок переключения передач стремятся уменьшить длину зубьев муфты за счет увеличения ее диаметра.

Зубья муфт переключения передач с течением времени изнашиваются. Износу подвергаются как боковые поверхности зубьев, так и заходные кромки зубьев ведущих и ведомых зубчатых полумуфт (рисунок 1.13).

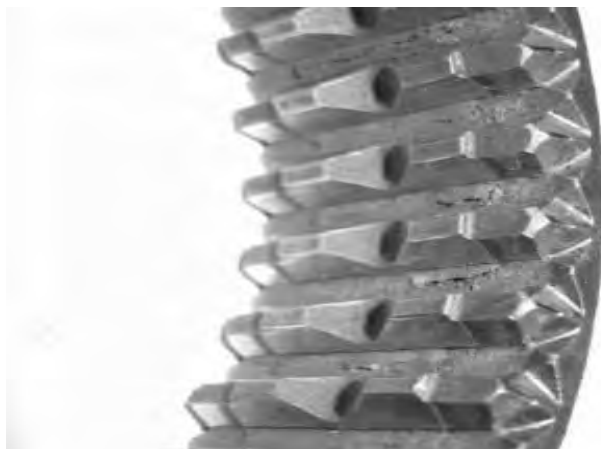


Рисунок 1.13 – Конфигурация заходных кромок и форма боковых поверхностей зубьев подвижной зубчатой полумуфты

При изнашивании или разбивании заходных кромок зубьев изменяется их конфигурация, что затрудняет поворот запирающего звена после синхронизации угловых скоростей и перемещение подвижной полумуфты для ее включения.

Причиной затруднения включения передачи могут быть и поломки как зубьев блокирующего кольца, так и зубьев ведомых или ведущих полумуфт (рисунок 1.14).



Рисунок 1.14 – Поломки зубьев блокирующего кольца и ведущей полумуфты

1.1.7 Возможные дефекты сцепления.

Сцепление должно обеспечивать передачу максимального крутящего момента двигателя без пробуксовки при полностью включенном сцеплении,

чистое выключение, необходимое для полного отключения двигателя от трансмиссии, плавность включения для снижения динамических нагрузок в трансмиссии и для плавного трогания машины с места, эффективный отвод тепла при буксовании во избежание коробления или растрескивания дисков, постоянство момента трения во включенном состоянии, высокую надежность. Кроме того, сцепление должно иметь небольшой момент инерции ведомой части, необходимый для обеспечения нормальных условий работы синхронизаторов при переключении ступеней в коробке передач.

Сцепление выполняет и защитные функции – защищает двигатель от перегрузки при резком нагружении со стороны трансмиссии. В этом случае сцепление должно пробуксовывать при превышении максимального крутящего момента двигателя на 15...25 %. Для защиты трансмиссии от высокочастотных колебаний из-за неравномерности вращения коленчатого вала двигателя ведомый диск сцепления должен иметь гаситель крутильных колебаний.

Сцепления по характеру передачи крутящего момента разделяются на фрикционные и электромагнитные. Электромагнитные сцепления передают крутящий момент за счет сил трения частиц ферронаполнителя, притягиваемого магнитными силами в зазор между ведущими и ведомыми дисками. Этот момент создается обмоткой управления, и при ее отключении сцепление выключается. Такое сцепление является нормально разомкнутым, и, чтобы передавать крутящий момент, его обмотку управления необходимо запитывать от бортовой электрической сети. Его чаще используют в электромобилях или для машин с ручным управлением.

Работа фрикционного сцепления основана на использовании касательных сил трения, возникающих в зоне контакта ведущих и ведомых дисков при их сжатии. Передаваемый крутящий момент зависит от силы сжатия дисков сцепления, коэффициента трения фрикционных элементов, размеров дисков и количества пар трения. Фрикционные сцепления бывают сухие и мокрые. Сухие сцепления бывают однодисковые и двухдисковые. Это нормально замкнутые сцепления, усилия сжатия дисков которых осуществляются или тарельчатой пружиной в легковых автомобилях, или расположенными по периферии цилиндрическими пружинами в грузовых. Мокрые сцепления работают в масле. Это нормально разомкнутые, многодисковые сцепления, сжатие дисков которых осуществляется давлением масла.

Неисправности сцепления проявляются в пробуксовывании, неполном выключении (поводках) и резком включении. Пробуксовывание или поводки возможны при нарушении регулировки привода сцепления (отсутствует или большой свободный ход педали сцепления), при попадании смазки или продуктов износа в зону трения, снижении усилия нажимных пружин из-за большого износа фрикционных накладок. Резкое включение возможно при отслаивании или полном износе фрикционных элементов.

1.1.7.1 Пробуксовка сцепления.

Пробуксовка сцепления при нормальной эксплуатации автомобиля недопустима по условиям безопасности движения. При обгоне с выездом на полосу встречного движения автомобиль ускоренно разгоняется, сцепление дополнительно нагружается моментами инерции разгоняемых масс и если произойдет буксование, то интенсивность разгона снижается, увеличивая путь, необходимый для завершения маневра. А поскольку этот путь находится на полосе встречного движения, то очевидно, что это снижает безопасность движения.

Пробуксовка сухого нормально замкнутого сцепления возможна, когда отсутствует или недостаточен свободный ход педали привода, не позволяющий нажимному диску полностью сжать ведомые. Пробуксовку может спровоцировать замасливание поверхностей трения при попадании смазки от выжимного подшипника, а также поломка или ослабление усилия нажимных пружин. Для сухого двухдискового сцепления с периферийными цилиндрическими нажимными пружинами, создающими необходимую силу сжатия ведущих и ведомых дисков, чаще всего применяемого для грузовых автомобилей, характерной причиной пробуксовки является износ фрикционных накладок ведомых дисков. Ведомые диски имеют с двух сторон достаточно толстые фрикционные накладки, чтобы обеспечить запас на износ для длительной эксплуатации. По мере их износа толщина сжимаемого пакета дисков уменьшается, ход пружин увеличивается и, соответственно, уменьшается сила сжатия дисков, что может привести к пробуксовке сцепления.

Для исключения зависимости силы сжатия сухих двухдисковых сцеплений от износа фрикционных элементов ведомых дисков в современных конструкциях грузовых автомобилей периферийные цилиндрические пружины нормально замкнутых сцеплений заменяют центральной тарельчатой пружиной (рисунок 1.15).

В отличие от цилиндрических пружин, имеющих линейную характеристику, тарельчатая пружина имеет нелинейную характеристику, при которой износ фрикционных элементов сцепления не отражается на усилиях, развиваемом этой пружиной, хотя большие усилия сжатия ими обеспечить сложно. В этом случае пробуксовки сцепления при износе фрикционных элементов не будет, что необходимо учитывать при диагностике их степени износа.

В преселективных коробках передач с соосным расположением валов, как правило, применяются многодисковые нормально разомкнутые мокрые сцепления (рисунок 1.16), управляемые электронным блоком.

Для компактного размещения сцепления в коробке передач применены фрикционные диски разных диаметров, расположенные в одной плоскости.

Фрикционные элементы работают в масле, где коэффициент трения между ведущими и ведомыми элементами значительно ниже, чем у сухих сцеплений.

Поэтому количество пар трения для передачи одинакового с сухим сцеплением крутящего момента двигателя здесь значительно больше, давление их сжатия существенно выше и обеспечивается давлением в гидросистеме управления. Такие сцепления допускают большую работу буксования для плавного трогания с места и переключения ступеней без толчков, для чего фрикционные элементы ведомых дисков имеют проточки для циркуляции масла и отвода тепла и продуктов износа из зоны трения.



Рисунок 1.15 – Двухдисковое сухое нормально замкнутое сцепление с центральной тарельчатой пружиной



Рисунок 1.16 – Мокрое нормально разомкнутое сцепление преселективной коробки передач

Пробуксовка сцепления у них возможна при снижении давления в гидросистеме управления или засорении фильтров продуктами износа фрикционных элементов.

1.1.7.2 Неполное выключение или поводки в выключенном сцеплении.

В отличие от буксования сцепления, проявление которого заметить можно не сразу, неполное выключение или поводки проявляются сразу в ухудшении переключения ступеней в коробке передач, движении машины при выжатом сцеплении, дополнительном нагружении двигателя или его заглохании на режиме холостого хода при остановках перед светофором. Какие же причины вызывают появление такого дефекта?

Сухое нормально замкнутое сцепление «ведет» (не полностью выключается) при большом свободном ходе педали, когда нарушенная регулировка механического привода не позволяет полностью разъединить ведущие и ведомые диски. Такое возможно и при попадании воздуха в систему гидравлического привода управления сцеплением. Длительное буксование сцепления может привести к короблению ведущих или фрикционных дисков, при котором даже при полностью выключенном сцеплении сохраняется контакт между ведущими и ведомыми дисками. При отрыве фрикционных накладок, перекосе, попадании грязи или продуктов износа фрикционных элементов в зазор между ведущими и ведомыми дисками момент поводок может существенно усложнить переключение передач, так как будет препятствовать выводу зубчатой муфты из зацепления или не давать запирающему звену синхронизатора освободить полумуфту для ее включения. В некоторых случаях при выжатом сцеплении машина будет продолжать движение, что небезопасно.

В мокрых нормально разомкнутых сцеплениях момент поводок присутствует постоянно, поскольку он связан с прокачкой масла через разомкнутые ведущие и ведомые диски для отвода тепла при буксовании и удаления продуктов износа фрикционных элементов. Однако его величина существенно различается в зависимости от технического состояния сцепления – имеются ли коробления дисков, насколько чистым и вязким является масло, протекающее через разомкнутые диски, предусмотрена ли компенсация центробежных сил в бустере сцепления, соответствует ли усилие отжимных пружин поршня требуемым значениям и др. Здесь установить причину увеличения поводок значительно сложнее, так как необходимо разделить присущие мокрому сцеплению поводки и дополнительные, связанные с ухудшением технического состояния сцепления.

1.1.7.3 Резкое включение сцепления.

Резкое включение сцепления при плавном управлении приводом происходит при дефектах поверхностей скольжения, например, при полном износе или отслаивании фрикционных накладок. Полный износ фрикционных элементов ведомого диска приводит к контакту металла по металлу, разогреву и

схватыванию (задиру) поверхностей, приводя к резкому включению сцепления. Резкое включение возможно и при заедании выжимной муфты на направляющей втулке из-за заедания ведомых дисков сцепления в шлицах первичного вала коробки передач при их скручивании или деформации и последующего резкого срыва. При поломке демпферных пружин также возникают удар и резкое включение сцепления.

1.2 Гидромеханические трансмиссии

В гидромеханических трансмиссиях применяются гидродинамические передачи, у которых отсутствуют жесткие связи между источником энергии и ее потребителями – механическими вальными и планетарными коробками передач с фрикционными муфтами и тормозами переключения ступеней. В них лопастные колеса находятся в общей полости, заполненной рабочей жидкостью, получающей и отдающей энергию потребителю. Гидродинамическую передачу, только передающую крутящий момент без его преобразования, называют гидродинамической муфтой (гидромуфтой), а преобразующую его – гидротрансформатором.

Гидромеханическая передача дает возможность заметно облегчить управление автомобилем. Ее применение позволяет обеспечить автоматизацию переключения передач, исключить педаль сцепления, повысить проходимость автомобиля в условиях бездорожья за счет отсутствия разрыва потока мощности при переключении ступеней и плавного нарастания тягового усилия при трогании автомобиля с места, при котором не повреждается верхний слой почвы и не начинается буксование ведущих колес. Гидромеханическая передача позволяет повысить долговечность двигателя и агрегатов трансмиссии за счет способности к демпфированию высокочастотных колебаний и снижению динамических нагрузок.

Гидромеханическая передача включает в себя три основные части: гидротрансформатор или гидромуфту, механическую коробку передач и систему управления.

Гидродинамические передачи передают мощность от двигателя за счет динамического напора потока жидкости, создаваемого насосным колесом, воздействующего на лопасти турбинного колеса. В них механическая энергия вращения вала двигателя, подведенная к насосу, преобразуется в кинетическую энергию потока жидкости, а затем в турбине энергия потока вновь преобразуется в механическую энергию вращения ведомого вала. При таком двойном преобразовании энергии неизбежны потери, из-за которых КПД гидромеханических передач ниже, чем механических. Гидродинамические передачи, не изменяющие подведенный к ним крутящий момент (гидромуфты), имеют два рабочих колеса – насосное и турбинное, а преобразующие крутящий

момент (гидротрансформаторы) имеют еще одно или два реакторных колеса. И те и другие передачи нашли свое применение в трансмиссиях машин.

В гидромеханических передачах гидромуфты и гидротрансформаторы используются совместно с планетарной или вальной коробками передач с переключением ступеней без разрыва потока мощности. Планетарные передачи в основном используются для легковых автомобилей, военной техники. Они компактны, занимают немного места и легко компонуются с моделями, имеющими механические трансмиссии. В большегрузных автомобилях, автосамосвалах особо большой грузоподъемности, фронтальных погрузчиках чаще применяют вальные гидромеханические передачи. Они могут быть соосными и несоосными.

1.2.1 Коробки передач с гидромуфтой.

Гидромуфты в коробках передач устанавливают вместо фрикционных сцеплений. Перед ними они имеют определенные преимущества: они значительно снижают динамические нагрузки в двигателе и трансмиссии при резких изменениях режима работы, что повышает их долговечность; не требуют регулировок в эксплуатации; упрощают управление и повышают проходимость машины.

Однако у них есть один весьма существенный недостаток – они не обеспечивают чистоты выключения, что затрудняет переключение передач в обычных ступенчатых механических коробках передач с разрывом потока мощности. Кроме того, их применение несколько снижает КПД трансмиссии, так как они всегда работают со скольжением не менее 2...4 %. Более низкий КПД по сравнению с механическими передачами обусловлен тем, что часть энергии тратится на перемешивание масла, трансформируясь в тепло, нагревая корпус муфты. Соответственно, это приводит к потере мощности и увеличению расхода топлива.

Основными элементами гидромуфты являются два лопастных колеса – ведущее (насосное) с кожухом и ведомое (турбинное). Ведущий вал соединен с источником энергии – двигателем, а ведомый – с приводным валом коробки передач. Рабочие колеса гидромуфты обычно имеют радиальные лопасти, причем число лопастей в насосе и турбине несколько отличается во избежание возможных резонансных вибраций. Рабочая полость гидромуфты, заполненная рабочей жидкостью, образована пространством между лопатками колес и внутренней поверхностью кожуха.

При вращении насосного колеса его лопасти захватывают жидкость, которая под действием центробежных сил с увеличивающейся скоростью устремляется от центра к периферии, создавая гидродинамический напор. С этим напором жидкость поступает на периферийную часть лопаток турбинного колеса и, устремляясь к центру, давит на лопатки турбинного колеса, отдавая энергию на

его вращение, завершая очередной круг ее циркуляции. Чем быстрее вращается насосное колесо, тем больший крутящий момент передается гидромуфтой. Поэтому включение гидромуфты производится автоматически, когда передаваемый момент становится больше момента сопротивления на турбинном колесе. Это качество особенно ценно при движении автомобиля в городских пробках. Прерывистое движение в этом случае не требует манипуляций по включению и выключению передачи, а достаточно управления одной педалью тормоза и акселератором для задания режима работы двигателя, что существенно снижает утомляемость водителя.

Отличительной особенностью работы гидромуфты является необходимость некоторого скольжения колес. Это связано с тем, что равенство частот вращения обуславливает равенство центробежных сил в насосном и турбинном колесах, а следовательно, прекращение циркуляции жидкости и передачи крутящего момента. Наибольшее скольжение (100 %) – при трогании с места, наименьшее – при установившемся движении (около 2...4 %). Величина скольжения оценивается коэффициентом скольжения.

В трансмиссиях автомобилей применяют нерегулируемые гидромуфты с симметричным кругом циркуляции и радиальными лопатками (рисунок 1.17).

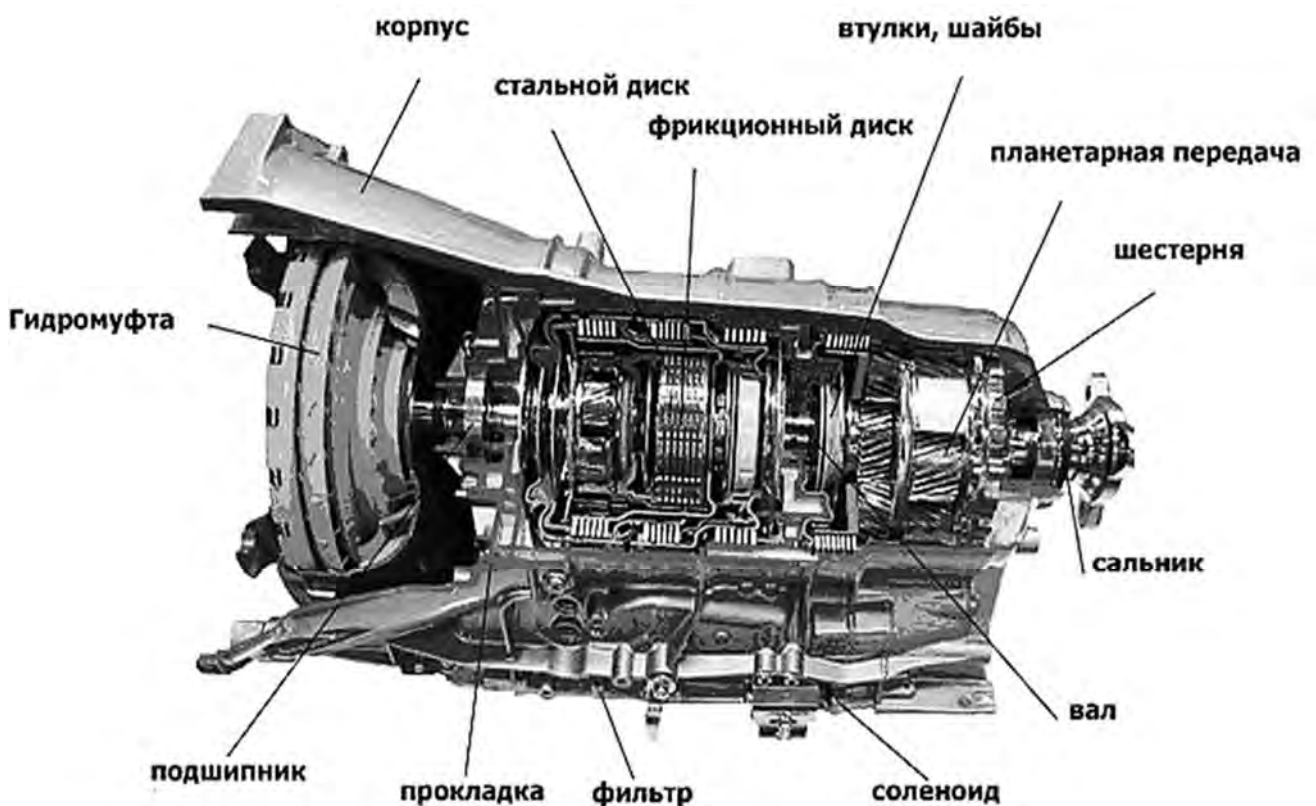


Рисунок 1.17 – Гидромеханическая передача с гидромуфтой

Бесступенчатое регулирование передаточного отношения, высокая энергоемкость, плавность изменения крутящего момента, передаваемого от двигателя на механизмы трансмиссии, снижение ударных нагрузок на зубчатые элементы коробок передач, простота конструкции и низкая стоимость производства и технического обслуживания способствовали широкому применению гидромуфта. Еще одним важным достоинством является ограничение максимального передаваемого крутящего момента, способного повредить трансмиссию и предохранить от перегрузок двигатель.

Однако такие недостатки, как отсутствие преобразования крутящего момента, низкий КПД на невысоких значениях передаточного отношения, высокая прозрачность, снижающая показатели совместной работы с двигателем, невозможность обеспечения стабильности технологической скорости движения, что особенно важно для сельскохозяйственных тракторов, невозможность пуска двигателя буксировкой и снижение эффективности торможения двигателем при выполнении им транспортных работ, ограничивают их применение.

В настоящее время гидромуфты устанавливаются на автомобили с полуавтоматическими или автоматическими коробками передач (грузовые, автобусы, легковые), на тракторы.

1.2.2 Коробки передач с гидротрансформатором.

В гидромеханической трансмиссии коробка передач обеспечивает получение диапазонов для ступенчатого изменения передаточных чисел переднего и заднего хода, а гидротрансформатор – получение бесступенчатого ряда передаточных чисел внутри заданного диапазона.

Применяемость машин с гидромеханической трансмиссией, имеющей в своем составе коробку передач с гидротрансформатором, зависит от региона. Так, в Западной Европе около 20 % легковых автомобилей имеют такую гидромеханическую трансмиссию. В то же время в США их доля составляла около 80 %.

Гидротрансформаторы бывают простые и комплексные. Простые работают только в режиме трансформации крутящего момента, но наиболее часто встречаются комплексные гидротрансформаторы, работающие в режимах и муфты, и трансформатора. Режим работы трансформатора может влиять или не влиять на режим работы двигателя. По этому признаку их делят на прозрачные и непрозрачные. У первых с изменением внешней нагрузки на валу турбинного колеса меняется также режим работы двигателя (меняется частота вращения вала двигателя). У вторых он не меняется.

Прозрачные гидротрансформаторы используются в трансмиссиях автомобилей, а непрозрачные – в трансмиссиях погрузчиков, бульдозеров и других энергонасыщенных машин.

Гидротрансформатор конструктивно отличается от гидромукты тем, что у него, кроме насосного и турбинного колес, устанавливается одно или несколько неподвижных колес – реакторов. Назначение реактора – создавать реактивный момент, который добавляется к моменту, передаваемому валом турбинного колеса. В результате суммарный момент, передаваемый выходным валом, будет больше момента, подводимого к насосному колесу.

Насосное колесо жёстко связано с корпусом гидротрансформатора и двигателем, при вращении вала двигателя оно создает внутри гидротрансформатора поток масла, который вращает колесо турбины. Реактор связан с неподвижной частью передачи через муфту свободного хода (обгонную муфту). Благодаря реактору происходит увеличение крутящего момента до трёх раз в стоповом режиме работы гидротрансформатора. Это режим трогания с места, когда турбинное колесо неподвижно. При значительной разнице частот вращения насоса и турбины реактор автоматически блокируется и передает на лопатки насосного колеса поток жидкости под большим углом, что увеличивает передаваемый крутящий момент турбинного колеса, снижая его частоту вращения. В некоторых конструкциях устанавливают два реакторных колеса, расположенных последовательно. Это позволяет расширить зону работы гидротрансформатора с высоким КПД. Установка реакторов на муфтах свободного хода обеспечивает работу на режиме гидромукты. Переход на этот режим и обратно на режим трансформации момента осуществляется автоматически при определенном значении передаточного отношения.

В гидротрансформаторах чаще всего применяются роликовые муфты свободного хода, обладающие высокой нагрузочной способностью и износостойкостью.

Турбина жёстко связана с первичным валом коробки передач. Благодаря тому, что передача крутящего момента внутри гидротрансформатора происходит без жёсткой кинематической связи, исключаются ударные нагрузки на трансмиссию и автомобиль приобретает большую плавность хода. Негативным эффектом гидротрансформатора является скольжение турбинного колеса по отношению к насосному – это приводит к повышенному выделению тепла и увеличению расхода топлива. Моменты вращения на насосном и турбинном колёсах в подавляющем большинстве режимов не равны друг другу в отличие от гидромукты, у которой моменты вращения всегда можно считать равными.

Гидромеханические трансмиссии выполняются моноблочными (рисунок 1.18) или агрегатно-блочными. В первом случае двигатель, гидротрансформатор и коробка передач объединяются в одном блоке. Такая конструкция гидромеханической трансмиссии характерна для легковых автомобилей. Во втором случае основные узлы трансмиссии выполняются блоками: двигатель, гидротрансформатор, коробка передач, раздаточные коробки, которые соединяются карданными валами. Такой подход применяется

в трансмиссиях тяжелых гусеничных машин, в некоторых моделях карьерной техники.

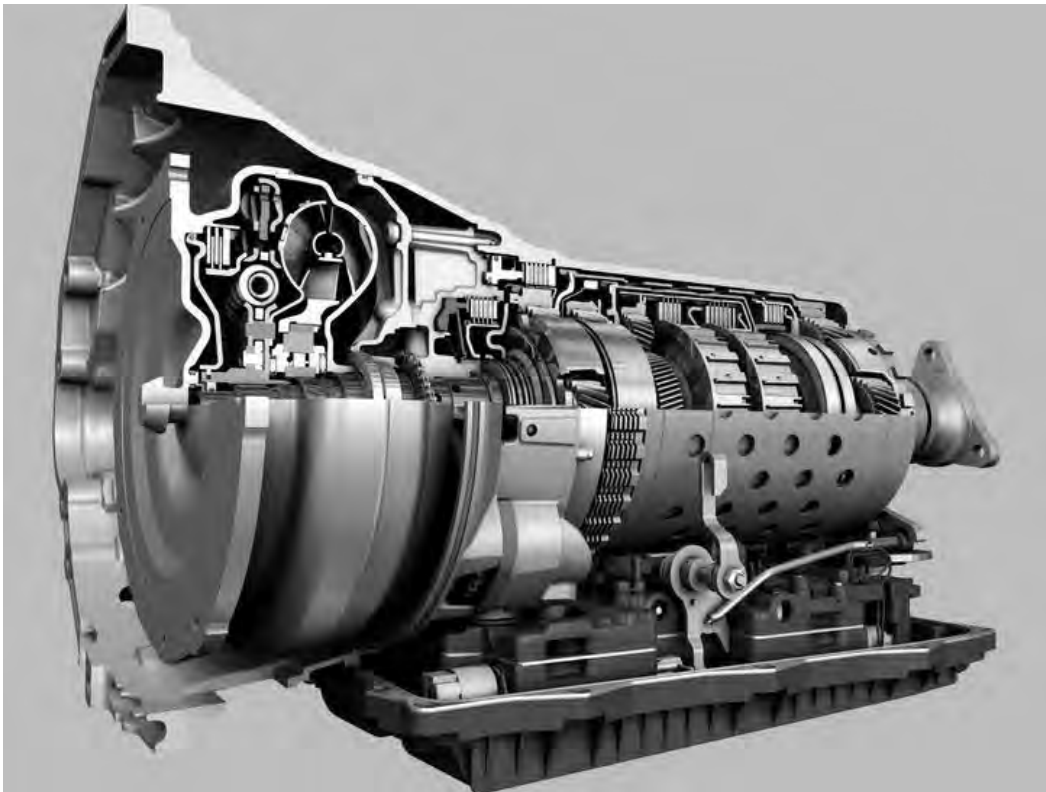


Рисунок 1.18 – Гидромеханическая передача с гидротрансформатором

Основные преимущества гидромеханической трансмиссии следующие: бесступенчатое автоматическое изменение крутящего момента и скорости машины на ведущих колесах движителя в зависимости от сопротивления движению; значительное снижение уровня динамических нагрузок при работе машины вследствие их демпфирования промежуточной гидравлической средой; высокая энергоемкость, простота конструкции и долговечность гидротрансформатора; легкость трогания машины с места и последующего его разгона; предотвращение возможности остановки двигателя при перегрузках. Эти качества особенно важны для трансмиссий автобусов, карьерных самосвалов, тракторов, строительно-дорожных, военных колесных и гусеничных машин.

Недостатки гидромеханических трансмиссий с гидротрансформатором во многом повторяют недостатки гидромеханических трансмиссий с гидромуфтой: это более низкий КПД по сравнению с механической трансмиссией и, как следствие, более высокий расход топлива; невозможность обеспечения стабильности технологической скорости движения машины, что важно для сельскохозяйственных тракторов; невозможность пуска двигателя буксировкой;

снижение эффективности торможения двигателем при выполнении транспортных работ.

Для устранения этих недостатков часто применяют фрикционы блокировки гидротрансформатора, которые жестко связывают насосное и турбинное колеса при достижении определенных условий. При блокировке гидротрансформатор работает в режиме жесткой кинематической связи двигателя и трансмиссии аналогично механической коробке передач. В современных автоматических коробках передач момент включения блокировки определяет компьютер, поэтому она может быть включена почти в любой момент согласно управляющей программе.

Хотя блокировка гидротрансформатора приносит ощутимую экономию топлива, она имеет некоторые недостатки: теряются преимущества гидравлической связи между двигателем и трансмиссией; прямая кинематическая связь способствует передаче ударных нагрузок между двигателем и трансмиссией; частое включение блокировки приводит к износу фрикционов. Вызывает затруднение разработка оптимального алгоритма и критериев разблокировки фрикциона.

Блокировка гидротрансформатора может также быть неполной и работать в так называемом режиме проскальзывания. В этом случае нажимной диск фрикциона блокировки не полностью прижимается к рабочей поверхности ведомого диска, тем самым обеспечивается частичное проскальзывание. Крутящий момент передается одновременно через фрикцион блокировки и циркулирующую жидкость. Однако режим регулируемого проскальзывания имеет существенный недостаток, связанный с износом поверхностей фрикционов, которые к тому же подвергаются высоким температурным воздействиям. Продукты износа попадают в масло, ухудшая его рабочие свойства. Режим проскальзывания позволяет сделать гидротрансформатор максимально эффективным, но при этом существенно сокращает срок его службы.

1.2.3 Вальные коробки передач с фрикционными муфтами переключения ступеней.

В гидромеханических передачах применяют два основных конструктивных вида ступенчатых коробок передач с фрикционными муфтами переключения ступеней: с неподвижными осями валов (вальные) и с подвижными (планетарные). Вальные применяются как в механических трансмиссиях для переключения передач под нагрузкой, так и в гидромеханических, а планетарные – главным образом в гидромеханических. Увеличение числа ступеней в вальных коробках передач достигается применением нескольких промежуточных валов (рисунок 1.19).

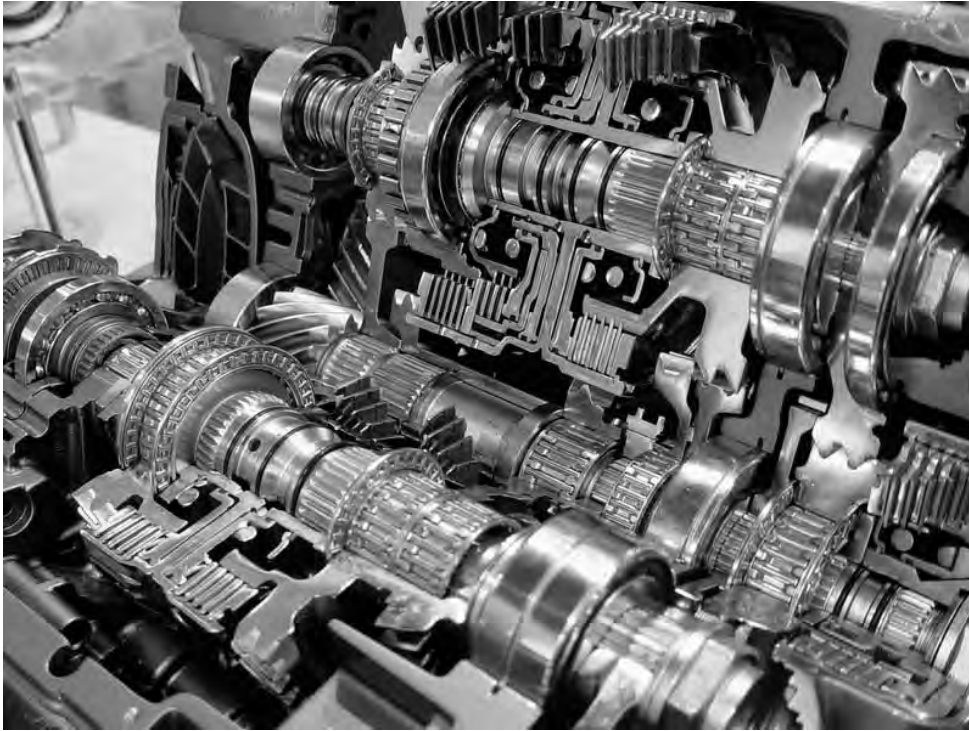


Рисунок 1.19 – Коробка передач с фрикционными муфтами переключения ступеней

Чаще всего они используются как базовые коробки передач совместно с последовательно расположенными дополнительными (диапазонными) переключаемыми зубчатыми муфтами для получения нескольких рабочих, транспортных или технологических диапазонов. Внутри этих диапазонов переключение ступеней осуществляется фрикционными муфтами без разрыва потока мощности, что очень важно при больших тяговых усилиях.

Такие условия работы характерны для тракторных трансмиссий. При больших тяговых усилиях, например, при пахоте, после разгона тракторного агрегата запас мощности двигателя позволяет перейти на более высокую передачу, но если в коробке передач используются зубчатые муфты, то за время их переключения, которое составляет 2...3 с, трактор остановится и начать движение на более высокой передаче мощности двигателя уже не хватает. Коробки передач с переключением ступеней под нагрузкой имеют тракторы К-700А, К-701, Т-150, Т-150К.

Для получения безразрывного потока мощности при переключении ступеней необходимо обеспечить перекрытие передач – это такой режим переключения, при котором одна передача еще не выключена, а последующая уже включается. Передаваемый момент в период переключения ступени не падает до нуля, а максимальная его величина зависит от коэффициента перекрытия. Такой режим возможен с применением фрикционных муфт.

Многодисковые фрикционные муфты состоят из пакета фрикционных и стальных дисков. Момент передается за счет силы трения, возникающей при сжатии дисков, и зависит от силы сжатия, количества пар трения, наружного и

внутреннего диаметров дисков и коэффициента трения. За счет наращивания количества дисков становится возможным передавать больший крутящий момент. Фрикционные диски имеют специальное покрытие из материалов, которые имеют повышенный коэффициент трения: керамика, углеродные композиты, кевларовые нити и прочее. Чем сильнее соприкасаются поверхности дисков, тем больше величина передаваемого момента. Но поскольку фрикционные муфты расположены на вращающихся валах, то момент трения зависит не только от давления, поданного во фрикцион, но и от угловой скорости вращения фрикциона, поскольку внутри силового цилиндра действует дополнительное давление от действия центробежных сил вращающейся жидкости. На высоких скоростях вращения это приводит к значительному увеличению нажимного усилия и, как следствие, более быстрому включению муфты по сравнению с включением на низких скоростях. Переключение передач при этом сопровождается рывками автомобиля и высокими динамическими нагрузками в трансмиссии. Кроме того, для преодоления центробежных сил жидкости при выключении муфты приходится повышать жесткость отжимных пружин, что приводит к необходимости повышать давление управления для создания требуемого нажимного усилия на поверхностях трения.

При включении фрикционная муфта должна пробуксовывать, плавно разгоняя ведомый вал. Динамические нагрузки при включении зависят от темпа нарастания давления во фрикционе, который обеспечивают либо клапаны плавности, либо пропорциональные клапаны, управляемые от бортовой системы управления. Замыкание фрикционных муфт должно осуществляться без рывков и ударов. Основа нормальной работы фрикционной муфты – наличие регламентированного зазора между дисками. Если зазор между дисками муфты будет меньше положенного, то фрикционы будут иметь поводки в выключенном состоянии, постоянно находиться в состоянии контакта и, соответственно, быстрее изнашиваться. Если же расстояние будет больше, то возрастает время включения, скорость поршня в момент включения возрастает, что ведет к увеличению динамических нагрузок, работы буксования, а это, в свою очередь, приведет к возрастанию износа и температуры дисков. Для эффективного отвода тепла из зоны трения и улучшения смазки дисков на дисках выполняют канавки. Канавки уменьшают эффективную площадь контакта и увеличивают удельное давление на фрикционные материалы, что снижает их ресурс. Это вынуждает вести поиск новейших фрикционных материалов.

1.2.4 Планетарные коробки передач.

Планетарные коробки передач обладают рядом существенных преимуществ по сравнению с вальными и поэтому получили широкое распространение в гидромеханических передачах. Они компактны, имеют меньшую удельную материалоемкость, позволяют реализовать большой диапазон передаточных

чисел, опоры их валов разгружены от радиальных сил, а наличие нескольких сателлитов существенно снижает нагрузки на зубчатые колеса. Планетарные коробки передач хорошо приспособлены к автоматизации, поскольку ступени переключаются гидравлически управляемыми фрикционными муфтами и тормозами. Они состоят из одного или нескольких планетарных рядов, каждый из которых в отдельности или в сочетании с соседними обеспечивает требуемое передаточное число. Для работы планетарного ряда необходимо наличие в нем ведущего, ведомого и тормозного элементов. Любой из трех элементов планетарного ряда (солнечная, коронная шестерни и водило) может выполнять роль ведущего, ведомого или тормозного элемента. В планетарных передачах бывает планетарный ряд с двумя ведущими и одним ведомым элементами (двухпоточные механизмы) или с одним ведущим и двумя ведомыми элементами (дифференциалы). Тормозные элементы в таких случаях отсутствуют.

В планетарных коробках передач мощность осуществляется одновременно несколькими потоками в соответствии с числом сателлитов, что способствует снижению нагруженности зубчатых колес и уменьшению габаритов и массы передачи. Отсутствие радиальных нагрузок упрощает конструкцию опор центральных валов, а размещение зубчатых механизмов внутри фрикционных устройств обеспечивает компактность и малый продольный размер передачи (рисунок 1.20).



Рисунок 1.20 – Планетарная коробка передач

Планетарные коробки передач, так же как и вальные, выполняются по схемам с двумя и тремя степенями свободы. Количество степеней свободы равно числу последовательно соединенных планетарных рядов. В передачах с двумя

степенями свободы применяется одна фрикционная муфта, блокирующая звенья всех планетарных механизмов, обеспечивая прямую передачу. Остальные фрикционные устройства являются тормозами и выполняются в виде многодисковых муфт с неподвижным корпусом или в виде ленточных тормозов.

Большинство современных планетарных коробок передач легковых и грузовых автомобилей выполняется по схемам с тремя степенями свободы. Необходимость применения гидромеханических передач на тягово-транспортных машинах различного назначения выдвигает такие требования к схеме, числу передач и плотности ряда передаточных чисел, которые невозможно удовлетворить с помощью одной единственной схемы. В таких случаях создаются семейства моделей гидромеханических передач с высокой степенью унификации. При этом кинематическая схема любой модели этого семейства должна получаться путем добавления к базовой схеме однорядных планетарных механизмов [4].

Для переключения ступеней в планетарных коробках используются фрикционные муфты, ленточные или дисковые тормоза. Дисковые тормоза по конструкции фрикционных элементов напоминают фрикционные муфты, однако из-за того, что один из элементов такой муфты неподвижен, отсутствует и центробежная составляющая давления управления, что существенно упрощает процесс управления. Тормоза, как правило, размещаются либо над дифференциальным механизмом передачи, либо над муфтой без увеличения продольного размера коробки передач, что и делает ее конструкцию достаточно компактной.

Планетарные коробки передач чаще всего применяются в гидромеханических трансмиссиях, но могут использоваться и отдельно. Из-за своей компактности, высокого КПД и возможности получения большого диапазона передаточных чисел они применяются в трансмиссиях легковых и грузовых машин, трансмиссиях карьерных самосвалов, быстроходных гусеничных машин. Планетарные ряды используют в колесных (бортовых) передачах грузовых машин, в раздаточных коробках, дифференциалах, механизмах поворота гусеничных машин.

К недостаткам планетарных коробок передач следует отнести их сложность и дороговизну, малую ремонтпригодность. При проектировании возникают сложности с обеспечением заданного ряда передаточных чисел, имеются ограничения по относительным угловым скоростям между ведущими и ведомыми дисками выключенных фрикционных устройств (не должна превышать удвоенную угловую скорость вращения входного вала), ограничения по значению кинематического параметра P (отношения числа зубьев коронной и солнечной шестерен). Из-за того что в выключенном состоянии дисковые и фрикционные устройства обладают значительным остаточным моментом трения, ограничивается число выключенных устройств.

1.2.5 Неисправности гидромеханических коробок передач.

Гидромеханическая коробка передач, как правило это автоматическая коробка передач, является достаточно надежной, но при неправильной эксплуатации коробку-автомат можно быстро вывести из строя. Под неправильной эксплуатацией следует понимать спортивный стиль вождения, характеризующийся резкими ускорениями и торможениями, движение с передачей максимального крутящего момента, систематический перегрев коробки передач, вызванный движением в пробках, высокой температурой наружного воздуха, буксованием, буксировкой другого автомобиля или прицепа, движение на непрогретой коробке передач в холодное время, нарушение периодичности обслуживания, в том числе замены масла, масляного фильтра.

Но даже при правильной эксплуатации со временем (100...150 тыс. км пробега) происходит физическое старение отдельных элементов коробки передач и выход их из строя. Неисправности автоматической коробки передач условно можно разделить на три большие группы: неисправности электронной системы управления коробкой передач, неисправности гидротрансформатора и неисправности механической коробки передач.

Неисправности автоматической коробки передач сопровождаются определенными внешними признаками, к которым относятся пробуксовки (слабая динамика) или потеря скорости при большой нагрузке крутящим моментом, рывки (удары) при переключении передач из-за износа или отслоения фрикционных элементов, движение автомобиля при выключенной передаче из-за поводок в выключенных фрикционах, шум при работе (скрип, скрежет, грохот, свист, стук, вибрации и др.) из-за поломок фрикционов или зубьев шестерен, при износе подшипников, утечка рабочей жидкости из-за нарушения герметичности.

К неисправностям автоматической коробки передач следует отнести также ухудшение преобразовательных свойств комплексного гидротрансформатора, снижение КПД коробки передач из-за неисправности муфт свободного хода реакторных колес, неравномерность вращения выходного вала.

Неисправностями электронной системы управления коробкой передач являются отсутствие движения вперед или назад из-за нарушения целостности электрической проводки и соединений (замыкание, окисление, отсутствие контакта), неисправности датчиков системы управления двигателем (расходомера воздуха, датчика положения дроссельной заслонки, датчика положения распределительного вала), несвоевременное переключение ступеней или блокировки гидротрансформатора из-за неисправности электронного блока управления, заянность включения или резкое включение передач из-за неисправности клапанов плавности или исполнительных устройств системы управления (пропорциональных клапанов), но может быть и из-за засорения

клапанов и каналов продуктами износа, ослабления (поломки) возвратной пружины клапана, износа поверхностей клапанов и каналов, физического износа клапанов, полное отсутствие включения передачи из-за обрыва или короткого замыкания (старения) обмотки клапана.

В электронной системе управления диагностику неисправностей осуществляет блок управления. Он контролирует множество параметров: сигналы входных датчиков, сопротивление выходных цепей, передаточное отношение коробки передач, преобразовательные свойства гидротрансформатора путем сравнения сигналов датчиков с эталонными значениями на данном режиме работы коробки передач.

Если контролируемые параметры выходят за допустимые пределы, блок управления записывает в память код ошибки или неисправности и место ее нахождения. Почти все неисправности электронной системы управления коробкой передач определяются с помощью компьютерной диагностики бортовой системой управления. При возникновении неисправности блок управления действует в соответствии с заложенной программой. Электронная система управления для обеспечения работоспособности переходит в аварийный режим работы, при котором использует замещающие сигналы вместо поступающих от неисправного датчика или системы. Если из строя выходит сам блок управления, то система управления коробкой передач переключается в аварийный режим работы, принудительно включает третью передачу, позволяя доехать до ближайшей мастерской. Аварийный режим не предполагает дальнейшей эксплуатации автомобиля.

При диагностике неисправностей следует учитывать, что одному и тому же внешнему признаку может соответствовать несколько неисправностей коробки передач. Современная автоматическая коробка передач – сложная техническая система, включающая множественные связи между конструктивными элементами. Поэтому выход из строя одного элемента обычно влечет за собой неисправность другого. К примеру, износ накладок фрикционных муфт приводит к засорению масла и, соответственно, клапанов и каналов гидравлического блока. Засорение клапанов и каналов, в свою очередь, приводит к неполному срабатыванию фрикционных муфт, их нагреву и преждевременному разрушению.

Внешняя компьютерная диагностика начинается с чтения кодов ошибок, записанных в бортовом компьютере. Считывание кодов ошибок производится специальным диагностическим оборудованием – сканером или мотор-тестером. Но поскольку код ошибки не позволяет установить неисправность, то далее используются справочники или экспертные системы для выявления причин возникновения данного вида ошибки. Что касается локализации неисправностей

механической части гидромеханических коробок передач, то в настоящее время отсутствуют методы и алгоритмы для их компьютерной диагностики.

Некоторые производители имеют и бортовую систему диагностики. Она сопровождается подробными инструкциями для выявления дефектов посредством формирования тестовых воздействий на трансмиссию.

Постановка окончательного диагноза неисправной гидромеханической коробки передач предполагает комплексный подход, который включает последовательное проведение компьютерной диагностики, специальных тестов, оценки качества масла, разборки и дефектовки деталей коробки.

1.2.6 Дефекты фрикционных муфт.

В качестве элементов управления в современных вальных и планетарных коробках передач применяются работающие в масле многодисковые муфты и тормоза с гидравлическим управлением. Достоинствами их являются высокая энергоемкость, обеспечивающая передачу большой мощности при относительно малых размерах, гибкость изменения момента трения, достигаемая простым изменением числа дисков, отсутствие необходимости в регулировке зазоров между поверхностями трения, способность передавать крутящий момент в любом направлении, отсутствие радиальных сил, нагружающих валы и их опоры при передаче крутящего момента, высокое быстродействие.

К недостаткам можно отнести невозможность полного выключения и, как следствие, необходимость в постоянном подводе рабочей жидкости к поверхностям трения для смазки и охлаждения, что снижает общий КПД трансмиссии, а также зависимость момента трения от угловой скорости вращения фрикциона из-за действия центробежных сил жидкости, находящейся внутри силового цилиндра.

Некоторые фирмы применяют не плоские, а волнистые фрикционные диски. Высота волны делается обычно 0,3...0,5 мм. Это позволяет уменьшить суммарную поверхность трения дисков в выключенном состоянии, что снижает потери крутящего момента. Кроме того, такие диски позволяют улучшить плавность включения. Ведущие диски фрикционов выполняют из высокоуглеродистых сталей, а ведомые имеют накладки из фрикционных материалов. К материалу фрикционных накладок предъявляются особые требования: высокий и стабильный коэффициент трения, необходимые теплоемкость, теплопроводность, износостойкость и плавность включения, а также прочность соединения со стальной основой диска.

Наиболее широко применяются металлокерамические фрикционные материалы на медной или железной основе, которые обладают стабильным коэффициентом трения и высокой износостойкостью, не вызывают задигов и схватывания с сопряженной поверхностью, допускают высокие нагрузки. Толщина металлокерамического слоя составляет 0,25...3 мм. Рабочие

поверхности дисков имеют систему каналов, обеспечивающих подвод масла к поверхности трения, отвод тепла и удаление продуктов изнашивания.

Основными дефектами фрикционных муфт являются коробление фрикционных дисков от перегрева, вызывающее увеличение остаточного момента трения в выключенных фрикциях, спекание фрикциона при длительном буксовании, износ и отслаивание фрикционных материалов от стальной основы, трещины и поломки дисков, нарушение герметичности нажимных цилиндров, поломка отжимных пружин, деформации шлицев ведущей и ведомой частей фрикционов или их разрушение.

Эти дефекты проявляются как металлические шумы и скрежет при переключении передач, рывки при переключении, вызывающие дергание машины, часто возникающая пробуксовка автомобиля; иногда автомобиль не может тронуться с места и его самостоятельное движение невозможно.

1.2.6.1 Коробление дисков фрикционов.

Работа фрикциона носит циклический характер и сопровождается интенсивным повышением температуры поверхностей трения при включении и постепенном охлаждении их по окончании процесса буксования за счет отвода тепла при прокачке масла через зазоры разомкнутых дисков. Если за промежуток времени между включениями диски не успевают остыть до начальной температуры, максимальная и средняя температуры поверхностей трения будут возрастать с каждым последующим включением и могут достигать недопустимо высоких значений, что приведет к короблению дисков.

Коробление дисков возможно при снижении давления сжатия пакета дисков вследствие утечек через уплотнительные кольца валов, герметизирующих подвижное соединение гидравлических магистралей управления фрикционами или повышенных зазоров в самих гидроцилиндрах фрикционов. В этом случае при передаче больших крутящих моментов возможно длительное буксование фрикционов, которое может привести не только к перегреву и короблению дисков, но и к их спеканию.

Коробление дисков приводит к возрастанию остаточного момента трения в выключенных фрикциях, что сказывается на КПД трансмиссии, к перекоосу и заеданию дисков на шлицах ведомой или ведущей полумуфт (рисунок 1.21).

Происходит одностороннее истирание фрикционного слоя, находящегося в постоянном контакте с покоробленным диском (рисунок 1.22).

Следствием коробления дисков является увеличение времени буксования фрикциона при включении, а также уменьшение передаваемого крутящего момента из-за потери давления на выравнивание пакета дисков для создания необходимой силы трения, увеличение момента поводок в выключенном фрикционе.

Внешними проявлениями коробления дисков фрикциона являются повышенный остаточный момент трения (момент поводок), вызывающий

движение автомобиля при выключенных передачах, заглохание двигателя на режиме холостого хода и «нейтрали» в коробке передач.

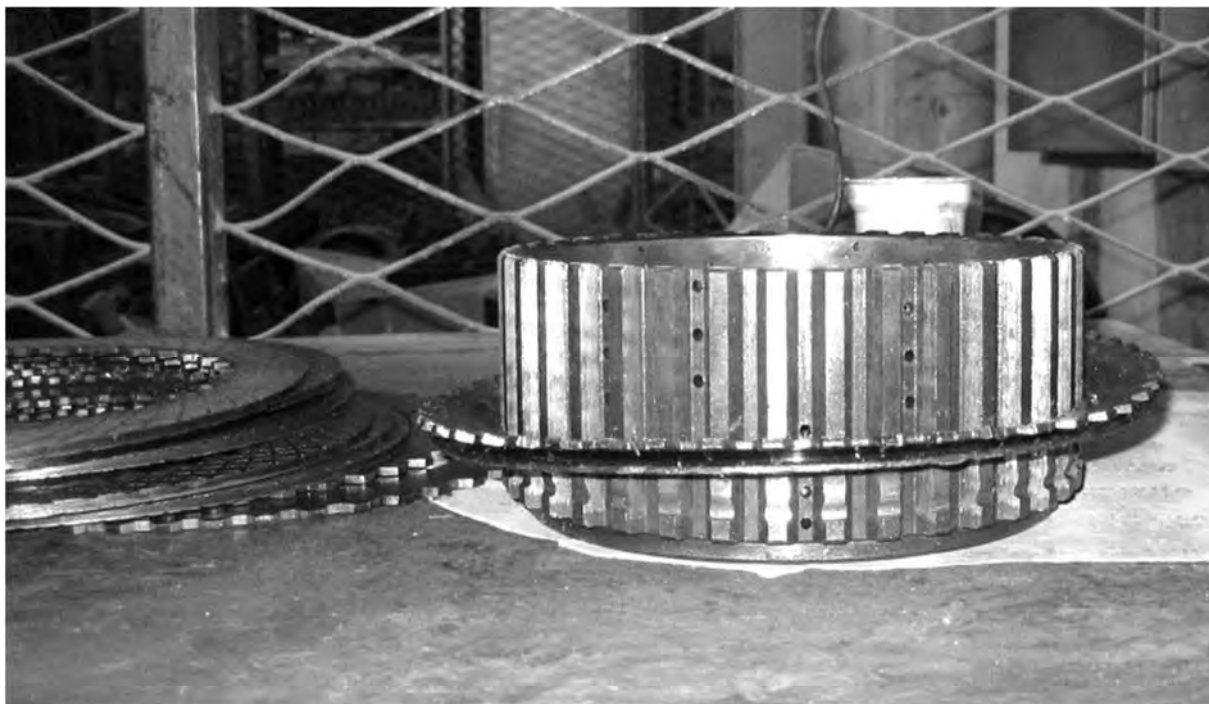


Рисунок 1.21 – Заедание покоробленного диска на шлицах фрикционной муфты

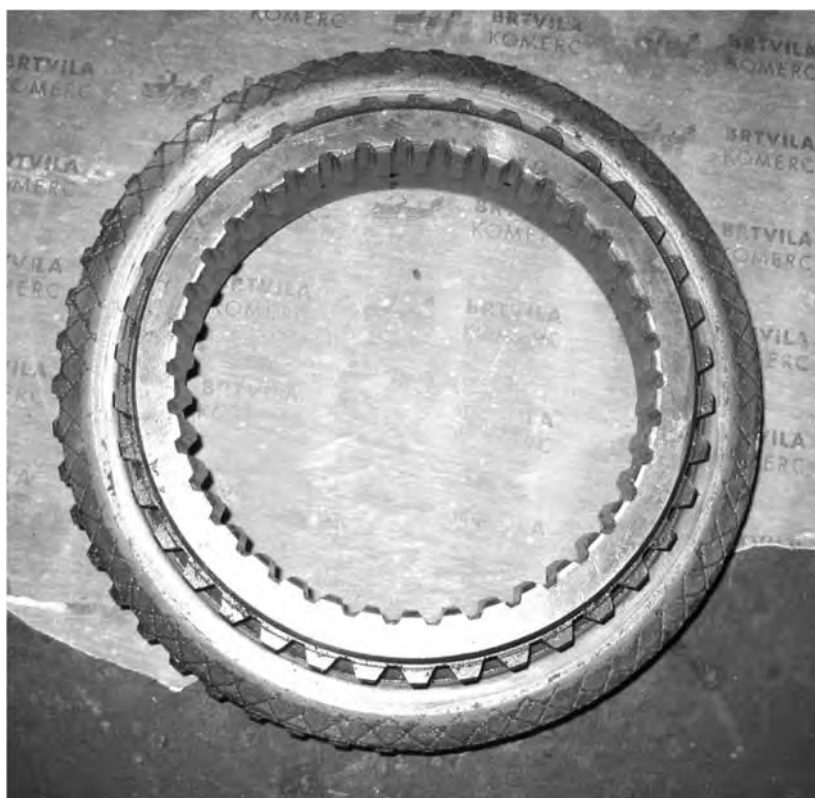


Рисунок 1.22 – Односторонний износ фрикционного слоя ведомого диска

1.2.6.2 Спекание дисков фрикциона.

В высоконагруженных гидромеханических передачах карьерных автомобилей БелАЗ при длительном буксовании фрикционов в процессе доставки руды или вскрыши из карьера диски фрикциона разогреваются до температуры, при которой возможно спекание дисков. На рисунке 1.23 показан сдвоенный фрикцион, одна часть которого подверглась термическому воздействию от буксования, вызвавшему потемнение ведущей части корпуса фрикциона.

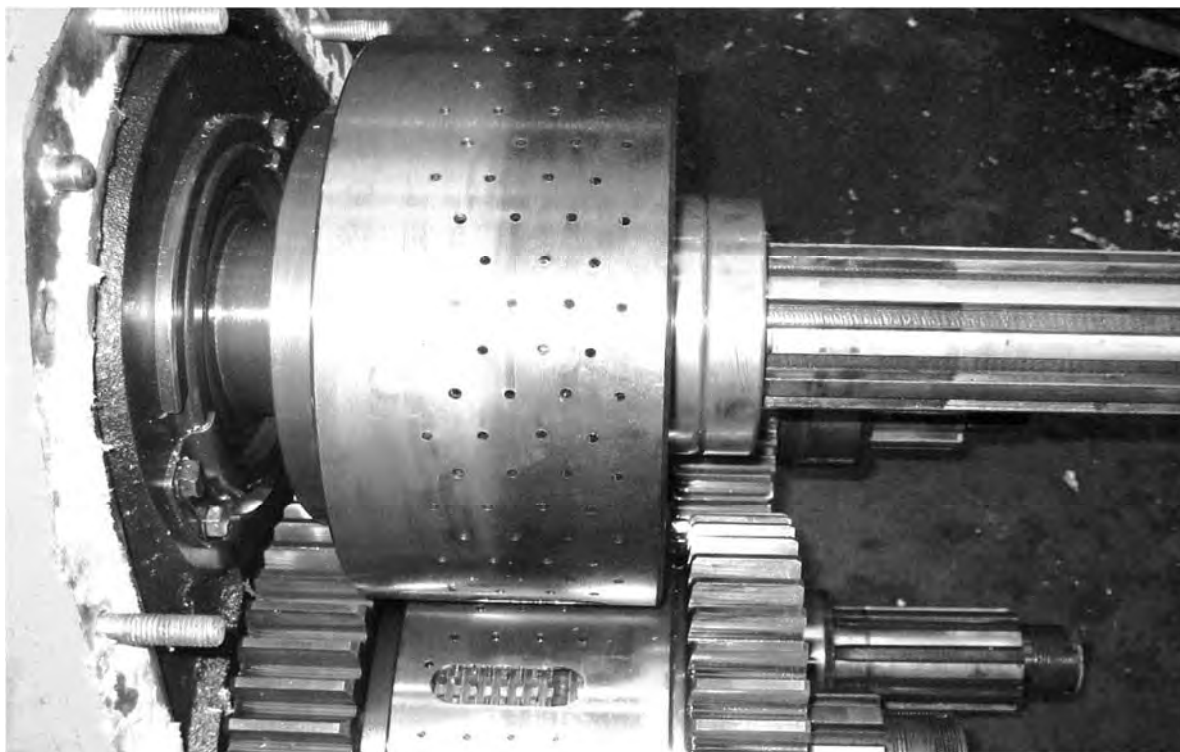


Рисунок 1.23 – Следы перегрева корпуса фрикциона при спекании дисков

Своевременно определить такой дефект не удастся даже опытному водителю, поскольку гидротрансформатор работает в трансформаторном режиме и снижение скорости движения вплоть до полной остановки автомобиля можно объяснить низким передаточным отношением гидротрансформатора, близким к стоповому режиму, хотя оно вызвано буксованием фрикциона. В итоге длительное буксование вызывает разогрев поверхностей трения до высоких температур, происходит деформация поверхностных слоев дисков, при которых канавки для охлаждения зоны трения пропадают, охлаждение прекращается и происходит спекание ведущих и ведомых дисков, превращая их в одно целое. В этом положении автомобиль будет двигаться только на этой передаче.

То, что произошло спекание фрикциона, выяснится при переключении на другую передачу. Если бортовая система управления современная, она не позволит включить последующую передачу, поскольку предыдущая не

выключилась, и дальнейшее движение возможно только на этой передаче до завершения технологического цикла и доставки машины своим ходом до ремонтной базы. Если же система управления не контролирует этот процесс и позволит осуществить включение последующей передачи, то произойдет заклинивание коробки передач с возможным разрушением одной из фрикционных муфт (рисунок 1.24) или иного элемента трансмиссии.



Рисунок 1.24 – Разрушение ведомой части фрикциона от перегрузки

1.2.6.3 Износ и отслаивание фрикционных материалов от стальной основы.

Металлокерамические фрикционные материалы изготавливаются из смеси металлических порошков и некоторых других материалов прессованием под давлением 100...600 МПа с последующим спеканием с металлической основой при температуре плавления основного компонента. Толщина слоя – 0,25...3,0 мм. В состав металлокерамики входят медь, железо, олово, свинец, цинк, графит, а также некоторые другие материалы. Примерный состав металлокерамики на медной основе (массовая доля, %): Cu – 60...70; Zn – 5...10; Fe – 5...10; Pb – 5...15; Sn – до 2; графит 5...7; Si и другие абразивные материалы – 2...3.

В качестве фрикционных применяются также бумажные материалы, бумажные композиции с добавкой графита и графитизированные пластмассы. Бумажные композиции характеризуются высоким и стабильным коэффициентом трения, состоят из целлюлозного и асбестового волокон, скрепленных фенольными смолами, имеют пористую структуру и высокую податливость, что способствует повышению плавности включения фрикциона. При добавлении к бумажной композиции чешуйчатого графита повышается теплопроводность

фрикционной накладки и ее энергоемкость. Накладки из графитизированной пластмассы формуется из графитового порошка в смеси с эпоксидными или фенольными смолами. Этот пористый материал обладает более высокой энергоемкостью, чем бумажные композиции, но меньшим коэффициентом трения.

Основная причина повреждения фрикционных материалов дисков — это изнашивание. Интенсивность изнашивания зависит от работы буксования, выполняемой за время включения (рисунок 1.25).

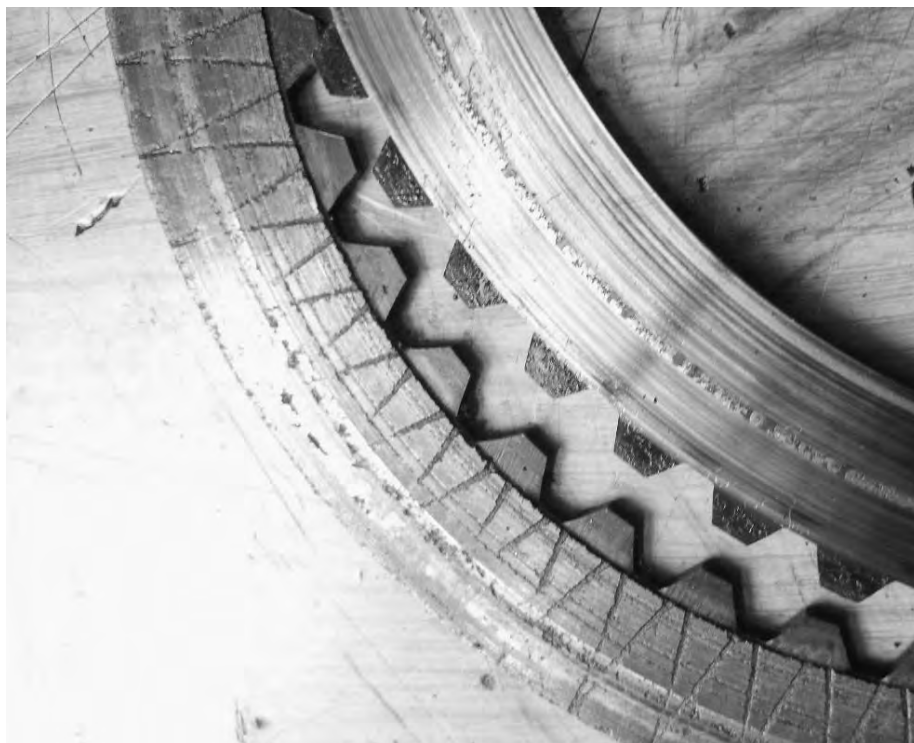


Рисунок 1.25 – Износ металлокерамических дисков

Считается, чем плавнее включение, тем больше работа буксования. Но плавность включения зависит не от времени заполнения цилиндра фрикциона, а от времени буксования при достижении момента сопротивления движению, то есть плавность нарастания давления, а значит, и работа буксования до достижения момента сопротивления движению вредны. Применяемые ранее клапаны плавности оказались неэффективными из-за того, что настройку их осуществляли на некоторый средний режим нагружения, который, как правило, не совпадал с реально действующим на момент переключения. Поэтому в современных системах управления используются пропорциональные клапаны, управляемые электронным блоком управления (ЭБУ), позволяющие быстро достигнуть необходимого давления и плавно регулировать именно на требуемом участке замыкания фрикциона, поскольку учитывается как скоростной, так и нагрузочный режим движения автомобиля в момент переключения ступени.

Такое управление не только повышает плавность переключением передач, но и существенно увеличивает ресурс фрикционных элементов дисков, поскольку минимизирует работу буксования.

Отслаивание металлокерамических покрытий также возможно при некачественном их спекании, при перегреве из-за ухудшения циркуляции масла по канавкам в зоне трения или из-за истирания покрытия до дна канавок, при перегрузке от жесткого включения, при появлении трещин на ведущем стальном диске.

1.2.6.4 Трещины и поломки дисков.

Трещины ведущих дисков возникают чаще всего при износе фрикционного слоя ведомых дисков и появлении контакта металла с металлом. В этом случае возможно местное схватывание одних трущихся поверхностей и перенапряжение других, вызывающее появление трещин (рисунок 1.26, а).

Трещины возникают и при перегреве, когда прочность металла снижается, а передаваемый момент значителен. Это подтверждают цвета побежалости, возникающие из-за перегрева (рисунок 1.26, б).

а)



б)



Рисунок 1.26 – Трещины дисков фрикциона

При дальнейшей эксплуатации таких дисков трещины развиваются (рисунок 1.27), острые кромки трещин срезают металлокерамическое покрытие, диски деформируются, теряют форму, шлицы срезаются, диски превращаются в бесформенные элементы и фрикцион выходит из строя (рисунок 1.28).

Трещины могут провоцировать и резкое переключение передач, вызывающее достаточно большие динамические нагрузки на фрикционные диски,

большое перекрытие при переключении передач под нагрузкой или сбои в системе управления переключением передач. Способствовать этому может и недостаточный подвод смазки к буксующим дискам, вызывая повышенный их нагрев, уменьшающий прочность металла.



Рисунок 1.27 – Разрыв диска фрикциона

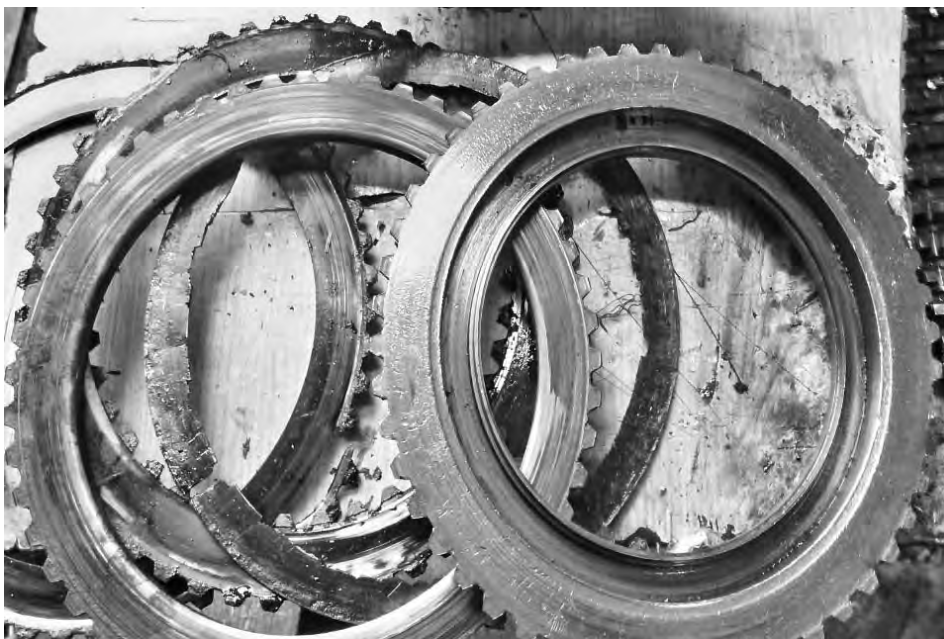


Рисунок 1.28 – Поломки и деформации дисков фрикциона

До выхода из строя фрикциона обнаружить трещины дисков почти невозможно.

1.2.7 Возможные дефекты гидротрансформатора.

Эффективность эксплуатации мобильных машин с гидромеханической трансмиссией во многом определяется техническим состоянием гидродинамического трансформатора или, по-другому, гидротрансформатора (рисунок 1.29).



Рисунок 1.29 – Гидродинамический трансформатор

Гидротрансформатор предназначен для передачи и изменения крутящего момента от двигателя к механической коробке передач, а также для уменьшения крутильных колебаний. Он обеспечивает плавное трогание с места при высоких тяговых нагрузках за счет высокого значения коэффициента трансформации при низких значениях передаточного отношения. КПД гидротрансформатора в этот период достаточно низкий, и мощность двигателя расходуется в большей мере на разогрев рабочей жидкости.

Конструкция гидротрансформатора включает насосное, турбинное и реакторное колеса, блокировочную муфту, муфту свободного хода. Гидротрансформатор помещен в собственный корпус, в котором циркулирует рабочая

жидкость. Насосное колесо соединено с коленчатым валом двигателя. Турбинное колесо связано с механической коробкой передач. Между насосным и турбинным колесами располагается одно или два реакторных колеса, установленные на муфтах свободного хода. Все колеса гидротрансформатора оснащены лопастями определенной формы, между которыми предусмотрены каналы для прохода рабочей жидкости.

Блокировочная муфта служит для блокировки гидротрансформатора в определенных режимах работы автомобиля. Муфта свободного хода (другое название – обгонная муфта) обеспечивает жесткое закрепление реакторного колеса на режиме трансформации крутящего момента и вращение в противоположную сторону на режиме гидромукты.

Работа гидротрансформатора осуществляется по замкнутому циклу. От насосного колеса поток жидкости передается на турбинное колесо, далее – на реакторное колесо. За счет конструкции лопастей реактора поток направляется на реакторное колесо под большим, чем на выходе, углом, тем самым увеличивая величину крутящего момента на турбинном колесе. Максимальную величину крутящего момента гидротрансформатор развивает в стоповом режиме, когда турбинное колесо неподвижно.

С увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя и снижения нагрузки угловые скорости насосного и турбинного колес выравниваются, а поток жидкости меняет свое направление. При этом срабатывает муфта свободного хода и реакторное колесо начинает вращаться вместе с другими колесами. Гидротрансформатор перестает увеличивать передаваемый момент и работает в режиме гидромукты (передает только крутящий момент двигателя, не трансформируя его). При работе в режиме гидромукты из-за наличия скольжения, необходимого для передачи крутящего момента, тратится дополнительная мощность. Для повышения КПД гидротрансформатора на этом режиме осуществляется принудительная блокировка гидротрансформатора, при которой замыкается блокирующая муфта, и передача крутящего момента от двигателя к механической коробке передач происходит напрямую. Гидротрансформатор блокируется почти на всех передачах.

В современных автоматических коробках полной блокировке гидротрансформатора предшествует режим проскальзывания муфты блокировки, который реализуется при определенных условиях (скорость, нагрузка) во время разгона автомобиля. Он позволяет снизить расход топлива, обеспечить комфорт при переключении передач.

Преобразовательные свойства комплексного гидротрансформатора во многом зависят от состояния муфт свободного хода, на которых установлены реакторные колеса. Если произошло их заклинивание, то гидротрансформатор работает только в режиме трансформации момента и не может перейти в режим гидромукты при высоких значениях передаточного отношения между

турбинным колесом и насосным, что резко снижает КПД гидротрансдачи. Если же реакторные колеса не стопорятся, то гидротрансформатор превращается в гидромуфту и трансформации момента двигателя не происходит. Это резко снижает КПД гидротрансформатора на режимах небольших значений передаточных отношений.

Основные неисправности гидротрансформатора: износ фрикционных накладок блокировочной муфты; поломка лопастей колес; износ уплотнителя насосного колеса; заклинивание обгонной муфты реактора; износ подшипников; износ или срезание шлицев ступицы турбинного колеса. Диагностировать гидротрансформатор – достаточно сложная задача, поскольку для установки каких-либо датчиков нет доступа к реакторным колесам, от которых зависят преобразующие свойства гидротрансформатора и его КПД.

1.2.7.1 Дефекты муфт свободного хода реакторных колес.

На этапе разгона машины низкий КПД гидротрансформатора является его достоинством, поскольку разгон получается плавным, но в тяговом режиме низкий КПД – это большой недостаток гидромеханических передач, поэтому его рабочий диапазон ограничивают значениями 0,75...0,85. Этот диапазон достаточно узкий, поэтому в гидромеханической передаче применяют комплексные двухреакторные гидротрансформаторы, позволяющие расширить область высоких значений КПД за счет последовательного отключения реакторных колес при высоких значениях передаточного отношения и перехода гидротрансформатора в режим гидромуфты.

На режиме трансформации крутящего момента муфты свободного хода стопорят реакторные колеса, позволяя их лопаточным системам изменять направление потока жидкости в круге циркуляции так, чтобы он под большим углом входил на лопатки реакторного колеса, создавая противодействие на лопатках турбинного колеса. Это увеличивает крутящий момент на турбинном валу, а следовательно, и коэффициент трансформации при снижении его угловой скорости по отношению к входному валу (рисунок 1.30). Наибольший коэффициент трансформации получается при остановке турбинного вала.

При достижении высоких значений передаточного отношения муфты свободного хода последовательно освобождают реакторные колеса, позволяя им свободно вращаться в потоке циркулирующей рабочей жидкости по межлопаточным каналам и не трансформировать момент от насосного колеса. В этом случае работа гидротрансформатора переводится в режим гидромуфты (рисунок 1.31).

Поскольку реакторные колеса размещаются на муфтах свободного хода, то их техническое состояние существенно сказывается на его КПД.

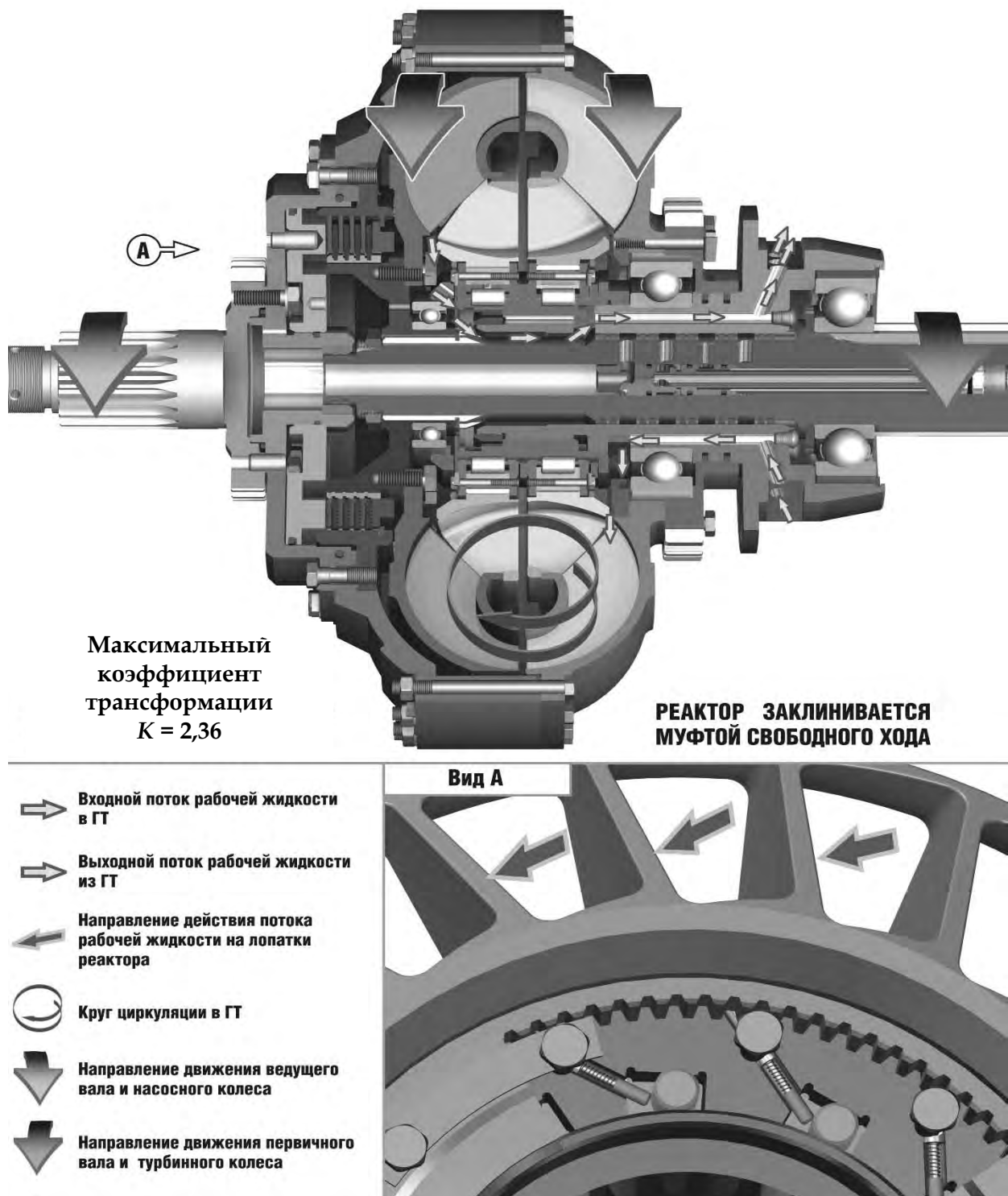


Рисунок 1.30 – Состояние реакторов в режиме трансформации момента

Выход из строя муфт свободного хода приводит либо к исключению возможности стопорения реакторных колес, при котором гидротрансформатор перестает трансформировать момент и превращается в гидромufту, либо к заклиниванию роликов муфты свободного хода и полной блокировке колес реактора, при которой гидротрансформатор не выходит на режим гидромufты при высоких значениях передаточного отношения. В этом случае

поток жидкости в круге циркуляции давит на лопатки реактора уже с другой стороны, разбивается о них, не доходя до лопаток насосного колеса, и КПД стремительно падает. И хотя при этом гидромеханическая передача продолжает выполнять свои функции, показатели эффективности выполнения транспортной работы резко снижаются (уменьшается производительность, возрастает расход топлива).

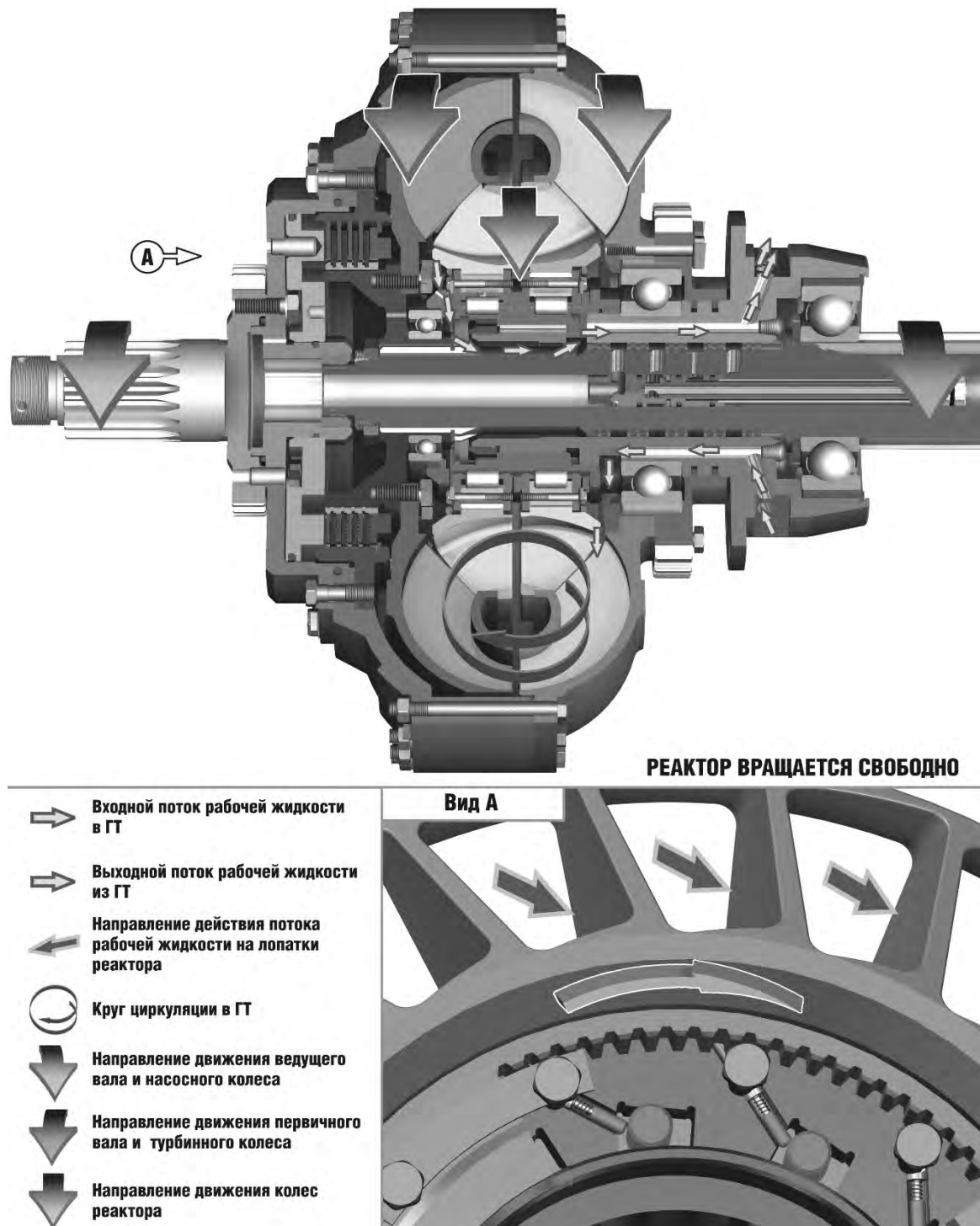


Рисунок 1.31 – Состояние реакторов в режиме гидромукты

В гидротрансформаторах применяют два типа муфт свободного хода – роликовые и кулачковые. Оба типа имеют свои преимущества и недостатки. Так, роликовые муфты свободного хода имеют в качестве элемента заклинивания стандартный ролик, но при этом одна из обойм имеет технологически сложную форму. Кулачковые муфты имеют обе обоймы простой цилиндрической формы, но элементы заклинивания – кулачки – имеют сложную геометрическую форму. Их производство очень специфично, поэтому его осуществляют специализированные фирмы.

Контактные поверхности обойм муфт свободного хода требуют обязательную смазку, поскольку в большинстве случаев в разомкнутом состоянии заклинивающие элементы постоянно контактируют с обоймами. При этом относительная линейная скорость в контакте может превышать 60 м/с. С этой точки зрения лучше, если наружная обойма вращается, а внутренняя неподвижна. В этом случае центробежная сила, действующая на заклинивающие элементы, отжимает их от внутренней обоймы, уменьшая трение и износ муфты свободного хода. Обоймы и элементы заклинивания изготавливают из подшипниковых сталей типа ШХ 15 с закалкой до твердости 58...62 HRC.

Выход из строя муфт свободного хода происходит из-за повреждения поверхностей обойм (рисунок 1.32) или роликов (кулачков) в местах контакта (рисунок 1.33). Поскольку поверхности обойм обильно смазываются, то для заклинивания роликов требуются достаточно большие давления, которые создаются за счет незначительного наклона поверхностей наружной обоймы, с которыми контактируют ролики. Большие давления в зоне контакта с течением времени приводят к выкрашиванию (питтингу), бринеллированию на поверхностях как обойм, так и роликов, что вызывает либо заклинивание, либо проскальзывание муфт свободного хода в зависимости от степени повреждения.

Одним из внешних признаков, позволяющих определить невозможность стопорения реакторных колес гидротрансформатора, является ухудшение разгона автомобиля.

При заклинивании муфты свободного хода, из-за которого комплексный гидротрансформатор не выходит на режим гидромукты при высоких значениях передаточного отношения гидротрансформатора, резко падает сила тяги на высоких оборотах двигателя. Но это субъективные факторы, которые не могут однозначно констатировать наличие того или иного дефекта.

Объективным показателем, характеризующим техническое состояние муфт свободного хода реакторных колес гидротрансформатора, является величина КПД. Однако его определение вызывает некоторые трудности.



Рисунок 1.32 – Выкрашивание поверхностей обоймы муфт свободного хода комплексного гидротрансформатора



Рисунок 1.33 – Следы питтинга на поверхностях роликов муфты свободного хода

1.2.7.2 Дефекты фрикциона блокировки гидротрансформатора.

В режиме трансформации момента гидротрансформатор обеспечивает плавное трогание машины с места, плавный переход с одной передачи на другую, гашение крутильных колебаний в трансмиссии и, как следствие, снижение динамической нагруженности элементов трансмиссии. Но при выходе гидротрансформатора на режим гидромуфты, на котором трансформации момента уже не происходит, гидротрансформатор целесообразно заблокировать для повышения КПД трансмиссии. Работа фрикциона блокировки гидротрансформатора мало отличается от работы фрикционных муфт переключения

ступеней в коробке передач, однако фрикцион имеет свои конструктивные особенности. Это в первую очередь связано с тем, что при блокировке насосного и турбинного колес гидротрансформатора трансмиссия превращается в обычную механическую. Крутильные колебания от двигателя уже гидротрансформатором не демпфируются, поэтому так же, как и в механической трансмиссии, необходимо иметь демпфер (гаситель) крутильных колебаний. В автоматических трансмиссиях легковых автомобилей его размещают во фрикционе блокировки гидротрансформатора (рисунок 1.34). В карьерных автомобилях двигатель с коробкой передач соединяется упругой муфтой, упрощая конструкцию фрикциона блокировки гидротрансформатора.



Рисунок 1.34 – Размещение гасителя крутильных колебаний во фрикционе блокировки гидротрансформатора

Гаситель крутильных колебаний не может эффективно работать на всех скоростных и нагрузочных режимах. Это приводит к вибрациям на входе фрикциона блокировки гидротрансформатора, проскальзыванию ведущих дисков относительно ведомых, истиранию фрикционного слоя (часто неравномерному), засорению масла продуктами износа и его перегреву.

При износе фрикционных элементов муфты блокировки гидротрансформатора сложно заметить разницу в задержке блокировки или в нештатной работе фрикциона, например, при его пробуксовывании или полном буксовании. Увеличение же расхода топлива можно всегда объяснить другими причинами, например, несовершенством алгоритма включения фрикциона блокировки гидротрансформатора или тяжелыми условиями работы, когда гидротрансформатор не блокируется.

В некоторых трансмиссиях иногда бывает очень трудно определить моменты включения и выключения муфты блокировки трансформатора. После ее включения частота двигателя должна снижаться на 200...300 мин⁻¹. Для точного определения моментов блокировки гидротрансформатора необходимо следить за изменениями в показаниях тахометра.

Если фрикционные диски вовремя не заменить, то продукты износа и отслоившиеся остатки фрикционного и клеевого состава попадают в гидросистему, засоряя гидролинии и фильтры, приводя к масляному голоданию, нагреву, интенсивному износу или спеканию муфт. Муфта блокировки, скользя неоднородно изношенными поверхностями трения, начинает вибрировать при блокировке и этими вибрациями разбивать смежные узлы сальника и втулки насоса.

Ключевым моментом при диагностике фрикциона блокировки гидротрансформатора является выяснение режима и условий, при которых возникает вибрация. Вибрация может появляться только в процессе включения или выключения фрикциона и в редких случаях после полного включения фрикциона. Вибрация появляется в результате того, что что-то препятствует полному включению или полному выключению фрикциона либо он стремится включиться и выключиться одновременно. Это может быть вызвано утечками рабочей жидкости через уплотнения вала турбинного колеса, засорением сливного отверстия, деформациями поверхности трения фрикциона или поверхности корпуса, дефектами фрикционных накладок дисков.

Вибрация после полного включения фрикциона блокировки гидротрансформатора в большинстве случаев вообще не имеет отношения к коробке передач. После полного включения фрикциона блокировки гидротрансформатора очень маловероятно, что он будет пробуксовывать. Причиной вибраций может быть двигатель. Неисправность двигателя может остаться незамеченной при небольшой частоте вращения коленчатого вала и небольшой нагрузке. Однако она легко проявляется после включения фрикциона блокировки гидротрансформатора при движении на подъем или при разгоне вследствие наличия механической связи между двигателем и коробкой передач, поскольку демпфирующая способность гидротрансформатора больше не используется. Это способствует более резкому проявлению вибрации, обусловленной неисправностью двигателя (например, при одном неработающем цилиндре), которая до включения фрикциона блокировки гидротрансформатора практически была незаметна. Во избежание ошибок при оценке вибрации фрикциона блокировки, неоправданной разборки коробки передач и/или замены гидротрансформатора необходимо проверить состояние компонентов гидросистемы управления и самого двигателя.

1.2.7.3 Дефекты лопастных колес гидротрансформатора.

В настоящее время лопастные колеса гидротрансформатора – насосное, турбинное и реакторное – изготавливают либо штамповкой из листового металла, либо отливкой из алюминия. Первый вариант предпочтителен для гидротрансформаторов легковых автомобилей. На насосном и турбинном колесах лопатки крепятся усиками в пазах, на реакторном – сваркой (рисунок 1.35).



Рисунок 1.35 – Конструкция гидротрансформатора из штампованных колес

В процессе эксплуатации из-за вибраций при блокировке гидротрансформатора, перегрузок, попадания твердых частиц в круг циркуляции (например, при отслаивании фрикционных накладок муфты блокировки) возможен обрыв лопаток (рисунок 1.36, *а*) или деформация и разрушение лопастей колес гидротрансформатора (рисунок 1.36, *б*).

Внешним признаком разрушения лопаточной системы гидротрансформатора является громкий металлический стук, скрежет, вибрация при работе передачи.

Более надежными, но и более дорогими являются литые колеса гидротрансформатора (рисунок 1.37, *а*). Их применяют в основном в тяжелых автомобилях, тракторах, строительных и дорожных машинах и в трансмиссиях военных гусеничных машин. Для изготовления лопастных колес методом литья

применяются, как правило, легкие алюминиевые сплавы, обладающие хорошими литейными качествами и высокой прочностью.

а)



б)



Рисунок 1.36 – Разрушение лопастных колес гидротрансформатора

а)



б)



Рисунок 1.37 – Литые колеса гидротрансформатора (а) и дефекты их лопастей (б)

Наиболее сложным и ответственным этапом в процессе подготовки производства к выпуску лопастных колес является именно изготовление стержневой оснастки с формообразующими вставками, имеющими сложно искривленные поверхности. Получить такие поверхности на универсальных станках невозможно, технология их изготовления предполагала ручную разметку и трудоемкую слесарную обработку. Высокая себестоимость и низкая геометрическая точность оснастки вынуждали многие отечественные и зарубежные заводы пойти на изменение конструкции лопастных колес для упрощения технологии изготовления оснастки и упрощения литейной

технологии. В настоящее время разработаны и внедрены технологии изготовления рабочих лопастных колес гидротрансформаторов, позволившие получать высокоточные отливки со сложными поверхностями межлопаточных каналов. Эти технологии предполагают использование фрезерной обработки на станках с ЧПУ с соответствующим программным обеспечением.

В литых колесах гидротрансформатора также возникают дефекты лопаток (рисунок 1.37, б). Недостатком литых колес является возможность появления кавитации из-за высокой шероховатости поверхностей лопаточной системы. Для предотвращения кавитации и снижения потерь на удар лопатки литых колес имеют аэродинамическую форму. Кроме того, высокая шероховатость поверхности вызывает повышенные потери мощности на трение в круге циркуляции, а следовательно, и снижение КПД гидротрансформатора.

1.2.7.4 Дефекты шлицевых соединений гидротрансформатора.

Гидротрансформатор автоматических коробок передач легковых автомобилей изготавливают как неразборную сварную конструкцию, на входе закрепляемую на маховике коленчатого вала двигателя, а выходом является шлицевая втулка, связанная с турбинным колесом гидротрансформатора, которая устанавливается на первичном валу механической коробки передач. При длительной эксплуатации возможна выработка и срезание шлицев втулки турбинного колеса (рисунок 1.38, а) или шлицев первичного вала коробки передач (рисунок 1.38, б).

а)



б)

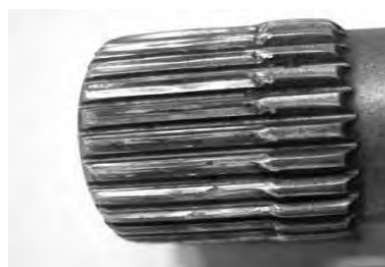


Рисунок 1.38 – Срезание шлицев втулки турбинного колеса трансформатора и первичного вала коробки передач

Признаком этого дефекта является отсутствие движения при включении режима *D* или *R*. При снятии гидротрансформатора он легко обнаруживается внешним осмотром.

Разработаны современные методы диагностирования таких дефектов без снятия коробки и без ее разборки. Эти методы основаны на определении относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов. Но для этого на этих валах должны быть установлены датчики углового положения валов, связанные с бортовой или внешней системой диагностики.

У грузовых автомобилей, как правило, гидротрансформатор и коробка передач представляют единый блок, в котором доступ к шлицевому соединению турбинного колеса с первичным валом коробки передач для визуального осмотра отсутствует. Поэтому для диагностики такого вида дефекта такого признака, как отсутствие движения, недостаточно, поскольку этот признак может свидетельствовать и о неисправности системы управления, и о неисправности гидронасоса или фрикционных коробки передач.

Для уточнения диагноза в таком случае следует отделить коробку передач от гидротрансформатора, отслеживая отдельно вращение турбинного вала. В вальных коробках передач имеется доступ к турбинному валу гидромеханической передачи.

1.2.8 Карданные передачи.

Карданная передача предназначена для передачи мощности агрегатам трансмиссии автомобиля, оси валов которых не лежат на одной прямой или могут изменять свое взаимное расположение при движении автомобиля. Она включает три основных элемента: карданные шарниры, карданные валы со шлицевым соединением и их опоры. Карданные шарниры по своим кинематическим свойствам подразделяются на шарниры неравных и равных угловых скоростей.

Карданные передачи работают в тяжелых и неблагоприятных условиях. Они расположены в зонах наибольшего воздействия влаги и грязи, передают крутящий момент при постоянно изменяющихся углах и нагрузках. При движении по лесным и проселочным дорогам вращающаяся карданная передача может наматывать на вал или карданный шарнир куски проволоки или ветки деревьев (рисунок 1.39).

Случается, что неудачно вылетевший из-под колеса автомобиля камень попадает по карданному валу или по резиновым защитным чехлам. Этого бывает достаточно, чтобы нарушилась балансировка карданной передачи или разгерметизировались шарниры. При движении по глубокой колее и ухабистой дороге вал карданной передачи может удариться о землю и погнуться, нарушив его балансировку.

Следует помнить, что карданная передача является устройством, влияющим на безопасность движения. Поломка карданной передачи может привести к аварии. Поэтому техническому состоянию карданных передач необходимо уделять повышенное внимание.



Рисунок 1.39 – Наматывание на карданную передачу веток деревьев

1.2.8.1 Признаки неисправности карданных передач неравных угловых скоростей.

Карданные передачи неравных угловых скоростей имеют жесткие и гибкие шарниры. Гибкие шарниры, не имеющие фиксированных осей качания, называют полукарданными. Они допускают угловые отклонения валов до 5 град, просты в изготовлении и не требуют обслуживания в эксплуатации (рисунок 1.40). Полукарданные шарниры нашли широкое применение в легковых автомобилях, там, где передаваемые вращающие моменты небольшие.



Рисунок 1.40 – Полукарданный упругий шарнир

Наибольшее применение имеют жесткие карданные шарниры (рисунок 1.41). Они имеют вилки, связанные с карданным валом или фланцем, которые соединены крестовиной. На крестовине устанавливаются игольчатые подшипники для снижения габаритов карданного шарнира.



Рисунок 1.41 – Одна часть карданной передачи неравных угловых скоростей

Недостатком такого шарнира является неравномерность вращения ведомой вилки относительно ведущей, которая проявляется в том, что ведомая вилка за один оборот дважды замедляет скорость вращения и дважды ее ускоряет. Неравномерность вращения проявляется тем сильнее, чем на больший угол отклонены ведущие и ведомые части шарнира. Этот недостаток жестких шарниров при высоких частотах вращения вызывает вибрации и дополнительные динамические нагрузки на механизмы трансмиссии. Для устранения этого недостатка жесткие карданные шарниры в карданных передачах применяются попарно таким образом, чтобы неравномерность вращения одного шарнира компенсировалась неравномерностью вращения другого шарнира. Равномерное вращение выходного вала карданной передачи может быть достигнуто, если углы наклона валов в обоих шарнирах одинаковы и вилки, расположенные на противоположных концах вала, лежат в одной плоскости. Однако валы, соединяющие шарниры, все равно вращаются неравномерно, вызывая дополнительные динамические нагрузки на подшипники шарниров.

Карданные передачи неравных угловых скоростей применяют, как правило, на заднеприводных автомобилях при углах установки карданных валов для легковых автомобилей не более 3 град, грузовых и автобусов – 4 град, автомобилей высокой проходимости – 8 град, а также для привода дополнительного оборудования, например лебедки. С другой стороны, угол установки карданных валов не должен быть меньше 1 град из-за опасности бринеллирования контактирующих поверхностей игольчатых подшипников. От угла установки карданных валов зависит и КПД карданной передачи. Для карданной передачи с двумя шарнирами при угле между валами до 8 град он достигает до 99 %.

Для компенсации изменения геометрических размеров при колебаниях приводного моста относительно корпуса из-за собственной кинема-

тики подвески валы карданной передачи связаны между собой шлицевым соединением.

Основными признаками неисправности карданной передачи являются рывки и стуки во время трогания с места и переключения передач, шумы и вибрации. Достаточно сильные вибрации карданной передачи возникают при разбалансировке карданной передачи из-за местных или общих деформаций. Они могут возникать на определенных скоростях движения автомобиля, когда частота вынужденных колебаний будет совпадать с частотой собственных колебаний карданной передачи. Эту частоту вращения называют критической. В этом случае автомобиль охватывает дрожь и слышится гул. Но, если снизить скорость движения, они могут существенно уменьшиться или прекратиться вообще.

Указанные признаки неисправности карданной передачи могут быть вызваны и ослаблением болтов крепления фланцев карданов, износом посадочных поверхностей игольчатых подшипников в вилках карданных шарниров и на крестовине, износом самих подшипников, шлицевого соединения. Часто износ подшипников и крестовин происходит из-за повреждения их уплотнителей, коррозии элементов шарнира и определяется по увеличенному люфту в шарнире.

В гибких полукарданных шарнирах с течением времени происходит старение и деградация упругого материала, места соединения с ведущей и ведомой частями разбиваются, появляются зазоры в соединении и трещины в материале и, как следствие, из строя выходит карданная передача.

Особенностью диагностики карданных передач неравных угловых скоростей является то, что для локализации многих дефектов не требуется сложного оборудования, поскольку имеется хороший доступ для визуального контроля.

1.2.8.2 Дефекты карданных шарниров неравных угловых скоростей.

При появлении признаков неисправности карданной передачи необходимо срочно прекратить эксплуатацию и произвести визуальный осмотр, диагностику, локализацию дефекта и его устранение. В карданных шарнирах возможно появление таких дефектов, как трещины вилок карданного шарнира (рисунок 1.42) или их поломка (рисунок 1.43), которые могут привести к аварии автомобиля.

При вибрациях и перегрузках может произойти поломка не только вилки карданного шарнира, но и крестовины (рисунок 1.44).

Эти поломки во многом провоцируют повреждения уплотнений игольчатых подшипников шарниров карданного вала, из-за чего происходит попадание воды и грязи в подшипники. Происходит быстрый износ и коррозия деталей шарнира, появляются зазоры и, как следствие, удары, разбивающие посадочные поверхности вилок и крестовин (рисунок 1.45). Возросшие динамические

нагрузки в итоге приведут к поломке либо крестовины, либо вилки карданного шарнира.



Рисунок 1.42 – Трещина вилки карданного шарнира



Рисунок 1.43 – Поломка вилки фланца карданного шарнира



Рисунок 1.44 – Поломка вилки и крестовины карданного вала



Рисунок 1.45 – Шейки крестовины до и после повреждения уплотнений

Деформации карданного вала при ударах камней, зацепов в момент преодоления дорожных ухабов или препятствий вызывают биения карданной передачи, которые при достижении критической скорости могут привести к появлению трещин (рисунок 1.46) или скручиванию карданного вала (рисунок 1.47).



Рисунок 1.46 – Трещина карданного вала

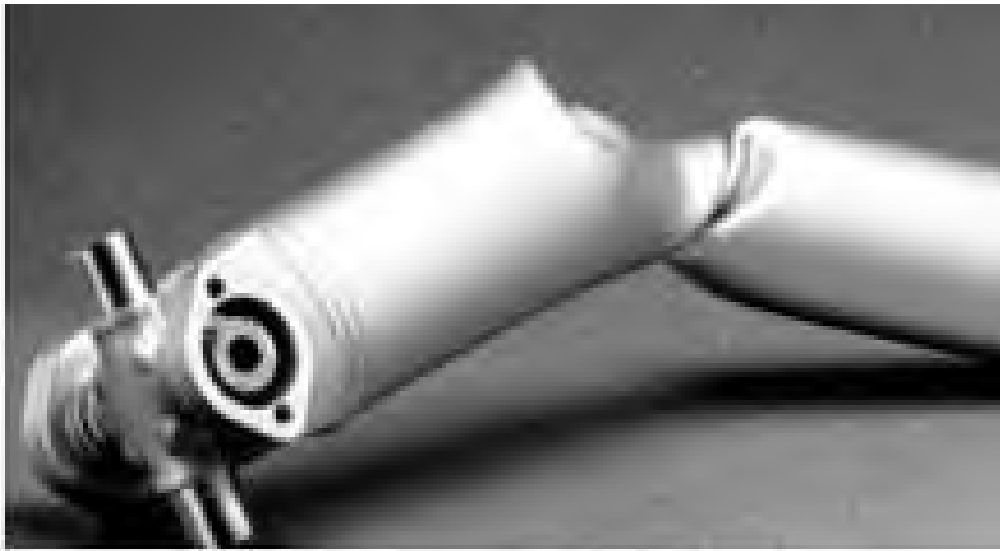


Рисунок 1.47 – Скручивание карданного вала из-за его деформации

1.2.8.3 Карданные передачи равных угловых скоростей.

Карданные передачи с шарнирами равных угловых скоростей (ШРУС) применяются для привода управляемых ведущих колес и ведущих колес с независимой подвеской, где они обеспечивают равномерное вращение колес при углах между валами до 50 град. Равенство угловых скоростей ведущего и ведомого валов в таких шарнирах будет соблюдено только в том случае, если точки контакта, через которые передаются окружные силы, будут находиться в биссекторной плоскости, делящей угол между валами пополам. Конструкции всех карданных шарниров равных угловых скоростей основаны на этом принципе.

Одна из конструкций шарнира равных угловых скоростей, применяемая на легковых автомобилях (рисунок 1.48), представляет собой обойму 3, помещенную в корпус 1. Между обоймой и корпусом расположены шарики 4. Корпус имеет внутреннюю сферическую форму. Внутри корпуса располагается обойма. В корпусе и обойме выполнены канавки, по которым движутся шарики, передающие окружные усилия от ведущей части к ведомой, то есть от корпуса 1 к обойме со шлицами 3. Такая конструкция обеспечивает равномерную передачу крутящего момента от ведомого вала к ведущему под изменяющимся углом. Сепаратор 2 удерживает шарики в определенном положении, то есть в биссекторной плоскости. Для защиты шарнира от негативных факторов внешней среды (кислорода, воды, грязи) на ШРУС устанавливается грязезащитный чехол-«пыльник».

Конструктивно шариковый шарнир в собранном виде показан на рисунке 1.49. Поскольку крутящий момент передается только по линии контакта небольшого количества шариков, то для снижения контактных давлений диаметр корпуса выполняют достаточно большим.

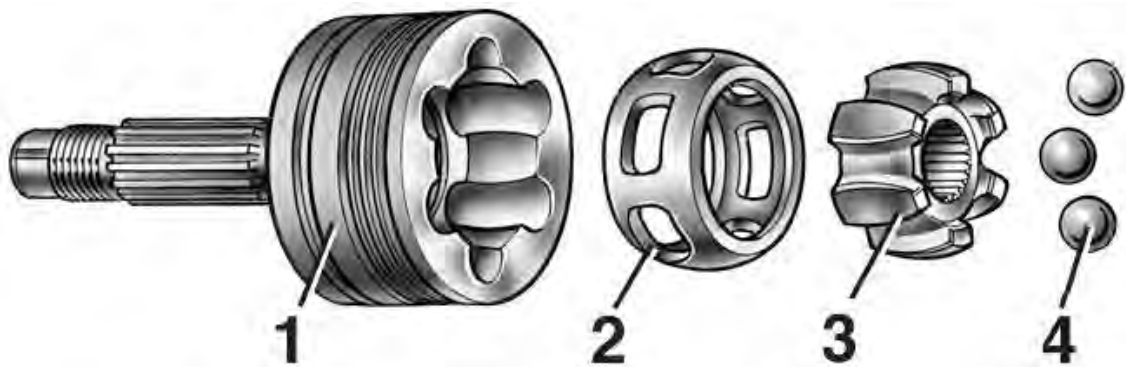


Рисунок 1.48 – Шариковый шарнир равных угловых скоростей



Рисунок 1.49 – Конструктивное исполнение шарикового шарнира

В шариковом шарнире равных угловых скоростей износу наиболее подвержены средние части канавок, что соответствует прямолинейному движению с небольшим, но длительно действующим моментом сопротивлению вращению части трансмиссии. При передаче больших крутящих моментов возможны вдавливание шариков и повреждение контактирующих поверхностей корпуса и обоймы. Эти дефекты будут вызывать повышенный угловой зазор в карданной передаче и, как следствие, повышенный шум и стуки. Если они прекращаются при входе в поворот, то можно предположить, что изношены средние части корпуса или обоймы, если наоборот – крайние.

На автомобилях средней и большой грузоподъемности карданные передачи в приводе передних колес работают под большим крутящим моментом. Шариковые шарниры не могут передавать больших крутящих моментов из-за ограничения по удельному давлению шариков на канавки. Поэтому на них применяют кулачковые карданные шарниры (рисунок 1.50). В их состав входят два кулачка, в которых устанавливаются два полуцилиндрических вкладыша с пазами, в которые, в свою очередь, входит диск.

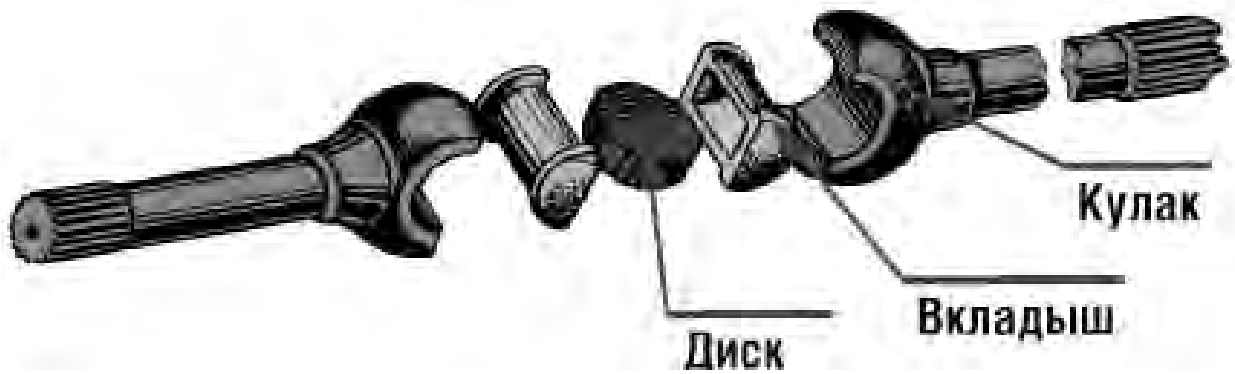


Рисунок 1.50 – Кулачковый шарнир равных угловых скоростей

Такой шарнир работает аналогично сдвоенному шарниру неравных угловых скоростей, в котором первый шарнир создает неравномерность вращения, а второй устраняет эту неравномерность. В результате этого приводной вал вращается равномерно.

Кулачковые шарниры отличаются простой конструкцией и способностью передавать большие крутящие моменты вследствие наличия развитых передающих поверхностей. Однако КПД такого карданного шарнира ниже шарикового, так как для его деталей характерно трение скольжения, вызывающее значительный нагрев и изнашивание трущихся поверхностей, что требует повышенного внимания к их смазке. При ухудшении условий смазки происходит быстрое изнашивание трущихся поверхностей, что можно обнаружить по угловому зазору в карданной передаче или по нагреву шарнира при движении.

Часто стали применяться трехшиповые шарниры равных угловых скоростей (рисунок 1.51). В них крутящий момент передается посредством трех сферических роликов, установленных на радиальных шипах, жестко связанных с корпусом. Ролики устанавливаются на шипы посредством игольчатых подшипников.



Рисунок 1.51 – Трехшиповый шарнир равных угловых скоростей

Ведущий вал имеетвилку с тремя пазами, в которые входят ролики. При вращении вала ролики перекатываются вдоль пазов и одновременно скользят в радиальном направлении относительно шипов. Конструктивно шарнир достаточно громоздок, хотя ресурс его несколько выше шарикового шарнира (рисунок 1.52).



Рисунок 1.52 – Конструктивное исполнение трехшипового шарнира равных угловых скоростей

Особенностью такого шарнира является то, что в отличие от шариковых шарниров передача момента происходит не в биссекторной плоскости, а в плоскости, проходящей через оси шипов, обеспечивая равенство угловых скоростей при любом взаиморасположении их осей. Такие шарниры не требуют шлицевого соединения, компенсирующего линейные перемещения длины карданной передачи.

В качестве шарниров равных угловых скоростей применяют и сдвоенные карданные шарниры неравных угловых скоростей, у которых длина карданного вала равна нулю, вилки расположены в одной плоскости, а центрирующим устройством обеспечивается равенство углов наклона валов. Недостатком сдвоенного шарнира, впрочем как и других шарниров равных угловых скоростей, является конструктивная сложность. Поэтому в настоящее время в эксплуатации представлены разнообразные конструкции шарниров и постоянно ведутся работы по снижению габаритов, сложности и повышению технологичности их производства.

Конструктивная сложность шарниров равных угловых скоростей снижает их надежность в эксплуатации, поэтому требует повышенного внимания к их техническому состоянию.

1.2.8.4 Дефекты карданных шарниров равных угловых скоростей.

Признаком наличия дефекта шарнира равных угловых скоростей является появление характерного «хруста». Со временем там, где шарики касаются других элементов, поверхность подвергается износу и выработке. Тогда шарики имеют свободный ход, в результате водитель слышит характерный звук неисправного ШРУСа. Он появляется обычно при поворачивании, резком ускорении, преодолении препятствий. Внешними проявлениями такого дефекта, как выработка канавок корпуса и обоймы, являются несильные рывки при трогании автомобиля или изменении динамики, люфт вала, расположенного между ШРУСами, при повороте его в разные стороны. Следствием износа поверхностей трения могут быть заклинивание и поломка сепаратора (рисунок 1.53).

Более ранними симптомами данной «болезни» ШРУСов являются проявления в виде вибрации руля на скорости примерно в 100 км/ч. После этого колеса балансируют, регулируют углы развала-схождения, оценивается изношенность резины. Если после всех этих действий избавиться от вибрации не получается, можно делать заключение – дефект ШРУСа.



Рисунок 1.53 – Поломка сепаратора шарикового ШРУСа

Поскольку на каждое ведущее колесо конструкция карданной передачи предусматривает по два шарнира – внешний, передающий усилие от полуоси на ступицу колеса, и внутренний, который вращает вал от коробки передач переднеприводного автомобиля (рисунок 1.54) или от главной передачи заднеприводного автомобиля (рисунок 1.55), то иногда трудно определить, какой именно изнашивается. Хотя оба ШРУСа являются звеньями одной цепи, но внешний выходит из строя гораздо чаще и быстрее. Обусловлено это тем, что нагрузки и углы поворотов шарнира на ступице гораздо больше.



Рисунок 1.54 – Карданная передача равных угловых скоростей переднеприводного автомобиля



Рисунок 1.55 – Карданная передача равных угловых скоростей заднеприводного автомобиля

Наружный ШРУС меньше по размерам. Описанные выше признаки дефекта в большей степени относятся к наружным шарнирам. Внутренний ШРУС проверить сложнее, поскольку в естественном состоянии очень сложно добиться максимального угла поворота шарнира.

В отличие от наружного внутренний может подавать звуковые сигналы о неисправности в прямолинейном движении. Особенно чётко сигнализирует ШРУС о необходимости замены при преодолении ям, канав, сугробов. Изношенный шарнир, конечно, будет иметь значительный люфт при проверке вала рукой, а окончательно убедиться в необходимости замены ШРУСа можно, если приподнять машину на подъёмнике. Включение первой передачи позволит вращаться колёсам в подвешенном состоянии, когда внутренний ШРУС значительно перекашивается. Вот здесь и проявляется шарнирный «хруст».

Неисправность ШРУСов может произойти из-за отсутствия смазочного материала внутри механизма или из-за попадания грязи, воды, песка и всего остального, что может быть на трассе, на шарнир при нарушении грязезащитного чехла (пыльника) (рисунок 1.56). Это наиболее частая причина преждевременных поломок, которой легко избежать, если с достаточной регулярностью внимательно проверять состояние пыльника и менять его сразу после обнаружения повреждений.



Рисунок 1.56 – Повреждение грязезащитного чехла ШРУСа

При длительной эксплуатации, например, трехшипового шарнира возможен выход из строя подшипников роликов (рисунок 1.57) и, как следствие, появление трещин корпуса.

Последствия эксплуатации дефектных ШРУСов могут быть разными. В случае с внешним шарниром – он может разбить подшипник ступицы. Внутренний же может просто развалиться. Передвигаться такой автомобиль не сможет. А если это случилось во время движения, последствия могут быть непредсказуемыми. Такая поломка может стать причиной серьезной аварии,

поскольку главная опасность заключается в высокой вероятности блокировки колеса. На входе в поворот из-за блокировки колеса машина может вылететь на обочину, водитель – потерять контроль над управлением, что может привести к последствиям, опасным для жизни.



Рисунок 1.57 – Дефекты трехшипового шарнира равных угловых скоростей

1.2.9 Главные передачи.

Главная передача – зубчатый механизм трансмиссии автомобилей и других самоходных машин, служащий для увеличения крутящего момента и передачи его к ведущим колёсам под углом 90 град при продольном расположении двигателя и непосредственно – при поперечном. Основными классификационными признаками главных передач являются передаточное число, тип и взаимное расположение применяемых в них зубчатых передач. Они подразделяются на одинарные центральные, двойные центральные и разнесенные, двухскоростные.

В автомобиле с задним приводом ведущих колес главная передача помещена в картер ведущего моста, где, кроме нее, находится и дифференциал (рисунок 1.58). На переднеприводных автомобилях главная передача расположена вместе с дифференциалом в коробке передач (рисунок 1.59).

В зависимости от числа ступеней редуктора главная передача может быть одинарной или двойной. Одинарная главная передача состоит из ведущей и ведомой шестерен. Двойная главная передача состоит из двух пар шестерен и применяется в основном на грузовых автомобилях, где требуется увеличение передаточного числа. Конструктивно двойная главная передача может

выполняться центральной или разнесенной. Центральная главная передача komponуется в общем картере ведущего моста. В разнесенной передаче ступени редуктора разнесены: одна располагается в ведущем мосту, другая – в ступице ведущих колес (рисунок 1.60). Двойная разнесенная главная передача применяется на грузовых автомобилях и на автомобилях многоцелевого назначения для получения требуемого дорожного просвета.

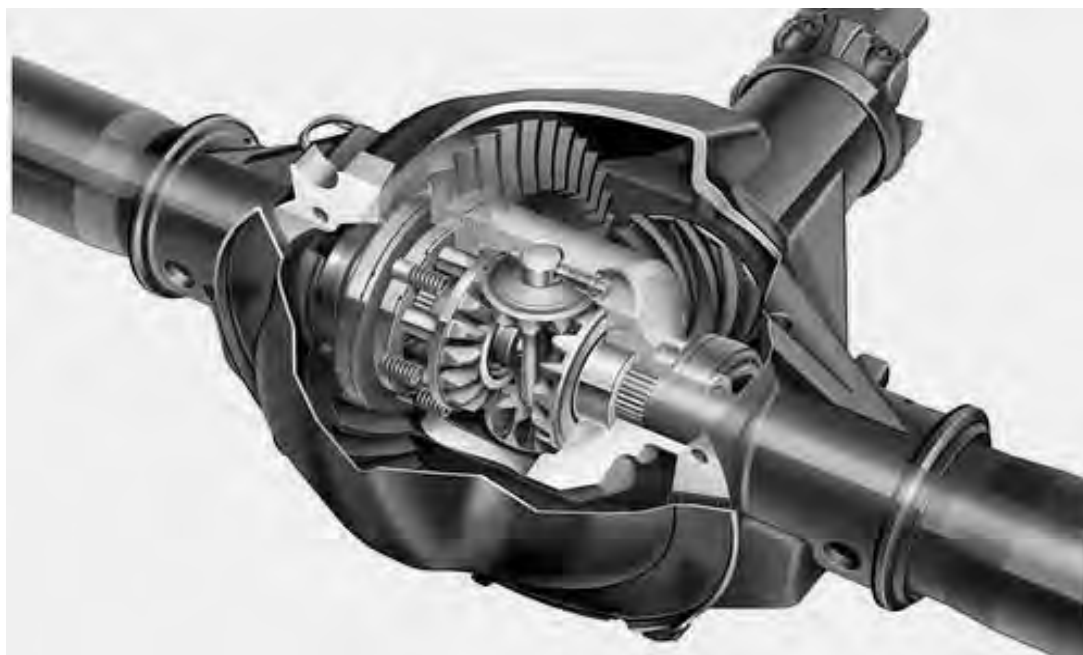


Рисунок 1.58 – Центральная главная передача заднеприводного автомобиля

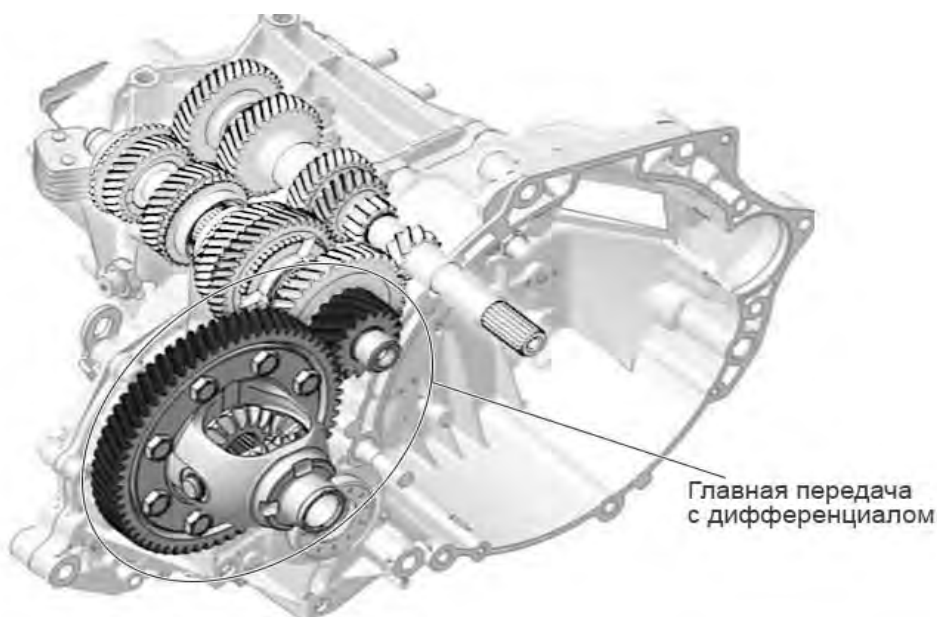


Рисунок 1.59 – Главная передача переднеприводного автомобиля

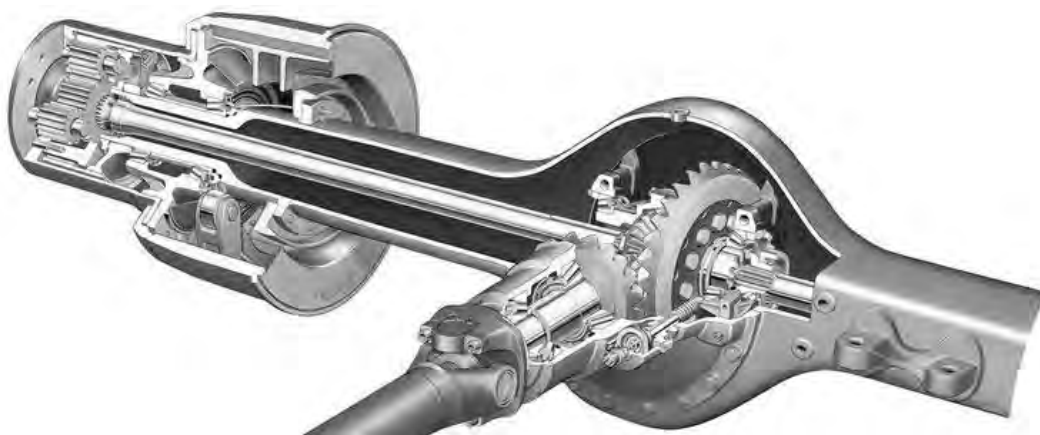


Рисунок 1.60 – Двойная разнесенная главная передача

Разнесенная главная передача состоит из центрального редуктора (конической или гипоидной передачи) и колесного (или бортового) редуктора. Такая схема находит применение как при жестком картере моста (при зависимой подвеске колес), так и в случае шарнирного ведущего моста, когда центральный редуктор размещен на кузове (или на раме) автомобиля и связан с колесными редукторами карданными передачами (при независимой подвеске колес). Колесные редукторы, используемые в конструкциях автомобилей, могут быть с неподвижными осями валов или планетарными.

Вид зубчатого зацепления определяет тип главной передачи: цилиндрическая, коническая, гипоидная, червячная. Цилиндрическая главная передача применяется на переднеприводных автомобилях, где двигатель и коробка передач расположены поперечно. Передаточное число цилиндрической главной передачи находится в пределах 3,5...4,2. Дальнейшее увеличение передаточного числа приводит к увеличению габаритов и уровня шума. Коническая, гипоидная и червячная главные передачи применяются на заднеприводных автомобилях, где двигатель и коробка передач расположены параллельно движению, а крутящий момент на ведущую ось необходимо передать под прямым углом.

Из всех типов главной передачи заднеприводных автомобилей самой востребованной является гипоидная главная передача, которую отличает меньшая нагрузка на зуб и низкий уровень шума. Вместе с тем, наличие смещения в зацеплении зубчатых колес приводит к повышению трения скольжения и, соответственно, снижению КПД. Передаточное число гипоидной главной передачи составляет для легковых автомобилей 3,5...4,5, для грузовых – 5...7. Коническая главная передача применяется там, где не важны габаритные размеры и не ограничен уровень шума. Червячная главная передача ввиду трудоемкости изготовления и дороговизны материалов в конструкции трансмиссии автомобиля почти не применяется.

1.2.9.1 Симптомы неисправностей главной передачи.

Неисправности главной передачи характеризуются износом, а иногда поломкой зубьев шестерен вследствие нарушения правильности зацепления и уменьшения поверхности соприкосновения зубьев. Причиной этого являются значительные нагрузки, действующие на главную передачу, что вызывает упругую деформацию валов и подшипников, уменьшение предварительного натяга их и появление зазоров в подшипниках (особенно ведущей шестерни). Деформация подшипников и нарушение их регулировки обуславливают осевое смещение шестерен, нарушение их центровки и, как следствие, увеличенные износы и шум при работе. Кроме того, при засорении сапуна картера главной передачи или износе сальников через них происходит течь масла и понижение его уровня в картере. В результате увеличивается износ деталей и шумность работы ведущего моста.

Внешними проявлениями, симптомами неисправностей главной передачи в основном являются шумы. Так, постоянный шум при работе заднего моста может быть вызван износом шлицевого соединения с шестернями полуосей, неправильной регулировкой, повреждением или износом шестерён или подшипников редуктора, неисправностью подшипника полуоси, деформацией балки заднего моста или полуоси, недостаточным количеством масла в картере.

Шум при разгоне автомобиля характерен при износе или неправильной регулировке подшипников дифференциала либо зацепления зубьев шестерён главной передачи.

Шум при торможении автомобиля двигателем вызывается в основном износом или разрушением подшипников ведущей шестерни, а также неправильным боковым зазором между зубьями шестерён главной передачи.

Шум при движении на повороте – это результат тугого вращения сателлитов на полуоси или задиров на рабочей поверхности оси сателлитов, или заедания шестерён полуосей в корпусе дифференциала, или неправильного зазора между зубьями шестерён дифференциала.

Стук в начале движения автомобиля вызывается увеличенным зазором в шлицевом соединении вала ведущей шестерни с фланцем, увеличенным зазором в зацеплении шестерён главной передачи, износом отверстия под ось сателлитов в корпусе дифференциала.

При диагностике главной передачи определяют износ шарниров и шлицевых соединений. При резком повороте вала в обе стороны не должно быть стука и ощутимого люфта. Но это субъективный метод. Инструментально суммарный люфт в главной передаче измеряется с помощью люфтомера и динамометрического ключа.

Параметры вибрации определяют с помощью методов виброакустической диагностики, применяемых для диагностики двигателей.

Тепловое состояние агрегатов трансмиссии проверяют специальными приборами. Нагружая автомобиль, установленный на силовом стенде, измеряют температуру проверяемого агрегата и, сравнивая с нормативной, делают выводы о техническом состоянии. Недостатком этого метода является то, что интенсивность нагрева не указывает на определенный дефект.

1.2.9.2 Дефекты главной передачи.

Основной дефект цилиндрической главной передачи переднеприводного автомобиля – это обломы зубьев ведущей шестерни или ведомого зубчатого колеса (рисунок 1.61). При ухудшении условий смазки подшипников или попадании инородного тела в зону контакта роликов с беговыми дорожками возможен выход из строя опорных подшипников. В частности, при заклинивании ролика подшипника возможно его истирание (рисунок 1.62).



Рисунок 1.61 – Обломы зубьев ведомого колеса главной передачи переднеприводного автомобиля



Рисунок 1.62 – Истирание ролика подшипника главной передачи переднеприводного автомобиля при его заклинивании

Гипоидная передача (гиперболоидная) – вид винтовой зубчатой передачи, осуществляемой коническими колёсами (с косыми или криволинейными зубьями) со скрещивающимися осями (обычно 90 град) (рисунок 1.63). Гипоидная передача имеет смещение по оси между большим и малым зубчатыми колесами. Данный тип передачи характеризуется повышенной нагрузочной способностью, плавностью хода и бесшумностью работы. Передаточное отношение – от 1 до 10. Одно из достоинств такой передачи – это более низкое расположение карданного вала, что уменьшило размер его канала в салоне, равномерно распределило центр тяжести автомобиля и повысило его устойчивость; второе – плавная передача вращательного момента, что улучшает характеристику движения автомобиля, уменьшает нагрузку на зубья и создает низкий уровень шума. Эти показатели обусловлены тем, что в гипоидном типе зацепления участвует большее число зубьев в сравнении с той же конической передачей. Все эти факторы увеличивают долговечность машины и улучшают комфорт передвижения.



Рисунок 1.63 – Гипоидная главная передача

В гипоидных передачах обеспечивается линейный контакт зубьев шестерни и колеса, благодаря чему передачи обладают большой нагрузочной способностью. Сквозное прохождение вала шестерни под валом колеса позволяет шире применять двусторонние опоры для шестерни (вместо консольного закрепления), которые увеличивают жесткость и нагрузочную способность гипоидных передач. Гипоидные передачи мало чувствительны к небольшим погрешностям монтажа. Благодаря наличию дополнительного продольного скольжения между зубьями они работают более плавно по сравнению с коническими, отличаются хорошей прирабатываемостью зубьев и меньшей шумностью.

К недостаткам гипоидной передачи относится возможность заедания вдоль линии контакта, возникающая из-за трения. Чтобы снизить такие вероятности, шестерни главной передачи проходят специальную обработку в процессе изготовления. Так как их зубья изогнуты, то усилие передаётся и на оси. Эти моменты делают гипоидную передачу восприимчивой к износу. Данная передача требовательна к качеству не только шестерен, но и смазки. Склонность к заеданию рабочих поверхностей зубьев требует высокой их твердости ($HRC > 40 \dots 50$) и использования противозадирных смазок (гипоидных масел).

Вследствие асимметричности зацепления работа передачи при прямом и реверсивном вращении неодинакова.

Основными дефектами гипоидной передачи являются износ или поломка зубьев. В гипоидной передаче при вращении зубья не перекатываются в зоне контакта, как это происходит в конической передаче, а еще и скользят по линии зацепления. Это вызывает повышенный износ зубьев, а при ухудшении условий смазки возможны задиры на поверхностях трения и появление дефектов зубьев (рисунок 1.64).



Рисунок 1.64 – Дефекты зубьев ведущей шестерни гипоидной передачи

Диагностику планетарного редуктора колесной передачи осуществляют по суммарному угловому зазору. При его превышении осуществляют разборку редуктора и дефектовку зубчатых передач и подшипников (рисунок 1.65).

Износ зубьев приводит к увеличению осевого люфта ведущей шестерни главной передачи и углового зазора, что и используется в качестве диагностического параметра. При отсутствии дефектов зубьев проводят регулировку зубчатого зацепления подбором необходимой толщины набора регулировочных шайб, которые устанавливаются между внутренним кольцом переднего подшипника и распорной втулкой.



Рисунок 1.65 – Диагностика колесной передачи

1.2.9.3 Дефекты дифференциала.

Дифференциал служит для распределения крутящего момента, поступающего от главной передачи, между полуосями ведущих колес. Дифференциалы могут быть симметричными и несимметричными, свободными или с возможностью блокировки.

Подводимый к дифференциалу крутящий момент постоянен, но соотношение его величины на ведущих колесах в определенных ситуациях должно быть различным. Эта функция важна, когда автомобиль входит в поворот: внешнее колесо движется по большему радиусу и, соответственно, проходит за равный промежуток времени больший путь, чем внутреннее колесо. Следовательно, угловая скорость внешнего колеса на время прохождения поворота должна повышаться, а внутреннего – уменьшаться при сохранении равномерного движения автомобиля. При прямолинейном движении крутящий момент передается на полуоси через неподвижные конические шестерни сателлитов дифференциала, при этом в зацеплении находится только по два зуба. При длительном прямолинейном движении по ухабистым дорогам и наличии зазоров в зубчатом зацеплении возможно разбивание постоянно контактируемых зубьев от возникающих динамических нагрузок (рисунок 1.66).

Тот же принцип распределения крутящего момента действует в ситуации, когда одно из колес буксует в грязи, на льду или попадает на ухаб. Оно получает больший крутящий момент, ослабляя тяговую мощность колеса, находящегося в хорошем сцеплении с дорогой. Критическая ситуация может возникнуть при

распределении в процентном соотношении 0 к 100 %: автомобиль перестанет двигаться. Чтобы машина сдвинулась с места, необходимо перераспределить крутящий момент, сообщив большее его значение нагруженному колесу. При обычном дифференциале сделать это невозможно. Поэтому в его конструкцию вводят элементы повышения трения при вращении сателлитов, а также применяют частичную или полную блокировку дифференциала.



Рисунок 1.66 – Разбивание зубьев шестерни полуоси и сателлита в месте постоянного контакта при прямолинейном движении

Блокировка дифференциала – это дополнительное конструктивное решение, позволяющее компенсировать его основные недостатки. Если на сухой ровной дороге дифференциал обеспечивает безопасное маневрирование и комфорт, то при выезде на пересеченную местность или во время движения по скользкому дорожному покрытию он может вообще лишить автомобиль возможности передвигаться. Чтобы этого не происходило, необходимо ограничить функциональность узла или полностью отключить его на некоторое время. Но методы блокировки дифференциала разнообразны. Блокировать работу механизма можно методом прямого соединения его корпуса с нагруженной полуосью вручную. Такой способ применяется на внедорожниках. В такой конструкции валы полуосей жестко соединяются между собой, вращаясь, таким образом, с равными скоростями. Блокировка включается водителем перед преодолением труднопроходимого участка, после чего ее необходимо выключать во избежание перегрузок трансмиссии, повышенного износа шин и снижения управляемости автомобиля. При движении в обычных дорожных условиях полную блокировку применять нельзя. Блокировки, установленные на передней оси, увеличивают недостаточную поворачиваемость (траектория в

повороте стремится распрямиться), установленные в задней оси – повышают избыточную поворачиваемость (в повороте увеличивается склонность к заносу).

Для повышения проходимости можно ограничить возможность сателлитов вращаться. На рисунке 1.67 показан дифференциал повышенного трения, имеющий фрикционные диски, расположенные справа и слева от конических передач, связанных с сателлитами дифференциала и полуосями ведущих колес, поджимаемые распорной пружиной.



Рисунок 1.67 – Дифференциал повышенного трения

Когда колеса вращаются с одинаковыми скоростями, диски в пакете вращаются как одно целое. При разнице в скорости вращения между ними возникают силы трения, стремящиеся выровнять скорости. Таким образом, осуществляется частичная блокировка дифференциала. Очевидны недостатки дисковой блокировки – постоянный, пусть даже и небольшой, момент трения, создаваемый преднатягом, ухудшает управляемость, быстрее изнашиваются шины, увеличивается расход топлива. Да и срок службы фрикционных сравнительно небольшой. По мере их износа снижается и степень блокировки, а после полного износа дифференциал работает уже как свободный.

Дефектами таких дифференциалов являются поломки зубьев сателлитов или конических шестерен полуосей. Проявляться эти дефекты будут в виде стуков и ударов на поворотах. Износ фрикционных элементов ухудшает характеристики, то есть уменьшает коэффициент блокировки, но на работоспособность дифференциала влияния не оказывает.

На автомобилях повышенной проходимости часто применяют кулачковый дифференциал повышенного трения (рисунок 1.68), который за счет дополнительных сил трения в результате самоблокировки передает больший крутящий

момент на то колесо автомобиля, которое вращается медленнее, что уменьшает возможность его пробуксовки и повышает сцепные качества ведущих колес.



Рисунок 1.68 – Самоблокирующийся кулачковый дифференциал

Картер кулачкового механизма состоит из двух половин, соединенных болтами вместе с ведомым зубчатым колесом и сепаратором, опирающихся на конические подшипники. В сепараторе расположены два ряда радиальных отверстий, в которых размещены плунжеры, установленные между внутренней и наружной звездочками, соединенными с полуосями при помощи шлицев. Внешняя поверхность внутренней звездочки по окружности имеет два ряда кулачков, а внутренняя поверхность наружной звездочки – один ряд кулачков. Крутящий момент от ведомого колеса передается сепаратору, а от него через плунжеры на кулачки звездочек и затем на полуоси.

При движении автомобиля по прямой и ровной дороге сопротивление движению обоих колес одинаково и звездочки вращаются с одинаковой частотой. При движении автомобиля по скользкой дороге в случае, когда одно колесо испытывает большее сопротивление, чем другое, сепаратор дифференциала прижимает плунжеры к кулачкам наружной и внутренней звездочек.

В результате самоблокировки дифференциала возникает сила трения, которая на отстающей звездочке направлена в сторону вращения, а на забегающей – против вращения. При этом крутящий момент распределяется между звездочками неодинаково: на отстающей он будет больше на величину момента сил трения, на забегающей – меньше на ту же величину. При повороте автомобиля плунжеры перемещаются в радиальном направлении в сепараторе и, скользя по кулачкам наружной и внутренней звездочек, обеспечивают разные скорости вращения полуосей.

В таком дифференциале основным дефектом является износ рабочих поверхностей как плунжеров, так и кулачков звездочек, поскольку углы

профилей кулачков небольшие и контактные давления на их поверхностях достигают высоких значений.

Автомобиль с самоблокирующимся дифференциалом увеличивает тягу на колесах, тем самым повышая проходимость на бездорожье и на скользкой дороге. Также улучшается динамика разгона. Широко используются такие дифференциалы на мощных спортивных автомобилях и в тюнинге для более полной реализации мощности, прохождения поворотов в скольжении. Но то, что хорошо для спортивного автомобиля, не всегда благо для обычного. Ведь самоблокирующийся дифференциал, повышая проходимость, ухудшает управляемость. Самоблокирующиеся дифференциалы еще называют дифференциалами повышенного трения. А повышенное трение приводит к увеличенному расходу топлива, снижению срока службы шин и деталей трансмиссии.

Более совершенной версией дискового дифференциала является героторный дифференциал. В нем шестеренчатый масляный насос приводит в действие поршень, который сжимает пакет фрикционных. А производительность насоса зависит от разницы в скорости вращения полуосей. Чем больше эта разница, тем сильнее усилие сжатия, а соответственно, и степень блокировки.

В настоящее время широкое распространение на легковых автомобилях получили червячные дифференциалы (рисунок 1.69).

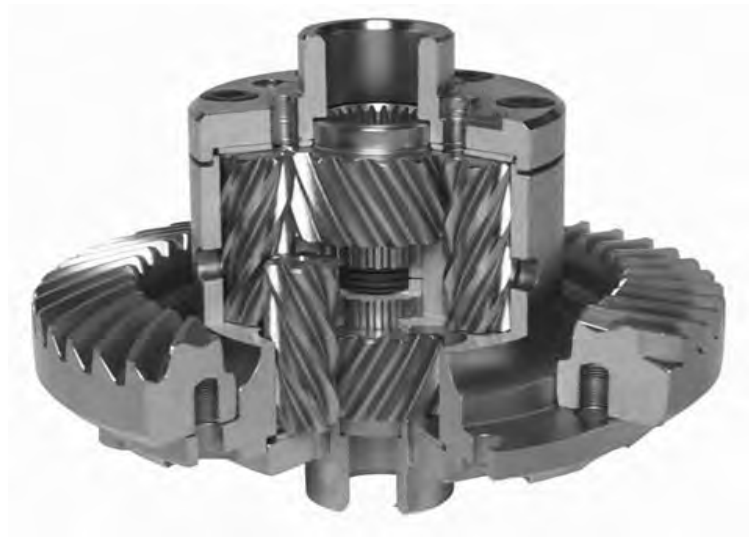


Рисунок 1.69 – Червячный дифференциал повышенного трения

Червяк (сателлит) является ведущим звеном, колесо (шестерня полуоси) – ведомым. КПД передачи при прямом вращении намного больше, чем при обратном, и зависит от угла наклона витков червяка. Следовательно, червяк легко может вращать колесо, колесо же с трудом вращает червяк. При определенном угле витка червяка обратная передача становится вообще невозможной, то есть колесо не сможет вращать червяк (происходит само-

торможение). Таким образом, подбирая угол наклона витков червяка, устанавливают степень блокировки дифференциала.

В другом типе червячного дифференциала сателлиты не посажены на оси, а свободно расположены в гнездах корпуса (рисунок 1.70).

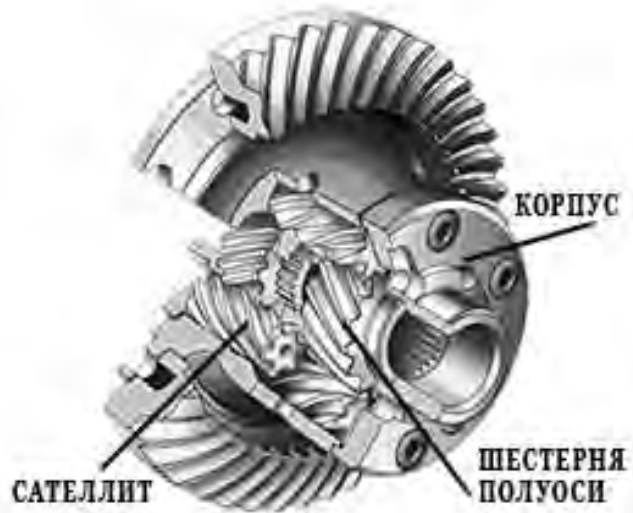


Рисунок 1.70 – Червячный дифференциал с подвижными сателлитами

При возникновении разницы в скорости вращения полуосей сателлиты, блокируясь, сдвигаются в гнездах и прижимаются к корпусу. Возникающая при этом сила трения пропорциональна разнице скоростей вращения. Степень блокировки регулируют, подбирая сателлиты с различным углом наклона витков.

Червячные дифференциалы по сравнению с коническими обладают большей надежностью, поскольку крутящий момент от главной передачи к полуосям передается не одним зубом, а несколькими червяками с большой поверхностью контакта. При этом легко устанавливается необходимый коэффициент блокировки дифференциала.

В некоторых моделях автомобилей вместо дифференциала используется вискомуфта (рисунок 1.71).

Вискомуфта (вязкостная муфта) представляет собой герметичный корпус, в котором размещены два пакета фрикционов. Пространство внутри корпуса заполнено силиконовой жидкостью, вязкость которой зависит от температуры. Один пакет фрикционов соединяется с корпусом дифференциала, второй – с одной из полуосей. В обычных условиях, когда полуоси вращаются с одинаковой скоростью или с небольшой разницей, вискомуфта себя никак не проявляет. При пробуксовке одного из колес скорость вращения полуоси резко возрастает, жидкость при этом интенсивно нагревается, а ее вязкость повышается. В результате фрикцион увеличивает передаваемый момент на буксующую ось и скорости валов выравниваются. При остывании вязкость

снижается и момент уменьшается. Вискомуфта способна обеспечить лишь небольшой коэффициент блокировки, при длительной пробуксовке перегревается, срабатывает с запаздываниями (пока нагреется жидкость).

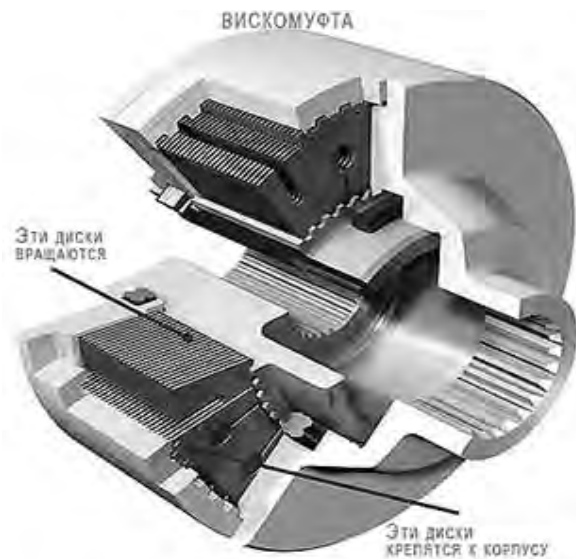


Рисунок 1.71 – Конструкция вискомуфты

Область применения вискомуфт – обычные городские автомобили, для преодоления бездорожья они не подходят.

Электроника, активно внедряемая во все узлы и системы автомобиля, применяется и для управления дифференциалом. Типовая конструкция электронно-управляемого дифференциала напоминает устройство обычного дискового дифференциала, но сжатие фрикционных осуществляется гидро- либо электроприводом по команде блока управления. Таким образом, можно регулировать степень блокировки в самых широких пределах – от 0 до 100 %, все зависит от заложенной в блок программы.

В последнее время большое распространение получили электронные системы, которые при возникновении пробуксовки подтормаживают буксующее колесо с помощью штатной тормозной системы, имитируя блокировку дифференциала. Она препятствует пробуксовке ведущих колес в моменты, когда автомобиль начинает движение, разгоняется на скользком дорожном покрытии или поворачивает. Электронная блокировка дифференциала основывается на антиблокировочной системе тормозов (Antilock Brake System – ABS) и является неотъемлемой частью системы курсовой устойчивости ESC. Ее датчики, отслеживающие частоту вращения каждого колеса, фиксируют начало пробуксовки одного из них, а дальше дают команду притормозить забуксовавшее колесо, тем самым увеличивая на него нагрузку и вынуждая без всяческих механических ухищрений передавать момент на колесо с хорошим

сцеплением. Для обычного городского автомобиля, не выезжающего на бездорожье, – самое практичное решение.

Таким образом, в главной передаче и дифференциале основными дефектами являются износ или поломка зубьев шестерен и дифференциала, разбивание посадочных гнезд осей сателлитов, изнашивание и поломка подшипников, а также нарушение герметичности сальников главной передачи. Все они проявляются повышенным шумом в картере заднего моста во время движения или на поворотах. Но локализовать дефект по характеру шума почти невозможно. Инструментальная диагностика главной передачи должна базироваться на анализе относительных угловых перемещений ведущих и ведомых частей привода.

1.2.9.4 Дефекты полуосей.

В ведущих мостах заднеприводных автомобилей крутящий момент передается от межколесного дифференциала к ведущим колесам с помощью полуосей. В зависимости от способа установки полуосей в картере моста они могут быть полностью или частично разгруженными от изгибающих моментов, действующих на полуось.

Полностью разгруженные полуоси применяют на автомобилях средней и большой грузоподъемности, а также на автобусах. Такие полуоси устанавливаются свободно внутри моста, а ступица колеса опирается на балку моста через два подшипника. Они передают только крутящий момент непосредственно на ведущие колеса или на редуктор колесной передачи, применяемой с целью снижения нагрузок в карданной передаче и механизмах ведущего моста.

Полуразгруженные полуоси опираются на подшипник, расположенный внутри балки моста, а ступица колеса жестко соединяется с фланцем полуоси. Поэтому такая полуось оказывается нагруженной крутящим моментом и частично изгибающим моментом. Полуразгруженные полуоси применяют в механизмах задних ведущих мостов легковых автомобилей и грузовых автомобилей на их базе (рисунок 1.72).

В процессе эксплуатации транспортного средства на полуразгруженную полуось постоянно действуют довольно серьезные нагрузки, среди которых изгибающий момент от силы тяжести и от боковой силы при заносах машины, а также из-за воздействия сильного бокового ветра, крутящий момент от касательной реакции, возникающей при начале движения, в процессе движения по ухабистой дороге и при торможении автомобиля.

Наличие дефектов полуосей задних ведущих колес автомобилей характеризуют следующие признаки: повышенный шум при движении, повышенный нагрев фланца полуоси и прикрепленного к нему диска колеса, утечка масла через сальник полуоси, прекращение передачи крутящего момента на задние ведущие колеса.

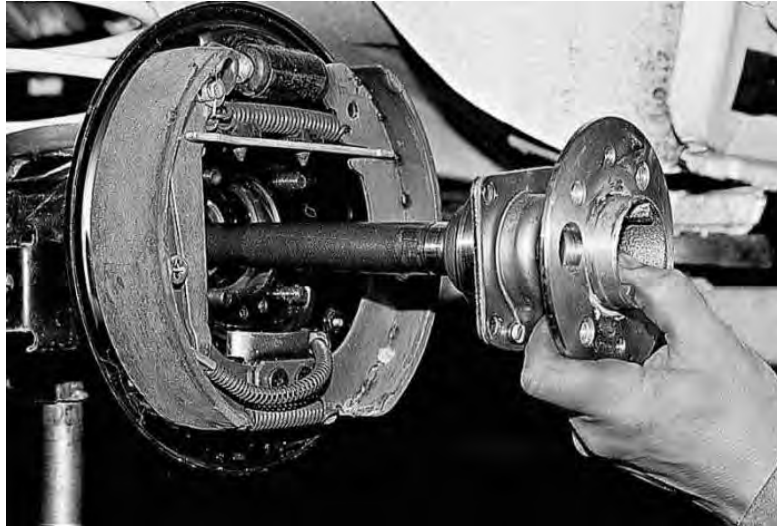


Рисунок 1.72 – Полуразгруженная полуось заднеприводного автомобиля

Повышенный шум при движении автомобиля может возникнуть при износе шлицевого конца полуоси (рисунок 1.73), который вставлен в шлицевое отверстие шестерни, связанной с дифференциалом, а также при износе или разрушении подшипника полуоси (рисунок 1.74).



Рисунок 1.73 – Износ шлицевого конца полуоси

Одной из причин выхода из строя подшипников полуосей является утечка масла из картера заднего моста из-за износа сальника полуоси. Масло при движении машины разогревается, вымывая смазку подшипников, из-за чего возрастают силы трения и подшипники разрушаются. Выход из строя последних чаще всего и становится причиной поломки полуосей.

При поломке полуоси вращающий момент к ведущему колесу не подводится. Но данный признак может быть вызван также неисправностью сцепления (его пробуксовкой). Однако при пробуксовке сцепления карданный вал будет неподвижен, в то время как при сломанной полуоси он вращается. При

поломке полуоси в зоне подшипника так же, как и при разрушении подшипника полуоси, может возникнуть аварийная ситуация вследствие выпадения фланцевой части полуоси из заднего моста вместе с прикрепленным к нему колесом, приводящая к полной или частичной потере управляемости автомобилем.

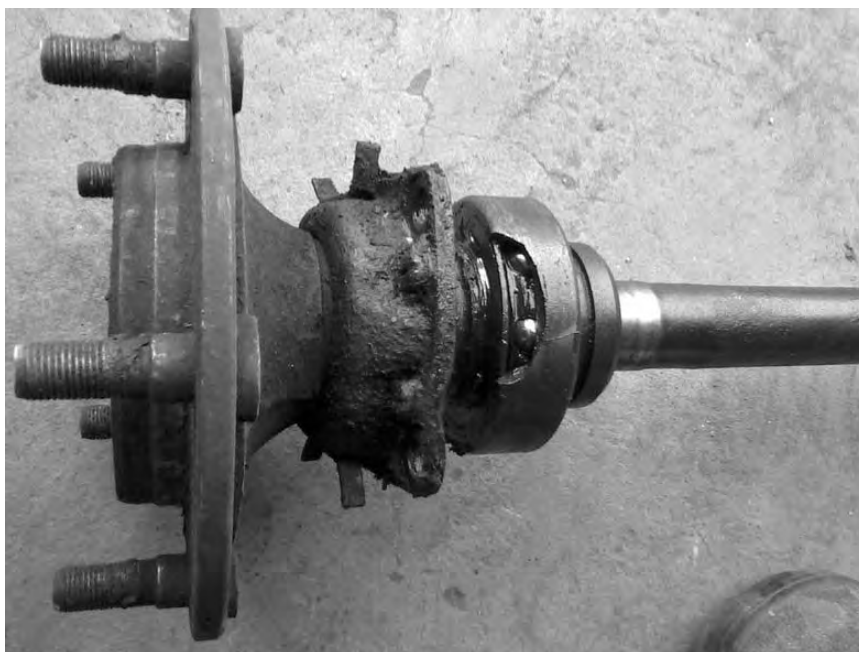


Рисунок 1.74 – Разрушение подшипника полуоси

2 Диагностирование трансмиссий по относительным угловым перемещениям валов

Анализируя параметры, принятые для оценки технического состояния элементов трансмиссий, можно заметить, что все они связаны с изменением относительного углового положения ведущего и ведомого валов трансмиссии.

Так, суммарный угловой зазор, характеризующий боковой износ рабочих поверхностей зубьев при движении по неровностям дороги или при нестационарном режиме работы двигателя, вызывает колебания относительных угловых перемещений ведомого и ведущего валов на величину этого зазора то в большую, то в меньшую сторону. Это явление отражается на кинематической погрешности передачи.

Поломка или дефект зуба в коробке передач вызовет неравномерность вращения ведомого вала в виде периодических относительных перемещений валов, величина и период которых будут зависеть как от размера дефекта, его местонахождения в кинематической цепи трансмиссии, так и от режима работы трансмиссии. Причем характер изменения кинематической погрешности будет другим. При прохождении дефекта на какое-то мгновение кинематическая связь в трансмиссии разрывается, ведущая часть ускоряется, так как сопротивление ведомой части равно нулю, а ведомая замедляется, так как при отсутствии ведущего момента момент сопротивления движению остается. При восстановлении кинематической связи из-за появившейся разности скоростей происходит удар, повышающий динамическую нагруженность зацепления.

Износ подшипников или неравномерный износ зубчатых передач вызывают гармонические изменения кинематической погрешности, амплитуда и период которой также будут зависеть от местонахождения дефектного элемента в кинематической цепи трансмиссии. Такие дефекты, кроме того, также отражаются на характере изменения кинематической погрешности, она будет носить гармонический характер с наложением колебаний различных частот и амплитуд.

Буксование сцепления или фрикциона гидромеханической передачи отражается и на относительных угловых перемещениях ведущего и ведомого валов. При отсутствии буксования относительных угловых перемещений нет, а возникают они при появлении буксования. Это явление можно использовать для оценки длительности процесса буксования при переключении передач, которое отражает характер процесса управления – резкое включение или плавное.

Даже при оценке технического состояния гидротрансформатора в гидромеханической передаче необходим контроль передаточного отношения

гидротрансформатора, то есть угловых скоростей насосного и турбинного колес. Это тоже относительные угловые перемещения валов.

Многие дефекты трансмиссии отражаются в кинематической погрешности, но существующие методы ее определения, например, кинематометрия, требуют равномерного вращения ведущего вала, поскольку кинематическая погрешность определяется как функция времени. В условиях эксплуатации автомобиля обеспечить равномерное вращение ведущего вала практически невозможно, а демонтировать для этого коробку передач с автомобиля для диагностирования ее на стенде весьма трудоемко, да и нецелесообразно.

С появлением на автомобилях бортовых микропроцессорных систем управления и диагностики стало возможным измерение относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов, а следовательно, и кинематической погрешности на нестационарных режимах вращения ведущего вала. Для этого на ведущем и ведомом валах необходимо установить дискретные датчики углового положения (например, энкодеры). Относительные угловые перемещения ведомого и ведущего валов можно определять, анализируя поворот ведомого вала за одну дискрету (один импульс с датчика угла поворота ведомого вала или поворот ведомой шестерни на один зуб) в количествах импульсов высокочастотного опорного сигнала, генерируемых датчиком угла поворота, связанным с ведущим валом. Отклонение числа импульсов опорного сигнала от теоретического значения и есть относительное перемещение, выраженное в импульсах, которые легко переводятся в угловые величины. Требуемая точность измерения относительных угловых перемещений для решения конкретной задачи достигается выбором соотношения количества дискрет за один оборот каждого из датчиков.

Микропроцессорные системы позволяют с высокой частотой опрашивать текущее состояние вращающихся с высокой скоростью валов и накапливать эту информацию в оперативной памяти компьютера. Если определять кинематическую погрешность не как функцию времени, а как отклонение фактического угла поворота ведомого вала относительно теоретического, то нестационарный режим работы двигателя, а следовательно, и ведущего вала трансмиссии на кинематическую погрешность влиять не будет, поскольку в теории принимается, что ведущий и ведомый валы имеют жесткую кинематическую связь.

Такой подход к диагностике элементов механической и гидромеханической трансмиссий позволит создавать как встроенные, так и внешние системы диагностики. Причем в большинстве бортовых систем управления уже имеются датчики информации, которые можно использовать в системах диагностики. Каждый автомобиль, согласно европейскому стандарту EOBД, должен иметь стандартный диагностический разъем со стандартным протоколом обмена информацией с внешними системами.

Величина кинематической погрешности не является общепринятым диагностическим параметром, но если разработать соответствующие алгоритмы анализа полученной кинематической погрешности, то появится возможность объективно и более точно, чем существующими методами, диагностировать техническое состояние многих элементов трансмиссии. Далее будут приведены алгоритмы диагностирования основных элементов трансмиссий по кинематической погрешности, определяемой в условиях эксплуатации.

2.1 Суть метода диагностирования элементов трансмиссий по относительным угловым перемещениям валов

Суть метода диагностирования элементов, например, гидромеханической трансмиссии по относительным угловым перемещениям ведущего и ведомого валов (или по кинематической погрешности), поясняется рисунком 2.1.

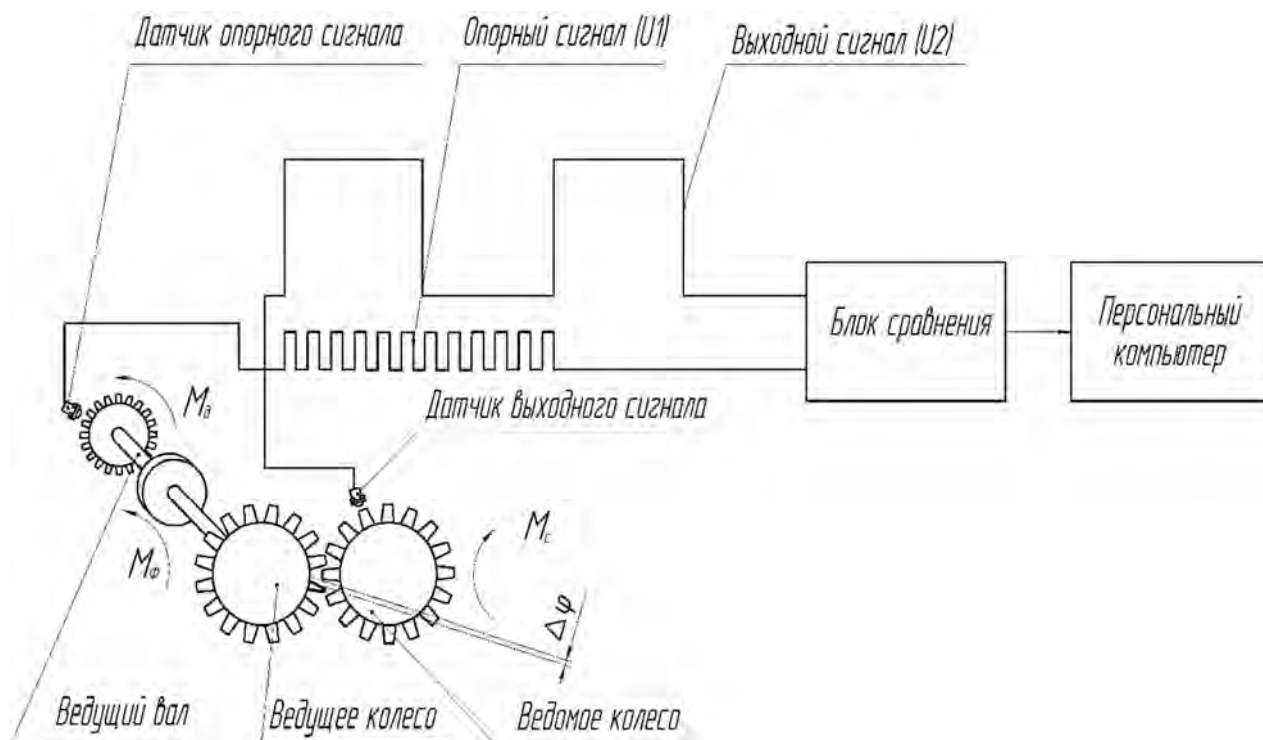


Рисунок 2.1 – Схема метода диагностирования элементов трансмиссии по относительным угловым перемещениям ведущего и ведомого валов

В процессе диагностирования к ведущему валу трансмиссии, поворачиваемому на угол φ_1 , подводится крутящий момент от двигателя или турбинного вала гидротрансформатора M_d , а к ведомому, поворачиваемому на угол φ_2 , – момент сопротивления M_c . С ведущим валом связан датчик углового положения, представляющий собой инкрементальный энкодер, генерирующий высокочастотный опорный сигнал $U1$, пропорциональный углу

поворота ведущего (турбинного) вала. Датчик выходного сигнала (датчик Холла) установлен у зубчатого венца ведомого колеса для считывания импульсов зубцовой частоты $U2$, или аналогичный $U1$ энкодер с меньшим числом импульсов за один оборот установлен соосно с ведомым валом. Опорный сигнал $U1$ от ведущего вала и сигнал $U2$ с ведомого колеса поступают в электронный блок сравнения для подсчета и сопоставления выходных импульсов между собой по количеству опорных импульсов, сравнения с теоретическими значениями, находящимися в базе данных, а затем на блок индикации для вывода результатов диагностики [9].

В данном случае алгоритм поиска единичных дефектов зубьев должен включать анализ шага зацепления на циклических составляющих либо зубцовой частоты шестерни ведомого вала, либо шагов выходного сигнала относительно высокочастотного опорного сигнала с ведущего вала (рисунок 2.2, а). Отклонение двух последовательных шагов выходного сигнала $T3$ и $T4$ в количествах импульсов опорного сигнала $N3$ и $N4$ от других значений ($T1$, $T2$, $T5$) будет свидетельствовать о наличии единичного дефекта зуба одной из шестерен. При этом сумма опорных импульсов $T3$ и $T4$ будет равна сумме опорных импульсов шагов $T1$ и $T2$, поскольку после прохождения единичного дефекта кинематическая связь восстанавливается, а разность опорных импульсов $T3$ и $T4$ дает величину дефекта. По шагу повторного появления дефекта можно установить принадлежность их тому или иному зубчатому колесу, поскольку шаг обращения у каждого зубчатого колеса свой [10].

Алгоритм диагностирования зубчатых передач по величине суммарного углового зазора, характеризующего боковой износ зубьев, предполагает подачу на трансмиссию тестового воздействия, направленного на выбор этого зазора. Для механических трансмиссий такое воздействие может создать стенд с приводными барабанами, а для гидромеханических – торможение двигателем в процессе движения, когда силы инерции ведомой части трансмиссии будут выбирать зазоры противоположного тяговому режиму направления [11].

При выборе суммарного углового зазора один или несколько шагов выходного сигнала (рисунок 2.2, б), например $T3$ и $T4$, будут иметь меньшее число опорных импульсов ($N3$ и $N4$), чем остальные ($N1$, $N2$, $N5$, $N6$) соответственно на шагах $T1$, $T2$, $T5$, $T6$. Суммарный угловой зазор в радианах определяется как отношение суммы отклонений искаженного сигнала от установившегося (теоретического) значения к количеству опорных сигналов за один оборот выходной шестерни с числом зубьев Z , то есть

$$[(N1 - N3) + (N1 - N4)] / (N1 \cdot Z) \cdot 2\pi.$$

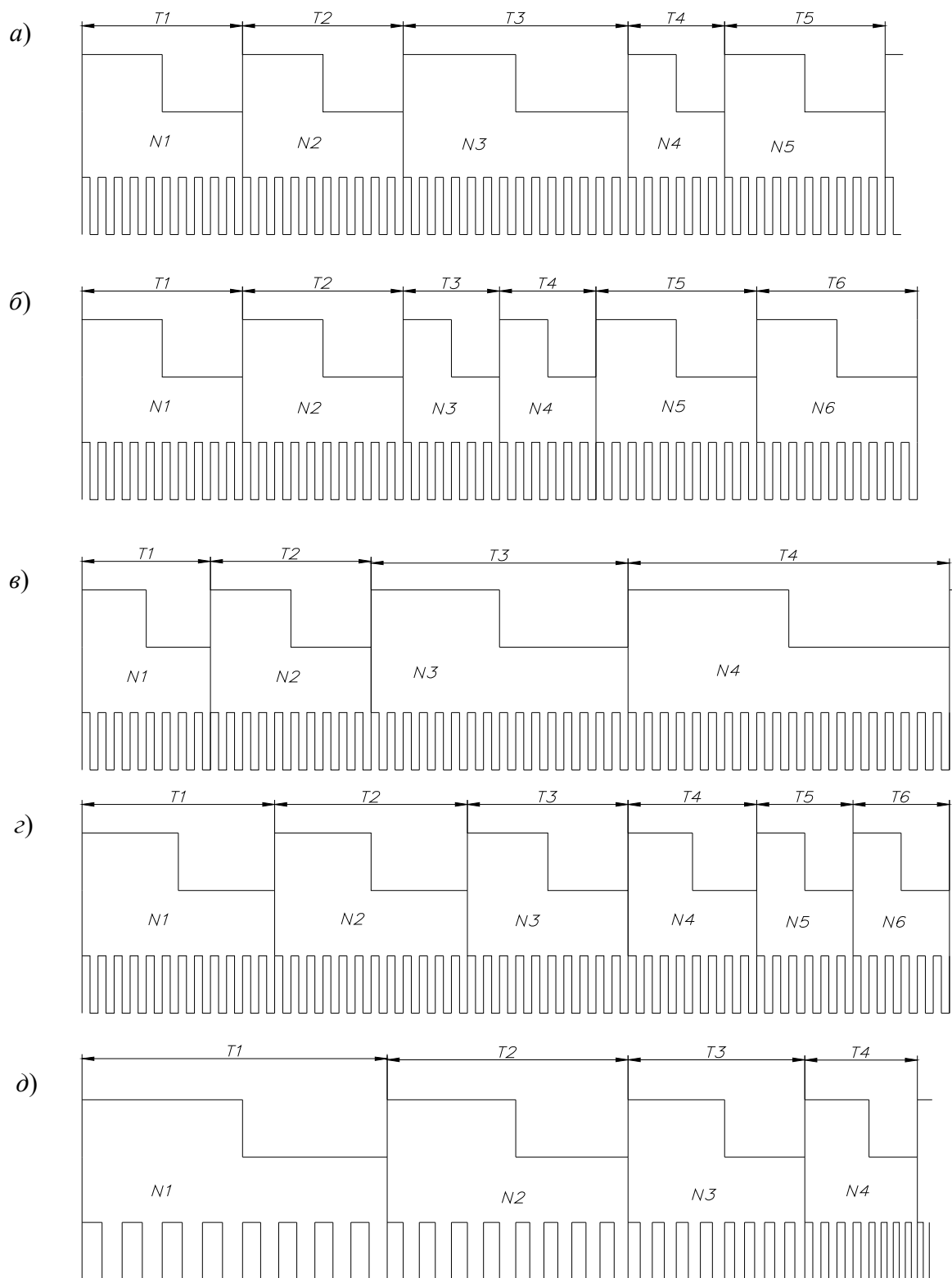


Рисунок 2.2 – Схемы отображения дефектов элементов трансмиссии при диагностировании по относительным угловым перемещениям валов

Диагностирование состояния фрикционных элементов трансмиссии по буксованию при передаче максимальных вращающих моментов осуществляется по иному алгоритму. При контроле этого параметра в начальный момент времени фрикцион замкнут и число импульсов опорного сигнала за угол поворота на шагах $T1$ и $T2$ выходного сигнала постоянно. Затем создается тестовое воздействие в виде постепенно возрастающего момента сопротивления на ведущих колесах с одновременным увеличением момента двигателя, и при превышении момента, приведенного к фрикциону, может происходить пробуксовка. При появлении буксования появляются относительные угловые перемещения ведущих и ведомых частей фрикциона, что приводит к возрастанию количества опорных импульсов в каждом последующем шаге зуба колеса, связанного с выходным валом. В этом случае в каждом последующем шаге выходного сигнала ($T1 < T2 < T3 < T4$) количество опорных импульсов будет возрастать, то есть $N1 < N2 < N3 < N4$ (рисунок 2.2, в). Сравнивая количество импульсов опорного сигнала относительно установившегося значения, легко можно определить момент начала буксования фрикционных элементов. Буксование можно определять как в процессе функционирования автомобиля, так и в процессе диагностики, подавая тестовое воздействие на трансмиссию в виде нагружения со стороны тормозной системы [12].

Контроль относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов позволяет отслеживать техническое состояние фрикционных элементов трансмиссии по времени (или работе) буксования при переключении ступеней в коробке передач. Алгоритм диагностирования в этом случае поясняется на рисунке 2.2, г. Здесь отражено переключение фрикционов с низшей передачи на высшую. Шаги выходного сигнала $T1$ и $T2$, соответствующие низшей передаче, имеют до момента начала переключения ступени одинаковое число опорных импульсов: $N1 = N2$. После переключения устанавливается жесткая кинематическая связь и число опорных импульсов в каждом последующем шаге $T5$ и $T6$ будет одинаковым, то есть $N5 = N6$, при этом $N5 = N2/U$, где U – передаточное число ступени. Сравнивая числа импульсов опорного сигнала в каждом последующем шаге по отношению к предыдущему, определяют момент, при котором количество импульсов опорного сигнала в каждом выходном на предыдущей ступени начинает изменяться ($T3$, $T4$). С этого момента, когда $N_{i+1} - N_i \neq 0$, включается таймер, отсчитывающий время буксования. Заканчивает он свой отсчет, когда количество опорных импульсов в каждом последующем импульсе выходного сигнала уравнивается, то есть $N_{i+1} - N_i = 0$. Суммарная длительность всех импульсов за время переходного процесса, определяемая таймером, и есть время буксования фрикциона T_6 при переключении ступени, то есть время прохождения шагов $T3$ и $T4$ [13].

Выбор в качестве диагностического параметра относительного углового перемещения ведущего и ведомого валов позволяет получить однозначный,

информативный и технологичный сигнал, легко обрабатываемый компьютерными средствами. Он остается однозначным и на переходных режимах работы. На рисунке 2.2, д показано изменение диагностических сигналов в процессе разгона. Шаги выходного сигнала при жесткой кинематической связи между ведущим и ведомым валами в этом случае изменяются ($T1 > T2 > T3 > T4$), а количество опорных импульсов на каждом шаге не меняется, то есть $N1 = N2 = N3 = N4$. Следовательно, кинематическую погрешность можно измерять и при нестационарном режиме работы трансмиссии.

Анализируя такой параметр, как кинематическая погрешность, полученная в результате измерения относительных угловых перемещений валов, можно определить величину циклической погрешности, вызванной неравномерным износом зубьев или прогибом вала. По периоду гармонического сигнала в кинематической погрешности, выраженного в импульсах опорного сигнала, можно установить вызвавшую циклическую погрешность шестерню [14]. Это наиболее информативный, однозначный и помехозащищенный метод, адаптированный к современным информационным технологиям. Для адаптации трансмиссий машин к компьютерной диагностике достаточно оснастить их как минимум двумя датчиками опорного и выходного сигнала, связанными с ведущим и ведомым валами трансмиссии. Для сложной трансмиссии, имеющей основную, дополнительную, раздаточную коробки, коробку отбора мощности и др., количество датчиков информации может быть значительно больше. При соответствующем алгоритме обработки можно с высокой точностью и минимальными затратами установить техническое состояние основных элементов трансмиссий машин, определить остаточный ресурс и назначить сроки ремонтов, что существенно снизит эксплуатационные затраты.

Реализацию импульсного метода диагностирования зубчатых зацеплений трансмиссии можно проводить как для стационарных стендов, так и для внешних или бортовых систем диагностирования. Хотя в последнем случае в структуру программного обеспечения бортовой системы диагностики необходимо вводить особый режим тестирования трансмиссии (для специалистов сервиса).

2.2 Алгоритмы диагностирования суммарного углового зазора механической трансмиссии

Суммарный угловой зазор характеризует износ боковых поверхностей зубьев трансмиссии, который складывается из угловых зазоров ее сборочных единиц. Изменение суммарных угловых зазоров зависит от наработки. Но при определенной наработке наступает период прогрессирующего износа зубьев, когда суммарный угловой зазор увеличивается в 6–15 раз, а его предельная величина зависит от числа зубчатых пар, находящихся в зацеплении, и варьируется от 5 до 80 град [15]. Эксплуатация трансмиссии с увеличенным

угловым зазором приводит к появлению дополнительных динамических нагрузок на зубья, поскольку неровности дороги вызывают колебания момента сопротивления движению, приводящие к периодическому выбору суммарных угловых зазоров. И чем больше угловой зазор, тем большими будут динамические нагрузки, следствием которых являются выкрашивания и поломки зубьев.

Суммарный угловой зазор состоит из двух частей – углового зазора в коробке передач и углового зазора в главной передаче. Первый однозначно характеризует износ рабочих поверхностей зубьев и состояние шлицев подвижных кареток или зубчатых муфт, а зазор в главной передаче зависит еще и от регулировки конической или гипоидной передачи. Поэтому в заднеприводных автомобилях определение угловых зазоров рекомендуют проводить в два этапа: разъединить карданную передачу и определить угловой зазор в коробке передач, а затем в главной передаче. Если при их суммировании он выходит за пределы допустимого, производят регулировку главной передачи и повторное определение углового зазора.

Для механических трансмиссий допускается определение суммарного углового зазора жидкостным угломером при вывешивании одного из ведущих колес и поворота его в одну и другую сторону. В этом случае он несколько завышен, так как добавляется погрешность от одного из сателлитов дифференциала. Но трудоемкость определения суммарного углового зазора в этом случае значительно ниже.

Люфтометрия используется и при диагностировании редукторов мотор-колес карьерных автомобилей БелАЗ [16]. Однако люфтометрия предполагает достаточно большую долю субъективизма, который заключается в правильности установки измерительного прибора, в точности считывания показаний прибора и достоверности внесения показаний в диагностическую карту. При современном уровне информационных технологий такой подход к люфтометрии неприемлем. Но люфтометрию можно автоматизировать и оперативно определять суммарный угловой зазор на стендах, в движении, для механических и гидромеханических трансмиссий, если воспользоваться импульсным методом определения относительных угловых перемещений ведомого и ведущего валов. При этом необязательно разрабатывать и производить специальные стенды, достаточно воспользоваться широко распространенными тормозными стендами.

2.2.1 Определение суммарного углового зазора на стенде.

Диагностирование зубчатых зацеплений механической трансмиссии по суммарному угловому зазору можно совместить с диагностированием тормозных систем автомобиля на стационарном приводном барабанном стенде. Для этого трансмиссия и стенд должны быть дооснащены необходимым количеством легко монтируемых датчиков информации об угловом положении

ведущего и ведомого валов. Тестовым воздействием на трансмиссию в этом случае будет реверсирование приводных барабанов, при котором обеспечивается выбор суммарного углового зазора в трансмиссии. Информация от них накапливается в микропроцессорном блоке, выполняющем функции устройства сопряжения с датчиками и накопителя информации, а затем обрабатывается персональной ЭВМ с соответствующим программным обеспечением для постановки диагноза.

Определять угловое положение ведущего вала относительно ведомого можно внешними датчиками. Поскольку доступа к ведущему валу коробки передач у большинства машин нет, то местом установки датчика ведущего вала может быть шкив или шестерня, расположенные на носке коленчатого вала двигателя. Информацию об угловом положении ведомого вала можно снимать непосредственно с ведущих колес или приводного барабана стенда.

Определение суммарного углового зазора в трансмиссии должно осуществляться на всех передачах. Для локализации дефекта, если суммарный угловой зазор превышает допустимый, необходима установка дополнительного датчика углового положения выходного вала коробки передач, который позволит разделить суммарный угловой зазор в трансмиссии на две составляющие – суммарные угловые зазоры в коробке передач и суммарные угловые зазоры в главной передаче. Это разделение необходимо, поскольку суммарный угловой зазор в коробке передач однозначно характеризует износ зубьев по толщине, а в главной передаче он еще зависит и от регулировки конической (гипоидной) передачи. Поэтому заключение о техническом состоянии трансмиссии по суммарному угловому зазору при его превышении необходимо давать после проверки и регулировки конической (гипоидной) главной передачи.

Для диагностики трансмиссии по суммарному угловому зазору можно использовать роликовые стенды, способные реверсировать приводные барабаны. Такие стенды производятся как в России (КИ-4856, СТМ-8000), так и за рубежом (например, американской фирмой «Burke E Porter», немецкой фирмой «МАНА» и др.). Общий вид одного из них показан на рисунке 2.3 [17].

При диагностировании трансмиссии по суммарному угловому зазору импульсным методом на точность измерения будет влиять частота сканирования показаний с первичного преобразователя угла поворота вала, установленного в том или ином месте трансмиссии при невысокой угловой скорости ведущих колес на барабанном стенде. Из-за невысокой скорости приводных барабанов, обеспечивающих скорость машины около 5 км/ч, индукционные датчики не выдают сигнал требуемого уровня, достаточного для регистрации принимающей аппаратурой. Поэтому в качестве датчиков углового положения валов целесообразно использовать фотоэлектрические энкодеры, уровень выходного сигнала которых всегда постоянен и не зависит от скорости на входе.



Рисунок 2.3 – Роликовый тормозной стенд для грузовых автомобилей с максимальной нагрузкой на ось до 18 т IW 7/E немецкой фирмы «МАН»

Фотоэлектрические энкодеры (рисунок 2.4) имеют или приводные валы, или втулки, требующие соответствующих переходников (адаптеров). Они позволяют определять угловые перемещения либо роликов стенда, если в качестве адаптера использовать обрезиненный ролик, прижатый к наружному диаметру, либо приводного колеса автомобиля, если в качестве адаптера использовать присоску, крепящуюся к диску колеса.



Рисунок 2.4 – Фотоэлектрические датчики угловых перемещений (энкодеры)

Лучшим решением для данных условий диагностики является использование оптических датчиков, работающих по методу отражения, которые предназначены для дистанционного измерения скорости и считывания штрих-кодов. Такие датчики удобны для генерирования сигнала углового положения входного вала коробки передач (от носка коленчатого вала) и сигнала углового положения ведущего колеса. Их принцип работы показан на рисунке 2.5. Они интегрируют в одном корпусе инфракрасный (ИК) излучатель и ИК-фотоприемник, которые закреплены в корпусе под определенным углом. Угол пересечения оптических полей излучателя и приемника составляет рабочую область датчика. Если в нее попадает объект, на фототранзистор поступает отраженный сигнал, что приводит к увеличению выходного тока. Как правило, такие датчики имеют малое рабочее расстояние срабатывания. Преимущества этого датчика в том, что он может работать на расстоянии до 12 мм и имеет широкий диапазон рабочих температур – от минус 40 до плюс 85 °С.



Рисунок 2.5 – Принцип работы оптического датчика угловой скорости, работающего по методу отражения

Для получения сигнала с выхода коробки передач машины можно применять и оптический датчик меток, если метки располагать на торце фланца карданного вала. Такой датчик представляет собой лазерный излучатель, направляемый на ленту с метками, от которой отраженный сигнал регистрируется приемником, находящимся в этом же корпусе. Данный датчик может работать как в горизонтальном, так и в вертикальном положении, считывать до 10000 меток в секунду и располагаться на расстоянии до 40 мм, что вполне достаточно для определения углового положения карданного вала на выходе коробки передач. Датчик оптических меток может располагаться под машиной непосредственно возле карданного вала, дистанционно считывая метки, которые

будут нанесены на ленте, закрепленной вокруг фланца кардана. Общий вид такого датчика показан на рисунке 2.6.



Рисунок 2.6 – Оптический датчик меток KT5-2

Поскольку тестовым воздействием на трансмиссию является реверсирование стенда, то к ведущим колесам необходимо подвести вращающий момент от барабанов стенда сначала в одну сторону, а затем в другую, то есть стенд реверсируется. После реверсирования движения выходной сигнал (с носка коленчатого вала) будет отсутствовать некоторое время из-за наличия угловых зазоров в зубчатых зацеплениях, а на входе (с ведущего колеса) будут подсчитываться импульсы за тот промежуток, пока не появятся импульсы выходного сигнала. По количеству входных импульсов за промежуток времени между выходными импульсами можно судить о величине суммарного углового зазора трансмиссии. Этот подсчет и определение зазоров, а также расчет номинальных и предельных зазоров реализуются с помощью компьютерных программ с выдачей протокола диагностирования.

Схема диагностирования механической трансмиссии заднеприводного автомобиля типа ЗИЛ-5301 на стенде с учетом изложенного ранее показана на рисунке 2.7.

Точность определения суммарного углового зазора будет зависеть от правильно подобранной дискретизации входного и выходного сигналов. Если задаться точностью определения суммарного углового зазора, равной 0,5 град, дискретность выходного сигнала от носка коленчатого вала составит 720 имп./об. Разрешающая способность датчиков, работающих по методу отражения, составляет до 0,1 мм между штрихами. Следовательно, минимальный диаметр отражающего диска, предназначенного для установки на носок

коленчатого вала, с учетом того, что импульс должен содержать темный и светлый штрихи, будет равен 50 мм.

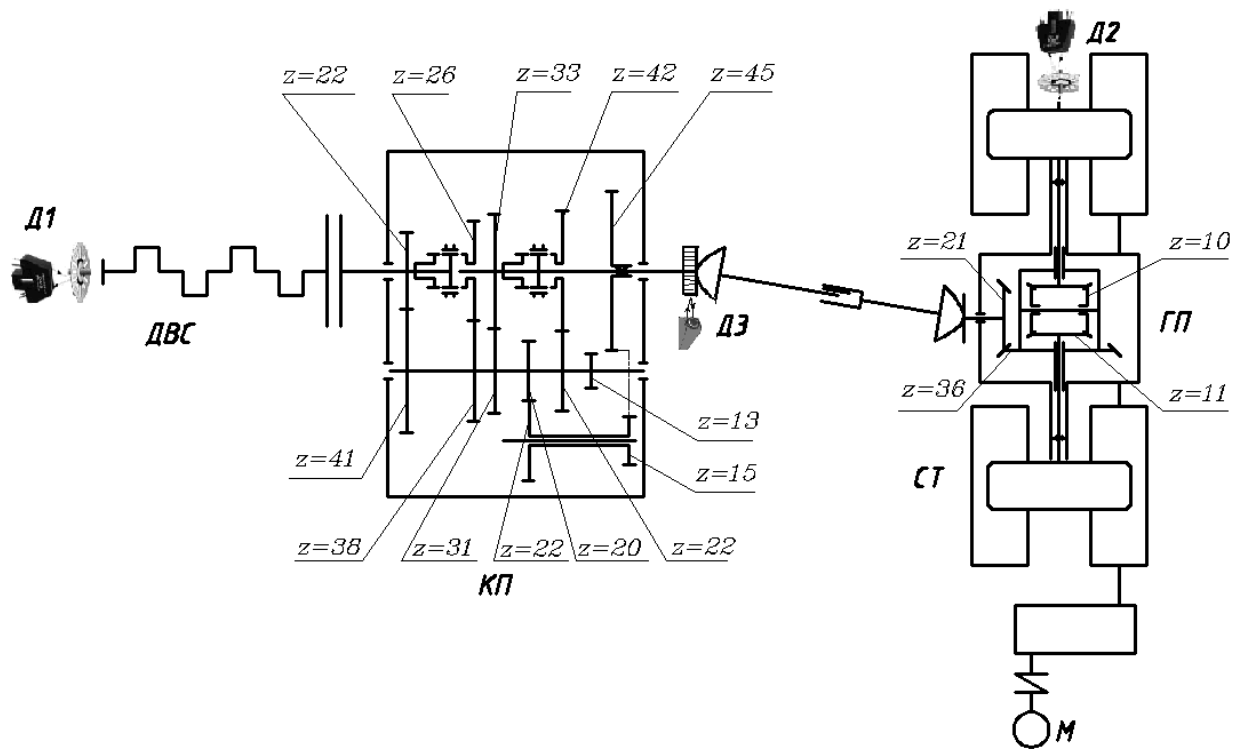


Рисунок 2.7 – Схема диагностирования механической трансмиссии автомобиля ЗИЛ-5301 на барабанном стенде

Для того чтобы определить необходимую дискретность датчика, устанавливаемого на выходе коробки передач, необходимо знать разницу между номинальным и предельным зазорами зацеплений высшей ступени. В этом промежутке должно уместиться как минимум 4 имп., чтобы можно было различать величину износа зубьев в 25, 50, 75 и 100 %. На прямой передаче коробки ЗИЛ-5301 номинальный зазор составляет 0,66 град, а предельный – 2,38 град, следовательно, на выходном валу или фланце коробки передач должна быть наклеена лента, содержащая 900 штрихов. Если считывать их оптическим датчиком меток КТ5-2, разрешающая способность которого составляет 0,1 мм, то диаметр выходного вала коробки передач или фланца должна быть не менее 30 мм. А поскольку этот датчик позволяет считывать до 10000 меток в секунду, то при скорости автомобиля на стенде 5 км/ч он и по этому параметру удовлетворяет требованиям импульсного метода при диагностировании трансмиссии на стенде.

Алгоритм диагностирования механической трансмиссии по параметру суммарного углового зазора на барабанном стенде поясняется схемой на рисунке 2.8. На отрезке «начальная фаза» со стороны стенда на трансмиссию подается тестовое воздействие в виде вращения приводных барабанов и отражены

показания с датчиков (их расположение см. на рисунке 2.7) при выборе зазоров в зубчатых зацеплениях от произвольного состояния трансмиссии.

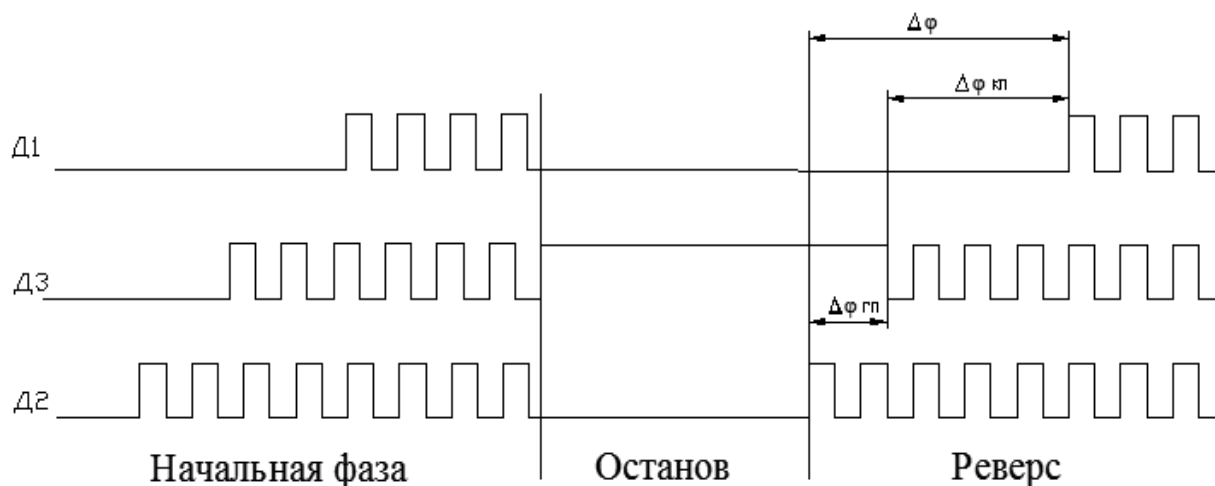


Рисунок 2.8 – Схема изменения количества опорных импульсов в каждом выходном при выборе суммарного углового зазора на стенде

Датчик $D2$, связанный с ведущими колесами автомобиля, начинает генерировать импульсы раньше других. После выбора углового зазора в главной передаче вступает в работу датчик $D3$, после выбора углового зазора в коробке передач появляются импульсы от датчика $D1$, связанного с коленчатым валом двигателя. В этом цикле выбираются зазоры одного направления, чтобы определить точку отсчета суммарных угловых зазоров.

На отрезке «останов» стенд выключают. На отрезке «реверс» производится реверсирование вращения барабанов, а следовательно, и выбор зазоров в главной передаче $\Delta\varphi_{гп}$, в коробке передач $\Delta\varphi_{кп}$ и во всей трансмиссии $\Delta\varphi$.

Величина углового зазора определяется по показаниям датчика $D2$, а датчики $D3$ и $D1$ выполняют роль маркеров конца отсчета опорного сигнала, которым является сигнал с датчика $D2$. В качестве маркеров можно применить и аналоговые датчики, но их чувствительность должна соответствовать заданной точности измерений. Зная число импульсов датчика $D2$ на одном обороте, то есть на угле поворота колеса на 360 град (в данном случае 720 имп.), соотносят полученное число импульсов с фактическим углом поворота ведущего колеса. Это и есть суммарные угловые зазоры в главной передаче, в коробке передач и в трансмиссии в целом.

Основное требование при выборе роликового стенда для диагностирования трансмиссии – привод барабанов должен быть реверсивным. Мощность привода существенного значения не имеет, так как для выбора суммарных угловых зазоров в трансмиссии затраты мощности незначительны. Если мощность стенда значительная и он способен провернуть коленчатый вал двигателя, то

выходной сигнал с датчика Д1 будет импульсным, если нет, то импульсов не будет, а будет только порог, обозначающий завершение цикла.

Диагностирование трансмиссии по параметрам суммарного углового зазора в зубчатых зацеплениях на приводном роликовом стенде импульсным методом удобно тем, что находящаяся в эксплуатации машина не требует доработки узлов, где должны быть установлены датчики. Фактически это дополнительная опция к тормозному стенду при обязательной периодической диагностике тормозных систем. Однако воспользоваться ею можно только для машин с механической трансмиссией. Использование таких стендов для машин с гидромеханической трансмиссией невозможно, так как при создании тестового воздействия (при реверсировании стенда) должно быть обеспечено замыкание фрикционных муфт при неработающем двигателе.

Современные тенденции развития автомобильных технологий направлены на автоматизацию процессов управления и исключения человека из этого процесса, на создание беспилотных автомобилей. Особенно это актуально для карьерных самосвалов, работающих 24 ч/сут в условиях высокой загазованности и плохой видимости. Уже есть такие разработки со спутниковым управлением через JPS-навигацию. Следовательно, нужны такие технологии определения технического состояния элементов трансмиссии, которые бы могли дистанционно сообщать оператору о достижении предельного состояния и необходимости выхода из технологического процесса во избежание аварии. На сегодняшний день такие работы могут выполнять бортовые системы диагностики с элементами телеметрии.

2.2.2 Диагностирование суммарного углового зазора в движении.

Для определения суммарного углового зазора в трансмиссии при ее диагностировании в процессе движения на трансмиссию необходимо подать тестовое воздействие, обеспечивающее выбор зазоров в зубчатых передачах. Таким воздействием может быть торможение двигателем (резкое прекращение подачи топлива в двигатель), при котором на входе трансмиссии создается отрицательный крутящий момент, способствующий уменьшению момента на ведущем валу, в то время как момент от сил инерции вращающихся и поступательно движущихся масс, связанных с ведомым валом, будет способствовать продолжению движения, то есть выбирать зазоры противоположного направления.

Условия выбора суммарного углового зазора в зубчатых зацеплениях коробки передач и трансмиссии в целом при движении рассмотрим на упрощенной динамической модели, представленной на рисунке 2.9. Здесь моменты инерции всех сосредоточенных масс приведены к одному валу, на котором имеются два зазора, имитирующие суммарные угловые зазоры в зубчатых зацеплениях коробки передач и трансмиссии в целом. Зазор в коробке

передат находится между сосредоточенной массой J_{∂} (это приведенные к коленчатому валу двигателя моменты инерции самого двигателя J_0 , сцепления J_{cy} , деталей, связанных с первичным валом коробки передач J_1 , то есть $J_{\partial} = J_0 + J_{cy} + J_1$) и сосредоточенной массой с моментом инерции J_{kn} , включающей моменты инерции деталей, связанных с выходным валом коробки передач до главной передачи ($J_{kn} = J_3 / u_{li}^2$).

Зазор в главной передаче находится в зубчатом зацеплении между сосредоточенной массой с моментом инерции J_{kn} и сосредоточенной массой с приведенным моментом инерции ведущего моста $J_{вм}$. Он включает моменты инерции вращающихся колес J_z и поступательно движущейся массы автомобиля J_a , приведенной к коленчатому валу двигателя.

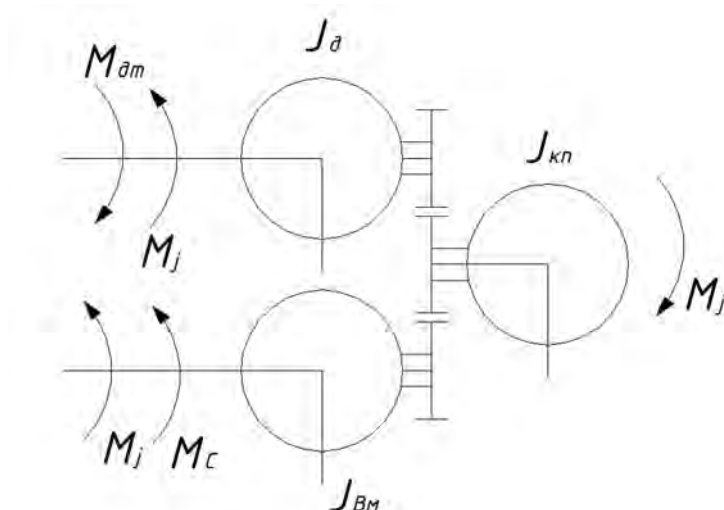


Рисунок 2.9 – Динамическая модель для проверки условий выбора суммарных угловых зазоров в зубчатых зацеплениях коробки передач и трансмиссии в целом

Приведение инерционных элементов к сосредоточенным массам осуществляется на основе закона сохранения кинетической энергии системы:

- к быстроходному валу [18]

$$J_k = \sum_{i=1}^m \frac{J_i}{u_i^2} ; \quad (2.1)$$

- к тихоходному валу

$$J_k = \sum_{i=1}^m J_i \cdot u_i^2 , \quad (2.2)$$

где J_i – момент инерции i -го инерционного элемента, кг·м²;
 J_k – момент инерции k -й сосредоточенной массы, кг·м²;

u_i – передаточное число от i -го инерционного элемента до k -й сосредоточенной массы.

Значение J_z определяется как сумма моментов, которую можно получить из условия равенства кинетической энергии поступательно движущейся машины [19]:

$$J_z = k_{\text{вм}} \cdot n_{\text{ш0}} \cdot J_{\text{ш}} ; \quad (2.3)$$

$$J_a = m_a \cdot r_k^2 , \quad (2.4)$$

где m_a – масса машины, кг;

$n_{\text{ш0}}$ – число ведущих колес машины;

$J_{\text{ш}}$ – момент инерции шин, кг·м²;

$k_{\text{вм}}$ – коэффициент, учитывающий моменты инерции вращающихся деталей ведущего моста (ступицы, тормозного барабана и др.), $k_{\text{вм}} = 1,04 \dots 1,08$;

r_k – радиус качения колеса, м.

Поскольку шины изготавливаются геометрически подобными, то между величиной момента инерции шины $J_{\text{ш}}$ и ее радиусом качения r_k существует связь, которая описывается регрессионной зависимостью вида [20]

$$J_{\text{ш}} = b_0 + b_1 \cdot r_k + b_2 \cdot r_k^2 + b_3 \cdot r_k^3 + b_4 \cdot r_k^4 , \quad (2.5)$$

где $b_0, \dots, b_4$ – коэффициенты регрессии, $b_0 = -33,89$; $b_1 = 341,15$; $b_2 = -1213,51$; $b_3 = 1678,39$; $b_4 = -448,22$.

Данная зависимость справедлива в интервале изменения $r_k = 0,27 \dots 2,0$ м.

Суммарный угловой зазор в трансмиссии состоит из суммы угловых зазоров в коробке передач и главной передаче.

Суммарный зазор в трансмиссии будет выбираться, если угловое замедление ε_1 сосредоточенной массы с J_∂ , на которую воздействует тормозной момент двигателя $M_{\partial m}$, будет больше, чем замедление ведомого вала с моментом инерции всей машины $J_{\text{вм}}$, на который воздействует приведенный момент сопротивления $M_{\text{пр}i}$, величина которого зависит как от дорожных условий, так и от включенной передачи:

$$\varepsilon_1 = \frac{M_{\partial m}}{J_\partial} . \quad (2.6)$$

Величина момента сопротивления в коробке передач – это сопротивление в подшипниках качения – незначительна по сравнению с величинами момента

двигателя и момента сопротивления передвижению. В связи с этим угловое замедление инерционной массы коробки передач $\varepsilon_{1кп}$ будет также незначительным, а значит, эта инерционная масса будет взаимодействовать с инерционной массой трансмиссии в целом, то есть составлять с ней единое целое. Следовательно, замедление ведомого вала ε_{2i} следует находить как отношение приведенного момента сопротивления движению $M_{ппi}$ к сумме приведенного момента инерции вращающихся масс ведущего моста $J_{вм}$ и момента инерции коробки передач $J_{кп}$, приведенных к ведущему валу. Тогда замедление машины на каждой передаче будет определяться как

$$\varepsilon_{2i} = \frac{M_{ппi}}{J_{вм} + J_{кп}}, \quad (2.7)$$

где $M_{ппi}$ – приведенный к валу двигателя момент сопротивления движению машины на каждой передаче,

$$M_{ппi} = \frac{M_C}{u_{1i} \cdot u_2}, \quad (2.8)$$

где u_2 – передаточное число главной передачи;

u_{1i} – передаточное число включенной ступени коробки передач.

Условие выбора суммарного углового зазора в трансмиссии можно записать как

$$|\varepsilon_1| > |\varepsilon_{2i}|, \quad (2.9)$$

или

$$\frac{M_{\partial m}}{(J_0 + J_{сц} + J_1)} > \frac{M_C}{u_{1i} \cdot u_2 \cdot ((J_{\kappa} + J_a) / (u_{1i} \cdot u_2)^2 + J_3 / u_2^2)}. \quad (2.10)$$

Выбор зазора в зубчатых зацеплениях трансмиссии при движении зависит от параметров динамической системы и внешних моментов. Внешние моменты – это тормозной момент двигателя $M_{\partial m}$ и момент сопротивления движению M_C . Поэтому при диагностировании трансмиссии в движении необходимо проверять условие выбора зазора на каждой передаче и формировать тестовое воздействие со стороны двигателя с учетом дорожных условий и динамических параметров трансмиссии машины.

Момент сопротивления движению машины зависит от дорожных условий, то есть от суммарного сопротивления движению $\psi = f + i$ (f – коэффициент сопротивления качению; i – уклон дороги) [21]:

$$M_C = m_a \cdot g \cdot \psi \cdot r_k, \quad (2.11)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с².

При диагностировании в движении на выбранном участке дороги принимаем, что он неизменен [22]. В этих условиях выбор суммарного углового зазора в коробке передач и трансмиссии в целом при подаче на трансмиссию тестового воздействия в виде торможения двигателем зависит от величины тормозного момента двигателя.

Тормозной момент дизельного двигателя определяется полиномом вида [23]

$$M_{от} = -M_P \left[b_0 + b_1 \cdot \frac{\omega_D}{\omega_P} + b_2 \cdot \left(\frac{\omega_D}{\omega_P} \right)^2 \right], \quad (2.12)$$

где ω_D – угловая скорость коленчатого вала двигателя, рад/с;

M_P – крутящий момент, Н·м;

ω_P – угловая скорость двигателя при номинальной мощности, рад/с;

$b_0, \dots, b_2$ – коэффициенты регрессии, $b_0 = 0,0955$; $b_1 = 0,00181$; $b_2 = 0,137$ – для дизельного двигателя.

Тормозной момент двигателя можно определить и экспериментально либо бестормозным методом по угловому замедлению с помощью измерителя мощности двигателя ИМД-Ц, либо тормозным методом на стенде, измеряя вращающий момент сопротивления неработающего двигателя.

Определять суммарный угловой зазор механической трансмиссии в движении можно, если автомобиль оснащен антиблокировочной системой (АБС), от которой можно получить информацию об угловом положении ведущих колес. Например, грузовые автомобили серии МАЗ-4370 снабжены АБС, имеющей импульсные датчики угловой скорости, расположенные в ступицах колес, роторы которых имеют 80...100 зубьев. Один из датчиков, расположенный на ведущем колесе, можно использовать в качестве генератора опорных импульсов. Другой датчик можно установить напротив зубчатого венца маховика двигателя. На этих машинах устанавливают двигатель ММЗ Д-245, имеющий на маховике 144 зуба. Тогда, учитывая передаточное число главной передачи $U_{gn} = 4,4$ и диапазон коробки передач $U_{kn} = 5,63 \dots 0,81$, за один импульс ведущего вала будет проходить 17 имп. от ротора АБС. Разрешающая

способность такой диагностики (цена одного импульса в градусах поворота выходного вала) для первой передачи будет равна 3,6 град. Для повышения разрешающей способности можно удвоить опорный сигнал программными средствами и увеличить разрешающую способность до 1,8 град. Для диагностики отдельно коробки передач и главной передачи с той же точностью необходима установка дополнительного датчика углового положения выходного вала коробки передач с тем же числом зубьев – 100. Для точности следует применять датчики с большим числом импульсов.

2.3 Определение суммарного углового зазора в гидромеханической трансмиссии

Оценить техническое состояние зубчатых передач гидромеханических трансмиссий по суммарному угловому зазору значительно сложнее из-за того, что кинематическая связь зубчатых передач при неработающем двигателе нарушается, поскольку фрикционные муфты разомкнуты.

Следовательно, диагностирование зубчатых передач гидромеханических трансмиссий машин необходимо осуществлять только при замкнутых фрикциях, то есть в процессе движения, отслеживая изменения относительных угловых положений турбинного вала гидротрансформатора и вала на выходе трансмиссии. Для получения этой информации трансмиссия должна быть оборудована встроенными датчиками углового положения валов, поскольку не всегда имеется доступ к турбинному валу с внешней стороны. Можно использовать для компьютерной диагностики гидромеханической трансмиссии и датчики бортовой системы управления через диагностический разъем при соответствующих алгоритмах обработки этих сигналов.

Процесс технического диагностирования включает обеспечение функционирования объекта в заданном режиме (функциональное диагностирование) или подачу тестовых воздействий на объект (тестовое диагностирование), позволяющих произвести измерение величины диагностических параметров и постановку диагноза на основе логической обработки полученной информации или путем сопоставления с нормативами [24].

Одним из таких подходов является использование импульсного способа контроля относительных угловых перемещений ведущих и ведомых валов гидромеханической трансмиссии для диагностирования зубчатых передач, предназначенного для реализации компьютерными средствами. В процессе движения только он может быть применен для диагностики суммарного углового зазора. Карьерные автомобили, строительно-дорожные машины с гидромеханической трансмиссией диагностировать на стенде затруднительно, поскольку в этом случае требуются громоздкие прочные стенды. Поэтому

необходима методика диагностирования гидромеханических трансмиссий таких машин в процессе движения без вывода их из эксплуатации.

Импульсная система диагностики представляет собой объект диагностирования и средства диагностирования. Рассмотрим в качестве объекта диагностирования гидромеханическую трансмиссию карьерного автомобиля БелАЗ-7555 и фронтального погрузчика МоАЗ-4048 с дизельными двигателями, которые в импульсной системе диагностики создают тестовые воздействия на трансмиссию. В качестве средств диагностирования выступает микропроцессорная система с соответствующим программным обеспечением и комплектом датчиков информации.

Поскольку динамические системы карьерного автомобиля и фронтального погрузчика существенно отличаются, то будут отличаться и тестовые воздействия на гидромеханические трансмиссии со стороны двигателей.

2.3.1 Расчет тестового воздействия для выбора суммарного углового зазора в гидромеханической трансмиссии.

Алгоритм диагностирования зубчатых передач по величине суммарного углового зазора, характеризующего боковой износ зубьев, предполагает подачу на трансмиссию тестового воздействия, направленного на выбор этого зазора. При диагностировании в движении таким воздействием может быть торможение двигателем, когда силы инерции ведомой части трансмиссии будут выбирать зазоры противоположного направления при торможении ведущего вала двигателем.

Для двигателя ЯМЗ-4Э845.10, устанавливаемого на карьерном автомобиле БелАЗ-7555, экспериментально полученная тормозная характеристика, представляющая собой зависимость тормозного момента от угловой скорости коленчатого вала двигателя, представлена на рисунке 2.10 вместе с внешней скоростной характеристикой двигателя. Она получена на стенде при прокручивании неработающего дизельного двигателя электродвигателем, с замером тормозного момента весовым устройством в точках, с определенной частотой вращения во всем рабочем диапазоне. Экспериментальная кривая тормозного момента двигателя достаточно точно совпадает с кривой, описанной выражением (2.12).

Диагностику трансмиссий данных машин в движении целесообразно проводить в тех же дорожных условиях, что и при их эксплуатации. Это асфальтобетонная дорога с коэффициентом сопротивления качению $f = 0,015$, гравийная с $f = 0,025$ и грунтовая сухая с $f = 0,035$. Для этих условий проведены расчеты по определению минимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя, а следовательно, и скорости движения машины

исходя из условий выбора суммарного углового зазора в трансмиссии (см. формулу (2.10)).

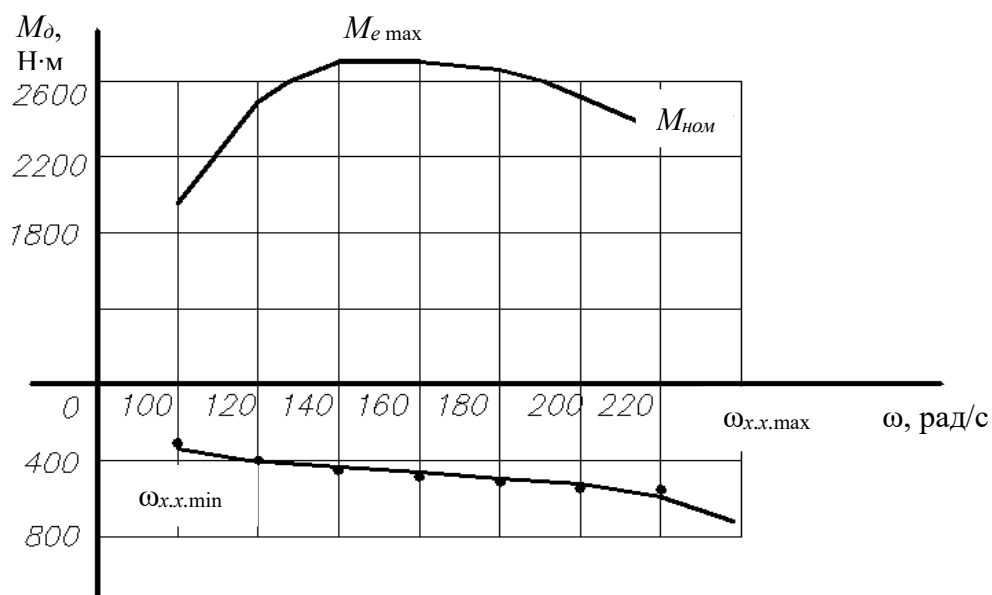


Рисунок 2.10 – Экспериментальные внешняя скоростная и тормозная характеристики двигателя ЯМЗ-4Э845.10

Для порожнего карьерного самосвала БелАЗ-7555 при трех коэффициентах сопротивления передвижению результаты расчета для каждой передачи показаны на рисунке 2.11.

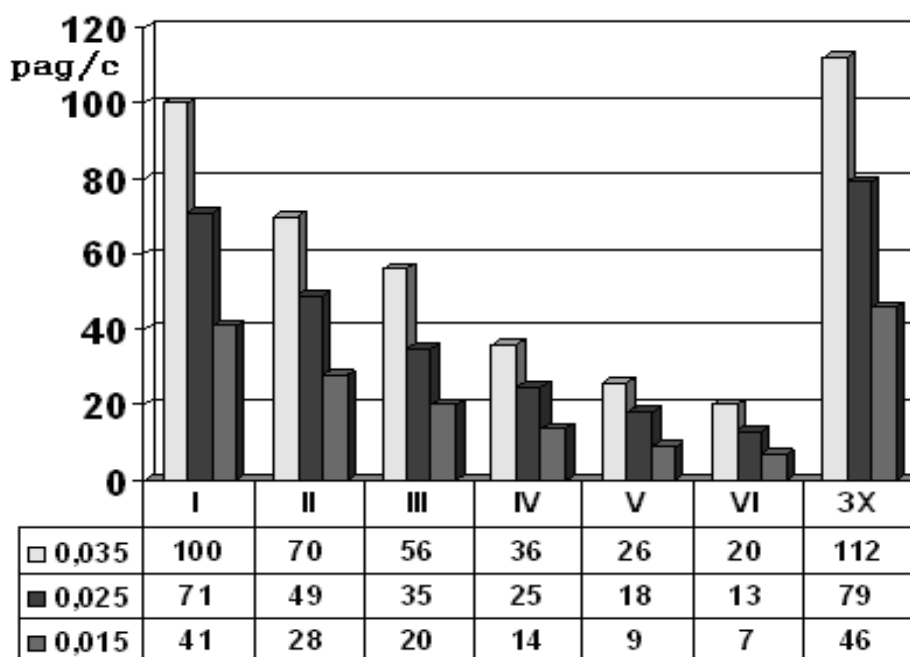


Рисунок 2.11 – Диаграмма скоростей по условию выбора зазора для различных дорожных условий карьерного самосвала БелАЗ-7555

Выбор зазора происходит при 100 рад/с на первой передаче и при 112 рад/с на передаче заднего хода. На других передачах эта скорость даже существенно ниже угловой скорости на режиме холостого хода двигателя, что свидетельствует о том, что выбор суммарного углового зазора будет всегда при всех дорожных условиях. Из этих соображений для БелАЗ-7555 минимальная угловая скорость коленчатого вала двигателя при тестовом диагностировании гидромеханической трансмиссии по суммарному угловому зазору для всех передач и типов дорожных покрытий принимается равной 120 рад/с.

Такие же расчеты проводились для фронтального погрузчика МоАЗ-4048 (рисунок 2.12); выяснилось, что накопленной кинетической энергии поступательно и вращательно движущихся масс недостаточно для преодоления тормозного момента двигателя и сопротивления движению на некоторых передачах при определенных дорожных условиях.

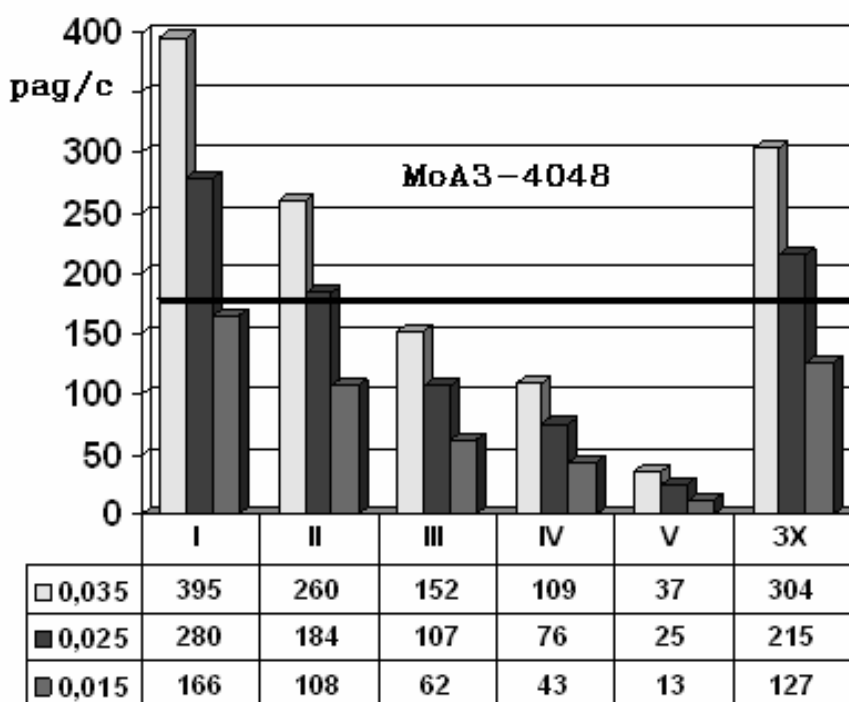


Рисунок 2.12 – Диаграмма скоростей по условию выбора зазора для различных дорожных условий фронтального погрузчика МоАЗ-4048

Поскольку проводить диагностирование на номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя нецелесообразно, то для фронтального погрузчика МоАЗ-4048 в качестве тестового воздействия принимается торможение двигателем от угловой скорости коленчатого вала 180 рад/с для всех коэффициентов сопротивления передвижению.

При таком тестовом воздействии на гидромеханическую трансмиссию угловые зазоры не будут выбираться на первой, второй передачах и передаче заднего хода при коэффициентах сопротивления движению 0,035 и 0,025.

Однако из выражений (2.10) и (2.11) следует, что и в этих случаях зазор может выбираться при определенном уклоне дороги. Необходимый уклон дороги с коэффициентом сопротивления 0,025 для выбора зазора на первой передаче для фронтального погрузчика МоАЗ-4048 определяется из выражения

$$\frac{M_{\partial m} \cdot (J_4 + J_5 + J_3 \cdot u_2^2)}{u_1 \cdot u_2 \cdot (J_0 + J_T + J_1 + J_2) \cdot m \cdot g \cdot r_k} > \psi, \quad (2.13)$$

если решать его относительно $\psi = f \pm i$.

Тогда необходимый уклон дороги для выбора зазора на первой передаче для фронтального погрузчика МоАЗ-4048 при коэффициенте сопротивления 0,035 составляет 0,0146, или -0,84 град, а при 0,025 – соответственно 0,0046, или -0,27 град. Это небольшие уклоны, которые можно найти на участке эксплуатации фронтального погрузчика или подготовить специальный участок для диагностирования [25].

Следовательно, диагностирование трансмиссии по суммарному угловому зазору в зубчатых передачах гидромеханических трансмиссий при движении возможно для любой машины и на любой передаче при известных дорожных условиях на горизонтальном участке пути или при определенном уклоне.

2.3.2 Методика расчета номинальных и предельных угловых зазоров в зубчатых зацеплениях трансмиссии.

Суммарный угловой зазор в трансмиссии складывается из зазоров в каждом сопряжении кинематической цепи.

Для эвольвентных сопряжений угловой зазор определяется из выражения [26]

$$\varphi = K \cdot J / (m \cdot z), \quad (2.14)$$

где K – коэффициент перевода линейного зазора в угловой, учитывающий вид сопряжения. Для эвольвентного цилиндрического и конического сопряжений $K = 122$, шлицевого $K = 132$, прямобочного шлицевого $K = 114$, шпоночного $K = 95,5$;

J – боковые зазоры, мм;

m, z – модуль и число зубьев соответственно.

Для прямобочных сопряжений

$$\varphi = K \cdot J / D, \quad (2.15)$$

где D – наружный диаметр сопряженных деталей, мм.

При расчете номинального углового зазора в трансмиссии следует учитывать допуски на изготовление зубчатых колес. При назначении допусков на зубчатые колеса для достижения качественной работы передачи необходимо учитывать [27]:

- кинематическую точность, то есть согласованность углов поворота ведущего и ведомого колес передачи. Кинематическая точность характеризуется величиной кинематической погрешности передачи – разности между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота ведомого колеса, выраженной в линейных величинах длиной дуги по делительной окружности. Стандартами ограничивается наибольшая кинематическая погрешность передачи (радиальное биение) F_{ior} и колеса F_{ir} ;

- плавность работы, то есть ограничение циклических погрешностей, многократно повторяющихся за один оборот колеса (резкие местные изменения отклонений углов поворота колеса). Плавность работы количественно характеризуется местной кинематической погрешностью f_{ir} (степенью плавности изменения кинематической погрешности) и циклической погрешностью передачи f_{zkr} и колеса f_{zkr} ;

- контакт зубьев, то есть такое прилегание зубьев по длине и высоте, при котором нагрузка от одного зуба к другому передается по контактными линиям, максимально использующим всю активную поверхность зуба. Полнота контакта зубьев характеризуется относительными размерами по длине и высоте зуба суммарного пятна контакта сопряженных зубьев в передаче;

- боковой зазор для устранения заклинивания зубьев при работе передачи. Он необходим для размещения слоя смазки, компенсации температурных деформаций, а также погрешностей изготовления и монтажа. Боковой зазор определяется в сечении, перпендикулярном к направлению зубьев, и в плоскости, касательной к основным цилиндрам. Для нормальной работы боковой зазор в передаче должен быть не меньше установленного гарантированного бокового зазора $J_{\min}$ и не больше наибольшего допустимого зазора $J_{\max}$.

Предельные боковые зазоры для эвольвентных зацеплений определяются по формуле [26]

$$J_{\max} = J_{\min} + (T_{n1} + T_{n2} + 2 \cdot f_a) \cdot 2 \cdot \sin \alpha_{tw}, \quad (2.16)$$

где $T_{н1}, T_{н2}$ – допуски на смещение исходного контура для шестерни и колеса, мкм;

f_a – предельные отклонения межосевого расстояния, мкм;

α_{tw} – угол зацепления, $\alpha_{tw} = 20$ град.

Допуски на смещение исходного контура T_n (рисунок 2.13) определяются по ГОСТ 9178–81. Учитывая, что в трансмиссиях мобильных машин применяют зубчатые колеса 7...8 степени точности по трем нормам (кинематической точности, плавности работы, контакту зубьев) с модулем $m > 1$, с видом сопряжения B и видом допуска бокового зазора b , необходимые допуски на смещение исходного контура можно определить через допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r , принимаемого из таблицы 2.1, а затем по таблице 2.2 [28].

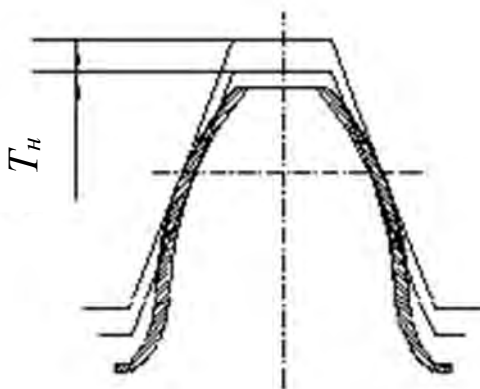


Рисунок 2.13 – Допуск на смещение исходного контура

Таблица 2.1 – Допуски на радиальное биение зубчатого венца F_r

Степень точности	Модуль зубьев m , мм	Допуск F_r , мкм, при делительном диаметре d , мм		
		до 125	125...400	400...800
7	От 1 до 3,5	36	50	63
	Св. 3,5 до 6,3	40	56	71
	Св. 6,3 до 10	45	63	80
8	От 1 до 3,5	45	63	80
	Св. 3,5 до 6,3	50	71	90
	Св. 6,3 до 10	56	80	100

Таблица 2.2 – Допуски на смещение исходного контура T_h зубчатых колес с модулем $m > 1$

Радиальное биение F_r , мкм	25...32	32...40	40...50	50...60	60...80	80...100	100...125
Допуск на смещение исходного контура T_h , мкм	100	120	140	180	200	250	300

При этих допусках гарантируется минимальная величина бокового зазора, исключая возможность заклинивания передачи от нагрева (то есть передачи 7–В или 8–В).

Гарантированный боковой зазор $J_{\min}$ и предельные отклонения межосевого расстояния $\pm f_a$ для V класса отклонений межосевого расстояния a_w , соответствующего виду сопряжения B, и зубчатых колес с модулем $m > 1$ представлены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Гарантированный боковой зазор $J_{\min}$ и предельные отклонения межосевого расстояния $\pm f_a$ по ГОСТ 9178–81

Обозначение параметра	Межосевое расстояние a_w , мм							
	до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630
$J_{\min}$, мкм	120	140	160	185	210	230	250	280
$\pm f_a$, мкм	60	70	80	90	100	110	120	140

Далее по формуле (2.16) определяются номинальные (минимальные и максимальные) боковые зазоры в зубчатых зацеплениях, а по формуле (2.14) – номинальные угловые зазоры в каждом зубчатом зацеплении и шлицевом соединении (2.15). Для получения суммарного углового зазора в трансмиссии необходимо учитывать передаточное число каждой пары зубчатого зацепления в соответствии с зависимостью

$$\varphi_{\Sigma} = (\varphi_1 + \varphi_{1ш}) + (\varphi_2 + \varphi_{2ш}) \frac{Z_2}{Z_1} + \dots + (\varphi_n + \varphi_{нш}) \frac{Z_2}{Z_1} \frac{Z_4}{Z_3} \dots \frac{Z_n}{Z_{n-1}}, \quad (2.17)$$

где $\varphi_{iш}$ – угловой зазор в шлицевом соединении на i -м зубчатом зацеплении.

Для определения предельной величины суммарного углового зазора в формуле (2.16) подставляется боковой зазор J_{np} , величина которого берется из эксплуатационной (сервисной) документации или приближенно [29]:

$$J_{np} = (0,15 \dots 0,2)m. \quad (2.18)$$

Далее предельную величину суммарного углового зазора рассчитывают по формуле (2.17).

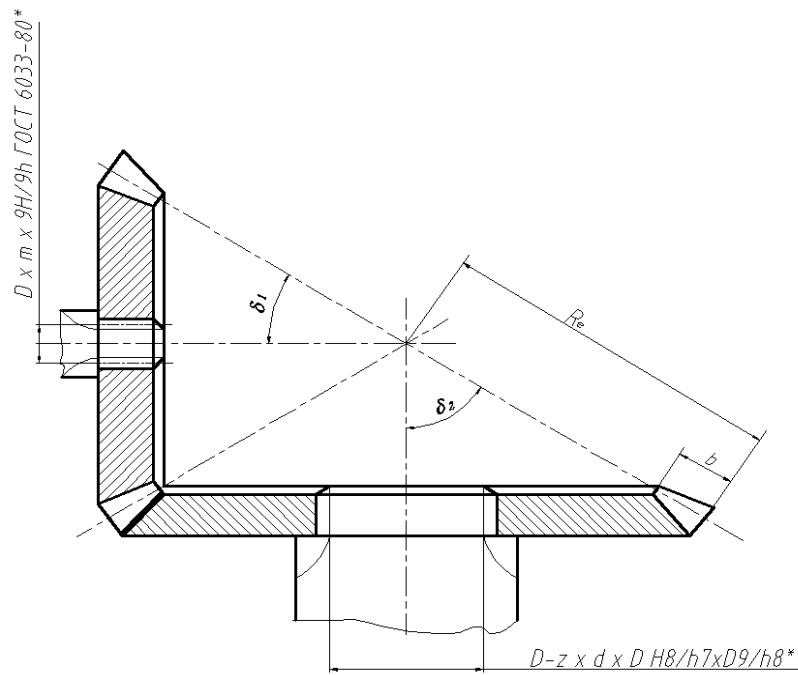
Для конических и гипоидных передач, как и для эвольвентных зацеплений, наиболее часто применяемый вид сопряжения B , вид допуска бокового зазора b для степеней точности 4...10 [27]. Гарантированный боковой зазор $J_{\min}$ для регулируемых передач с различными видами сопряжений устанавливается независимо от степеней точности и их комбинирования по таблице 2.4. Для гипоидных передач выбор $J_{\min}$ производится по среднему конусному расстоянию колеса R_m и углу делительного конуса шестерни: $R_m = R_e - 0,5b$ (рисунок 2.14). Внешнее конусное расстояние R_e можно найти как

$$R_e = 0,5 \cdot m \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

Таблица 2.4 – Гарантированный боковой зазор $J_{\min}$ в конических и гипоидных передачах с $m \geq 1$ мм (по СТ СЭВ 186–75)

Обозначение параметра	Среднее конусное расстояние R_m , мм														
	до 50			св. 50 до100			св. 100 до 200			св. 200 до 400			св. 400 до 800		
	Угол делительного конуса шестерни δ_1 , град														
	до 15	св. 15 до 25	св. 25	до 15	св. 15 до 25	св. 25	до 15	св. 15 до 25	св. 25	до 15	св. 15 до 25	св. 25	до 15	св. 15 до 25	св. 25
$J_{\min}$, МКМ	58	84	100	84	100	120	100	140	160	120	185	210	160	230	280

В подвижных шлицевых эвольвентных соединениях, передающих большие вращающие моменты (подвижные каретки в коробке передач, шлицевые соединения карданных валов), применяют центрирование по боковым поверхностям зубьев. В этом случае для подвижных соединений назначается посадка $H9/g9$ по боковым поверхностям зубьев. Расположение полей допусков ширины впадины втулки e и толщины зуба вала s , а также обозначения допусков, основных и предельных отклонений при центрировании по боковым поверхностям зубьев (по ГОСТ 6033–80*) показаны на рисунке 2.15. Предельные отклонения ширины впадины втулки и толщины зуба вала отсчитывают от их общего номинального размера на дуге делительной окружности.



* – посадки указаны для неподвижных соединений

Рисунок 2.14 – Коническая передача

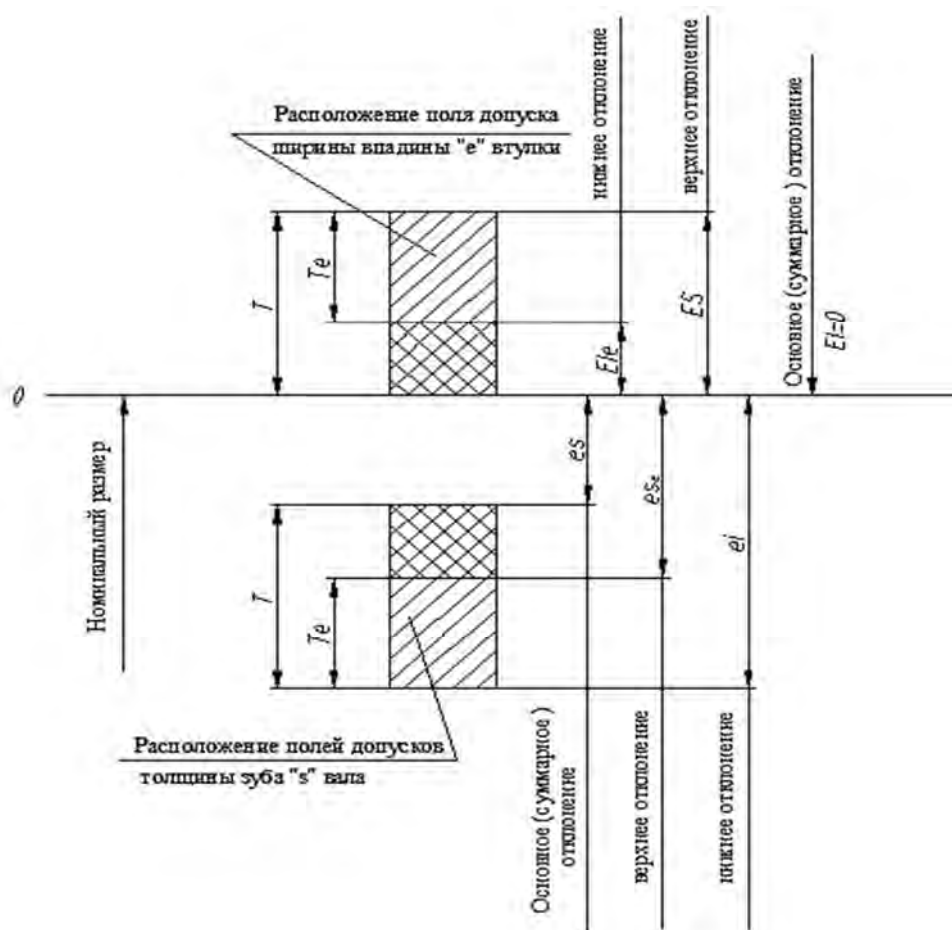


Рисунок 2.15 – Поля допусков ширины впадин втулки и толщины зубьев вала при центрировании по боковым поверхностям зубьев

Устанавливают два вида допусков ширины впадины втулки и толщины зуба вала: T_e (T_s) – допуск собственно ширины впадины втулки (толщины зуба вала) и T – суммарный допуск, включающий отклонение собственно ширины впадины (толщины зуба) и отклонение формы и расположения элементов профиля впадин (зуба), контролируемый комплексным калибром. Предельные отклонения размеров e для втулок и размеров s для валов должны соответствовать указанным в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Отклонения размеров ширины впадины втулки e и толщины зуба вала s

Поле допусков	Модуль, мм	Обозначение отклонения	Диаметр делительной окружности, мм						
			до 12	св. 12 до 25	св. 25 до 50	св. 50 до 100	св. 100 до 200	св. 200 до 400	св. 400
			Предельные отклонения, мкм						
9H	2...4	ES	–	+63	+71	+80	+90	+100	–
		EI_e	–	+23	+26	+30	+34	+37	–
		EI	–	0	0	0	0	0	–
	5...10	ES	–	–	+80	+90	+100	+112	+125
		EI_e	–	–	+30	+34	+37	+41	+45
		EI	–	–	0	0	0	0	0
9h	2...4	es	–	0	0	0	0	0	–
		es_e	–	–23	–26	–30	–34	–37	–
		ei	–	–63	–71	–80	–90	–100	–
	5...10	es	–	–	0	0	0	0	0
		es_e	–	–	–30	–34	–37	–41	–45
		ei	–	–	–80	–90	–100	–112	–125
9g	2...4	es	–	–10	–11	–12	–14	–16	–
		es_e	–	–33	–37	–42	–48	–53	–
		ei	–	–73	–82	–92	–104	–116	–
	5...10	es	–	–	–12	–14	–16	–18	–20
		es_e	–	–	–42	–48	–53	–59	–65
		ei	–	–	–92	–104	–116	–130	–145
9d	2...4	es	–	–40	–44	–50	–56	–160	–
		es_e	–	–63	–70	–80	–90	–235	–
		ei	–	–103	–115	–130	–146	–360	–
	5...10	es	–	–	–50	–56	–64	–180	–200
		es_e	–	–	–80	–90	–101	–264	–290
		ei	–	–	–130	–146	–164	–404	–450

Центрирование по наружному диаметру применяется, как правило, для неподвижных соединений. В этом случае поля допусков ширины впадины втулки e должны соответствовать $9H$, толщины зуба вала $s - 9h, 9g, 9d$, а предельные отклонения размеров e и s – в соответствии с таблицей 2.5. Центрирование по внутреннему диаметру соединений с эвольвентными шлицами почти не применяется.

В шлицевых соединениях с прямобочными шлицами, к которым предъявляются высокие требования по кинематической точности, применяют центрирование по внутреннему d и наружному D диаметру. Центрирование по d применяют обычно для подвижных соединений. Предпочтительные посадки в этом случае – $H7/e8, H7/f7, H7/g6$. Неподвижные соединения центрируются по D , и предпочтительной посадкой является посадка $H7/f7$ [30].

Рекомендуемые посадки прямобочных шлицевых соединений по ширине зуба b , от которых зависит величина углового зазора: при центрировании d – по посадке $H7/e8...D9/e8$, по посадке $H7/f7...D9/f7, D9/f8$; при центрировании D – по посадке $H7/f7...F8/f8, D9/f7$.

Предельные значения отклонений ширины зуба вала и ширины паза втулки приведены в таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Предельные значения отклонений ширины зуба вала и ширины паза втулки b

Ширина зуба вала (паза втулки), мм	$D9$	$F8$	$H7$	$e8$	$f8$	$f7$
1...3	+45 +20	+20 +6	+10 0	-14 -28	-6 -20	-6 -16
3...6	+60 +30	+28 +10	+12 0	-20 -38	-10 -28	-10 -22
6...10	+76 +40	+35 +13	+15 0	-25 -47	-13 -35	-13 -28
10...18	+93 +50	+43 +16	+18 0	-32 -59	-16 -43	-16 -34
18...30	+117 +65	+53 +20	+21 0	-40 -73	-20 -53	-20 -41

Поскольку в процессе эксплуатации износ шлицевых соединений трансмиссий значительно меньше износа боковых поверхностей зубьев, то при определении суммарного углового зазора следует учитывать только номинальные зазоры по боковым поверхностям шлицев. С учетом этого для зубчатых зацеплений коробки передач машины БелАЗ-7555 (рисунок 2.16) были приняты следующие параметры для определения суммарного углового зазора (таблица 2.7).

зазоры и предельный зазор в коробке передач будут равны значениям, которые сведены в таблицу 2.8.

Таблица 2.8 – Номинальные и предельные зазоры коробки передач БелАЗ-7555

Номер передачи	Включенный фрикцион	$\varphi_i^{\min}$, град	$\varphi_i^{\max}$, град	$\varphi_i^{пред}$, град
I	Φ1–ΦН	1,64	3,14	5,2
II	Φ2–ΦН	0,65	1,28	2
III	Φ3–ΦН	0,52	1	1,6
IV	Φ1–ΦВ	1,58	3	4,92
V	Φ2–ΦВ	0,6	1,2	1,87
VI	Φ3–ΦВ	0,5	0,91	1,47
3X	ΦR–ΦН	1,27	2,5	3,97

Подставив в формулу (2.17) значения параметров для конической передачи, рассчитывают зазоры в главной передаче (таблица 2.9). Рассчитав зазоры в коробке передач и главной передаче, можно вычислить суммарный угловой зазор в трансмиссии на каждой передаче по следующим зависимостям:

$$\varphi_{TP}^{\min} = \varphi_{KP}^{\min} + \varphi_{\Gamma P}^{\min} \cdot U_{KP}^i;$$

$$\varphi_{TP}^{\max} = \varphi_{KP}^{\max} + \varphi_{\Gamma P}^{\max} \cdot U_{KP}^i;$$

$$\Phi_{TP}^{nped} = \Phi_{K\pi}^{nped} + \Phi_{\Gamma\pi}^{nped} \cdot U_{K\pi}^i. \quad (2.19)$$

Таблица 2.9 – Параметры конических зацеплений главной передачи БелАЗ-7555

[illegible]

Подставив вычисленные значения зазоров в (2.19), получим значения суммарных угловых зазоров в трансмиссии на каждой передаче (таблица 2.10).

Таблица 2.10 – Суммарные угловые зазоры в трансмиссии на каждой передаче

Номер передачи	$\varphi_{TP}^{\min}$, град	$\varphi_{TP}^{\max}$, град	$\varphi_{TP}^{пред}$, град	$U_{КП}^i$
I	11,2	33	50,6	4,071
II	7,4	22,4	34	2,865
III	5,3	16	24,4	2,045
IV	5	13,6	21	1,437
V	3	8,6	13,2	1,011
VI	2,2	6,2	9,5	0,722
3X	12	36	54,6	4,536

Такая методика определения номинальных и предельных суммарных угловых зазоров в зубчатых зацеплениях трансмиссий тягово-транспортных машин позволяет установить интервал изменения диагностических параметров для диагностики трансмиссий по суммарному угловому зазору, если данные о них отсутствуют в сервисной документации. При этом несложно автоматизировать процесс расчета номинальных и предельных угловых зазоров в коробке передач и трансмиссии в целом, где в качестве исходных данных были бы указаны степени точности зубчатых колес по трем нормам (кинематической точности, плавности работы, контакту зубьев), модули, виды сопряжения и вид допуска бокового зазора, поскольку проектирование зубчатых передач трансмиссий мобильных машин отличается большим консерватизмом, основанном на проверенных временем технических и технологических решениях.

Эта методика разработана применительно для трансмиссий с вальными коробками передач. Планетарные коробки передач имеют свою специфику, и требуется внесение соответствующих корректив при определении суммарных угловых зазоров. Это касается в основном проблем учета зазоров в сателлитах, поскольку они одновременно находятся в зацеплении с солнечной и коронной шестернями, а также с точностью и допусками при изготовлении водил.

2.3.3 Расчет параметров импульсной системы диагностирования зубчатых зацеплений по суммарному угловому зазору в движении.

Параметры датчиков опорного и выходного сигналов определяют из допущения, что в разницу между номинальным и предельным зазорами зацепления высшей ступени гидромеханической трансмиссии должно уместиться как минимум 4 имп., чтобы можно было различать величину износа зубьев в 25, 50, 75 и 100 %.

Для машин с гидромеханической трансмиссией датчик опорного сигнала устанавливается на турбинном валу гидротрансформатора. В вальной коробке передач карьерного автомобиля БелАЗ-7555 к торцу турбинного вала имеется доступ для установки датчика опорного сигнала Д1 (см. рисунок 2.16), пригодного как для встроенной системы диагностики, так и для внешней.

Учитывая допуски на зубчатые колеса, определяют интервалы изменения номинальных и предельных зазоров (см. таблицу 2.8).

Минимальный зазор, который должна диагностировать импульсная система, находится на повышающей ступени коробки передач БелАЗ-7555 в интервале от $\varphi_{ном} = 0,91$ град до $\varphi_{пред} = 1,47$ град. Следовательно, на турбинном валу гидротрансформатора датчик опорного сигнала должен генерировать за один оборот число импульсов

$$N_{кп} = \frac{360^\circ}{\varphi_{пред} - \varphi_{ном}} \cdot 4 = \frac{360}{1,47 - 0,91} \cdot 4 = 2571 \text{ имп.} \quad (2.20)$$

Такой сигнал может генерировать преобразователь угловых перемещений фотоэлектрический (инкрементальный энкодер) модели BE178A, выпускаемый РПУП «Оршанский инструментальный завод». Дискретность такого преобразователя составляет 250, 600, 1000, 1024, 1500, 2000 и 2500 имп./об вала. Для системы диагностики трансмиссии можно использовать датчик с дискретностью 2500 имп./об в качестве опорного сигнала.

В качестве датчика зубцовой частоты выходного вала коробки передач для БелАЗ-7555 можно принять датчик Д2 (см. рисунок 2.16), установленный напротив зубчатого венца шестерни с $z = 58$, который является датчиком спидометра. Количество импульсов опорного сигнала, приходящихся на один зуб этой шестерни на каждой передаче, вычисляется по формуле

$$n_z^i = \frac{n_0 \cdot U_{кп}^i}{z}, \quad (2.21)$$

а результаты сводятся в таблицу 2.11.

Таблица 2.11 – Количество опорных импульсов на один зуб шестерни выходного вала

Передача	I	II	III	IV	V	VI	ЗХ
n_z^i , имп./зуб	175,5	123,5	88,2	61,9	43,6	31,1	195,5

Количество импульсов опорного сигнала, составляющих предельный зазор в коробке передач на каждой ступени, определяется по формуле

$$n_{пред}^i = n_o \cdot \frac{\Phi_i^{пред}}{360} \quad (2.22)$$

и записывается в таблице 2.12.

Таблица 2.12 – Количество импульсов опорного сигнала, составляющих предельный зазор в коробке передач

Передача	I	II	III	IV	V	VI	ЗХ
$n_{пред}^i$, имп.	36,1	13,8	11,1	34,2	13	10,2	27,6

На выходе трансмиссии датчик выходного сигнала ДЗ можно установить напротив зубчатого венца шестерни колесной передачи с количеством зубьев 86 (см. рисунок 2.16). Тогда количество импульсов, приходящихся на один зуб на выходе трансмиссии на каждой передаче, рассчитывается по формуле

$$n_z^i = \frac{n_0 \cdot U_{КП}^i \cdot U_{ГП}}{z}, \quad (2.23)$$

результаты расчета сводятся в таблицу 2.13.

Таблица 2.13 – Количество импульсов, приходящихся на один зуб на выходе трансмиссии

Передача	I	II	III	IV	V	VI	ЗХ
n_z^i , имп./зуб	2461,5	1732,3	1236,5	868,9	611,3	436,6	2742,7

Количество импульсов, составляющих предельный зазор в трансмиссии на каждой передаче, вычисляется по формуле

$$n_{пред}^i = n_0 \cdot \frac{\varphi_i^{пред}}{360}, \quad (2.24)$$

результаты расчета сводятся в таблицу 2.14.

Таблица 2.14 – Количество импульсов, составляющих предельный зазор в трансмиссии

Передача	I	II	III	IV	V	VI	3X
$n_{пред}^i$, имп.	351,4	236,1	169,4	145,8	91,7	65,9	379,2

Зная эти параметры, можно создавать импульсную систему диагностики гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала БелАЗ-7555, проводить расчетно-теоретические исследования поведения диагностических параметров импульсной системы при диагностировании зубчатых зацеплений по суммарному угловому зазору в динамике. Эта методика расчета параметров импульсной системы диагностирования пригодна для трансмиссий различных типов машин с гидромеханической и механической трансмиссиями.

2.3.4 Моделирование процесса диагностирования зубчатых передач гидромеханической трансмиссии в движении.

Для исследования процессов, протекающих в трансмиссии машины при диагностировании зубчатых зацеплений, поведения диагностических параметров в переходных процессах при тестовых воздействиях динамическая и математическая модели должны описывать динамические свойства объекта диагностирования. Они должны отображать внутренние потенциальные свойства трансмиссии, ее взаимодействие с внешней средой, реакцию на возмущающие и управляющие воздействия, существенные для процесса диагностирования. При этом математическая модель должна быть как можно проще, но в то же время должна обеспечивать адекватное описание анализируемого процесса [19].

В соответствии с задачами исследований динамическая модель должна учитывать инерционные, упругие и диссипативные свойства элементов трансмиссии, определяющие их низкочастотные колебания, нелинейные функции, описывающие процессы выбора зазоров в зацеплениях коробки передач и трансмиссии в целом, характеристики гидротрансформатора, внешние управляющие и возмущающие воздействия [31].

Описание технического объекта математической моделью осуществляется на основе его динамической модели. При построении динамической модели принимаются во внимание лишь те физические свойства объекта и воздействия

внешней среды, которые оказывают существенное влияние на точность результатов исследования процессов функционирования объекта.

При построении динамической модели использован метод сосредоточенных масс. Этот метод применим, если система имеет явно выраженный дискретный спектр собственных частот. Это характерно для технических объектов, у которых масса распределена в пространстве неравномерно. В механической системе автомобиля масса вращающихся деталей в основном сосредоточена в маховике двигателя, гидротрансформаторе, крупных шестернях и фрикционах трансмиссии, колесах, имеющих большие радиальные размеры и обладающих большими моментами инерции, а соединяющие их детали (валы, муфты, карданные передачи и др.) имеют малые радиальные размеры и массу, но существенные упругие свойства [19].

Сосредоточенные массы обладают инерционными свойствами и способностью накапливать кинетическую энергию. В динамической модели для исследования процесса выбора суммарного углового зазора в зубчатых зацеплениях коробки передач и трансмиссии в целом, а также для исследования работы фрикционных муфт выделено пять инерционных элементов (рисунок 2.17). Нулевая сосредоточенная масса с моментом инерции J_0 отображает инерционные свойства вращающихся масс маховика двигателя, насосного колеса гидродинамического трансформатора (ГДТ), части рабочей жидкости в круге циркуляции ГДТ и деталей, кинематически связанных с коленчатым валом двигателя. Первая сосредоточенная масса с моментом инерции J_1 учитывает моменты инерции вращающихся масс, приведенных к первичному валу коробки передач (это вращающиеся массы турбинного колеса ГДТ и ведущих валов коробки передач до включаемого фрикциона). Вторая сосредоточенная масса с моментом инерции J_2 учитывает моменты инерции вращающихся элементов, приведенных к ведомой части фрикциона включаемой передачи до шестерни, связанной с выходным валом коробки передач. Третья сосредоточенная масса с моментом инерции J_3 учитывает моменты инерции вращающихся масс элементов трансмиссии от выходного вала коробки передач до ведущих колес, приведенные к выходному валу коробки передач. Четвертая сосредоточенная масса с моментом инерции J_4 отображает инерционные свойства колес и ступиц приводной оси. Сосредоточенная масса с моментом инерции J_5 отображает инерционные свойства массы поступательно движущейся машины и вращающихся масс ведомых колес, приведенных к ведущим колесам [25].

Взаимодействие сосредоточенных масс осуществляется посредством упругих, диссипативных, фрикционных и трансформаторных элементов. Упругий элемент c_1 отображает упругие свойства ведущего вала, c_3 – валов ведущих колес (полуосей), c_4 – шин ведущих колес. Они обладают способ-

ностью накапливать потенциальную энергию. Диссипативные элементы отображают свойства диссипации (рассеивания) энергии конструктивными элементами технического объекта, обусловленные силами внутреннего трения, пропорциональными относительной скорости перемещения взаимодействующих сосредоточенных масс. Фрикционный элемент $\Phi Э1$ характеризует физические свойства фрикционных муфт коробки передач, а $\Phi Э2$ – взаимодействие ведущих колес с покрытием дороги. Трансформаторные элементы описывают безынерционные преобразования параметров потока энергии в коробке передач $T Э1$ и в главной передаче $T Э2$.

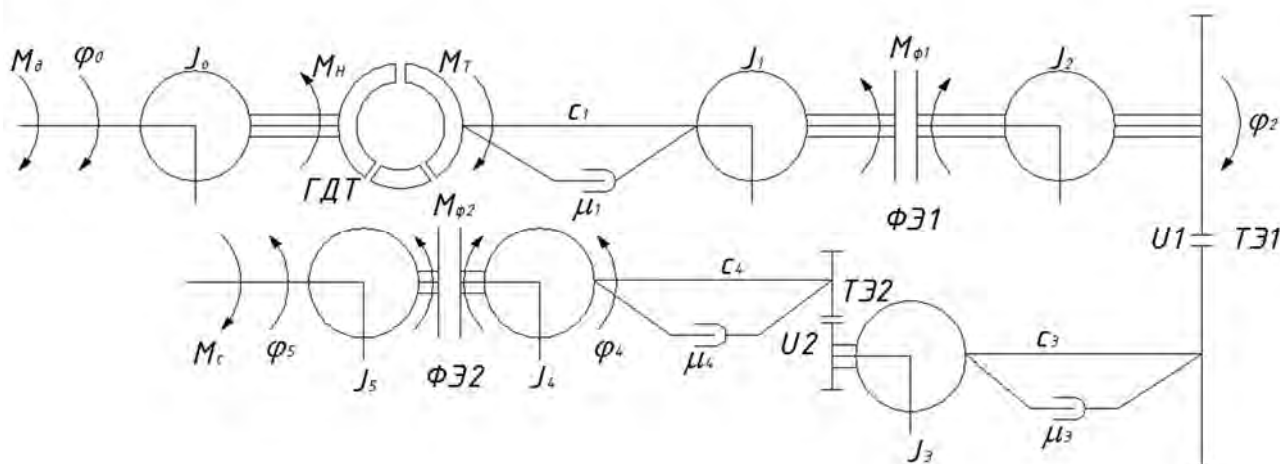


Рисунок 2.17 – Динамическая модель трансмиссии

J_1 и J_2 – переменные величины, так как значения этих приведенных моментов инерции будут зависеть от места расположения замкнутых фрикционных муфт на включенной передаче.

Диссипативные свойства трансмиссии учитываются коэффициентами сопротивления μ_1 , μ_3 , а коэффициентом μ_4 – диссипативные свойства шин ведущих колес. Коэффициенты сопротивления можно определить из выражения

$$\mu_i = 2\psi_i \cdot J_i^* \cdot \omega_i, \quad (2.25)$$

где ψ_i – коэффициент относительного затухания;

J_i^* – приведенный момент инерции;

ω_i – парциальная частота колебаний приведенной массы с моментом инерции J_i^* .

Приведенные моменты инерции применительно к рассматриваемой динамической системе (см. рисунок 2.17) определяются как

$$J_1^* = \frac{J_0 \cdot J_1}{J_0 + J_1}; \quad J_3^* = \frac{J_2 \cdot u_{li}^2 \cdot J_3}{J_2 \cdot u_{li}^2 + J_3}; \quad J_4^* = \frac{J_3 \cdot u_2^2 \cdot J_4}{J_3 u_2^2 + J_4}, \quad (2.26)$$

где u_{li} – передаточное число включенной i -й ступени в коробке передач;

u_2 – передаточное число главной передачи.

Парциальные частоты определяются для двухмассовых парциальных систем по формуле

$$\omega_i = \sqrt{\frac{c_i}{J_i^*}}.$$

Для первой парциальной системы, учитывающей трение в трансмиссии машины, коэффициент относительного затухания (коэффициент апериодичности) $\psi_1 = 0,45 \dots 0,95$, а для второй, соответствующей ведущим колесам машины, $\psi_2 = 0,3 \dots 0,64$ [4].

Фрикционные элементы характеризуются двумя состояниями: замкнутым и разомкнутым. В разомкнутом состоянии фрикционные элементы $\Phi Э1$ и $\Phi Э2$ генерируют воздействия, соответствующие моментам трения $M_{\phi 1}$ и $M_{\phi 2}$. В замкнутом состоянии моменты трения $M_{\phi 1}$ и $M_{\phi 2}$ образуют удерживающие связи. Момент трения $M_{\phi 1}$ учитывает трение дисков фрикционных муфт или сцепления. Его значение в переходном процессе зависит от темпа включения t_ϕ , которое характеризует время нарастания усилия сжатия фрикционных элементов [32]:

$$M_{\phi 1} = M_{\phi 1 \text{ ном}} (1 - e^{-3t/t_\phi}), \quad (2.27)$$

где $M_{\phi 1 \text{ ном}}$ – номинальное значение момента трения фрикциона.

Момент трения $M_{\phi 2}$ учитывает сцепление ведущих колес с дорогой и является ограничением по максимальному вращающему моменту, подводимому со стороны двигателя:

$$M_{\phi 2} = \varphi \cdot R_{\text{ЗВ}} \cdot r_K, \quad (2.28)$$

где φ – коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой;

$R_{\text{ЗВ}}$ – нормальная реакция дороги на ведущие колеса автомобиля.

Характеристики преобразующих свойств гидродинамического трансформатора определяются следующими выражениями:

$$\begin{aligned} M_H &= \lambda_H \cdot \rho \cdot \omega_H^2 \cdot D_a^5 ; \\ M_T &= M_H \cdot K ; \\ i_{TH} &= \omega_T / \omega_H , \end{aligned} \quad (2.29)$$

где λ_H, K – коэффициент момента насосного колеса и коэффициент трансформации, являющиеся функциями i_{TH} ($\lambda_H = f_1(i_{TH})$, $K = f_2(i_{TH})$);

ρ – плотность рабочей жидкости;

D_a – активный диаметр ГДТ;

M_H, ω_H – вращающий момент и угловая скорость насосного колеса;

M_T, ω_T – вращающий момент и угловая скорость турбинного колеса.

Математическая модель – это формализованное описание динамической системы и взаимодействия ее с внешней средой. Формализация сложной динамической системы предполагает ту или иную степень упрощения и принятия ряда допущений. Вопрос о допустимой степени упрощения определяется условиями функционирования системы. Для математической модели трансмиссии как объекта диагностирования приняты следующие допущения:

- колебания остова машины вследствие кратковременности процесса диагностирования не учитываются;
- микропрофиль дороги при диагностировании трансмиссии не учитывается;
- угловые скорости ведущих колес одинаковые (отсутствуют относительные перемещения выходных шестерен дифференциала);
- характеристики упругих элементов трансмиссии линейны;
- силы трения в элементах шины и трансмиссии пропорциональны относительным скоростям.

Параметры механической системы тягово-транспортной машины непостоянны и представляют собой случайные последовательности, что обусловлено разбросом их значений в производстве и изменением в процессе эксплуатации вследствие изнашивания, старения деталей машины и т. п. В то же время исследование влияния разброса значений параметров не является целью исследований. Важно лишь установить пределы допустимых значений параметров при ее изготовлении и учесть предельные изменения при эксплуатации. Поэтому в математической модели целесообразно принять

параметры и характеристики механической системы постоянными [21]. Воздействия же на систему будем считать детерминированными функциями.

Выбор метода расчета динамических систем определяется конечными целями расчета и требованиями к точности метода. Поскольку даже самые «точные» уравнения и численные значения исходных данных являются приближенными, так как они получены с использованием определенных допущений, то удовлетворительную точность результатов можно получить методом имитационного моделирования [33].

Для имитационного моделирования характерно воспроизведение явлений, описываемых математической моделью, с сохранением их логической структуры, последовательности чередования во времени, физического содержания. Имитационное моделирование включает процессы построения модели динамической системы и проведения численных экспериментов.

Математическое представление динамической модели выражено системой дифференциальных уравнений переменной структуры, составленных на основе уравнений Лагранжа второго рода [19].

Системы дифференциальных уравнений для различных состояний трансмиссии имеют следующий вид:

$$\begin{cases} L_0 = 0: \frac{d\omega_0}{dt} = (M_\partial - (M_{y1} + M_{d1})) / J_0; \\ L_0 = 1: \frac{d\omega_0}{dt} = (M_\partial - M_H) / J_0; \\ L_0 = 1: \frac{d\omega_1}{dt} = (M_T - (M_{y1} + M_{d1})) / J_1; \end{cases}$$

$$\begin{cases} L_1 = 0: \frac{d\omega_1}{dt} = ((M_{y1} + M_{d1}) - M_{\phi1}) / J_1; \\ L_1 = 0: \frac{d\omega_2}{dt} = \left(M_{\phi1} - \frac{(M_{y3} + M_{d3})}{u_1 \cdot \eta_1} \right) / J_2; \\ L_1 = 1: \frac{d\omega_{1,2}}{dt} = \left((M_{y1} + M_{d1}) - \frac{(M_{y3} + M_{d3})}{u_1 \cdot \eta_1} \right) / (J_1 + J_2); \end{cases}$$

$$\frac{d\omega_3}{dt} = \left((M_{y3} + M_{d3}) - \frac{(M_{y4} + M_{d4})}{u_2 \cdot \eta_2} \right) / J_3;$$

$$\begin{cases}
L_2 = 0 \text{ и } L_3 = 1: \frac{d\omega_4}{dt} = ((M_{y4} + M_{d4}) - M_{\phi 2}) / J_4; \\
L_2 = 1 \text{ и } L_3 = 1: \frac{d\omega_4}{dt} = ((M_{y4} + M_{d4}) - M_c) / (J_4 + J_5); \\
L_3 = 0: \frac{d\omega_4}{dt} = 0; \\
\\
\begin{cases}
L_2 = 0: \frac{d\omega_5}{dt} = (M_{\phi 2} - M_c) / J_5; \\
L_2 = 1: \frac{d\omega_5}{dt} = \frac{d\omega_4}{dt},
\end{cases}
\end{cases} \quad (2.30)$$

где L_0 – логическая переменная, характеризующая состояние гидротрансформатора (значение переменной равно 0, когда гидротрансформатор заблокирован, и 1, когда разблокирован);

L_1, L_2 – логические переменные, характеризующие состояние фрикционного элемента (значение переменной равно 0, когда фрикционный элемент разомкнут, и 1, когда он замкнут);

L_3 – логическая переменная, характеризующая возможность трогания автомобиля с места. Автомобиль может тронуться только при условии, что сумма вращающих моментов M_{y4} и M_{d4} превосходит сумму моментов сопротивления движению M_c . В этом случае $L_3 = 1$.

Потенциалы упругих элементов, входящих в уравнения, определяются как

$$\begin{aligned}
M_{y1} &= c_1(\phi_0 - \phi_1); \\
M_{y3} &= c_3((\phi_2 / u_1) - \phi_3 - \Delta\phi_1); \\
M_{y4} &= c_4((\phi_3 / u_2) - \phi_4 - \Delta\phi_2),
\end{aligned} \quad (2.31)$$

где $\Delta\phi_1, \Delta\phi_2$ – суммарные угловые зазоры в коробке передач и в трансмиссии в целом.

Потенциалы диссипативных элементов, входящих в уравнения, находятся по следующим формулам:

$$M_{d1} = \mu_1(\omega_0 - \omega_1);$$

$$M_{д3} = \mu_3((\omega_2 / u_1) - \omega_3);$$

$$M_{д4} = \mu_4((\omega_3 / u_2) - \omega_4) . \quad (2.32)$$

Зазор в зубчатом зацеплении определяется как разность угловых координат валов:

– для коробки передач

$$\Delta\varphi_1 = \left(\frac{\varphi_2}{U_1} - \varphi_3 \right), \quad (2.33)$$

при $\left(\frac{\varphi_2}{U_1} - \varphi_3 \right) > 0$ принимается $\Delta\varphi_1 = 0$;

при $\left(\frac{\varphi_2}{U_1} - \varphi_3 \right) < -\gamma_1$ принимается $\Delta\varphi_1 = -\gamma_1$;

– для трансмиссии в целом

$$\Delta\varphi_2 = \left(\frac{\varphi_3}{U_2} - \varphi_4 \right), \quad (2.34)$$

при $\left(\frac{\varphi_3}{U_2} - \varphi_4 \right) > 0$ принимается $\Delta\varphi_2 = 0$;

при $\left(\frac{\varphi_3}{U_2} - \varphi_4 \right) < -\gamma_2$ принимается $\Delta\varphi_2 = -\gamma_2$,

где γ_1, γ_2 – предельные угловые зазоры в зубчатых зацеплениях коробки передач и трансмиссии в целом соответственно.

Значения логических переменных L_1, L_2, L_3 и переменной R , характеризующей направление потока мощности через трансформатор, определяются на каждом шаге интегрирования:

$$L_1 = 1, \text{ если } M_{\phi 1} \geq \frac{(M_{y3} + M_{д3})}{u_1 \eta_1^{R1}} \text{ и } |\omega_1 - \omega_2| < \varepsilon_1;$$

$$L_2 = 1, \text{ если } M_{\phi 2} \geq \frac{(M_{y4} + M_{d4})}{u_2 \eta_2^{R2}} \text{ и } |\omega_4 - \omega_5| < \varepsilon_2;$$

$$L_3 = 1, \text{ если } M_{y2} + M_{d2} > M_C, \quad (2.35)$$

где $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – погрешность оценки достижения условий блокировки фрикционных элементов;

$$\varepsilon_1 = 0,007 \omega_{1\max}; \quad \varepsilon_2 = 0,007 \omega_{4\max};$$

$$R_1 = \text{sign}(M_{y3} + M_{d3}); \quad R_2 = \text{sign}(M_{y4} + M_{d4}). \quad (2.36)$$

Данная математическая модель позволяет исследовать динамические процессы, протекающие в гидромеханических трансмиссиях при диагностировании как зубчатых, так и фрикционных элементов трансмиссии.

Моменты инерции ведущих и ведомых колес, поступательно движущей массы автомобиля, сопротивления движению определяются аналогично расчетам автомобиля с механической трансмиссией, рассмотренной в п. 2.2.2.

Расчет угловых зазоров в импульсах опорного сигнала жестко связан с изменением углового положения инерционных масс, с которыми связаны зубчатые колеса или валы, напротив которых установлены датчики. Номинальные и предельные угловые зазоры в импульсном выражении определены в п. 2.3.3. Интенсивность изменения тестового воздействия задается темпом сброса педали подачи топлива.

2.3.5 Результаты моделирования процесса выбора суммарного углового зазора в коробке передач и трансмиссии в процессе движения.

Для исследования процессов выбора суммарных угловых зазоров в движении в гидромеханической трансмиссии разработана программа расчета с параметрами карьерного автомобиля-самосвала БелАЗ-7555. Тестовым воздействием на трансмиссию для выбора суммарного углового зазора принято торможение двигателем. Для этого педалью подачи топлива задают расчетную угловую скорость коленчатого вала двигателя для выбранной передачи и дорожных условий, при равномерном движении резко уменьшают ее до минимально устойчивой (для дизельного двигателя она составляет примерно 50 рад/с) и вновь увеличивают подачу топлива, возвращая двигатель в исходное состояние. При этом зазоры в зубчатых зацеплениях будут выбираться 2 раза: зазоры одного направления – при сбросе угловой скорости

двигателя, зазоры противоположного направления – при нажатии педали подачи топлива.

При моделировании процесса диагностирования в диалоговом окне (рисунок 2.18) задавались параметры, необходимые для расчета.

Характеристика двигателя		торможение-разгон		Число зубьев шестерни ведомого вала Z2	
Коэфф. жест. прив. к ведущему валу КП C1	51981	Число зубьев ведомой шестерни колесной передачи Z3	86	Темп сброса педали газа Ty	0,3
Коэфф. жест. прив. к ведомому валу трансмиссии C2	396380	Макс. угловой зазор в КП gamma1	-0,09	Макс. угловой зазор в трансмиссии gamma2	-0,88
Угловая жесткость шины C3	6520000	Время начала сброса педали газа T1	0,5	Радиус качения колеса	1,035
Коэфф. демпфирования ведущего вала Mu1	283	Вращающий момент двигателя, номинальный	2400	Максимальная угловая скорость двигателя	210
Коэфф. демпфирования ведомого вала Mu2	626	Полная масса машины	40500	Коэффициент сопротивления качению	0,035
Коэфф. демпфирования шин Mu3	4406	Время выдержки до наброса нагрузки	0	Шаг интегрирования deltaT	0,000005
Момент инерции, прив. к ведущему валу КП J0	7,88	Макс. время процесса Tmax	5		
Момент инерции, прив. к ведомому валу КП J1	1,93				
Момент инерции, прив. к выходному валу трансмиссии J2	1,27				
Момент инерции, прив. к ведущим колесам J3	43182				
Вращающий момент двигателя Md	2400				
Угловая скорость вала двигателя n0	100				
Передаточное число КП U1	4,071				
Передаточное число главной передачи U2	20,8				
Количество импульсов за один оборот ведущего вала Z0	2500				

Рисунок 2.18 – Диалоговое окно программы

Вид тестового воздействия показан на рисунке 2.19. В течение первой секунды моделировался установившийся режим движения, после чего осуществлялся резкий сброс педали подачи топлива. Двигатель переходил в тормозной режим, момент резко падал, достигая минимального значения, и по мере снижения угловой скорости коленчатого вала двигателя несколько повышался. При достижении минимальной угловой скорости коленчатого вала в 50 рад/с, чтобы двигатель не заглох, производилось увеличение подачи топлива и момент двигателя возрастал.

Выбор зазора в коробке передач (0,09 рад) (рисунок 2.20, а, кривая 1) при торможении двигателем и в трансмиссии (0,88 рад) (рисунок 2.20, а, кривая 2) происходит на фазе торможения двигателем. При этом повторный выбор зазора

осуществляется до начала увеличения подачи топлива, то есть за счет сил упругости валов (рисунок 2.20, б) [34].

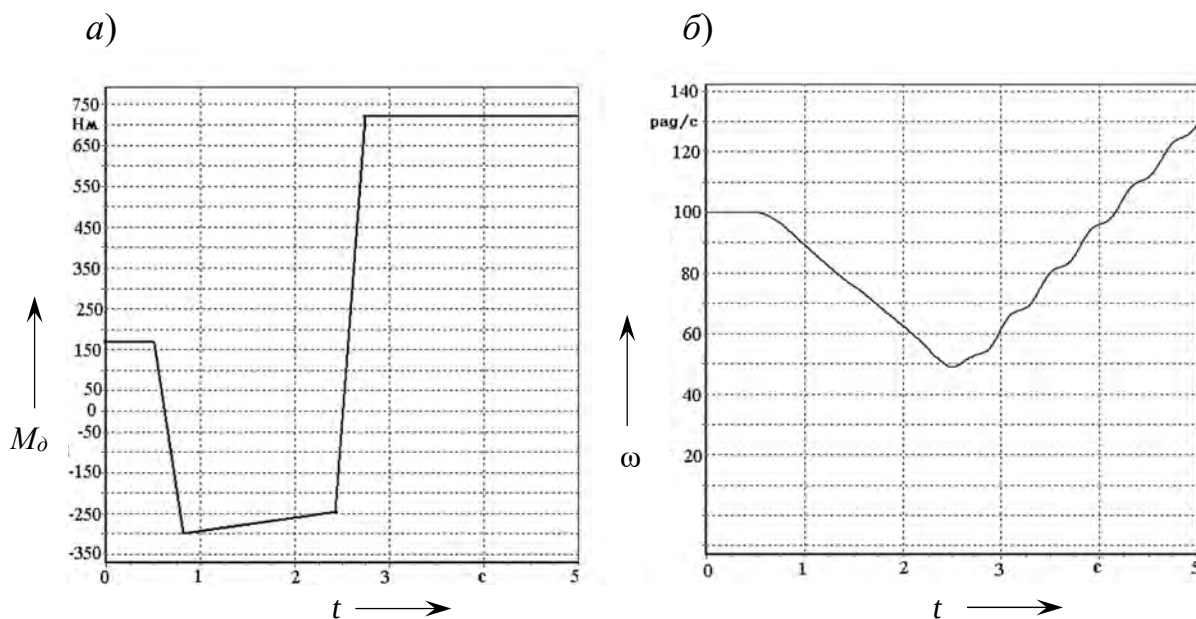


Рисунок 2.19 – Изменение момента двигателя (а) и угловой скорости (б) при тестовом воздействии

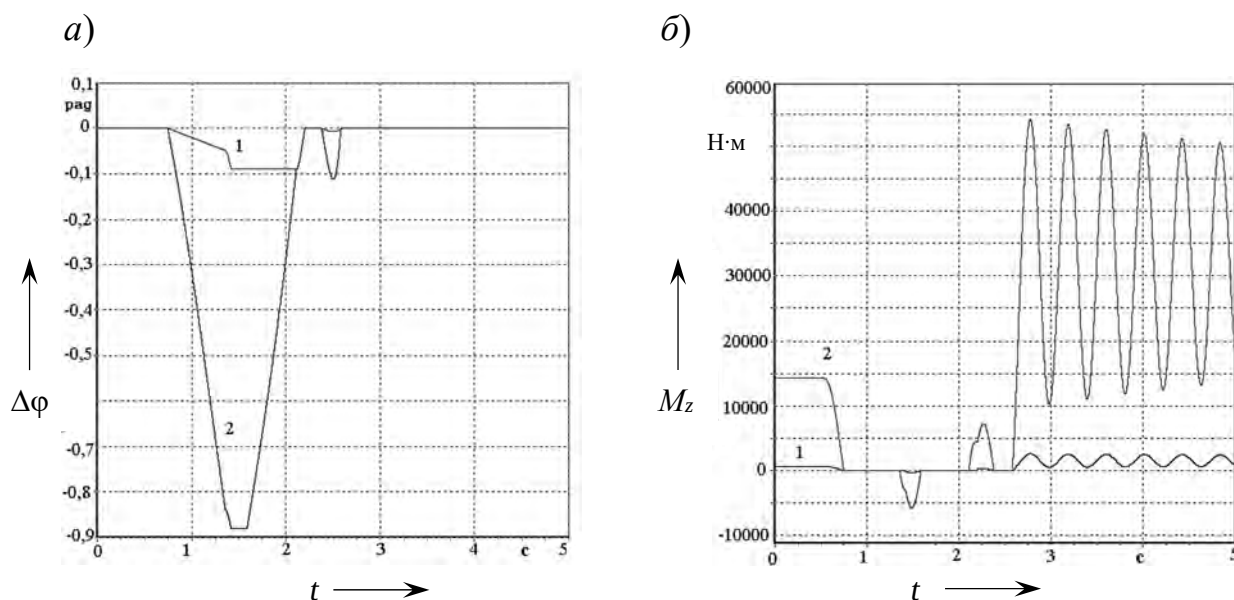


Рисунок 2.20 – Графики выбора зазоров (а) и моментов (б) на выходе коробки передач 1 и трансмиссии 2

Действительно, при начале торможения двигателем вращающие моменты в упругих элементах коробки передач и трансмиссии начинают уменьшаться и при достижении нулевого значения начинается выбор угловых зазоров.

После окончания выбора зазоров происходит обратное закручивание валов, поскольку накопленная кинетическая энергия вращающихся и поступательно движущихся масс, связанных с ведомым валом, превышает кинетическую энергию вращающихся масс, связанных с ведущим валом. При этом в упругих элементах возникают отрицательные моменты, способствующие повторному выбору угловых зазоров. Следовательно, упругие деформации валов, а не увеличение подачи топлива являются началом повторного выбора зазора.

Для подтверждения правильности условий выбора зазора в коробке передач и в трансмиссии начальную угловую скорость коленчатого вала двигателя уменьшаем ниже расчетной (см. п. 2.3.1) со 100 до 90 рад/с и получаем, что выбора зазора и в коробке передач (КП), и в трансмиссии не происходит (рисунок 2.21). В этом случае сил инерции недостаточно для преодоления сил сопротивления движению машины в данных дорожных условиях. Из графиков моментов на выходных валах коробки передач (см. рисунок 2.21, б, кривая 1) и трансмиссии (см. рисунок 2.21, б, кривая 2) также видно, что процесс выбора зазора не завершен, поскольку ведущая и ведомая части не пришли в соприкосновение, так как моменты уменьшаются до нуля, но не меняют знак на противоположный.

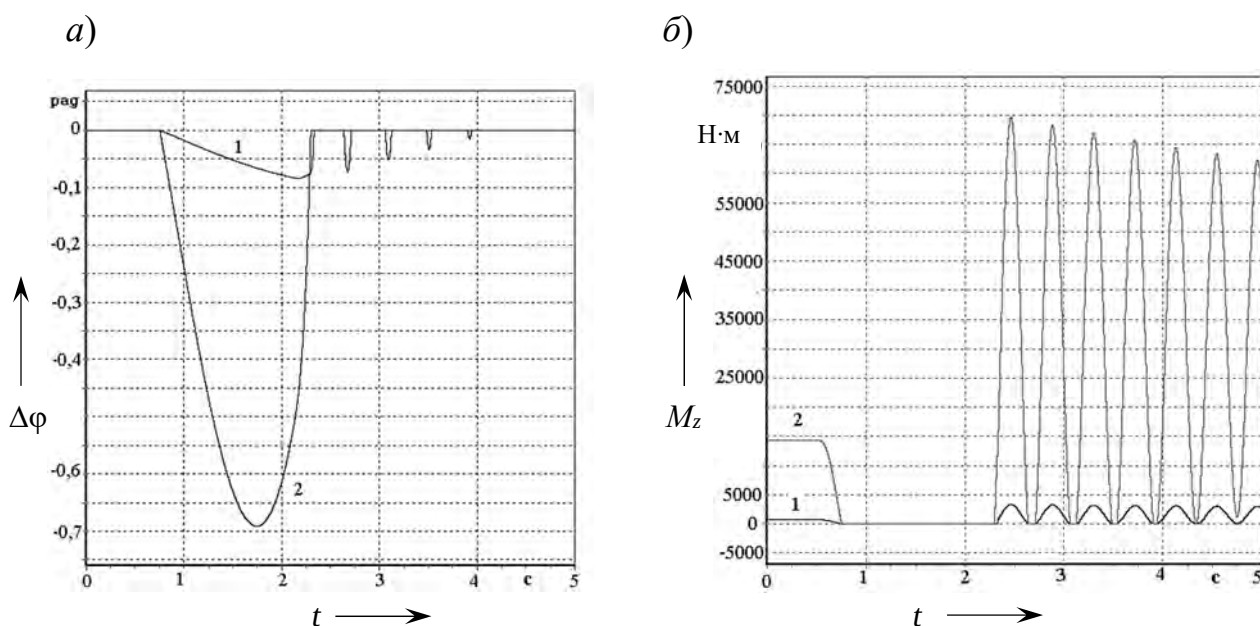


Рисунок 2.21 – Графики невыбора зазоров (а) и моментов (б) в коробке передач 1 и в трансмиссии 2

Поэтому при диагностировании в движении корректность задания тестового воздействия на условие выбора зазора нужно проверять, контролируя угловую скорость двигателя в момент начала сброса педали подачи топлива и выдавая сообщение «Тест прошел» или «Тест не прошел». Это обеспечит достоверность результатов диагностики.

Важным элементом импульсной системы диагностики является алгоритм определения суммарных угловых зазоров в зубчатых зацеплениях. Определение суммарного углового зазора при диагностировании предусматривает измерение максимального углового перемещения ведущей части трансмиссии по отношению к ведомой части. В импульсном выражении это разница между накопленным количеством импульсов опорного сигнала в каждом выходном за время тестового воздействия и суммарным количеством импульсов при жесткой кинематической связи за это же количество импульсов выходного сигнала. От того, каким образом будет осуществляться обработка дискретной информации первичных преобразователей, от методики подсчета импульсов опорного сигнала в каждом выходном и преобразования их в значения относительных угловых перемещений будет зависеть точность результатов диагностики [35].

При диагностировании в движении (рисунок 2.22) суммарный угловой зазор выбирается на нескольких импульсах.

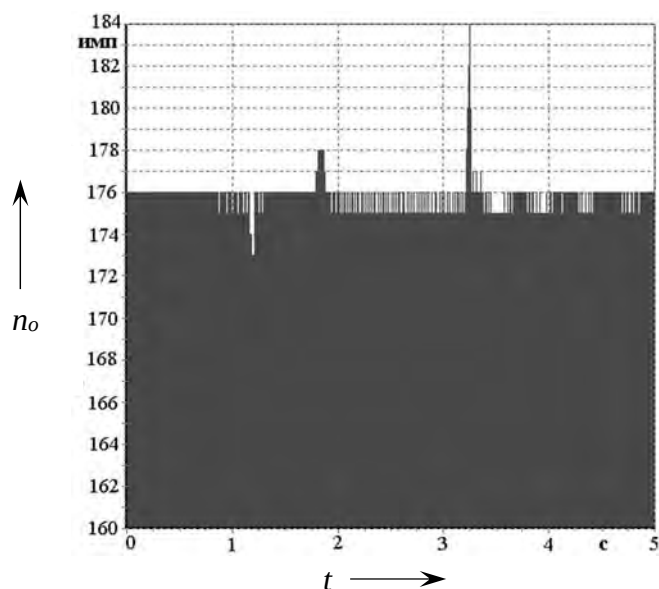


Рисунок 2.22 – График изменения количества импульсов при выборе суммарного углового зазора в коробке передач

Из графика видно, что в момент начала выбора зазора количество импульсов постепенно уменьшается до момента окончания выбора зазора в коробке передач. В итоге при выборе зазора в одном направлении количество опорных импульсов в одном выходном будет меньше среднего, подсчитываемого при жесткой кинематической связи (176...173 имп.). Затем за счет сил упругости валов происходят колебания в системе, и количество импульсов изменяется беспорядочно (173...184 имп.), но больше среднего. Накопленная разница меньших значений на фазе выбора зазора одного направления относительно среднего значения и будет составлять суммарный угловой зазор. Следовательно, производить подсчет импульсов необходимо на фазе торможения двигателем,

где влияние колебаний системы минимально и вероятность ошибки в подсчетах незначительна [36].

2.3.6 Влияние упругих элементов трансмиссии на точность определения суммарного углового зазора.

При диагностировании в движении на точность определения величины суммарного углового зазора как параметра, определяющего техническое состояние зубчатых зацеплений, будут влиять упругие элементы в трансмиссии машины. Угловые деформации валов при передаче вращающего момента в процессе движения будут идентифицироваться импульсной системой как составляющие суммарного углового зазора. При тестовом воздействии на трансмиссию в виде торможения двигателем силы инерции вращающихся масс, связанных с выходным валом, не только выбирают зазоры противоположного направления, но и деформируют упругие элементы в противоположном направлении, что скажется на точности определения суммарного углового зазора.

Суммарный угловой зазор в зубчатом зацеплении – это фактическое угловое перемещение выходного вала относительно неподвижного входного, а это значит, что при диагностировании в движении в суммарный зазор будут входить статическая составляющая, связанная с угловой деформацией валов при передаче вращающего момента в процессе движения, и динамическая составляющая, связанная с деформацией от сил инерции при подаче тестового воздействия на трансмиссию. Поскольку деформации упругих элементов идентифицируются импульсной системой диагностирования как составляющие суммарного углового зазора, то в расчетах необходимо учесть не только угловые перемещения, связанные с выбором суммарных угловых зазоров, но и общие перемещения сосредоточенных масс, с которыми связаны датчики углового положения ведущей и ведомой частей трансмиссии и коробки передач.

Величины статической и динамической составляющих деформаций при определении суммарных угловых зазоров в коробке передач и трансмиссии в целом при диагностировании зубчатых зацеплений трансмиссии автомобиля БелАЗ-7555 при движении на первой передаче по грунтовой дороге с коэффициентом сопротивления $f = 0,035$ на скоростном режиме двигателя 120 рад/с показаны на рисунке 2.23. При подаче тестового воздействия на трансмиссию в виде торможения двигателем суммарный угловой зазор в коробке передач, равный 0,09 рад (см. рисунок 2.23, а, кривая 1), и в трансмиссии в целом, равный 0,88 рад (см. рисунок 2.23, а, кривая 2), выбирается, но из-за статической и динамической деформаций упругих элементов в коробке передач и трансмиссии в целом суммарный угловой зазор будет определен с ошибкой примерно на 20 %.

Поскольку диагностирование осуществляется в движении, то сопротивление движению вызывает упругие деформации валов, которые в установившемся режиме движения в коробке передач составляют 0,008 рад (см. рисунок 2.23, а, кривая 2), а для трансмиссии – 0,2 рад (см. рисунок 2.23, б, кривая 2). Это является статической составляющей фактического перемещения валов, а соответственно, и ошибкой определения суммарного углового зазора.

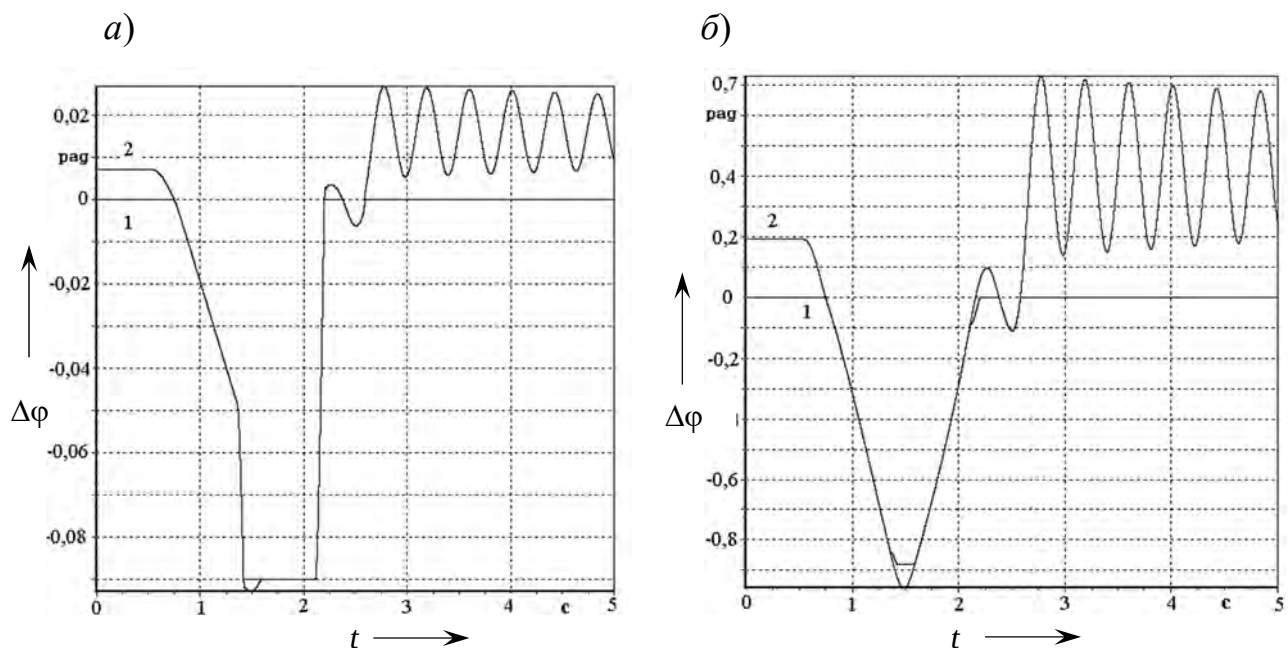


Рисунок 2.23 – Выбор зазора 1 и фактические угловые перемещения валов 2 на выходе коробки передач (а) и трансмиссии (б)

После подачи тестового воздействия силы инерции масс, связанных с ведомыми частями коробки передач и трансмиссии, не только выбирают зазоры, но и деформируют от динамического удара валы в противоположном направлении в коробке передач от -0,09 до -0,093 рад (см. рисунок 2.23, а, кривая 2), а в трансмиссии в целом от -0,88 до -0,95 рад (см. рисунок 2.23, б, кривая 2). Это является динамической составляющей упругих перемещений валов. Статическая составляющая зависит от дорожных условий, то есть от величины передаваемого момента, влияющего на углы закручивания валов, а динамическая – от скорости движения машины, зависящей от скоростного режима работы двигателя и передаточного числа трансмиссии, то есть от накопленной кинетической энергии машины.

Результаты расчетов статической и динамической составляющих суммарного углового зазора в трансмиссии при движении в различных дорожных условиях на всех передачах при одном и том же скоростном режиме двигателя представлены в таблице 2.15.

Таблица 2.15 – Значения суммарного углового зазора в трансмиссии при различных дорожных условиях

Передача	I			II			III			IV			V			VI			3X		
Коэффициент сопротивления движению	0,015	0,025	0,035	0,015	0,025	0,035	0,015	0,025	0,035	0,015	0,025	0,035	0,015	0,025	0,035	0,015	0,025	0,035	0,015	0,025	0,035
Расчетное значение, рад	0,88			0,59			0,43			0,37			0,23			0,17			0,95		
Статическая составляющая	0,090	0,120	0,200	0,060	0,100	0,135	0,040	0,070	0,100	0,030	0,050	0,068	0,020	0,034	0,048	0,015	0,025	0,034	0,100	0,150	0,225
Динамическая составляющая	0,455	0,336	0,176	0,350	0,300	0,240	0,240	0,220	0,200	0,130	0,120	0,110	0,080	0,080	0,070	0,040	0,040	0,040	0,480	0,330	0,080
Зазор с учетом всех составляющих	1,425	1,336	1,255	1,000	0,990	0,965	0,710	0,720	0,730	0,530	0,540	0,548	0,330	0,344	0,348	0,225	0,235	0,244	1,530	1,430	1,255
Поправочный коэффициент	0,62	0,65	0,70	0,59	0,60	0,61	0,61	0,60	0,59	0,70	0,69	0,68	0,70	0,67	0,66	0,75	0,72	0,70	0,62	0,66	0,76

Для нахождения истинного значения суммарного углового зазора необходимо учесть статическую и динамическую составляющие поправочным коэффициентом. Этот коэффициент на каждой передаче и при различных дорожных условиях будет свой (см. таблицу 2.15). Он изменяется либо возрастая с увеличением коэффициента сопротивления движению (I и II передачи, передача 3X), либо убывая (III–VI передачи).

Это связано с тем, что на низких ступенях коробки передач и ступени заднего хода расчетная угловая скорость тестового воздействия близка к необходимой (см. диаграммы на рисунке 2.11). Выбор суммарного углового зазора на высших ступенях осуществляется при угловых скоростях коленчатого вала, существенно меньших минимально устойчивой для данного типа двигателя. Принятие единой угловой скорости двигателя при тестовом воздействии 120 рад/с для диагностирования суммарного углового зазора в движении, которая с увеличением номера ступени и уменьшением сопротивления движению все больше отличается от требуемой, приводит к накоплению значительно большей, чем требуется, кинетической энергии, что приводит к большим деформациям валов от динамических нагрузок и, соответственно, к возрастанию ошибки в определении суммарного углового зазора.

Следовательно, учет статической и динамической составляющих фактических перемещений валов при различных коэффициентах сопротивления движению поправочным коэффициентом позволит с высокой точностью определять суммарный угловой зазор при диагностике трансмиссии в движении [34].

Данный поправочный коэффициент не является универсальным, а зависит от динамических параметров машины, то есть для различных машин он разный. Но преимущество диагностирования гидромеханической трансмиссии по суммарному угловому зазору, измеряемому в движении по относительным угловым перемещениям ведущего и ведомого валов импульсным способом, состоит в том, что не требуется сложного оборудования, а моделирование динамических процессов на современном этапе не является проблемой.

3 Локализация дефектов зубчатых передач

Зубчатые передачи являются неотъемлемой частью трансмиссий машин и во многом определяют их надежность. С течением времени техническое состояние зубчатых передач ухудшается – изнашиваются рабочие поверхности зубьев, возникают локальные (единичные) дефекты – обломы зуба или его части, сколы или выкрашивания рабочей поверхности зуба вследствие усталостных разрушений, появляется кинематическая погрешность передачи из-за неравномерного износа зубьев по окружности или прогибов валов. Все это неизменно сказывается на неравномерности вращения ведомого вала, вызывающей дополнительные динамические нагрузки, величина которых, согласно некоторым источникам, может превышать передаваемые в 2–3 раза, что может привести к аварии [37].

Для обеспечения безаварийной эксплуатации машин необходимо решить задачу оперативной оценки технического состояния зубчатых передач трансмиссий в процессе их работы. Госстандартом разработана методика оптимизации периодичности проведения замен технических устройств [38]. Она предполагает введение единого подхода при определении критерия проведения предупредительных замен. Существующие методики оценки технического состояния зубчатых передач трансмиссий основываются на контроле суммарного углового зазора, уровня вибраций, акустических шумов и др. Диагностика трансмиссий по таким параметрам имеет невысокую точность постановки диагноза, и, как следствие, отмечается либо недоиспользование ресурса, либо большие затраты на устранение аварий. Поэтому необходима разработка методов и алгоритмов диагностирования, совместимых с микропроцессорными средствами, которые позволяли бы более точно прогнозировать наступление предельного состояния зубчатых передач в процессе эксплуатации [39].

С увеличением наработки машин возрастают объемы работ по их ремонту и техническому обслуживанию, что увеличивает затраты на эксплуатацию. Существенную роль в снижении затрат и в обеспечении оптимальных сроков ремонта машин играет диагностика. При одновременном сохранении надежности диагностирование позволяет сократить время нахождения машины в техническом обслуживании и ремонте.

Отслеживание технического состояния зубчатых передач трансмиссий в процессе эксплуатации, раннее выявление разрушений зубьев, неравномерного износа поверхностей зубьев, локализация мест их расположения в кинематической цепи привода и влияние их на динамическую нагруженность привода является актуальной задачей. Решение этой задачи требует обоснования диагностических параметров, информативности каждого параметра и его технологичности. Выбор необходимых параметров должен быть нацелен на

снижение трудоемкости диагностирования и получения максимальной информации о техническом состоянии зубчатых передач. Для этого необходимы выбор наиболее прогрессивных информационных технологий, разработка методов и алгоритмов для компьютерного диагностирования и методик оценки технического состояния привода.

3.1 Выявление наличия единичных дефектов зубьев, их величины и мест расположения в кинематической цепи трансмиссии

Единичные (локальные) дефекты зубьев – это обломы зубьев, сколы, выкрашивания рабочих поверхностей зубьев. Появление таких дефектов является основанием прекращения эксплуатации трансмиссии. Такие дефекты вызывают дополнительные динамические нагрузки, снижающие циклическую прочность остальных зубьев и их скорую поломку.

При диагностике зубчатых зацеплений под единичным дефектом зуба понимается не фактическое отклонение профиля зуба от его теоретического значения на каком-то участке, а отклонение фактического угла поворота выходного вала при прохождении дефекта от его теоретического значения, вызывающее неравномерность вращения выходного вала зубчатой передачи при равномерном вращении входного. Это связано с тем, что как в косозубых, так и в прямозубых передачах имеется и осевое, и торцовое перекрытие и даже при наличии фактического дефекта зуба он может не оказывать влияния на неравномерность вращения выходного вала зубчатой передачи.

Вращательное движение в зубчатой передаче передается от ведущего звена к ведомому по рабочей поверхности зуба. В случае возникновения на этих поверхностях дефектов или неравномерности износа зубьев будет появляться неравномерность вращения, вызванная изменением относительного положения ведущего и ведомого валов передачи. Наличие и величину единичных дефектов можно оценить кинематической погрешностью передачи. Кинематическая погрешность зубчатой передачи является величиной, характеризующей кинематическую точность, то есть согласованность углов поворота ведомого и ведущего валов. При этом причиной возникновения кинематической погрешности может служить не только дефект или неравномерный износ рабочих поверхностей зубьев, но и погрешности изготовления и сборки зубчатых колес. Следовательно, кинематическая погрешность является комплексным показателем состояния зубчатой передачи, как новой, так и бывшей в эксплуатации [40].

Одним из важнейших недостатков существующих методов диагностирования зубчатых зацеплений трансмиссий является то, что определение параметров, характеризующих их техническое состояние, осуществляется в функции времени. При нестационарных процессах, которые сопровождают

работу моторно-трансмиссионных установок, добиться приемлемой точности известными методами невозможно.

Если для оценки технического состояния зубчатых зацеплений в эксплуатации в качестве диагностического параметра принять кинематическую погрешность, но не как функцию времени, а как отклонение фактического угла поворота ведомого вала относительно теоретического, то диагностику можно проводить, контролируя относительные угловые перемещения ведущего и ведомого валов. В этом случае неравномерность вращения ведущего вала на кинематическую погрешность влиять не будет, а методы измерения относительных угловых перемещений валов с помощью микропроцессорных систем диагностики известны [41].

При вращении дефектной пары зубчатых колес без учета динамики в момент прохождения дефекта кинематическая связь между ведомым и ведущим колесами нарушается, ведомое колесо вначале останавливается, а затем восстановление кинематической связи сопровождается ускоренным движением ведомого колеса, инициированным последующей парой зубьев. Такая неравномерность вращения ведомого колеса оценивается кинематической погрешностью.

На неравномерность вращения выходного вала привода, то есть на относительные угловые перемещения ведущего и ведомого валов, единичные дефекты и циклическая погрешность будут влиять по-разному. Единичный дефект проявляется кратковременно, в виде разрыва кинематической связи с последующим быстрым ее восстановлением. Единичному дефекту на кинематической погрешности будет соответствовать пик, величина которого будет пропорциональна дефекту в размерности угла поворота ведущего колеса. Неравномерный же износ зубьев или смещение осей зубчатого венца относительно оси вращения будут вызывать на кинематической погрешности гармонические колебания с амплитудой, равной половине максимальной погрешности. Это дает возможность, анализируя кинематическую погрешность, выявлять наличие единичных дефектов или дефектов, связанных с неравномерным износом или прогибом вала.

Место расположения дефекта можно определить по периоду повторного появления дефекта и сопоставления его с периодом обкатки того или иного колеса, находящегося в том или ином месте кинематической цепи трансмиссии относительно установленного датчика выходного сигнала.

В соответствии с ГОСТ 1643–81 под кинематической погрешностью понимают разность между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота ведомого зубчатого колеса передачи [42], где номинальный угол поворота определяется как

$$\varphi_{ном} = \varphi_1 \cdot \frac{z_1}{z_2}, \quad (3.1)$$

где $\varphi_{ном}$ – номинальный угол поворота ведомого зубчатого колеса;

z_1 – число зубьев шестерни;

z_2 – число зубьев колеса;

φ_1 – действительный угол поворота ведущего зубчатого колеса.

Следовательно, кинематическая погрешность передачи рассчитывается как

$$\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_{ном}, \quad (3.2)$$

где φ_2 – действительный угол поворота ведомого зубчатого колеса.

Но эта погрешность и характеризует дефект в функции угла поворота ведущего вала. Для одной пары зацепления $\Delta\varphi$ можно определить как

$$\Delta\varphi = \varphi_1 \frac{z_1}{z_2} - \varphi_2. \quad (3.3)$$

Если принять за максимальный единичный дефект облом одного зуба и смоделировать прохождение этого дефекта для зубчатой передачи с $z_1 = 17$ и $z_2 = 43$ (рисунок 3.1), то выясняется, что разница $\Delta\varphi$ фактического угла поворота зубчатого колеса будет существенно меньше самого дефекта.

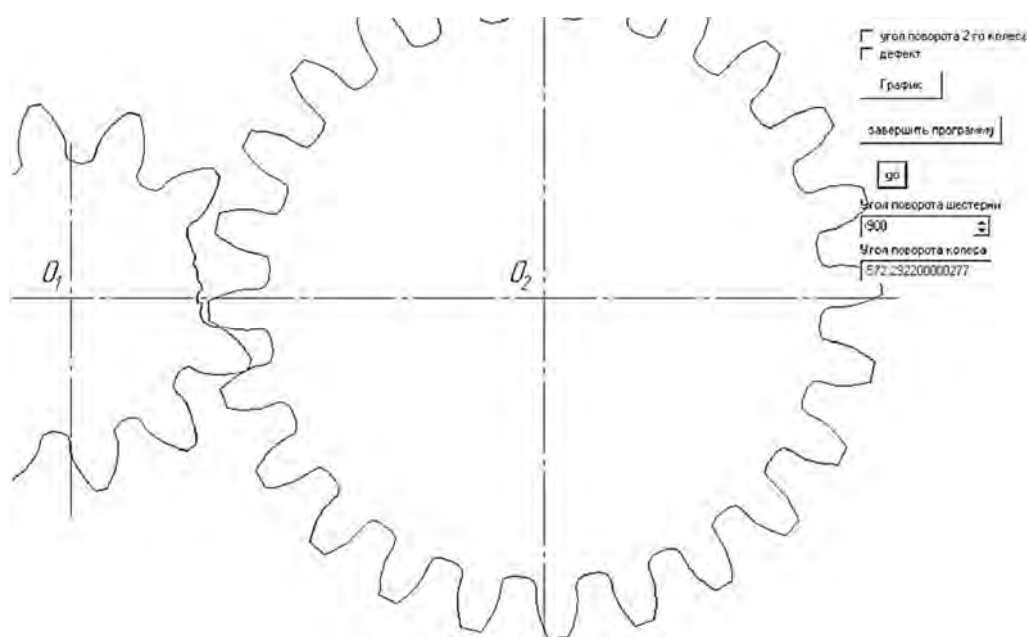


Рисунок 3.1 – Обкатка максимального дефекта зуба

Кинематическая погрешность в одной паре зубчатых колес зависит от величины дефекта и не зависит от места его нахождения – на ведомом или ведущем колесе, отличие наблюдается только в периодичности T повторного появления (рисунок 3.2). На шестерне дефект проявляется чаще, а на колесе в u раз реже, где $u = z_2 / z_1$ – передаточное число:

$$T_1 = 2\pi; \quad T_2 = 2\pi \cdot \frac{z_2}{z_1}. \quad (3.4)$$

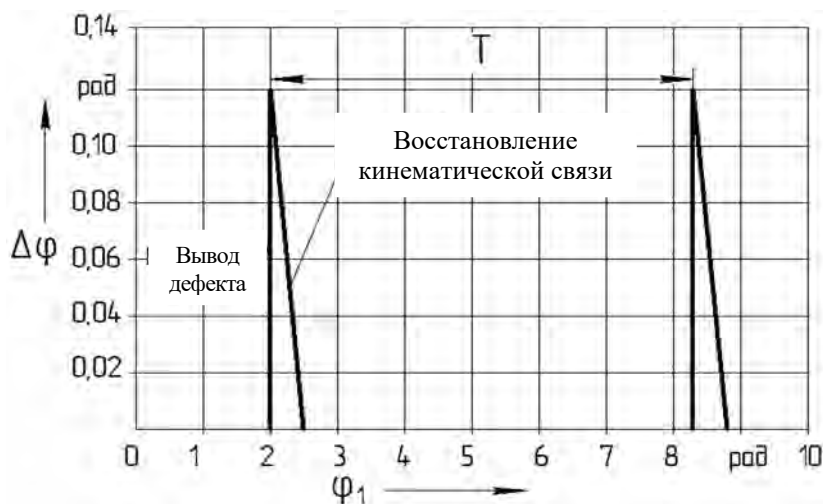


Рисунок 3.2 – Схема прохождения дефекта зуба в зубчатом зацеплении

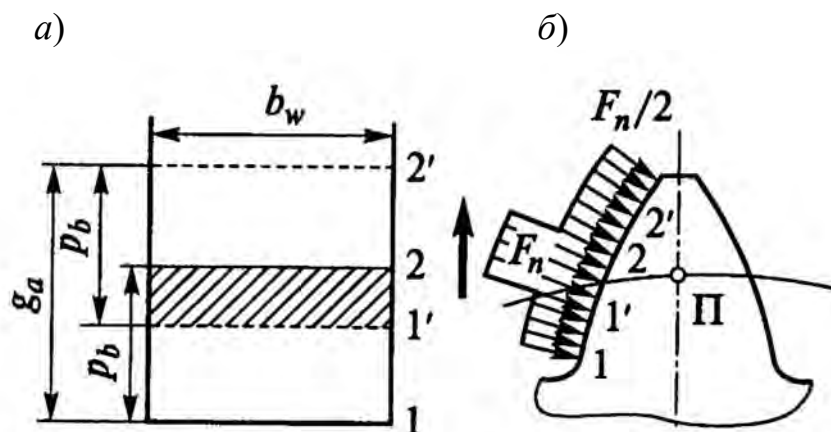
Таким образом, появление кинематической погрешности $\Delta\varphi$ характеризует наличие единичного дефекта зуба и место его нахождения в кинематической цепи (но не его величину) из-за наличия торцового перекрытия зубчатой передачи [43].

3.1.1 Влияние торцового перекрытия зубчатой передачи на точность определения величины единичного дефекта.

Непрерывность работы зубчатой передачи возможна при условии, если последующая пара зубьев входит в зацепление до выхода предыдущей, то есть если обеспечивается перекрытие работы одной пары зубьев другой. Чем больше пар зубьев одновременно находится в зацеплении, тем выше плавность работы передачи. Оценкой многопарности зубчатого зацепления является коэффициент торцового перекрытия ε_α . По условию непрерывности и плавности хода передачи коэффициент торцового перекрытия всегда больше единицы и кинематическая связь может восстанавливаться раньше, чем закончится дефект. Это значит, что обнаружение факта наличия дефекта в виде поломки зуба, который является поводом для прекращения эксплуатации, из-за наличия

торцового перекрытия затруднено. По кинематической погрешности этот дефект может быть идентифицирован и как частичное выкрашивание зуба.

Для теоретического определения угла рассогласования $\Delta\varphi$ при максимальном дефекте рассмотрим более подробно процесс передачи вращающего момента в прямозубой цилиндрической передаче (рисунок 3.3). При работе передачи зубья колес при входе в зацепление касаются друг друга по всей своей длине, равной рабочей ширине зубчатого венца. Контакт происходит по прямой линии, параллельной осям колес.



a – поле зацепления зуба; b – распределение нагрузки по высоте зуба

Рисунок 3.3 – Изменение нагрузки по профилю зуба

Характер распределения нагрузки по рабочей поверхности зуба позволяет установить поле зацепления, по которому перемещаются линии контакта пар зубьев. Поле зацепления представляет собой прямоугольник, одна сторона которого равна длине активной линии зацепления g_a , а другая – рабочей ширине зубчатого венца колеса b_w .

Коэффициент торцового перекрытия ε_α есть отношение длины активной линии зацепления g_a к основному шагу p_b [44]:

$$\varepsilon_\alpha = g_a / p_b. \quad (3.5)$$

При вращении колес линия контакта зубьев перемещается по длине активной линии зацепления g_a (см. рисунок 3.3, a). Если линия контакта 1 первой пары зубьев находится в начале поля зацепления, то при $p_b < g_a$ в поле зацепления находится еще и линия контакта 2 второй пары зубьев. В процессе вращении колес линии 1 и 2 перемещаются в направлении, указанном стрелкой. Когда вторая пара придет на границу поля 2', первая пара займет положение 1'. В этот период происходит двухпарное зацепление зубьев передачи – предыдущей и последующей пар. При дальнейшем движении на участке 1'...2 зацепляется

только одна пара зубьев. Однопарное зацепление продолжается до тех пор, пока пара 1 не займет положение 2. В этот момент в зацепление вступит следующая пара зубьев и снова начнется двухпарное зацепление [45].

Дефект, даже такой большой как облом зуба, будет проявляться только в зоне однопарного зацепления, которая располагается посередине зуба или в районе полюса зацепления П. В зоне однопарного зацепления зуб передает полную нагрузку F_n , а в зонах двухпарного – половину (см. рисунок 3.3, б). При отсутствии одного зуба в зоне однопарного зацепления кинематическая связь нарушается, передаваемый момент становится равным нулю, происходит ускоренное вращение ведущего зубчатого колеса, а ведомое замедляется, при их соприкосновении после прохождения зоны однопарного зацепления кинематическая связь восстанавливается и происходит удар. Динамическую нагрузку в этом случае воспринимают не два зуба, а один, так как из-за поломки одного зуба зона однопарного зацепления существенно увеличивается. С учетом того, что длительность воздействия полной нагрузки F_n на следующий за дефектом зуб увеличилась и к ней добавилась динамическая составляющая от удара, вероятность поломки зуба существенно возросла, и такой дефект следует признать опасным. При его обнаружении эксплуатацию трансмиссии следует прекратить.

Величина зоны однопарного зацепления при обломе зуба, а следовательно, и величина кинематической погрешности будут зависеть от коэффициента торцового перекрытия. Коэффициент торцового перекрытия ε_α в прямозубых цилиндрических передачах находится в пределах $\varepsilon_\alpha = 1,1 \dots 1,8$. Чтобы две пары зубьев находились в контакте постоянно, то есть чтобы было двухпарное зацепление, коэффициент торцового перекрытия должен быть $\varepsilon_\alpha = 2$. Тогда разница между этим и фактическим коэффициентом торцового перекрытия будет зоной однопарного зацепления. И если один зуб сломан, относительное перемещение зубчатых колес будет равно зоне однопарного зацепления. Из этого и следует исходить при поиске поломок зубьев привода по кинематической погрешности.

В конструкторской практике для определения коэффициента торцового перекрытия пары зубчатых колес применяется приближенная формула [8]

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2(1/z_1 \pm 1/z_2), \quad (3.6)$$

где z_1, z_2 – числа зубьев шестерни и колеса.

Знак «плюс» (+) применяют для внешнего зацепления, «минус» (–) для внутреннего.

Зная коэффициент торцового перекрытия, относительное угловое перемещение в зоне однопарного зацепления $\Delta\varphi$, а следовательно, и дефект в

виде облома зуба для ведущего зубчатого колеса можно найти из следующих соображений.

Поскольку коэффициент торцового перекрытия также равен отношению угла перекрытия φ_α к угловому шагу τ , то

$$\varepsilon_\alpha = \varphi_\alpha / \tau. \quad (3.7)$$

Кинематическая погрешность $\Delta\varphi$, которая будет характеризовать дефект как облом зуба, определится как разница угла перекрытия $\varphi_{\alpha 2}$ при коэффициенте $\varepsilon_{\alpha 2} = 2$ и фактическим углом перекрытия φ_α . Выразив углы из формулы (3.7), для зубчатого колеса z_1 получим

$$\Delta\varphi = \varphi_{\alpha 2} - \varphi_\alpha = \tau (\varepsilon_{\alpha 2} - \varepsilon_\alpha) = (2 - \varepsilon_\alpha) 2\pi / z_1. \quad (3.8)$$

Выражение (3.8) является предельной величиной кинематической погрешности, если она проявляется кратковременно, в виде разрыва кинематической связи с последующим быстрым ее восстановлением. Пик на кинематической погрешности и будет соответствовать единичному дефекту, а предельная величина – облому зуба.

В косозубых передачах в зацеплении одновременно находятся две-три пары зубьев. Коэффициент перекрытия ε_γ у них значительно больше и определяется из выражения [46]

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta, \quad (3.9)$$

где ε_α – коэффициент перекрытия соответствующей прямозубой передачи;

ε_β – добавочный коэффициент перекрытия из-за наклона линии зуба,

$$\varepsilon_\beta = b \sin \beta / (\pi m), \quad (3.10)$$

где b – ширина зубчатого венца;

β – угол наклона зуба, $\beta = 8 \dots 20$ град.

В косозубых передачах зоны однопарного зацепления нет, поэтому облом одного зуба не повлияет на кинематическую погрешность передачи и данным способом выявлен быть не может. Но, как показывает практика эксплуатации, в косозубых передачах при перегрузках частичные обломы осуществляются одновременно у нескольких зубьев, находящихся в этот момент в зацеплении. Поэтому если появилась даже незначительная кинематическая погрешность,

то можно с высокой вероятностью утверждать, что произошел облом нескольких зубьев и эксплуатацию привода необходимо срочно прекратить.

3.1.2 Определение места расположения единичного дефекта в кинематической цепи трансмиссии.

Распознавание единичного дефекта при анализе кинематической погрешности осуществляется по наличию пиков, связанных с кратковременным разрывом кинематической связи и последующим быстрым ее восстановлением, то есть с прохождением зоны однопарного зацепления, в которой проявляется единичный дефект.

Место расположения единичного дефекта в кинематической цепи привода можно определить по шагу его повторного появления, поскольку кинематическая погрешность определяется не как функция времени, а как функция угла поворота ведущего вала. В этом случае нет необходимости обеспечивать стабильность и величину угловой скорости ведущего вала, поскольку контролируются относительные угловые перемещения ведущего и ведомого валов.

При наличии единичных дефектов зубьев максимальной величины определение мест их расположения в кинематической цепи трансмиссии рассмотрим на примере коробки передач автомобиля, кинематическая схема которой изображена на рисунке 3.4. Коробка передач трехвальная, соосная, с прямозубыми цилиндрическими колесами, имеет четыре ступени переднего хода и одну – заднего. Передаточные числа ступеней и задействованные на них зубчатые колеса отражены в таблице 3.1. Коробка передач имеет обломы зубьев и неравномерный их износ, характерные для нее в конце эксплуатации.

Таблица 3.1 – Параметры коробки передач

Номер передачи	Передаточное число ступени i	Задействованные зубчатые колеса
I	6,4	$Z2/Z1 \times Z7/Z10$
II	3,09	$Z2/Z1 \times Z6/Z5$
III	1,69	$Z2/Z1 \times Z4/Z3$
IV	1	—
3X	7,82	$Z2/Z1 \times Z9/Z10 \times Z7/Z8$

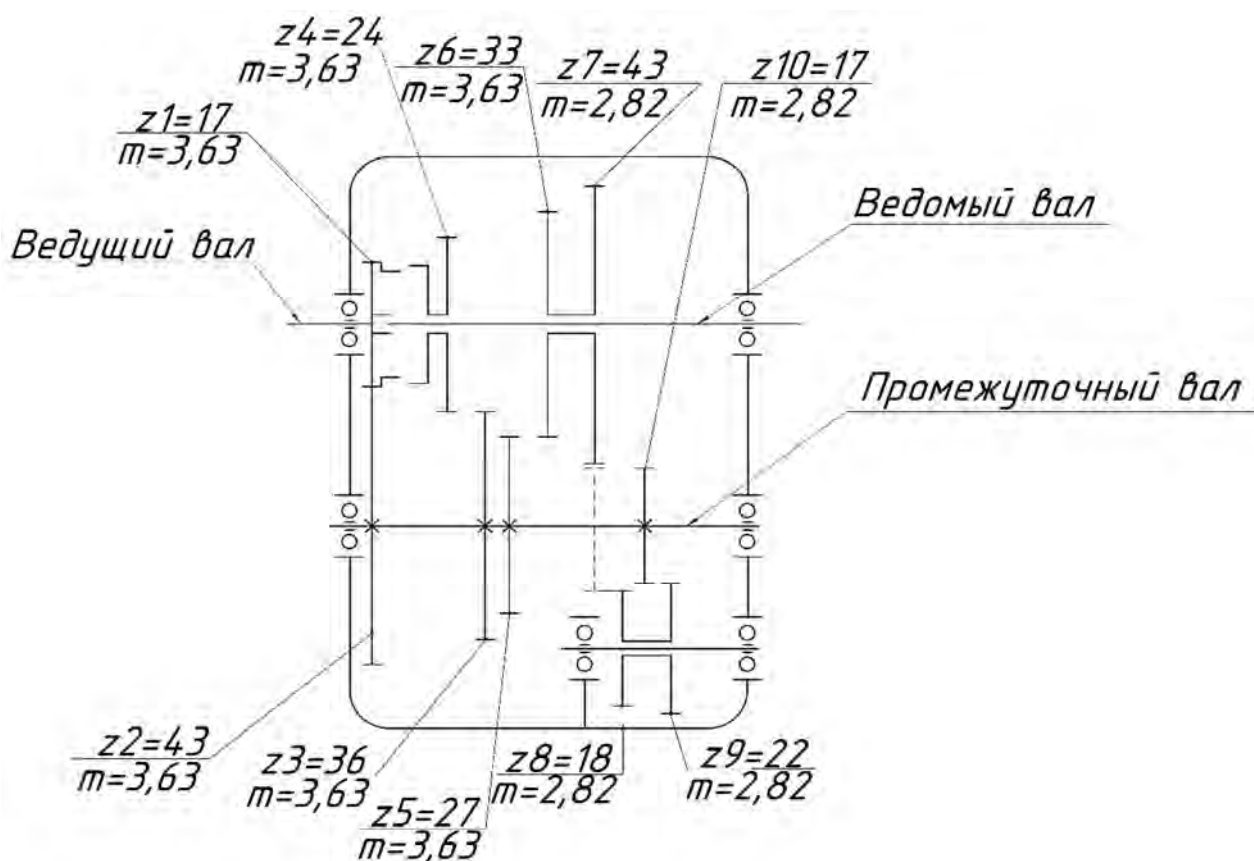


Рисунок 3.4 – Кинематическая схема трехвальной автомобильной коробки передач

В рассматриваемом приводе используются зубчатые колеса 6-й степени точности. Основные параметры зубчатых колес приведены в таблице 3.2. В отдельном столбце приведен максимально возможный дефект, соответствующий облому зуба с учетом перекрытия передачи.

Таблица 3.2 – Параметры зубчатых колес исследуемой коробки передач

Номер зубчатого колеса	Количество зубьев	Модуль m , мм	Допуск на накопленную погрешность шага колеса F_p , мкм (рад)	Допуск на погрешность профиля колеса f_f , мкм	Допуск на наибольшую кинематическую погрешность колеса F'_{ir} , мкм (рад)	Максимальный дефект (облом одного зуба) $\Delta\phi$, рад
1	2	3	4	5	6	7
z_1	17	3,63	45 (0,0014)	14	59 (0,0019)	0,141
z_2	43	3,63	63 (0,0008)	13	76 (0,0010)	0,056
z_3	36	3,63	63 (0,0009)	16	79 (0,0012)	0,059
z_4	24	3,63	45 (0,0011)	14	59 (0,0014)	0,089

Окончание таблицы 3.2

1	2	3	4	5	6	7
z_5	27	3,63	45 (0,0009)	14	59 (0,0012)	0,079
z_6	33	3,63	63 (0,0011)	14	77 (0,0013)	0,065
z_7	43	2,82	63 (0,0010)	11	74 (0,0012)	0,056
z_8	18	2,82	36 (0,0014)	11	47 (0,0018)	0,129
z_9	22	2,82	45 (0,0014)	11	56 (0,0018)	0,128
z_{10}	17	2,82	36 (0,0015)	11	47 (0,0019)	0,141

Алгоритм определения местонахождения единичных дефектов по шагу повторного появления можно проследить, моделируя кинематику коробки передач (см. рисунок 3.4) на математической модели:

$$\begin{aligned}
 \varphi_1 &= \varphi_1 + d\varphi_1 + F_{p1} \sin \varphi_1; \\
 \varphi_2 &= \varphi_1 / u_1 + F_{p2} \sin(\varphi_1 / u_1) + L_1(\Delta\varphi_2 \pm d\varphi_1 / u_1); \\
 \varphi_3 &= \varphi_2 + F_{p3} u_1 \sin(\varphi_1 / u_1); \\
 \varphi_4 &= \varphi_3 / u_2 + F_{p3} u_1 u_2 \sin(\varphi_3) + L_2(\Delta\varphi_4 \pm d\varphi_1 / u_1 u_2),
 \end{aligned} \tag{3.11}$$

где $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – углы поворота валов привода;

$d\varphi_1$ – шаг угла поворота ведущего вала привода;

u_j – передаточные числа пар зубчатых колес привода;

$\Delta\varphi_i$ – величины дефектов зубьев колес, рад;

F_{pi} – допуск на накопленную погрешность шага колеса, рад.

Дискретная функция состояний L_i характеризует появление и прохождение единичного дефекта зуба. При достижении заданного угла φ_{i0} расположения дефекта $L_i = 1$, а после его прохождения $L_i = 0$.

Дискретная функция состояний L_{i+1} характеризует восстановление кинематической связи после прохождения дефекта, $L_{i+1} = 1$. При достижении $\Delta\varphi_i$ $L_{i+1} = 0$.

Математическая модель представляет собой зависимости углов поворота зубчатых пар z_1, z_2 первичного и промежуточного валов и z_3, z_4 или других пар в зависимости от включенной передачи. Величины дефектов $\Delta\varphi_i$ в этих парах зубчатых колес с передаточными числами u_j задаются в углах поворота ведомого колеса пары в пределах максимальных значений, приведенных

в таблице 3.2. Циклическая погрешность шага зубьев каждого колеса описывается зависимостью $F_{pi} \cdot \sin \varphi_i$. При отсутствии циклической погрешности F_{pi} принимается равной нулю.

Задавшись величиной единичного дефекта и погрешности шага зацепления в единицах угла поворота ведущего зубчатого колеса и местом его расположения в кинематической цепи коробки передач, можно оценить характер изменения кинематической погрешности привода. При расчете углов поворота зубчатых колес учитывается тот факт, что при прохождении единичных дефектов зубьев, выраженных в единицах угла поворота того или иного зубчатого колеса $\Delta\varphi$, нарушается кинематическая связь, что приводит к временному прекращению вращения и остановке ведомого вала, поскольку в данном случае используется статическая математическая модель. Это правомочно, если рассматривать процесс диагностирования зубчатых зацеплений на приводном стенде при медленном вращении входного вала, при котором динамические нагрузки почти не проявляются. После прохождения дефекта кинематическая связь восстанавливается за счет ускоренного поворота ведомого колеса путем обкатки сопрягаемой поверхности последующим зубом. При этом следует иметь в виду, что углы поворота зубчатых колес, находящихся на одном (промежуточном) валу, равны (см. рисунок 3.4).

Оценка величины дефекта основана на выявлении величины кинематической погрешности при отслеживании угла поворота ведущего зубчатого колеса по отношению к ведомому, а место расположения дефекта – по угловому шагу его повторного появления и сопоставления с периодами обращения каждого колеса в кинематической цепи передачи.

Моделируя на математической модели (3.11) единичные дефекты, получают график изменения кинематической погрешности как функцию угла поворота выходного вала относительно входного (рисунок 3.5). Локализацию дефектов зубчатых зацеплений коробки передач, изображенной на рисунке 3.4, при контроле относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов начинают с анализа вида графика кинематической погрешности. Из графика видно, что циклическая кинематическая погрешность отсутствует, а это свидетельствует о равномерном износе зубьев. Пики кинематической погрешности $\Delta\varphi$ свидетельствуют о наличии единичных дефектов. Для определения принадлежности этих дефектов необходимо измерить шаги повторного появления одинаковых дефектов. Для дефекта 1 величиной 0,141 рад шаг повторного появления составляет 15,9 рад, для дефекта 2 – 40,2 рад.

По угловому шагу повторного появления T_2 относительно ведущей шестерни можно определить передаточное число зубчатого колеса с дефектом:

$$u_2 = T_2 / 2\pi = 40,2 / 6,28 = 6,4. \quad (3.12)$$

Это передаточное число первой передачи (см. таблицу 3.1), а зубчатое колесо, поворачивающееся на угол в 6,4 раза меньше, чем ведущий вал, – это z_7 . Таким образом, местонахождение одного дефекта установлено. Его величина на графике кинематической погрешности составляет $\Delta\varphi_2 = 0,357$ рад. Но если его привести к зубчатому колесу z_7 , то его величина будет

$$\Delta\varphi = \Delta\varphi_2 / u_2 = 0,357 / 6,4 = 0,055 \text{ рад.} \quad (3.13)$$

Согласно таблице 3.2, дефект такой величины соответствует облому зуба.

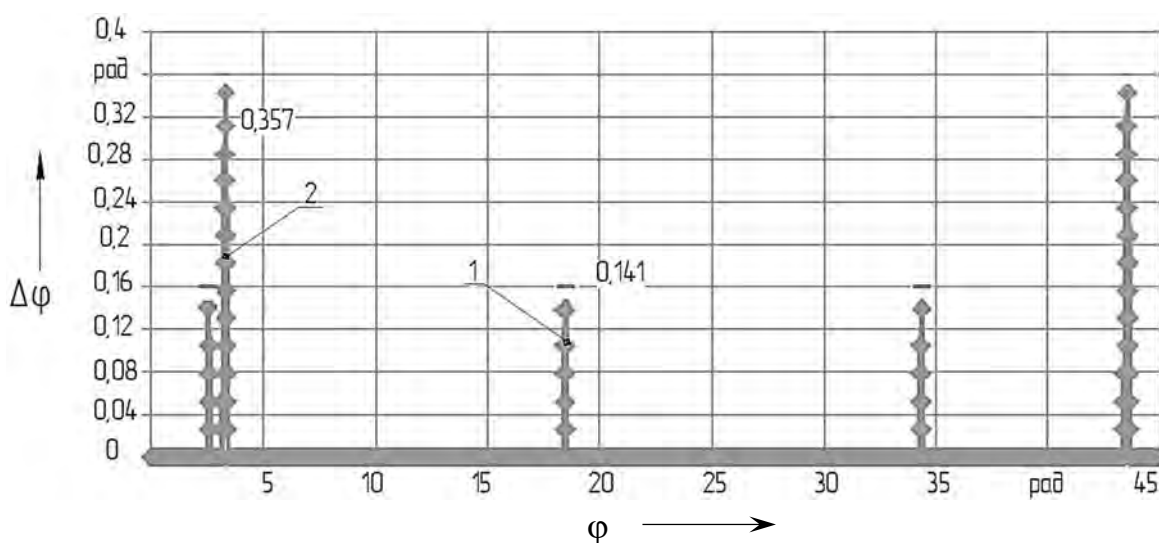


Рисунок 3.5 – Проявление дефекта зубчатого колеса z_2 в кинематической погрешности привода

Проведя аналогичные рассуждения по дефекту 1, устанавливаем, что, согласно шагу повторного появления ($T_1 = 15,9$ рад), зубчатое колесо с дефектом находится на валу с передаточным числом

$$u_1 = T_2 / 2\pi = 15,9 / 6,28 = 2,53.$$

Это передаточное число от первичного вала, на котором установлена шестерня z_1 , к промежуточному, на котором находится зубчатое колесо z_2 (см. рисунок 3.4):

$$u_1 = z_2 / z_1 = 43 / 17 = 2,53.$$

Следовательно, дефект принадлежит зубчатому колесу z_2 с числом зубьев $z_2 = 43$, поскольку оно вращается с угловой скоростью в u_1 раз медленнее, чем шестерня z_1 . Величина этого дефекта $\Delta\varphi_1 = 0,141$ рад. Если его привести к зубчатому колесу z_2 , то его величина будет

$$\Delta\varphi = \Delta\varphi_1 / u_1 = 0,141 / 2,53 = 0,056 \text{ рад.}$$

Согласно таблице 3.2, дефект такой величины также соответствует облому зуба.

В том случае, если величина дефектов $\Delta\varphi_i$ одинакова (например, облом зуба), они будут отличаться величиной влияния на неравномерность вращения выходного вала, поскольку чем дальше от входного звена находится дефект, тем выше разница $\Delta\varphi$. Так, одинаковый дефект на одинаковых зубчатых колесах, но расположенных на разных валах, будет отличаться в u раз (см. рисунок 3.5) [43].

Используя эту методику, можно, определяя угловые шаги повторного появления различных по уровню дефектов T_i , находить их принадлежность к различным зубчатым колесам, а сопоставляя величину дефекта, зная его расположение в кинематической цепи трансмиссии с максимально возможным, определять наличие облома зуба или глубину выкрашивания или скола зуба.

Однако если более удаленный дефект будет меньшей величины, то уровни $\Delta\varphi_i$ могут иметь меньшие отличия, периодичность обращения каждого из дефектов распознать будет затруднительно и установить принадлежность дефекта будет невозможно. В этом случае можно констатировать «множественность» дефектов.

Для диагностики дефектов косозубой зубчатой передачи необходимо рассчитать максимальную кинематическую погрешность с учетом коэффициента торцового перекрытия и перекрытия из-за наклона линии зуба, соответствующую облому нескольких зубьев подряд. Если вид кинематической погрешности представляет собой пик, то далее идентификацию места расположения дефекта и его величины осуществляют аналогично рассмотренному примеру.

3.1.3 Диагностирование единичных дефектов зубьев импульсным методом.

Определить наличие единичных дефектов в зубчатых передачах можно по кинематической погрешности, контролируя относительные угловые перемещения ведущего и ведомого валов привода. Эти перемещения можно контролировать системой диагностирования, реализующей импульсный способ контроля относительных угловых перемещений валов, изложенный в патенте РБ № 6802 [10].

Под импульсной системой диагностирования понимается объект диагностирования (зубчатая передача или зубчатый привод в целом) и средства диагностирования – набор датчиков для контроля углового положения входного и выходного валов, установленный непосредственно на диагностируемом приводе, сигналы от которых в виде прямоугольных импульсов поступают на

плату сбора данных или непосредственно в компьютер. Дальнейшая обработка сигналов, то есть поиск единичных дефектов, определение их величины и местоположения в кинематической цепи привода, а также величины кинематической погрешности и ее принадлежности той или иной зубчатой паре, проводится по разработанным алгоритмам на персональном компьютере.

Для получения сигнала, позволяющего установить наличие единичного дефекта, необходимо рассчитать параметры датчиков. Количество импульсов датчика, установленного на входном валу (датчика опорного сигнала), за оборот должно быть таким, чтобы прохождение максимального единичного дефекта звена кинематической цепи, наиболее удаленного от места установки датчика выходного сигнала, занимало в одном выходном сигнале (в одной дискрете) превышение в 3...4 имп. по сравнению с остальными, у которых дефекта нет. При разрыве кинематической связи, когда ведомый вал приостанавливается, эти импульсы должны накапливаться в одной дискрете выходного сигнала до момента восстановления кинематической связи, то есть ускоренного вращения ведомого вала. Поэтому для обеспечения приемлемой чувствительности импульсной системы к изменению величины неравномерности вращения выходного вала, вызванной появлением единичного дефекта, дискретность датчика углового положения ведомого вала должна быть существенно выше, чем количество зубьев колеса, связанного с выходным валом.

Так, задавшись минимально обнаруживаемым дефектом в 30 % толщины зуба для наиболее удаленного от датчика выходного сигнала зубчатого колеса ($\Delta\varphi_1 = 0,06$ рад для зубчатого колеса z_1), связанного с входным валом (см. рисунок 3.4), и соответствующим ему, например, $n = 3...4$ опорным импульсам на выходном валу при максимальном передаточном числе коробки передач $u = 6,4$, необходимую дискретность датчика опорного сигнала за один оборот будем определять как

$$N_{on} = 2\pi \cdot n \cdot u / \Delta\varphi_1 = 2 \cdot 3,14 \cdot (3...4) \cdot 6,4 / 0,06 = 2009...2679 \text{ имп./об.} \quad (3.14)$$

Ближайший по параметрам датчик угла поворота (опорного сигнала) имеет 2500 имп./об, он и принимается в качестве датчика опорного сигнала.

Для выходного сигнала его дискретность должна обеспечивать необходимую разрешающую способность или точность. Главное, чтобы в дискрете выходного сигнала не смогли разместиться сразу обе фазы – фаза остановки и фаза ускоренного восстановления кинематической связи. В этом случае не зафиксируется кинематическая погрешность передачи. Для поиска единичного дефекта дискрета должна быть не менее толщины зуба с дефектом. Тогда минимальную дискретность выходного датчика для данного режима можно определить из выражения

$$N_{\text{вых}} = 2 \cdot z_1 \cdot u = 2 \cdot 17 \cdot 6,4 = 217,6 \approx 220 \text{ имп./об.} \quad (3.15)$$

Для обеспечения большей разрешающей способности метода можно применять энкодеры с большей частотой или устанавливать их на меньшем удалении от диагностируемой зубчатой передачи.

Величина дефекта $\Delta\varphi$ в одной паре зубчатых колес не зависит от места его нахождения – на ведомом или ведущем колесе, отличие наблюдается только в шаге T повторного появления. На шестерне появление дефекта наблюдается через угол 2π , а на колесе – в u раз реже.

Для моделирования работы импульсной системы диагностирования коробки передач, кинематическая схема которой изображена на рисунке 3.4, принимаем следующие параметры датчиков: на входном валу коробки передач – датчик опорного сигнала с количеством импульсов за оборот $N_{\text{он}} = 2500$ имп./об; на выходном валу – датчик выходного сигнала с количеством импульсов за оборот $N_{\text{вых}} = 1024$ имп./об.

Количество опорных импульсов, полученных за один оборот выходного вала, рассчитывается по формуле

$$N_{\text{он1}} = N_{\text{он}} \cdot u, \quad (3.16)$$

где $N_{\text{он}}$ – количество опорных импульсов за один оборот на входе;

u – передаточное число диагностируемого привода на передаче ЗХ.

Для выбранных параметров импульсной системы при $u = 7,82$ имеем

$$N_{\text{он1}} = 2500 \cdot 7,82 = 19550 \text{ имп.}$$

Следовательно, в одном выходном импульсе будет содержаться количество опорных импульсов

$$N_{\text{он/вых}} = \frac{N_{\text{он1}}}{N_{\text{вых}}}, \quad (3.17)$$

где $N_{\text{вых}}$ – количество выходных импульсов за один оборот.

$$N_{\text{он/вых}} = \frac{19550}{1024} = 19 \text{ имп.}$$

При нормальном техническом состоянии диагностируемой коробки передач, то есть при отсутствии дефектов зубьев, в данной импульсной системе

каждому выходному сигналу должно соответствовать $N_{on/вых}$ импульсов. Принимая во внимание необходимость округления дробного количества импульсов до целого значения, будем иметь погрешность в один импульс, то есть $N_{on/вых} \pm 1$ опорных импульсов в каждом выходном.

Алгоритм диагностирования привода по кинематической погрешности для выявления единичных дефектов заключается в том, что, задавшись параметрами датчиков и объекта диагностирования, вращая ведущий вал коробки передач, ведут подсчет опорных импульсов в каждом выходном. Затем сравнивают полученные значения с теоретическим числом опорных импульсов $N_{on/вых} \pm 1$ и при появлении большей, а затем меньшей разницы констатируют наличие единичного дефекта, а величина этой разницы дает величину этого дефекта.

Результаты теоретического исследования импульсной системы определения кинематической погрешности представлены графически на рисунке 3.6. По оси абсцисс графика откладывается количество выходных импульсов, полученных с датчика, установленного на выходном валу, за время проведения диагностирования, по оси ординат – значения количества опорных импульсов, соответствующих каждому выходному за этот же промежуток времени.

Анализ графика изменения кинематической погрешности заключается в определении принадлежности дефекта по шагу его повторного появления по сравнению с другими шагами поворота звеньев диагностируемой кинематической цепи, представленными в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Шаг повторного появления дефектов зубьев коробки передач

Номер зубчатого колеса	Шаг	Импульс	
		опорный	выходный
$z_1 = 17$	T_1 для передачи I	2500	160
	T_1 для передачи ЗХ		131
$z_2 = 43$	T_2 для передачи I	6324	404
	T_2 для передачи ЗХ		331
$z_{10} = 17$	$T_{10} = T_2$		
$z_9 = 22$	T_9	8183	429
$z_8 = 18$	$T_8 = T_9$		
$z_7 = 43$	T_7 для передачи I	16000	1024
	T_7 для передачи ЗХ	19550	

После установления местоположения единичного дефекта в кинематической цепи привода определяется его величина из выражения

$$\Delta\varphi_7 = 2\pi \cdot k / (N_{on} \cdot u_i), \quad (3.18)$$

где k – максимальное число опорных импульсов в одном выходном;

u_i – передаточное число от места расположения датчика опорного сигнала до дефектного зубчатого колеса;

$N_{оп}$ – количество опорных импульсов за один оборот.

График кинематической погрешности при заданном дефекте зубчатого колеса z_7 (облом одного зуба) на передаче заднего хода представлен на рисунке 3.6.

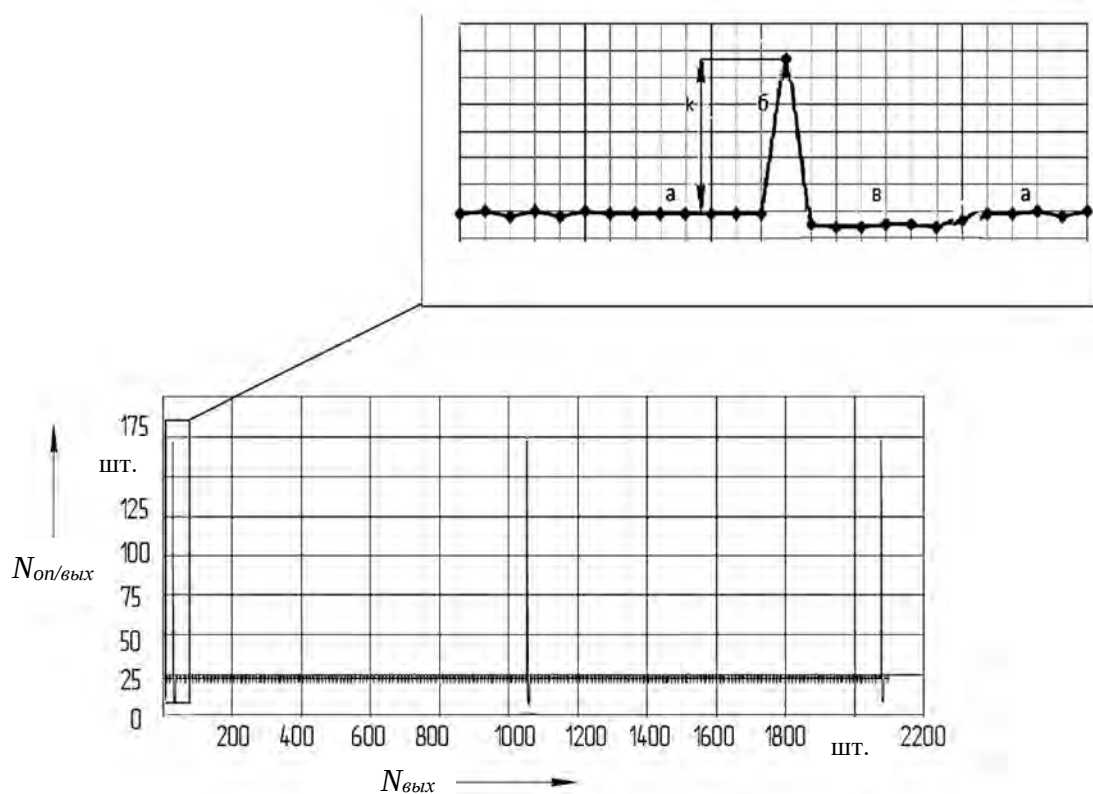


Рисунок 3.6 – Результаты определения дефекта в коробке передач по кинематической погрешности импульсным способом

Пики на графике соответствуют моменту прохождения дефекта. Их появление обусловлено тем, что в момент прохождения дефекта разрывается кинематическая связь между ведущим и ведомым звеном, то есть первичный вал продолжает вращение и опорный сигнал продолжает генерировать импульсы, а выходной вал останавливается. Пик соответствует появлению контакта между ведущим и ведомым звеном, а размер k характеризует величину дефекта.

При прохождении дефекта можно выделить несколько характерных участков кинематической погрешности. Область a соответствует нормальной передаче угла поворота от входного вала к выходному при включенной ступени заднего хода. Область $б$ соответствует разрыву кинематической связи, максимальное значение опорных импульсов по оси ординат характеризует

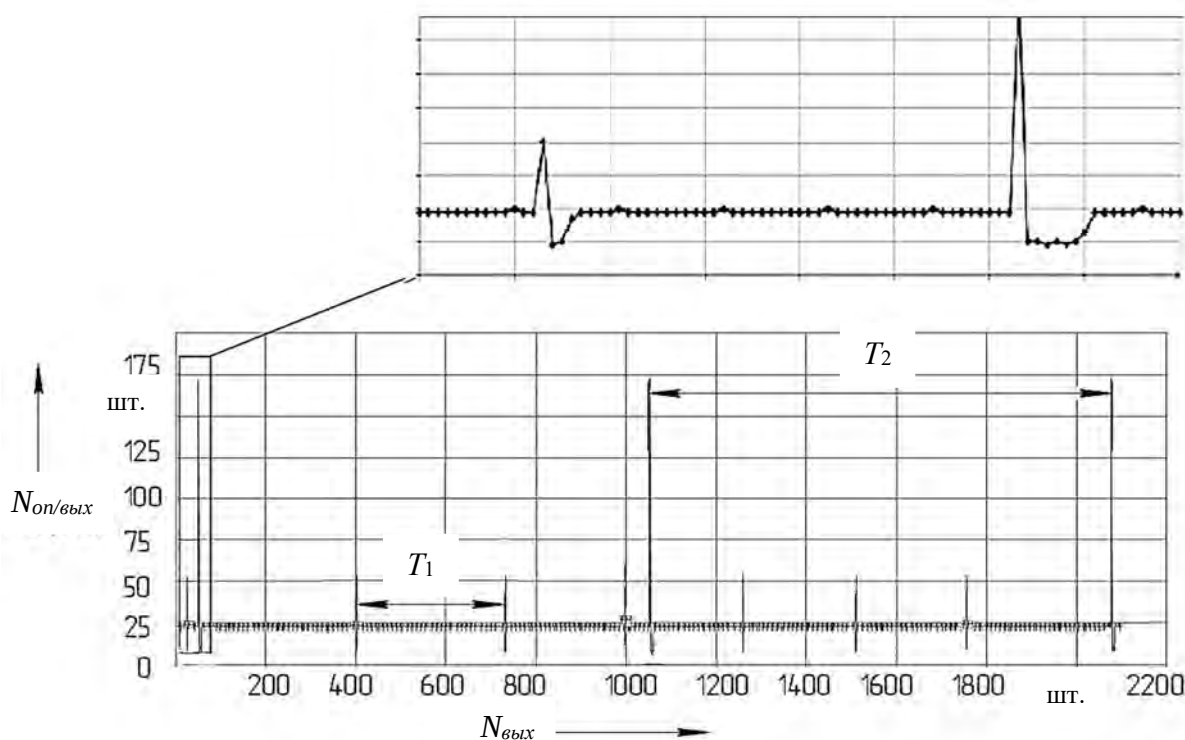
величину дефекта. Восстановление кинематической связи происходит не мгновенно и будет соответствовать нескольким выходным импульсам, диагностический сигнал будет иметь форму, соответствующую участку в.

Место расположения дефекта соответствует зубчатому колесу, расположенному на выходном валу, поскольку шаг повторного появления дефекта соответствует 1024 имп. выходного сигнала, то есть одному обороту датчика выходного сигнала (см. таблицу 3.3). Определив местонахождение дефекта, его величину рассчитывают из выражения (3.18):

$$\Delta\varphi_7 = 2\pi \cdot k / (N_{on} \cdot u_i) = 2 \cdot 3,14 \cdot 174 / (2500 \cdot 7,82) = 0,56 \text{ рад.}$$

Действительно, этот угол $\Delta\varphi_7$ соответствует максимальному дефекту в виде выломанного зуба в зубчатом колесе z_7 (см. таблицу 3.2).

При наличии дефектов одинаковой величины на зубчатых колесах z_2 и z_7 график кинематической погрешности для этой же передачи будет иметь вид, представленный на рисунке 3.7.



T_1 – шаг повторного появления дефекта зубчатого колеса z_2 ; T_2 – шаг повторного появления дефекта зубчатого колеса z_7

Рисунок 3.7 – Кинематическая погрешность коробки передач при наличии дефектов одинаковой величины зубчатых колес z_2 и z_7

Характер изменения величины кинематической погрешности передачи показывает, что чем ближе к выходному валу расположен дефект, тем большее влияние он оказывает на значение величины кинематической погрешности.

Результаты вычислений шага повторного появления дефектов зубчатых колес в импульсах выходного сигнала определяются как

$$T_1 = N_{\text{вых}} / u'_i ,$$

где u'_i – передаточное число от места расположения i -го зубчатого колеса до датчика выходного сигнала.

Для передачи заднего хода исследуемого привода с $u = 7,82$ при установке на выходном валу датчика с $N_{\text{вых}} = 1024$ имп./об шаги повторного появления дефекта в импульсах опорного и выходного сигналов для каждого зубчатого колеса сведены в таблицу 3.3. Так, шаг $T_1 = 331$ имп. выходного сигнала при величине дефекта зуба колеса z_2 , найденный из выражения (3.18), при $k = 56$ имп. составляет 0,056 рад, что по таблице 3.2 соответствует выломанному зубу. Дефект с $k = 174$ имп. соответствует углу поворота зубчатого колеса z_7 , равному также 0,056 рад, что соответствует выломанному зубу. Шаг повторного появления этого дефекта $T_2 = 1024$ имп. выходного сигнала, что соответствует зубчатому колесу, расположенному на выходном валу.

Таким образом, анализируя характер изменения кинематической погрешности зубчатой передачи, определяют шаг повторного появления дефекта, по таблице 3.3 устанавливают его принадлежность, а вычисляя величину дефекта из выражения (3.18) и сравнивая ее с максимальной, делают вывод о состоянии зубчатых колес. При этом необходимо учитывать то, что у зубчатых колес, установленных на одном и том же валу (промежуточном валу коробки передач), шаг повторного появления одинаковый и в этом случае выбраковке подлежит не зубчатое колесо, а весь вал.

Предложенная методика расчета параметров импульсной системы, обеспечивающая заданную точность определения величины единичного дефекта, пригодна для конкретного объекта диагностирования. Для выявления единичных дефектов и определения их местонахождения в механической коробке передач система диагностики зубчатых зацеплений по кинематической погрешности при контроле относительных угловых перемещений валов импульсным способом должна иметь дискретизацию угла поворота входного вала не менее 2500 имп./об. Для выходного сигнала можно принять существенно меньшую дискретность, но она должна обеспечивать необходимую разрешающую способность или точность. При небольшом передаточном числе привода (до 3) можно использовать датчик зубцовой частоты ведомого зубчатого колеса, при большем – энкодер на 300...1000 имп./об и выше.

Опыт эксплуатации мобильных машин показывает, что квалифицированная диагностика и поиск неисправностей занимают подчас значительно больше времени, чем устранение неисправности. В качестве средств для компьютерной диагностики применяются стационарные и переносные мотор-тестеры, сканеры и компьютерные тестовые системы, представляющие собой обычный ноутбук с соответствующим программным обеспечением и диагностическим интерфейсом. Такая система является самой гибкой, позволяющей проводить диагностику на тестовых режимах, представлять и анализировать результаты в графическом виде. Однако проблемами при создании такого типа импульсной системы диагностики являются датчики получения информации и доступность мест их установки. При решении этих проблем углубленную диагностику трансмиссий можно будет проводить, не выводя машину из технологического цикла.

3.2 Оценка неравномерности износа зубьев по величине циклической кинематической погрешности и шагу ее повторного появления

Техническое состояние зубчатой передачи можно оценить по величине кинематической погрешности, используемой в качестве диагностического параметра при поиске единичных дефектов зубьев. Но кинематическая погрешность является интегральным параметром, характеризующим кинематическую точность, то есть согласованность углов поворота ведомого и ведущего валов, чем бы она ни вызывалась. Неравномерность износа зубьев, погрешности изготовления и сборки зубчатых колес также сказываются на кинематической погрешности зубчатой передачи. Но если кинематическая погрешность при наличии единичных дефектов проявляется в виде отдельных пиков, то в данном случае она носит систематический или гармонический характер. Анализ гармонического сигнала кинематической погрешности в функции угла поворота входного вала позволит по шагу ее повторного появления определять как принадлежность определенному зубчатому колесу, так и фактическое значение кинематической погрешности этого колеса.

Кривая кинематической погрешности зубчатой передачи, согласно ГОСТу, имеет вид, представленный на рисунке 3.8 [42].

Поскольку изменение кинематической погрешности при неточном изготовлении и при неравномерном износе носит гармонический характер, то при эксплуатации передачи амплитуды колебаний будут только расти. Соответственно, будет расти и динамическая нагруженность трансмиссии. Поэтому такой параметр, как циклическая кинематическая погрешность, необходимо контролировать при диагностировании зубчатых передач.

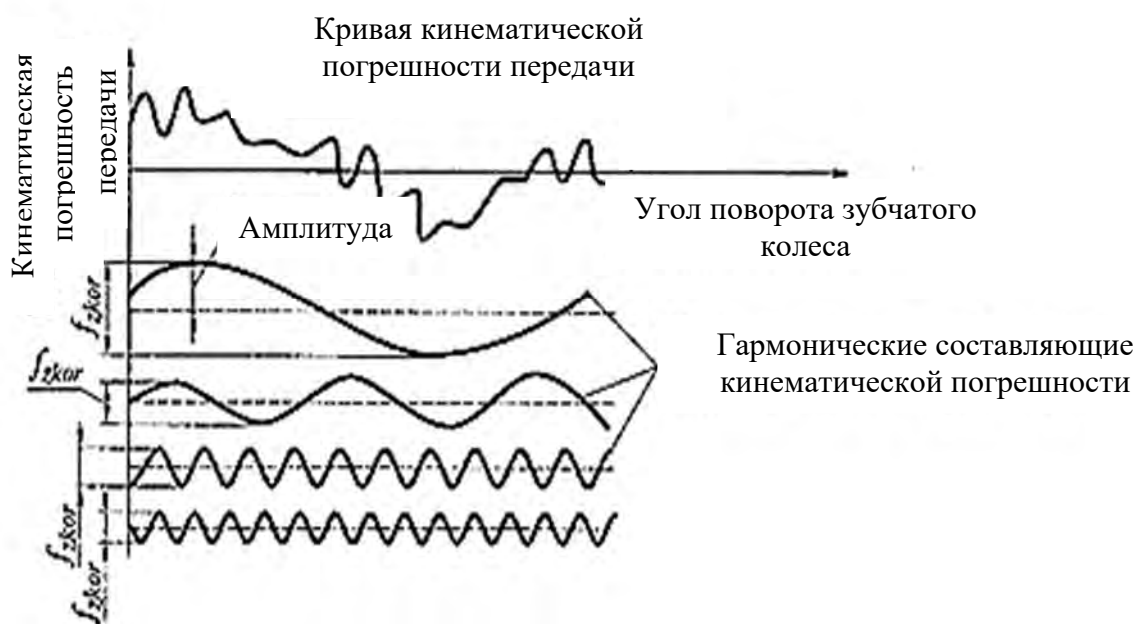


Рисунок 3.8 – Кинематическая погрешность передачи, вызванная неравномерным износом зубьев, точностью изготовления и монтажа

3.2.1 Влияние неравномерности износа зубьев на вид кинематической погрешности зубчатой передачи.

Нормы кинематической погрешности при изготовлении устанавливаются в зависимости от степени точности колеса. Точность зубчатых колес в механизмах зависит от области их применения. Так, для легковых автомобилей применяются зубчатые колеса 4...7 степеней точности, для грузовых автомобилей – 6...10, в редукторах общего назначения применяются зубчатые колеса 7...9 степеней точности [47].

Согласно ГОСТ 1643–81, норма кинематической точности описывается рядом параметров, одним из которых является наибольшая кинематическая погрешность передачи – наибольшая алгебраическая разность значений кинематической погрешности передачи за полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес.

Кинематическая погрешность работы передачи будет определяться величиной кинематической погрешности каждого колеса, участвующего в зацеплении, приведенной к углу поворота ведущего колеса.

При наличии систематических погрешностей, вызванных накопленной погрешностью шага каждого колеса привода F_{pi} , циклически изменяется значение передаточного отношения привода i в соответствии с гармоническими изменениями длин окружностей зубчатых колес, а следовательно, и радиусов

колес. Тогда угол поворота ведомого колеса φ_2 будет изменяться в соответствии с выражением

$$\varphi_2 = \varphi_1 \cdot i = \varphi_1 \cdot \frac{\pi \cdot m \cdot z_1 + F_{p1} \cdot \sin(\varphi_1)}{\pi \cdot m \cdot z_2 + F_{p2} \cdot \sin(\varphi_1 \cdot z_2 / z_1)}, \quad (3.14)$$

где z_1, z_2 – число зубьев ведущего z_1 и ведомого z_2 зубчатых колес;

F_{p1}, F_{p2} – максимальные погрешности шага зубьев, мм;

i – передаточное отношение передачи.

Кинематическая погрешность зубчатого колеса, расположенного в кинематической цепи ближе к выходному валу, оказывает большее влияние на фактический угол поворота колеса и тем самым на равномерность вращения выходного вала, то есть на значение мгновенного передаточного отношения.

Моделируют работу коробки передач (см. рисунок 3.4) на математической модели (3.11) в двух состояниях: первое – когда на первой ступени у зубчатой пары колес z_7 / z_{10} отсутствует циклическая кинематическая погрешность, а у зубчатого колеса z_1 максимальная погрешность шага зацепления составила 0,052 рад (такая была получена в результате экспериментальных исследований этой коробки передач в конце эксплуатации); второе – когда такая же погрешность шага была у зубчатого колеса z_7 .

Одинаковая погрешность шага вызывает гармоническое отклонение действительного угла поворота выходного вала коробки передач от теоретического в первом случае амплитудой в 0,026 рад, во втором – 0,15 рад, то есть пропорционально передаточному числу ступени (рисунок 3.9).

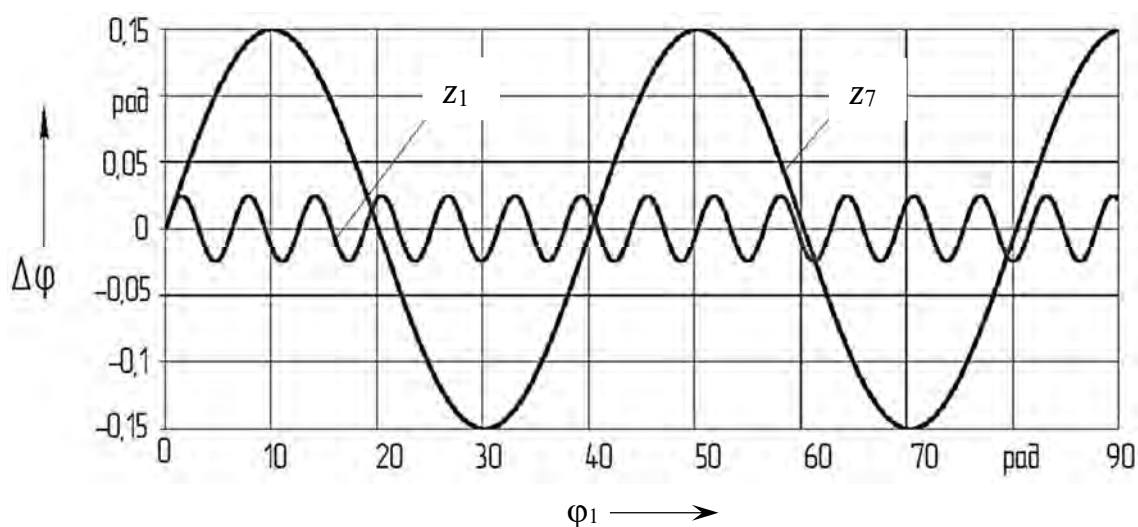


Рисунок 3.9 – Характер изменения циклической кинематической погрешности коробки передач при одинаковой погрешности шага на шестерне z_1 и колесе z_7

Шаг повторного появления гармонической составляющей зубчатого колеса z_1 $T_1 = 2\pi = 6,28$ рад, зубчатого колеса z_7 $T_2 = 2\pi \cdot u = 2 \cdot 3,14 \cdot 6,4 = 40,19$ рад (см. рисунок 3.9). При наличии кинематической погрешности обоих пар зацеплений эти погрешности накладываются друг на друга, в итоге получается кривая, показанная на рисунке 3.10, с максимальной амплитудой погрешности до 0,17 рад.

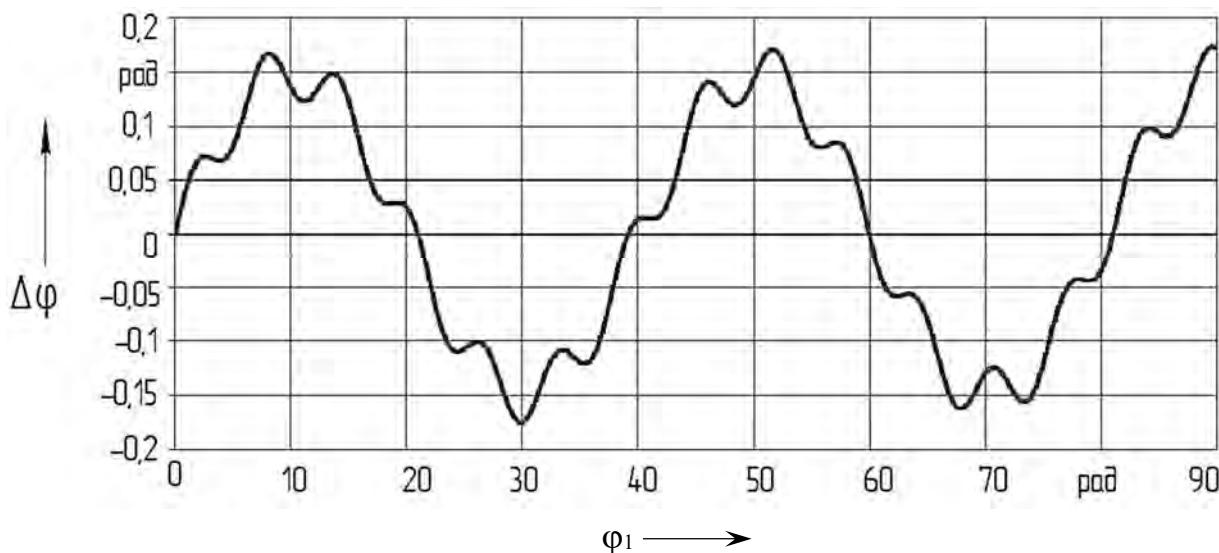


Рисунок 3.10 – Характер изменения кинематической погрешности передачи при одинаковой циклической погрешности зубчатых колес z_1 и z_7

Наличие единичного дефекта зуба, например, в шестерне z_1 приводит к искажению характера изменения кинематической погрешности. Его влияние существенно отличается от гармонического изменения выходной величины сигнала от погрешности шага зацепления зубчатых передач.

Единичный дефект в виде обломанного зуба на шестерне z_1 с учетом коэффициента перекрытия проявляется на угле поворота первичного вала, равном 0,141 рад. На выходном валу он отразится в u раз меньшим, то есть $\Delta\varphi = 0,141 / 6,4 = 0,022$ рад. Этот дефект накладывается с дефектами от циклической погрешности, и общий вид кинематической погрешности передачи имеет вид, представленный на рисунке 3.11.

Из рисунка 3.11 видно, что каждый из видов дефектов по-разному отражается на кинематической погрешности, получаемой при анализе относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов привода. Анализируя полученные результаты, можно сделать вывод, что по виду графиков кинематической погрешности зубчатой передачи в целом и каждой зубчатой пары в отдельности имеется возможность идентифицировать единичные дефекты и накопленную погрешность шага зубьев, а по периоду гармонических колебаний или выбросов погрешностей можно определить

их принадлежность тому или иному зубчатому колесу в кинематической цепи привода. Для этого определяют угол φ_1 , соответствующий шагу гармонических колебаний или повторного появления единичного дефекта, и в кинематической цепи привода ищут то зубчатое колесо, которое за этот угол поворота входного вала сделает полный оборот. Это позволит создать систему диагностики зубчатых передач по анализу кинематической погрешности посредством контроля относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов привода.

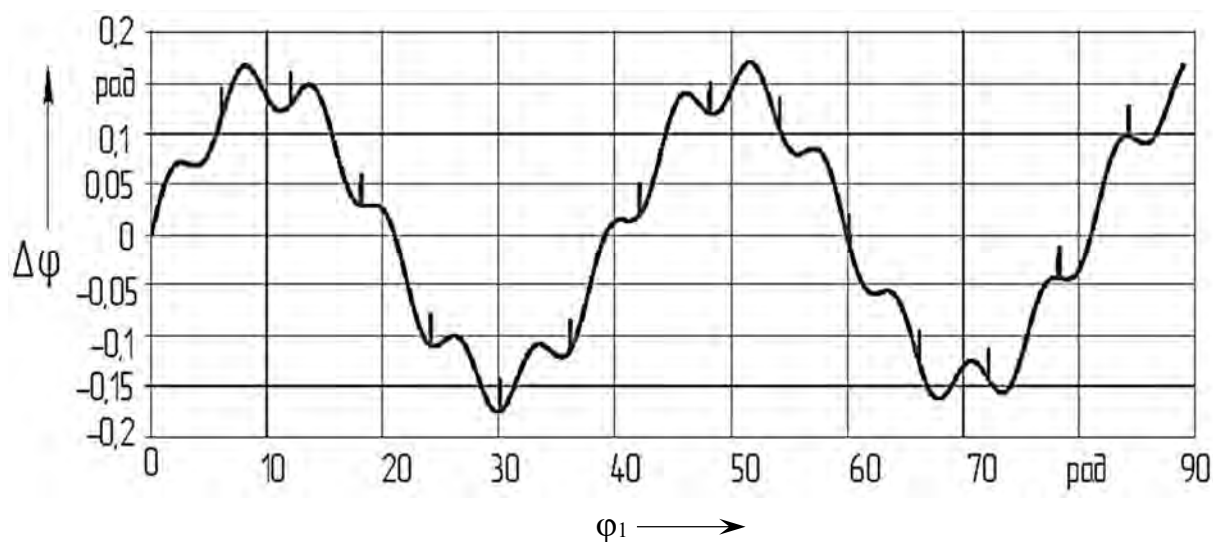


Рисунок 3.11 – Проявление единичного дефекта и погрешности шага зацепления в графике кинематической погрешности передачи

Шаг повторного появления циклической погрешности в каждом случае соответствует одному обороту дефектного колеса, что позволяет идентифицировать принадлежность такого дефекта. Если же дефекты такого рода будут у каждого из колес, то они накладываются друг на друга и их идентификация усложняется. Теоретически, зная передаточные числа каждой пары зубчатых колес в кинематической цепи трансмиссии, можно разложить по шагам повторного появления и синтезировать полученный вид кинематической погрешности. Но проще ограничиться амплитудой первой гармоники и по ней оценить техническое состояние трансмиссии по динамической нагруженности.

Характер изменения циклической кинематической погрешности при диагностировании приводов с косозубыми передачами не изменится, а единичный дефект будет проявляться аналогично при поломке более чем одного зуба, так как коэффициент перекрытия косозубой зубчатой передачи может быть больше двух.

3.2.2 Диагностика неравномерности износа зубьев импульсным методом.

Для выявления и оценки величины циклической погрешности привода $F_{кп}$, вызванной накопленной погрешностью шага каждого колеса привода $F_{рi}$ из-за неравномерного износа зубьев или погрешностей крепления валов привода, можно использовать импульсный метод анализа кинематической погрешности передачи.

Импульсный метод диагностирования технического состояния зубчатых зацеплений по величине и месту нахождения циклической кинематической погрешности передачи заключается в установке на ведущий вал передачи преобразователя угловых перемещений в электрический сигнал, генерирующего N_0 электрических импульсов за один оборот, а на ведомый вал – преобразователя угловых перемещений в электрический сигнал, генерирующего N_i электрических импульсов за один оборот, причем $N_i < N_0$, и при медленном вращении ведущего вала производится подсчет количества импульсов от преобразователя угловых перемещений ведущего вала за каждый период прихода импульса от преобразователя угловых перемещений ведомого вала $N_{оп/вых}$ путем суммирования с последующим вычитанием значения полученной суммы из теоретического значения $N_{теор}$ количества импульсов за поворот ведущего вала на тот же угол:

$$F_{кп} = \sum_{i=1}^n N_{оп/выхi} - \sum_{i=1}^n N_{теорi} . \quad (3.15)$$

На полученном графике (рисунок 3.12) гармонического изменения кинематической погрешности $F_{кп}$, выраженной разностью Δn между фактическим числом импульсов опорного сигнала в каждом выходном и теоретическим числом в функции количества импульсов от преобразователя угловых перемещений ведомого вала, по максимальному размаху A_{max} гармонического сигнала в области низких и высоких частот определяют наибольшую величину кинематической погрешности F_r соответственно зубчатой передачи в целом и зубчатого колеса в доле угла поворота ведущего вала из выражения

$$F_r = A_{max} \cdot 2\pi / (u \cdot N_0) , \quad (3.16)$$

где u для области низких частот принимают равным передаточному числу привода, а для области высоких частот – передаточному числу зубчатого колеса в передаче от ведущего вала к ведомому [14].

Таким образом, алгоритм определения кинематической погрешности импульсным методом заключается в определении отклонения фактического

угла поворота выходного вала от теоретического на каждом импульсе выходного сигнала.

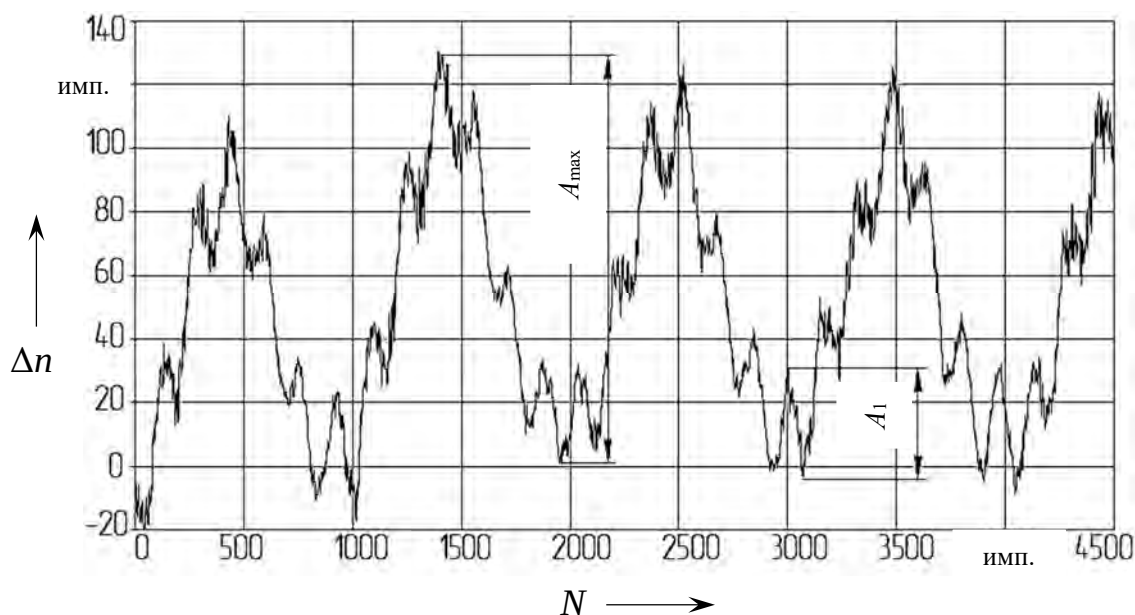


Рисунок 3.12 – Результаты диагностирования зубчатых зацеплений коробки передач импульсным методом

Экспериментальное определение циклической кинематической погрешности $F_{кп}$ для случая диагностирования коробки передач (см. рисунок 3.4) на первой ступени в конце эксплуатации при установке на ведущем валу датчика углового положения с $N_0 = 2500$ имп./об и $N_i = 1024$ имп./об на выходном в соответствии с выражением (3.15) показано на рисунке 3.12. Аналогичное исследование с теми же параметрами циклической кинематической погрешности зубчатых колес первичного и выходного валов проведено теоретически при моделировании на математической модели (3.11), результаты которого отражены на рисунке 3.10.

В обоих случаях видно, что за один оборот зубчатого колеса z_7 максимальный размах A_{max} гармонического сигнала в области низких частот соответствует примерно 130 имп. опорного сигнала, что при 2500 имп. на ведущем валу, составляет $\Delta\varphi = 0,33$ рад, а на рисунке 3.10 размах равен удвоенной амплитуде гармонического сигнала и составляет 0,34 рад. Принадлежит этот гармонический сигнал зубчатому колесу, расположенному на выходном валу, поскольку шаг повторного появления низкочастотного гармонического сигнала составляет 1024 имп., то есть соответствует одному обороту выходного вала, на котором установлен датчик углового положения с $N_i = 1024$ имп./об. В теоретических исследованиях этот шаг составляет $T_2 = 40,19$ рад поворота ведущего вала. Если его разделить на передаточное

число первой ступени $u_1 = 6,4$, то получим 6,28 рад, то есть один оборот зубчатого колеса, связанного с выходным валом.

За один период низкочастотных колебаний наблюдается 6,4 высокочастотных. Поскольку их количество соответствует передаточному числу первой ступени, то логично предположить, что эти колебания вызывает шестерня первичного вала. Количество опорных импульсов этой кинематической погрешности составляет примерно 23, что в переводе будет 0,058 рад, и близко к значению при теоретических исследованиях [40].

4 Диагностирование фрикционных элементов трансмиссий по относительным угловым перемещениям валов

Критериями выбора целесообразного метода диагностирования и соответствующих средств диагностирования являются полнота оценки технического состояния и размер материальных затрат на оборудование, вид и форма носителя информации, технологичность и информативность диагностических параметров для конкретного объекта диагностирования. Анализируя параметры, по которым оценивается техническое состояние фрикционных элементов трансмиссий, можно прийти к выводу, что наиболее полно состояние фрикционных элементов – сцепления в механической трансмиссии и фрикционных муфт в гидромеханической – оценивают по наличию буксования при передаче максимальных вращающих моментов, по наличию остаточного момента трения в выключенном состоянии и по плавности замыкания фрикционных элементов. В гидромеханической трансмиссии (ГМТ) затянутость процесса переключения приводит к увеличению работы буксования, а следовательно, к повышению температуры дисков и увеличению износов пар трения. Быстрое переключение также нежелательно, поскольку оно увеличивает динамические нагрузки в трансмиссии и ухудшает показатели плавности хода. Эти же проблемы возникают и в механической трансмиссии при неотрегулированном приводе даже при плавном управлении педалью сцепления.

Если в механической трансмиссии буксование сцепления при резком увеличении скоростного режима двигателя опытный водитель может заметить, то буксование фрикционной муфты в гидромеханической трансмиссии при разблокированном гидротрансформаторе обнаружить почти невозможно. Поэтому при повышенных утечках масла через уплотнительные кольца, при вспенивании масла или при заедании фрикционных дисков в шлицевых соединениях возможно возникновение длительного буксования фрикционных элементов, приводящего к спеканию их фрикционных элементов. Такие неисправности имеют место при эксплуатации карьерных автомобилей БелАЗ, следствием которых является выход из строя всей коробки передач.

Эти параметры связаны с изменением относительного углового положения ведущего и ведомого валов трансмиссии. Следовательно, их можно обнаружить при отслеживании технического состояния сцепления и фрикционных муфт трансмиссий в процессе эксплуатации по относительным угловым перемещениям ведущего и ведомого валов, контролируемым импульсным способом с помощью внешних или встроенных компьютерных средств.

При этом требования к импульсной системе диагностирования фрикционных элементов трансмиссий значительно ниже, чем при диагностике зубчатых зацеплений, поскольку исправное состояние фрикционных элементов

и неисправное существенно отличаются. Для выявления буксования фрикционных элементов достаточно снимать импульсный сигнал с зубчатого венца маховика двигателя, а для установки второго импульсного датчика выходной вал коробки передач легко доступен.

4.1 Определение технического состояния сцепления механической трансмиссии

Одним из ресурсных элементов механической трансмиссии являются фрикционные диски сцепления, состояние которых оценивается отсутствием буксования при передаче максимального крутящего момента от двигателя и плавность их замыкания (рывки) при трогании машины с места. При нарушении регулировки привода сцепления или износе фрикционных накладок ведомых дисков уменьшается усилие сжатия пар трения и, как следствие, коэффициент запаса сцепления. Это может привести к появлению пробуксовки сцепления при резком увеличении скоростного режима двигателя в момент обгона, что скажется на безопасности движения или при передаче больших вращающих моментов в тяжелых дорожных условиях при движении с полной нагрузкой и может привести к полной остановке движения [48].

В процессе эксплуатации состояние сцепления, как правило, оценивает сам водитель по своим субъективным ощущениям, то есть когда такой дефект начинает проявляться в ухудшении качества функционирования трансмиссии. В настоящее время рекомендуют проверку технического состояния сцепления проводить на ровном участке дороги путем резкого нажатия на педаль газа и оценке интенсивности разгона автомобиля. Если он разгоняется медленно, возможно буксование сцепления. Но это субъективный метод, поскольку интенсивность разгона зависит от мощности двигателя, загрузки автомобиля, дорожных условий и т. д.

Возможности объективной оценки состояния сцепления ограничиваются заднеприводными автомобилями с трехвальной коробкой передач. Проверка осуществляется на тормозном стенде с помощью стробоскопического фонаря из комплекта мотор-тестера или иной аппаратуры включаемого датчиком замыкания контакта от распределителя зажигания в бензиновом двигателе или от датчика давления в топливopровode одного из цилиндров дизельного двигателя. Освещая карданный шарнир при включенной прямой передаче, постепенно затормаживая беговые барабаны тормозного стенда и одновременно увеличивая подачу топлива двигателю, наблюдают картину освещенного стробоскопическим фонарем карданного шарнира. При отсутствии буксования наблюдается неподвижная картина карданного шарнира, поскольку на прямой передаче происходит кратковременное синфазное с коленчатым валом освещение одной и той же поверхности, приводящее из-за инерционности

нашего зрения к наблюдению неподвижной картины вращающегося карданного шарнира. При появлении буксования наблюдается картина проворачивающегося карданного шарнира, поскольку фонарь освещает различные его участки.

Но буксование – это относительные угловые перемещения ведущего и ведомого валов, которые легко определить, отслеживая количество импульсов опорного сигнала с ведущего вала в каждом импульсе выходного. При отсутствии буксования их количество всегда будет одинаковым, при буксовании – будет возрастать.

4.1.1 Диагностирование сцепления импульсным методом на стенде.

Импульсный метод диагностирования сцепления имеет существенные преимущества: он не требует специального стационарного стенда, диагностирование возможно на любой передаче при нагружении трансмиссии как со стороны штатной тормозной системы, так и со стороны тормозного стенда. Для реализации импульсного метода диагностирования сцепления в качестве датчика угловых перемещений ведущего вала можно использовать датчик, установленный напротив зубчатого венца маховика двигателя. Импульсный датчик ведомого вала трансмиссии можно устанавливать как на беговых барабанах стенда, так и напротив ведущего колеса для дистанционного измерения угла поворота выходного вала, как это изображено на рисунке 2.7. Эти сигналы подаются либо на компьютер тормозного стенда, либо на внешние средства диагностирования в виде ноутбука с соответствующим программным обеспечением.

Алгоритм диагностирования в этом случае должен анализировать относительные перемещения ведущего и ведомого валов трансмиссии по информации от импульсных датчиков. При равном количестве импульсов опорного сигнала в каждом выходном буксование отсутствует, а по их изменению можно судить о пробуксовке сцепления при передаче больших крутящих моментов [49]. Но, поскольку в трансмиссии имеются упругие элементы, влияющие на относительные угловые смещения ведущего и ведомого валов, необходимо определить максимальные отклонения числа импульсов опорного сигнала в выходном, не вызываемые буксованием сцепления, а определяемые упругими элементами. Такими упругими элементами чаще всего являются гасители крутильных колебаний (демпферы), устанавливаемые на ведомых дисках сцепления (рисунок 4.1). Упругие элементы (пружины, резина) обеспечивают относительное перемещение ведущей и ведомой частей диска сцепления при моменте предварительной затяжки M_n , составляющим 8...15 % максимального момента двигателя M_{emax} , то есть

$$M_n = (0,08...0,15) M_{\text{emax}} . \quad (4.1)$$

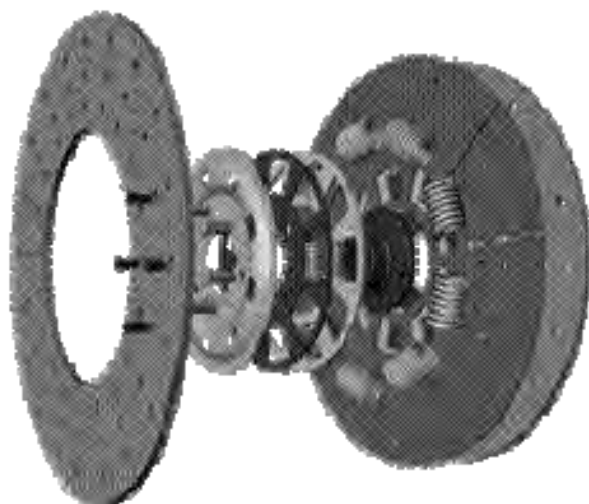


Рисунок 4.1 – Ведомый диск сцепления с гасителем крутильных колебаний

Как правило, пружины имеют нелинейную характеристику, получаемую либо за счет различных длин пружин, устанавливаемых в окнах одинаковых размеров, которые включаются в работу последовательно, либо за счет последовательного включения в работу пружин, обеспечиваемого выбором размеров окон в дисках и ступице. В таких гасителях общее число пружин достигает до 9, и они имеют три комплекта пружин малой, средней и большой жесткости с соотношением $1 : 10 : 20$. Угол замыкания гасителя φ_z составляет $2^\circ 30' \dots 3^\circ 40'$ [4].

В качестве примера проведено моделирование диагностики сцепления автомобиля МАЗ-4370 с дизельным двигателем Д-245, механической трансмиссией с трехвальной коробкой передач СААЗ-3206, главной передачей с передаточным числом $u_0 = 4,4$ на тормозном стенде. Для использования импульсного метода необходимо определиться с параметрами импульсной системы диагностики. Опорный импульсный сигнал N_0 можно снять с зубчатого венца маховика двигателя Д-245, имеющего 144 зуба. Выходной сигнал можно снять, установив аналогичный датчик напротив фланца выходного вала коробки передач, поскольку автомобиль МАЗ-4370 заднеприводной, либо снять с ведущего колеса, установленного на ролики тормозного стенда. В последнем случае стенд будет иметь возможность диагностировать и переднеприводные машины, у которых доступа к выходному валу коробки передач почти нет.

При включенной первой ступени с передаточным числом $u_1 = 5,63$ и передаточным числом главной передачи $u_0 = 4,4$ за один оборот ведущего колеса будет генерироваться N импульсов:

$$N = N_0 \cdot u_1 \cdot u_0 = 144 \cdot 5,63 \cdot 4,4 = 3567 \text{ имп.} \quad (4.2)$$

Установив на ступицу колеса растровый диск с шагом 10° ($N_{\text{вых}} = 36$ штрихов за оборот колеса), дистанционным датчиком при отсутствии буксования за каждый штрих получим количество опорных импульсов в каждом выходном $N_{\text{оп/вых}}$:

$$N_{\text{оп/вых}} = N / N_{\text{вых}} = 3567 / 36 = 99 \text{ имп.} \quad (4.3)$$

Деформация пружин гасителя крутильных колебаний на полную величину угла замыкания гасителя добавляет к выходному сигналу ΔN импульсов:

$$\Delta N = \varphi_z N_0 / (360 \cdot u_1 \cdot u_0) = 3,7 \cdot 144 / (360 \cdot 5,63 \cdot 4,4) = 0,06 \text{ имп.} \quad (4.4)$$

Практически сжатие пружин гасителя крутильных колебаний никак не отразится на показаниях, и при отсутствии пробуксовки сцепления будут исходные 99 имп. опорного сигнала в каждом выходном.

Таким образом, результаты расчета показывают, что диагностирование сцепления механической трансмиссии импульсным методом на стенде позволяет с высокой точностью установить его техническое состояние как у заднеприводных, так и у переднеприводных автомобилей. При этом требуется либо дооснастить автомобиль дополнительным импульсным датчиком, либо дополнительным датчиком оснастить стенд. В последнем случае информацию об угловом положении ведущего колеса можно получить от универсального внешнего энкодера, прикрепленного к ступице ведущего колеса, или снимать эту информацию дистанционно, закрепив оптический датчик на штанге, а растровый диск – на ступице. В этом случае нагружение ведущих колес целесообразно проводить штатной тормозной системой, поскольку при нагружении роликами тормозного стенда возможно смещение ведущих колес относительно неподвижной штанги с датчиком. В любом случае это позволит расширить возможности тормозного стенда, добавив дополнительную опцию к его возможностям.

4.1.2 Диагностирование сцепления импульсным методом в движении.

Для диагностики сцепления в процессе эксплуатации по параметрам наличия буксования при передаче максимальных вращающих моментов, наличия остаточного момента трения и затянутости или резкости включения также подходит импульсный метод контроля относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов трансмиссии. Применительно к трехвальным коробкам передач (с промежуточным валом) схема системы диагностирования представлена на рисунке 4.2.

Суть метода диагностирования сцепления в процессе эксплуатации заключается в генерировании высокочастотного опорного сигнала с зубчатого

венца маховика двигателя Z_0 (см. рисунок 4.2) установленным напротив него датчиком Холла ($D1$ на рисунке 4.3) и выходного сигнала с зубчатого венца шестерни промежуточного вала коробки передач Z_B посредством датчика выходного сигнала ($D2$ на рисунке 4.3), а также в регистрации этих сигналов на плату сбора данных с последующей обработкой их на компьютере по соответствующим алгоритмам.

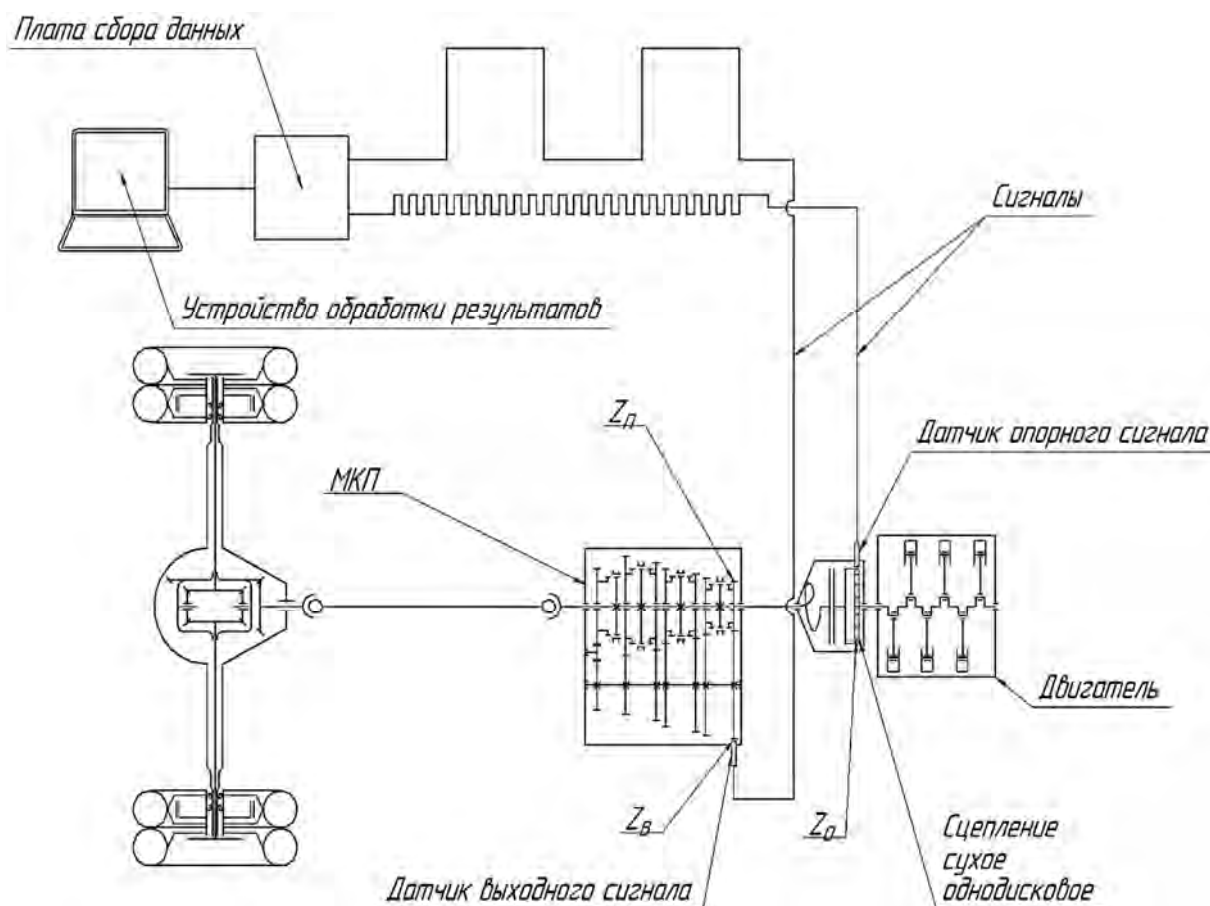


Рисунок 4.2 – Схема системы диагностирования сцепления по относительным угловым перемещениям ведущего и ведомого валов

Алгоритм обработки предполагает подсчет импульсов опорного сигнала с зубчатого венца маховика двигателя Z_0 за каждый импульс выходного сигнала Z_B . Если относительные угловые перемещения между ведущим и ведомым дисками сцепления будут отсутствовать, то количество опорных импульсов в каждом выходном будет одинаковым. Так, если зубчатый венец маховика имеет 132 зуба ($Z_0 = 132$), первичного вала коробки передач 22 зуба ($Z_{II} = 22$) и шестерни промежуточного вала 53 ($Z_B = 53$), то в каждом импульсе выходного сигнала будет

$$N_{оп/вых} = N_0 \cdot (Z_B / Z_{II}) / Z_B = 132 \cdot (53 / 22) / 53 = 6 \text{ имп.}$$

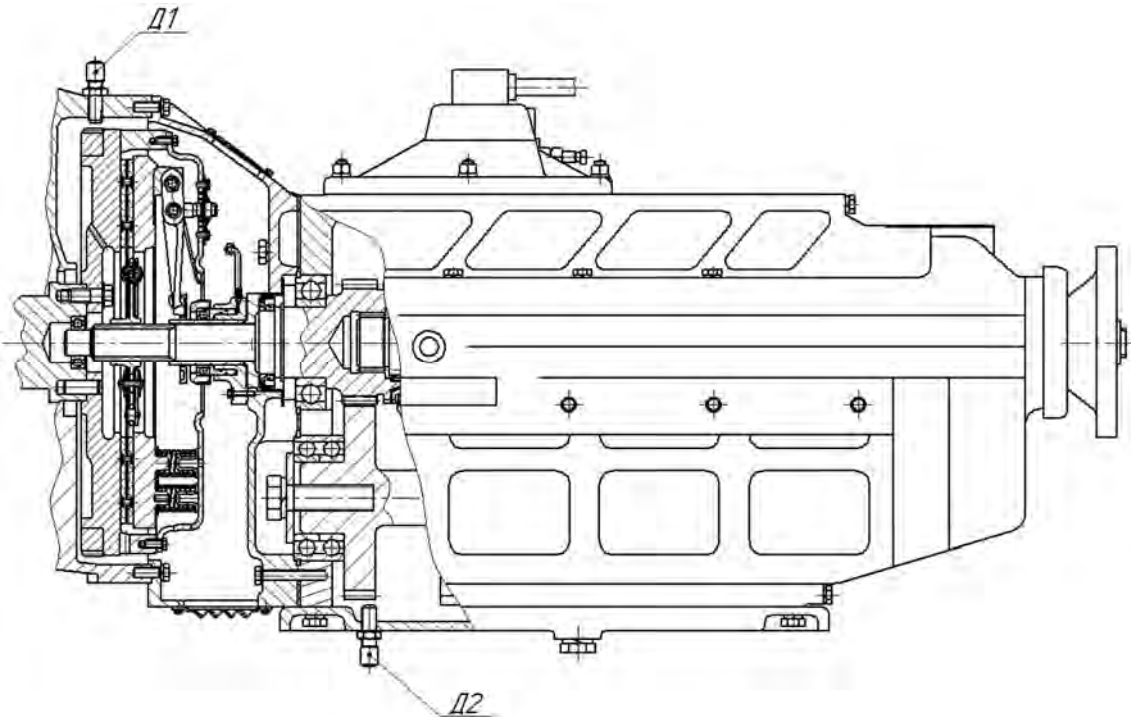


Рисунок 4.3 – Места установки датчиков системы диагностики сцепления

Для диагностирования сцепления по параметру наличия буксования при передаче максимального момента двигателя на ведомую часть необходимо подать тестовое воздействие в виде момента сопротивления. В качестве тестового воздействия предлагается затормаживание машины стояночным тормозом или штатной тормозной системой на первой передаче при максимальной подаче топлива в двигатель. При отсутствии буксования сцепления двигатель должен заглухнуть. На рисунке 4.4 показана диаграмма импульсов выходного и опорного сигналов при диагностировании на отсутствие буксования сцепления при исправной тормозной системе, использованной для создания тестового воздействия.

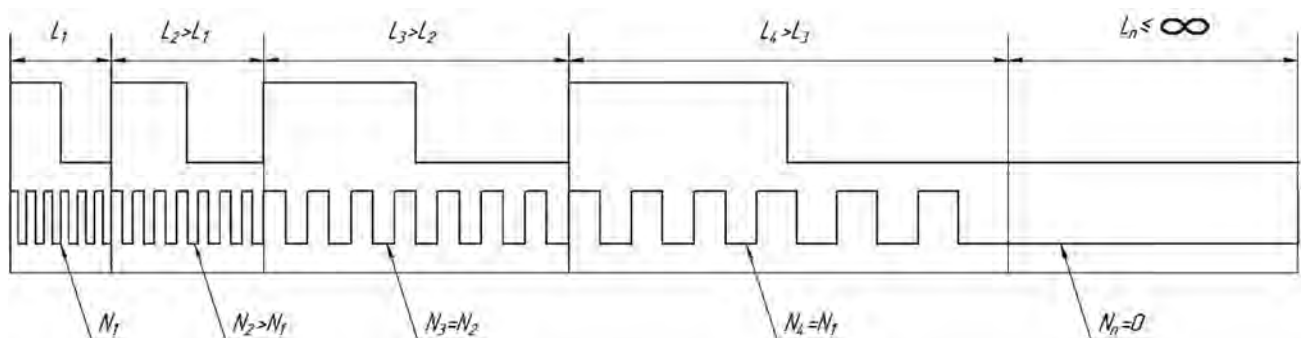


Рисунок 4.4 – Диаграмма импульсов выходного и опорного сигналов при отсутствии буксования сцепления автомобиля

Поскольку ведомый диск сцепления имеет демпфер крутильных колебаний, его упругий элемент при максимальном передаваемом вращающем моменте деформируется, позволяя ведущей части повернуться относительно ведомой на угол φ , составляющий $2^{\circ}30' \dots 3^{\circ}40'$ [2]. Это, соответственно, добавит $0,9 \dots 1,4$ имп. опорного сигнала в нескольких выходных по мере выбора угла φ . После этого кратность опорных импульсов вновь восстановится до момента остановки двигателя ($N_4 = N_1$), хотя длительность каждого последующего выходного импульса L возрастает (см. рисунок 4.4). При замедлении в каждом последующем шаге выходного сигнала ($L_1 < L_2 < L_3 < L_4 < \dots < L_n \leq \infty$) количество опорных импульсов будет $N_1 = N_4 \dots N_n \geq 0$. $N_1 < N_2 = N_3$, поскольку происходит деформация упругого элемента демпфера крутильных колебаний.

При буксовании фрикционных дисков ведомый вал становится неподвижным, импульсы с ведомого вала не генерируются, а ведущий вращается и непрерывно генерирует импульсы опорного сигнала (рисунок 4.5).

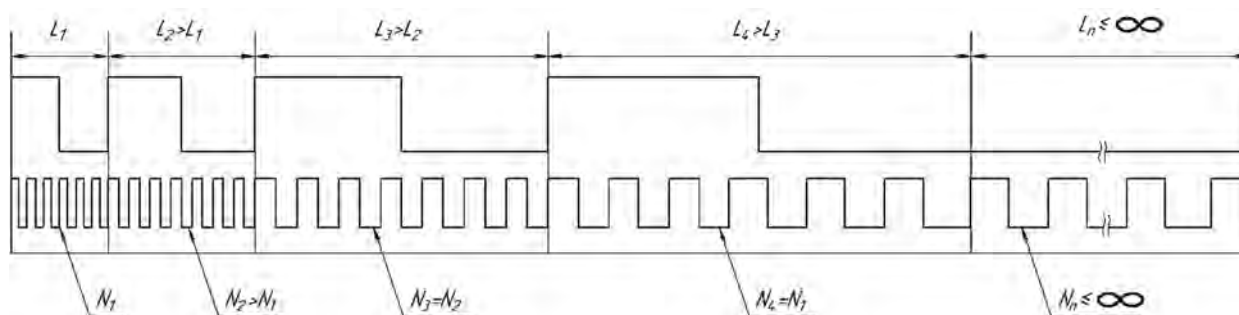


Рисунок 4.5 – Диаграмма импульсов выходного и опорного сигналов при буксовании сцепления автомобиля с исправной тормозной системой

Установка датчика выходного сигнала на шестерне промежуточного вала трехвальной коробки передач позволяет диагностировать наличие поводок (остаточного момента трения) в разомкнутом сцеплении. Они появляются, если нарушена регулировка привода сцепления (неполное выключение сцепления), произошел обрыв или отслаивание фрикционных накладок, а также если в зону трения попали продукты износа или грязи. Поводки затрудняют процесс переключения передач, так как не позволяют разблокировать запирающее звено синхронизатора при выравнивании угловых скоростей зубчатых полушестерен переключаемой ступени коробки передач. При достаточно большой величине остаточного момента трения даже при полностью выжатом сцеплении автомобиль продолжает движение, не позволяя выключить или включить передачу.

Диагностика этого вида неисправности осуществляется при остановленном автомобиле и «нейтрали» в коробке передач. Запустив двигатель полностью,

выжимают сцепление и записывают показания импульсных датчиков Д1 и Д2 в течение 5 с. При отсутствии поводок угловая скорость промежуточного вала уменьшается до нуля в течение некоторого времени, зависящего от накопленной кинетической энергии и момента сопротивления вращению (рисунок 4.6). В этом случае длительность каждого последующего шага выходного сигнала будет увеличиваться ($L_1 < L_2 < L_3 < L_4$), а количество опорных импульсов будет возрастать ($N_1 < N_2 < N_3 < N_4$).

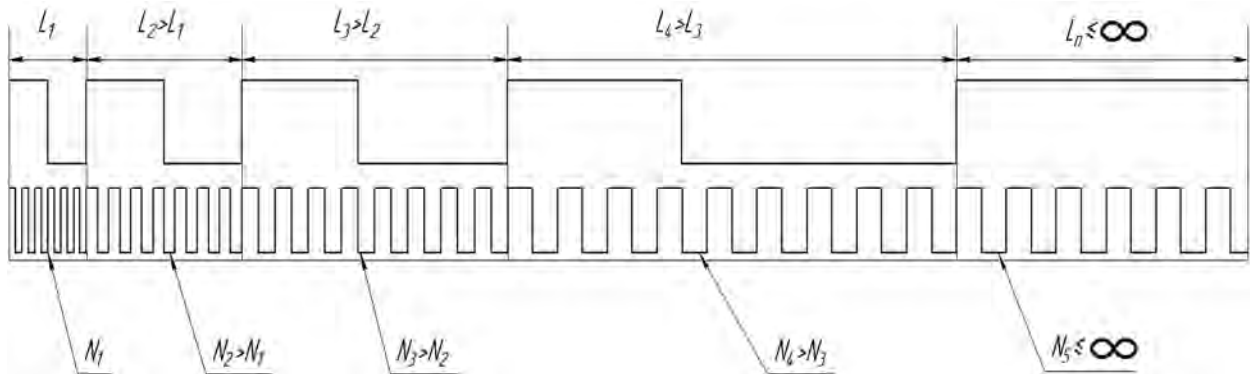


Рисунок 4.6 – Диаграмма импульсов выходного и опорного сигналов при отсутствии поводок сцепления

Наличие поводок сцепления влечет за собой непрерывное вращение промежуточного вала с некоторым отставанием относительно ведущего вала из-за скольжения, величина которого зависит от величины остаточного момента трения. Эти относительные угловые перемещения ведущего и ведомого дисков сцепления отразятся на диаграмме импульсов выходного и опорного сигнала в увеличении количества импульсов опорного сигнала в каждом выходном (рисунок 4.7).

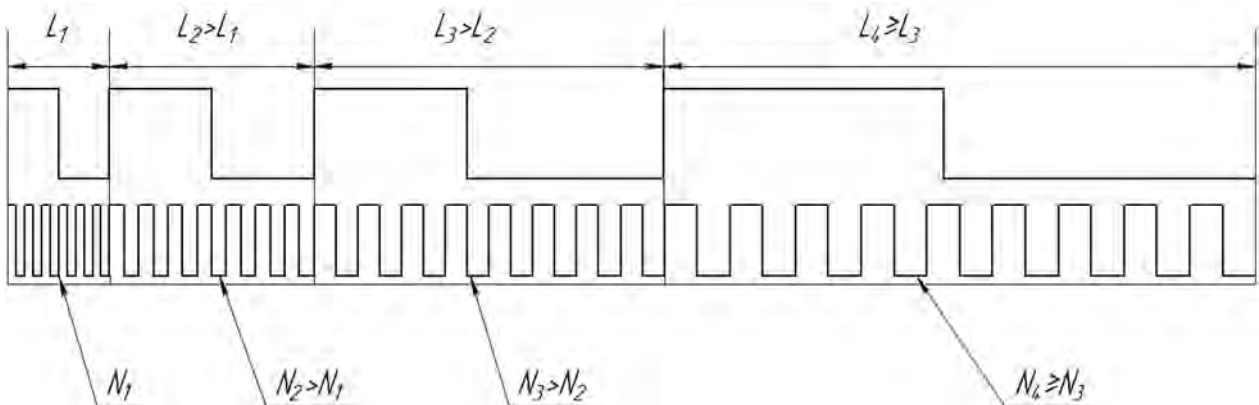


Рисунок 4.7 – Диаграмма импульсов выходного и опорного сигналов при наличии поводок сцепления

В этом случае в каждом последующем шаге выходного сигнала $L_1 < L_2 < L_3 < L_4$ количество опорных импульсов будет $N_1 < N_2 < N_3 < N_4$.

При значительных пикодах, поскольку момент сопротивления вращению промежуточного вала на «нейтрали» в коробке передач небольшой, длительность выходных сигналов может быть одинаковой, а количество опорных импульсов в каждом выходном – минимальным, соответствующим жесткой кинематической связи.

Если автомобили оснащены АБС (например, грузовые автомобили серии МАЗ-4370), то диагностику сцепления в движении можно провести, используя штатные датчики. Тогда, приняв в качестве опорного сигнал с зубчатого венца маховика двигателя Д-245, имеющего 144 зуба, а в качестве выходного импульсный датчик угловой скорости, расположенный в ступице ведущего колеса, ротор которого имеет 80...100 зубьев, при включенной первой ступени с передаточным числом $u_1 = 5,63$ и передаточным числом главной передачи $u_0 = 4,4$ при отсутствии буксования в каждом импульсе выходного сигнала будет 36 имп. опорного сигнала. Деформация пружин гасителя крутильных колебаний, как это видно из расчетов, практического влияния не оказывает, и при отсутствии пробуксовки сцепления будут те же 36 имп. опорного сигнала в каждом выходном.

При появлении пробуксовки сцепления от нагружения моментом инерции при разгоне автомобиля будет наблюдаться резкое увеличение числа опорных импульсов в каждом выходном, но при снижении нагрузки после завершения разгона вновь установится значение в 36 имп. опорного сигнала в каждом выходном.

При нагружении трансмиссии в движении тормозным моментом при отсутствии буксования двигатель может глохнуть, а при наличии буксования автомобиль остановится, но двигатель будет работать (рисунок 4.8).

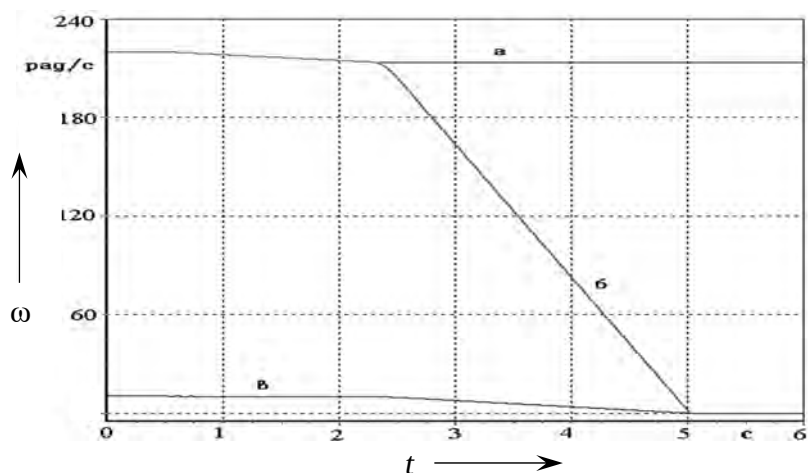


Рисунок 4.8 – Изменения угловых скоростей ведущей (кривая а) и ведомой частей (кривая б) сцепления и выходного (кривая в) вала трансмиссии при буксовании сцепления

4.1.3 Мониторинг технического состояния сцепления.

Мониторинг технического состояния сцепления можно проводить, анализируя процесс трогания автомобиля с места. Износ фрикционных накладок ведомого диска, нарушение регулировки привода сцепления приводят либо к затянутости замыкания сцепления, приводящего к повышенной работе буксования и, как следствие, к перегреву и, возможно, короблению ведомого диска, либо к резкому включению, вызывающему рывки при трогании и дополнительные динамические нагрузки на двигатель и трансмиссию. Поскольку плавность замыкания сцепления контролирует сам водитель, то для оценки состояния сцепления при различных темпах отпускания педали сцепления и скоростного режима работы двигателя необходима еще одна информационная переменная – перемещение педали сцепления h_n . Исходя из того, что сцепление не только выполняет функции отключения и плавного соединения двигателя и трансмиссии, но и предохраняет двигатель от перегрузок при резком нагружении его со стороны трансмиссии, то коэффициент запаса сцепления находится в пределах $1,2 \dots 1,4$. Это значит, что при отпускании педали сцепления автомобиль тронется раньше, чем будет выбран весь ход педали. Следовательно, если для диагностики сцепления выбрать ровный асфальтированный участок дороги можно, например для порожнего автомобиля, установить положение педали сцепления h_n при полном замыкании дисков и образовании жесткой кинематической связи между двигателем и коробкой передач, когда относительные угловые перемещения будут отсутствовать. На это укажет диаграмма импульсов выходного и опорного сигналов. Во время разгона автомобиля сцепление буксует и количество опорных сигналов в каждом последующем выходном будет изменяться на каждом шаге $L_1 > L_2 > L_3 > L_4$ от некоторого большого значения $N_1 > N_2 > N_3 > N_4$ до установившегося $N_4 = N_5 = N_6 = N_7$ и т. д., в данном случае – до 6 имп. (рисунок 4.9). Момент, когда установится это равенство, и будет моментом замыкания сцепления, где угловые скорости двигателя ω_d и ведомого диска сцепления ω_e выравниваются.

Поскольку после замыкания сцепления имеется еще ход педали, то можно с уверенностью констатировать, что диски сцепления сожмутся еще сильнее, то есть запас сцепления имеется и сцепление находится в удовлетворительном техническом состоянии. При этом темп замыкания сцепления большой роли не играет, поскольку момент замыкания дисков при идентичных условиях испытаний будет одним и тем же.

Если же имеет место затягивание процесса замыкания сцепления, то процесс выравнивания угловых скоростей ведущей и ведомой частей будет после отпускания педали сцепления. В этом случае на шагах $L_1 > L_2 > L_3 > L_4 > L_5 > L_6 > L_7$ количество импульсов будет уменьшаться $N_1 > N_2 > N_3 > N_4 > N_5 > N_6 > N_7$ до их выравнивания $N_8 = N_7$ (рисунок 4.10).

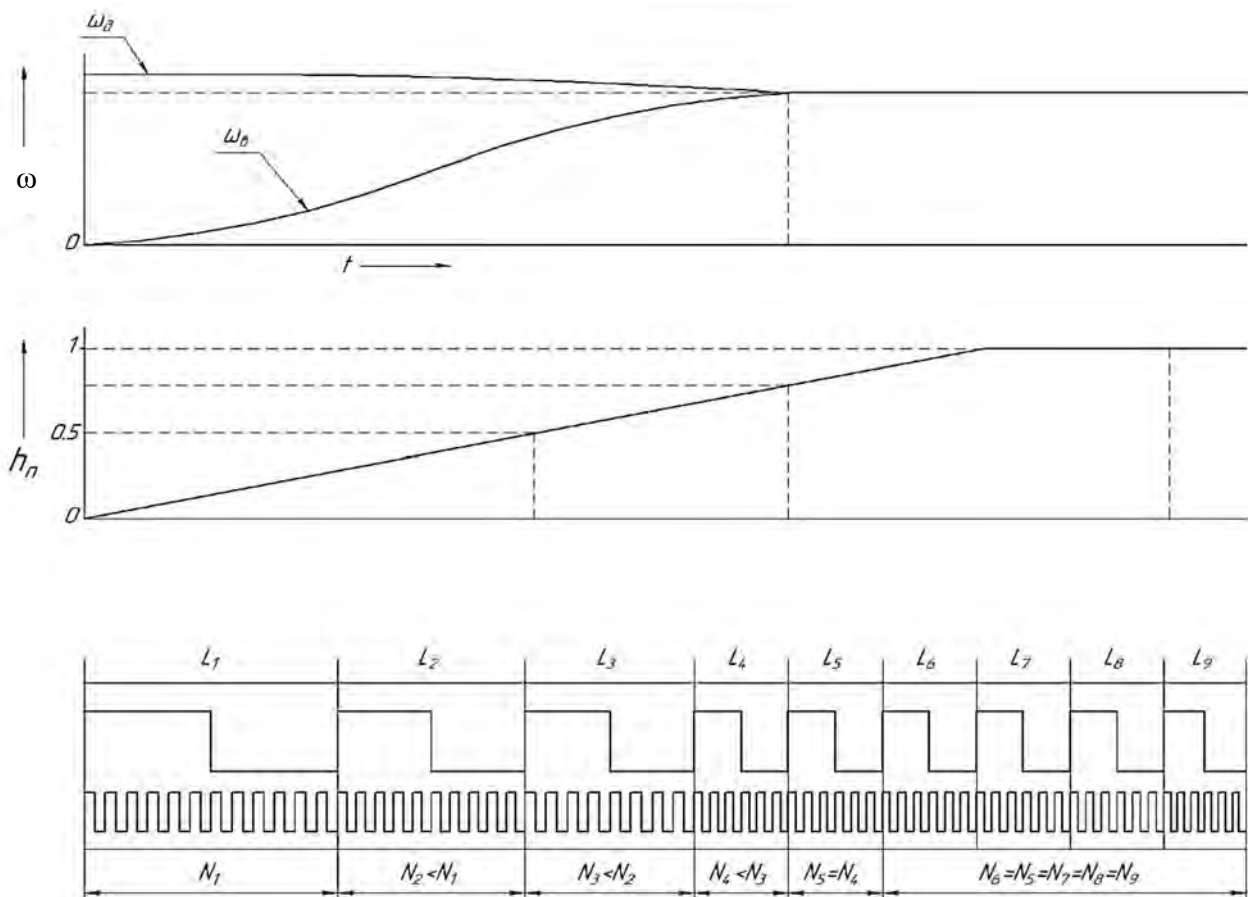


Рисунок 4.9 – Графики результата диагностирования исправного сцепления

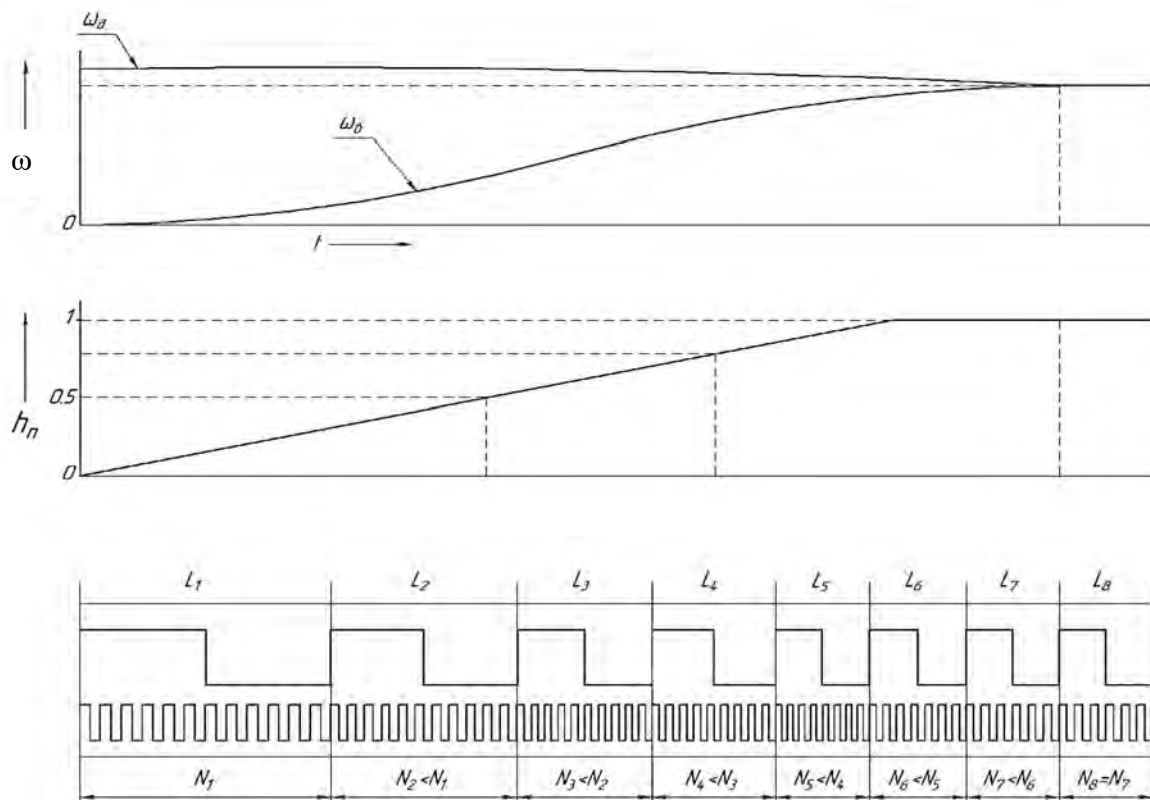


Рисунок 4.10 – Результаты диагностирования при затягивании процесса замыкания сцепления

Очевидно, что запас сцепления отсутствует, то есть техническое состояние сцепления неудовлетворительное, и для установления причины необходимо вначале отрегулировать привод сцепления и повторить диагностику. Если картина осталась неизменной, вероятной причиной является износ фрикционных элементов.

Другой распространенной неисправностью является резкое замыкание сцепления при плавном отпуске педали. Это возможно при неотрегулированном приводе сцепления, при отслаивании фрикционных накладок, при заедании ведомого диска сцепления на шлицах первичного вала коробки передач и других дефектах. Контроль относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов импульсным методом и положения педали сцепления позволяет выявить и эту неисправность. Если на шаге L_4 количество импульсов опорного сигнала в выходном выровнялось ($N_4 = N_3$), что свидетельствует о замыкании сцепления, а положение педали сцепления h_n находится далеко от исходного положения, то это будет указывать на наличие вышеназванной неисправности (рисунок 4.11).

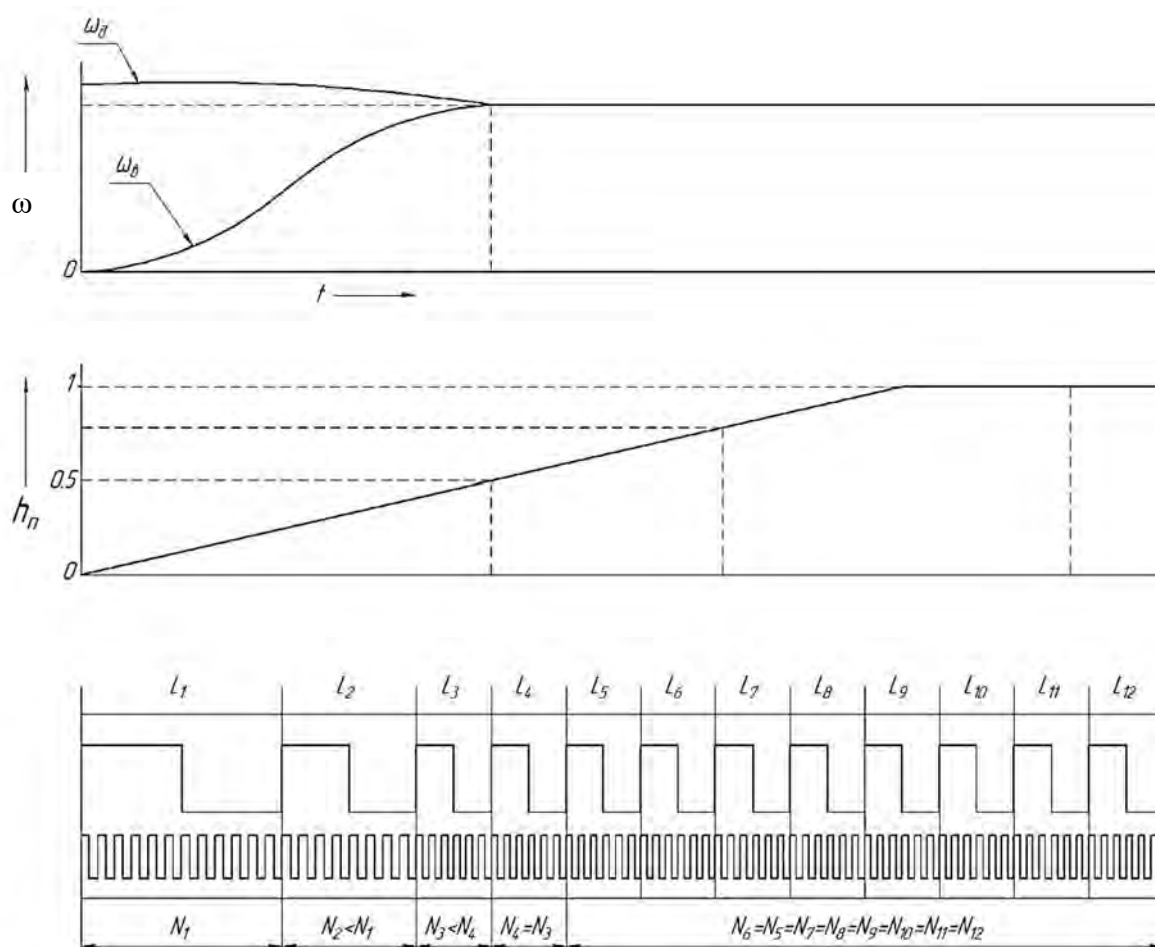


Рисунок 4.11 – Результаты диагностирования при резком замыкании сцепления

Регистрацию положения педали сцепления на время диагностики также осуществить несложно, так как уже имеются электронные педали управления двигателем, которые можно использовать и отдельно.

Такой подход позволит обеспечить минимальный уровень затрат по поддержанию автомобилей на требуемом уровне надежности и осуществить дифференцированные технические воздействия исходя из их конкретного состояния в определенный период эксплуатации при соответствующем дооснащении автомобиля датчиками информации или рациональном использовании имеющихся [50].

4.2 Определение технического состояния фрикционов гидромеханической передачи

Техническое состояние фрикционных элементов гидромеханической коробки передач (ГМКП) в процессе эксплуатации определить достаточно сложно. Отделить скольжение в разблокированном гидротрансформаторе от буксования фрикциона даже опытному специалисту почти невозможно. Даже непродолжительное буксование фрикциона может привести к перегреву и короблению фрикционных дисков, а при длительном – к их спеканию. Импульсный метод позволяет отслеживать в процессе движения относительные перемещения турбинного и выходного валов трансмиссии, а значит, и отделять буксование фрикциона от скольжения в гидротрансформаторе.

Заранее определить буксование фрикционных муфт на стенде с помощью стробоскопического фонаря невозможно, поскольку в трансмиссии имеется гидродинамический трансформатор, имеющий с двигателем нежесткую гидравлическую связь, да и, как правило, прямой передачи, на которой должно осуществляться диагностирование, нет.

Диагностирование фрикционных муфт ГМКП можно проводить как в процессе движения автомобиля, так и в стоповом режиме работы гидротрансформатора, когда автомобиль неподвижен.

Тестовым воздействием на гидромеханическую трансмиссию при диагностировании в процессе движения может быть нагружение фрикционных муфт штатной тормозной системой. При этом следует учитывать место расположения диагностируемого фрикциона в кинематической цепи трансмиссии, его максимальный передаваемый момент. Поскольку при затормаживании машины гидротрансформатор может создать момент нагружения, существенно превосходящий момент, передаваемый фрикционом, то при отсутствии в трансмиссии датчика момента предельную величину нагружения диагностируемого фрикциона необходимо определять расчетным путем. Это значит, что перед диагностированием необходимо определить режим работы двигателя на внешней или частичной характеристике, при котором создается

требуемый для диагностирования того или иного фрикциона вращающий момент, и реализовать его в процессе нагружения. Для этого двигатель плавно выводится на предельную регуляторную характеристику (при максимальном положении педали акселератора) с одновременным плавным затормаживанием машины до достижения расчетной частоты вращения коленчатого вала двигателя, контролируемой по показаниям тахометра на приборной панели кабины водителя, при которой создается требуемый для диагностирования вращающий момент [51].

Для диагностики же фрикционных муфт в стоповом режиме работы гидротрансформатора требуется определить необходимый режим работы двигателя, обеспечивающий нагружение диагностируемого фрикциона до расчетного с учетом коэффициента трансформации гидротрансформатора.

4.2.1 Диагностирование фрикционных муфт гидромеханической трансмиссии импульсным методом в движении.

При диагностировании фрикционных муфт ГМКП в процессе движения автомобиля тестовым воздействием является нагружение фрикционных муфт штатной тормозной системой до расчетного режима работы двигателя. Максимальный момент, передаваемый диагностируемым фрикционом, зависит от места его расположения в кинематической цепи трансмиссии. Поскольку при затормаживании машины момент, создаваемый двигателем, увеличивается гидротрансформатором за счет коэффициента трансформации $K_{тн}$, зависящего от передаточного отношения гидротрансформатора $i_{тн}$ (рисунок 4.12), то при отсутствии в трансмиссии датчика момента предельную величину нагружения диагностируемого фрикциона необходимо определять по внешней скоростной характеристике и передаточному отношению гидротрансформатора.

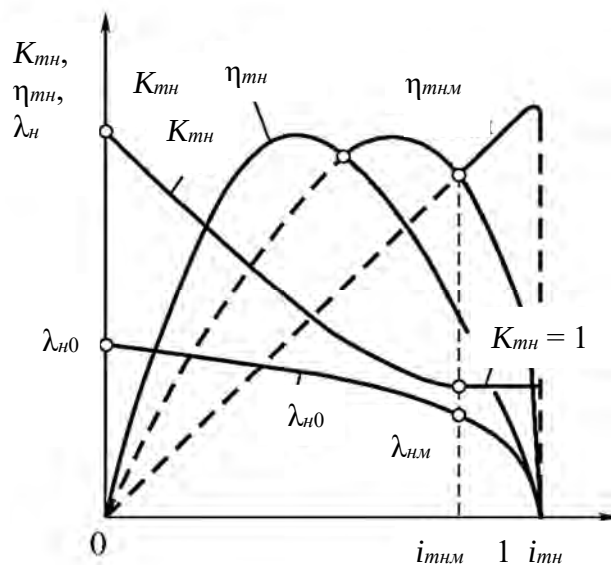


Рисунок 4.12 – Безразмерные характеристики комплексного двухреакторного ГДТ

Это значит, что перед диагностированием следует определить режим работы двигателя на регуляторной характеристике при максимальном положении педали акселератора. Поскольку регуляторная характеристика линейна (рисунок 4.13), то ее наклон определяется коэффициентом пропорциональности K_p из выражения

$$K_p = M_{ном} / (\omega_{max} - \omega_{ном}), \quad (4.5)$$

где $M_{ном}$ – номинальный момент двигателя;

$\omega_{ном}$ – номинальная угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, рад/с;

ω_{max} – максимальная угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу при максимальном положении педали акселератора.

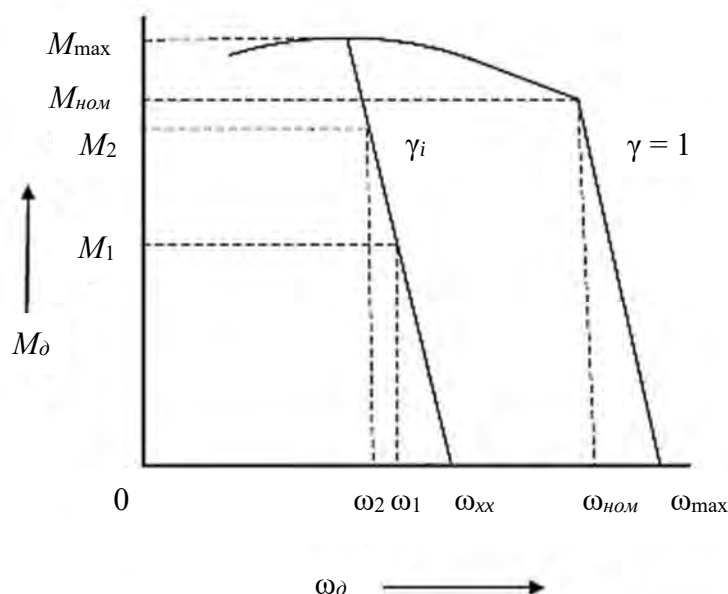


Рисунок 4.13 – Характеристика момента двигателя со всережимным регулятором

Тогда требуемую угловую скорость коленчатого вала двигателя ω_{di} на частичном режиме работы для создания необходимого момента M_i при тестовом воздействии в виде нагружения штатной тормозной системой при диагностировании того или иного фрикциона вращающим моментом $M_{\phi i}$ можно определить из выражения

$$\omega_{di} = \omega_{хх} - M_{\phi i} / (K_p \cdot K_{тн} \cdot u_{\phi}), \quad (4.6)$$

где u_{ϕ} – передаточное число коробки передач от двигателя до диагностируемого фрикциона;

$\omega_{хх}$ – угловая скорость холостого хода на частичном режиме.

Момент, передаваемый фрикционом, определяется по конструктивным параметрам из выражения

$$M_{\phi i} = \beta \mu F_{сж} r_{\phi} z, \quad (4.7)$$

где μ – коэффициент трения;

$F_{сж}$ – усилие сжатия пакета фрикционных дисков, Н;

r_{ϕ} – эквивалентный радиус действия суммарной силы трения, м;

z – число пар трения;

β – коэффициент запаса момента трения.

Усилие сжатия пакета фрикционных дисков зависит от конструкции муфты и от того, насколько обеспечено уравнивание поршня от действия сил от центробежного давления рабочей жидкости при вращении муфты. Для фрикционных муфт с уравновешенным поршнем можно записать [32]

$$F_{сж} = (pS - F_{вп})k_{ш}, \quad (4.8)$$

где p – давление жидкости на поршень фрикциона, Па;

S – площадь рабочей поверхности поршня, м²;

$F_{вп}$ – усилие возвратных пружин поршня, Н;

$k_{ш}$ – коэффициент снижения усилия сжатия из-за трения в шлицах.

Для создания тестового воздействия двигатель плавно выводят на частичную регуляторную характеристику, определяют угловую скорость коленчатого вала без нагрузки $\omega_{хх}$, после чего плавным затормаживанием машины, контролируя передаточное отношение гидротрансформатора для расчета коэффициента трансформации $K_{тн}$, доводят до расчетной угловой скорости коленчатого вала двигателя, контролируемой по показаниям тахометра на приборной панели кабины водителя. Как видно, при диагностике фрикционных муфт ГМКП в движении для получения тестового воздействия необходимо контролировать одновременно несколько параметров, отслеживать характеристики двигателя и гидротрансформатора, что значительно сложнее, чем диагностика сцепления в механической трансмиссии.

Если диагностику ГМКП проводить с заблокированным гидротрансформатором, то трансмиссия по своим свойствам становится аналогичной обычной механической трансмиссии. В этом случае расчет тестового воздействия на диагностируемый фрикцион существенно упрощается, поскольку нет необходимости определять передаточное отношение и коэффициент трансформации гидротрансформатора.

Диагностирование фрикционных элементов в процессе движения рассмотрим на примере ГМКП БелАЗ-7555 (рисунок 4.14).

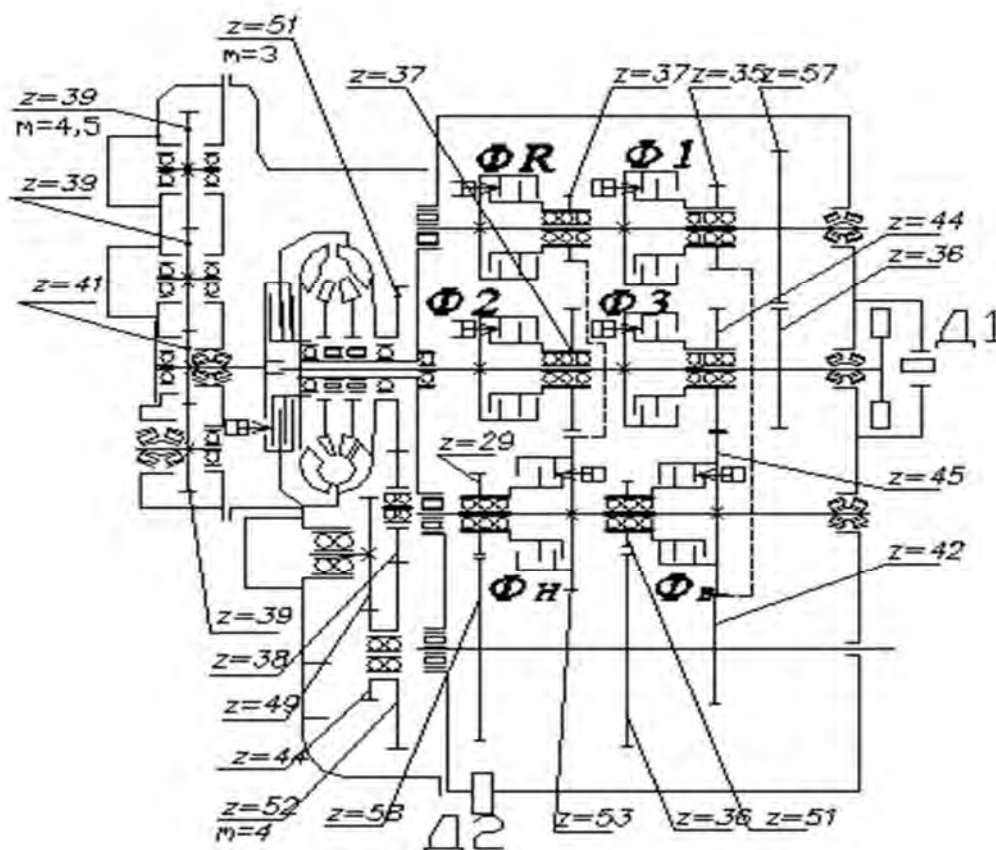


Рисунок 4.14 – Кинематическая схема ГМКП БелАЗ-7555 с установкой импульсных датчиков

Для этого необходимо установить как минимум два импульсных датчика углового положения, один из которых будет снимать сигнал с турбинного вала, а второй – с выходного вала коробки передач. Датчик опорного сигнала Д1 представляет собой инкрементальный энкодер, генерирующий, например, 1500 имп./об. Он размещается на крышке тормоза-замедлителя и взаимодействует с турбинным валом ГМКП. По числу импульсов опорного сигнала будет отслеживаться поворот на один зуб зубчатого колеса с количеством зубьев 58, связанного с выходным валом, напротив зубчатого венца которого установлен датчик выходного сигнала Д2. Изменение числа импульсов опорного сигнала относительно шага зацепления ведомого колеса будет свидетельствовать о нарушении кинематической связи между валами, то есть о наличии буксования фрикциона, а по стабильности числа импульсов можно судить об отсутствии буксования.

Для исследования процессов буксования фрикционных элементов ГМКП воспользуемся математической моделью, разработанной в разд. 2, скорректировав ее в соответствии с решаемой задачей.

Результаты моделирования нагружения фрикционной муфты $\Phi Э1$ на первой передаче представлены на рисунке 4.15. При моделировании учитывалось, что при нагружении трансмиссии тормозным моментом

изменяется передаточное отношение $i_{тн}$ и коэффициент трансформации $K_{тн}$ гидротрансформатора. Поэтому при нагружении момент на фрикционе больше, чем на двигателе.

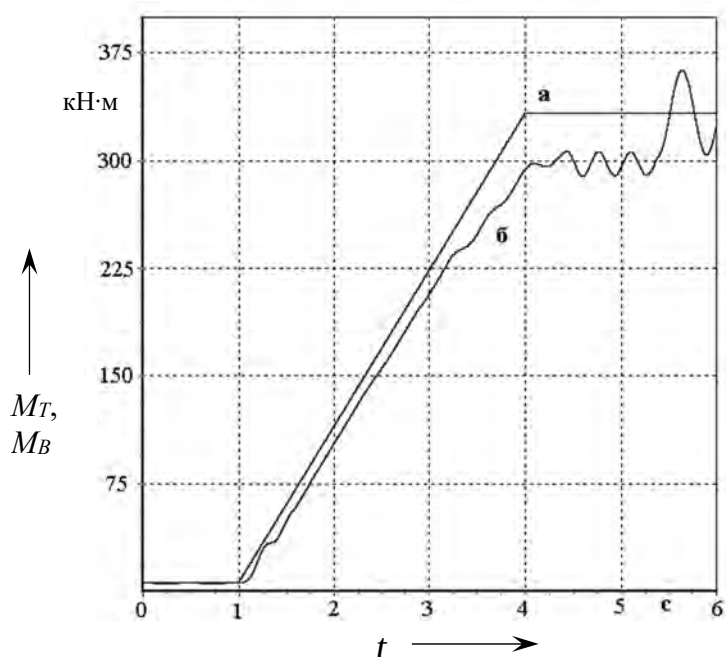


Рисунок 4.15 – Графики изменения приведенных моментов: тормозного M_T (кривая а) и на входном валу M_B (кривая б) трансмиссии

Угловая скорость коленчатого вала двигателя при нагружении трансмиссии изменяется по регуляторной характеристике с 200 до 152 рад/с (рисунок 4.16, кривая а), а угловая скорость турбинного вала падает значительно больше из-за приближения к стоповому режиму работы гидротрансформатора. При достижении предельного момента фрикционный элемент начинает буксовать (кривая б), а ведомый вал и ведущие колеса через небольшой промежуток времени останавливаются (кривая в). Именно в этом промежутке времени информационные переменные импульсной системы диагностики выдают четкий сигнал о буксовании (рисунок 4.17), поскольку число импульсов опорного сигнала в каждом выходном резко возрастает по сравнению со средним значением при отсутствии буксования на данной конкретной передаче.

При этом важно отметить, что среднее значение числа импульсов опорного сигнала в каждом выходном при жесткой кинематической связи незначительно изменяется из-за упругих колебаний ведомого вала относительно ведущего, на котором установлен датчик опорного сигнала [48].

Таким образом, импульсная система диагностики позволяет легко распознать буксование фрикциона ГМКП в процессе движения с разблокированным гидротрансформатором, а по угловой скорости двигателя в начале

процесса буксования можно установить, какой из двух фрикционов, расположенных последовательно в кинематической цепи, пробуксовывает.

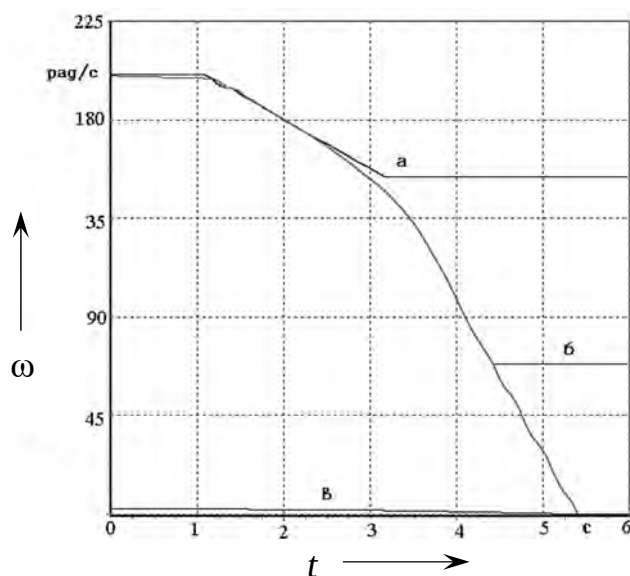


Рисунок 4.16 – Результаты моделирования процесса буксования фрикциона

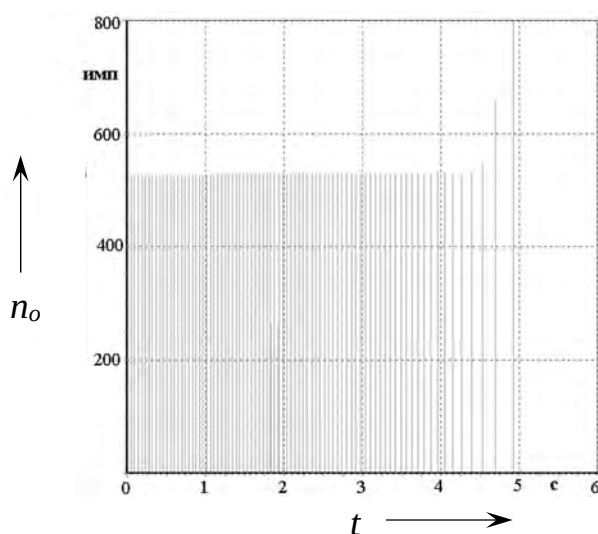


Рисунок 4.17 – Определение начала буксования фрикциона импульсной системой

4.2.2 Диагностика фрикционов импульсным методом на стоповом режиме работы гидротрансформатора.

Диагностирование фрикционных муфт по наличию буксования при передаче максимального вращающего момента можно проводить и в условиях ремонтной мастерской. В этом случае машина затормаживается штатной тормозной системой и диагностируемый фрикцион плавно нагружают моментом двигателя, увеличивая частоту вращения коленчатого вала двигателя.

Поскольку тестовым воздействием на трансмиссию в данном режиме является изменение положения педали акселератора, то есть изменение

скоростного режима работы двигателя, то моделирование работы дизельного двигателя осуществляется по частичным регуляторным характеристикам для каждого положения педали акселератора. Это нагружение кратковременно и осуществляется от угловой скорости коленчатого вала, соответствующей угловой скорости холостого хода двигателя $\omega_{xx\min}$, до номинальной $\omega_{\text{ном}}$ (рисунок 4.18). Поскольку частичные регуляторные характеристики при различных положениях педали акселератора γ параллельны, то изменение момента двигателя от 0 до $M_{\text{ном}}$ можно описать линейной зависимостью вида

$$M_{\partial} = \kappa_1 \cdot (\omega_{\partial} - \omega_{xx}) , \quad (4.9)$$

где κ_1 – коэффициент пропорциональности, $\kappa_1 = M_{\text{ном}} / (\omega_{\text{ном}} - \omega_{xx})$.

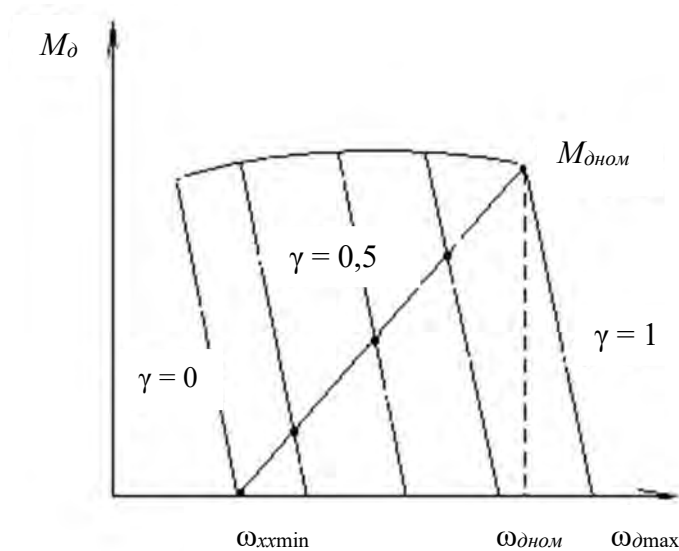


Рисунок 4.18 – Изменение момента при нагружении двигателя в стоповом режиме гидротрансформатора

Коэффициент трансформации $K_{тн}$ при таком тестовом воздействии на трансмиссию всегда постоянен и равен максимальному значению, так как турбинное колесо гидротрансформатора неподвижно. Это упрощает расчет скоростного режима работы двигателя, обеспечивающего требуемый момент для диагностируемого фрикциона.

Алгоритм диагностирования состояния фрикционных элементов в данном случае включает не анализ шага зацепления на циклических составляющих зубцовой частоты шестерни ведомого вала относительно высокочастотного опорного сигнала, а анализ наличия импульсов опорного сигнала с турбинного вала гидротрансформатора относительно некоторых дискретно задаваемых периодов времени диагностирования. Поскольку ведущий вал неподвижен и

связанный с ним датчик импульсов сигнала не выдает, то появление импульсов с датчика, связанного с турбинным валом гидротрансформатора, будет свидетельствовать о буксовании диагностируемого фрикциона.

Расчеты, проведенные на математической модели с параметрами БелАЗ-7555 при работе гидротрансформатора в стоповом режиме с максимальным коэффициентом трансформации, приведены на рисунке 4.19. Угловая скорость вала двигателя, поскольку между турбинным и насосным колесами имеется нежесткая гидравлическая связь, изменяется от ω_{xx} до ω_0 (см. рисунок 4.19, кривая а), и ее должен контролировать водитель по тахометру, так как от ее величины зависит расчетный для диагностируемого фрикциона момент двигателя. При достижении некоторого момента, превышающего момент диагностируемого фрикциона, турбинный вал ГМКП, с которым связан датчик опорных импульсов, начинает вращаться (см. рисунок 4.19, кривая б) и выдавать импульсы, подсчет которых осуществляется, например, с интервалом 0,2 с. Буксование фрикциона вызывает появление сигнала с датчика, и на каждом временном интервале количество импульсов будет возрастать.

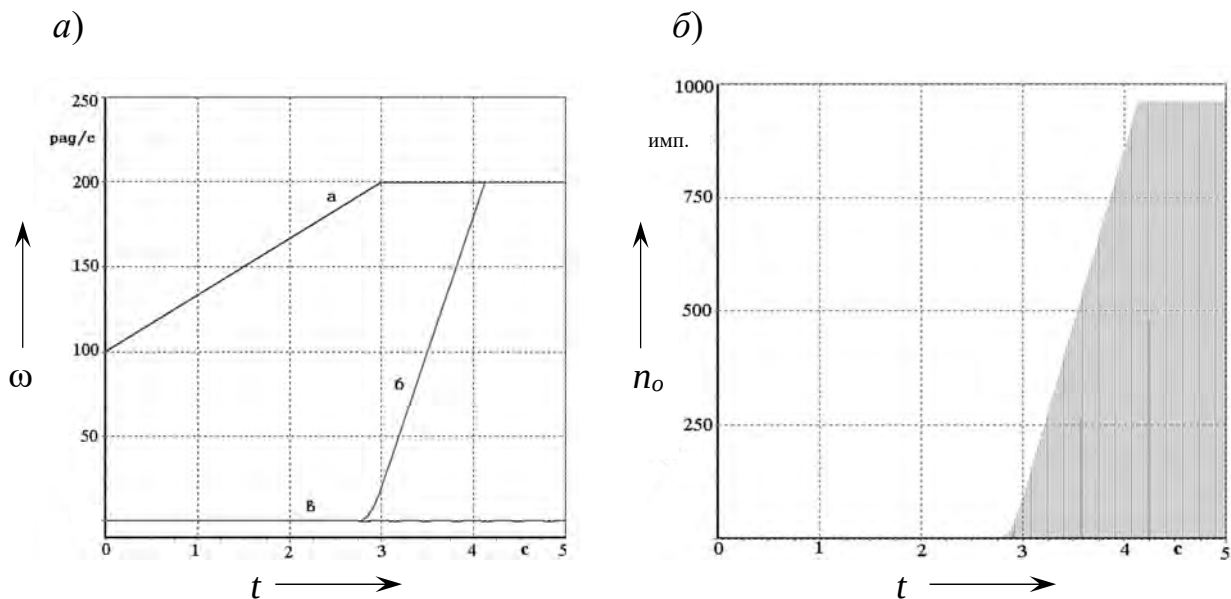


Рисунок 4.19 – Графики изменения угловых скоростей двигателя (кривая а), турбинного (кривая б), выходного (кривая в) валов и определение буксования импульсной системой при диагностировании фрикциона в стоповом режиме работы гидротрансформатора

Величину необходимого для диагностирования вращающего момента рассчитывают по скоростному режиму работы двигателя, положению педали акселератора, максимальному коэффициенту трансформации гидротрансформатора и местоположения диагностируемого фрикциона в кинематической цепи трансмиссии [48].

Алгоритм диагностирования фрикционных элементов гидромеханической коробки передач на стоповом режиме представлен на рисунке 4.20. Режим диагностирования задается величиной тестового воздействия для конкретного фрикциона, то есть максимальной частотой вращения коленчатого вала двигателя. Этот режим должен быть кратковременным, поэтому в алгоритм введен таймер, отсчитывающий время диагностирования T .

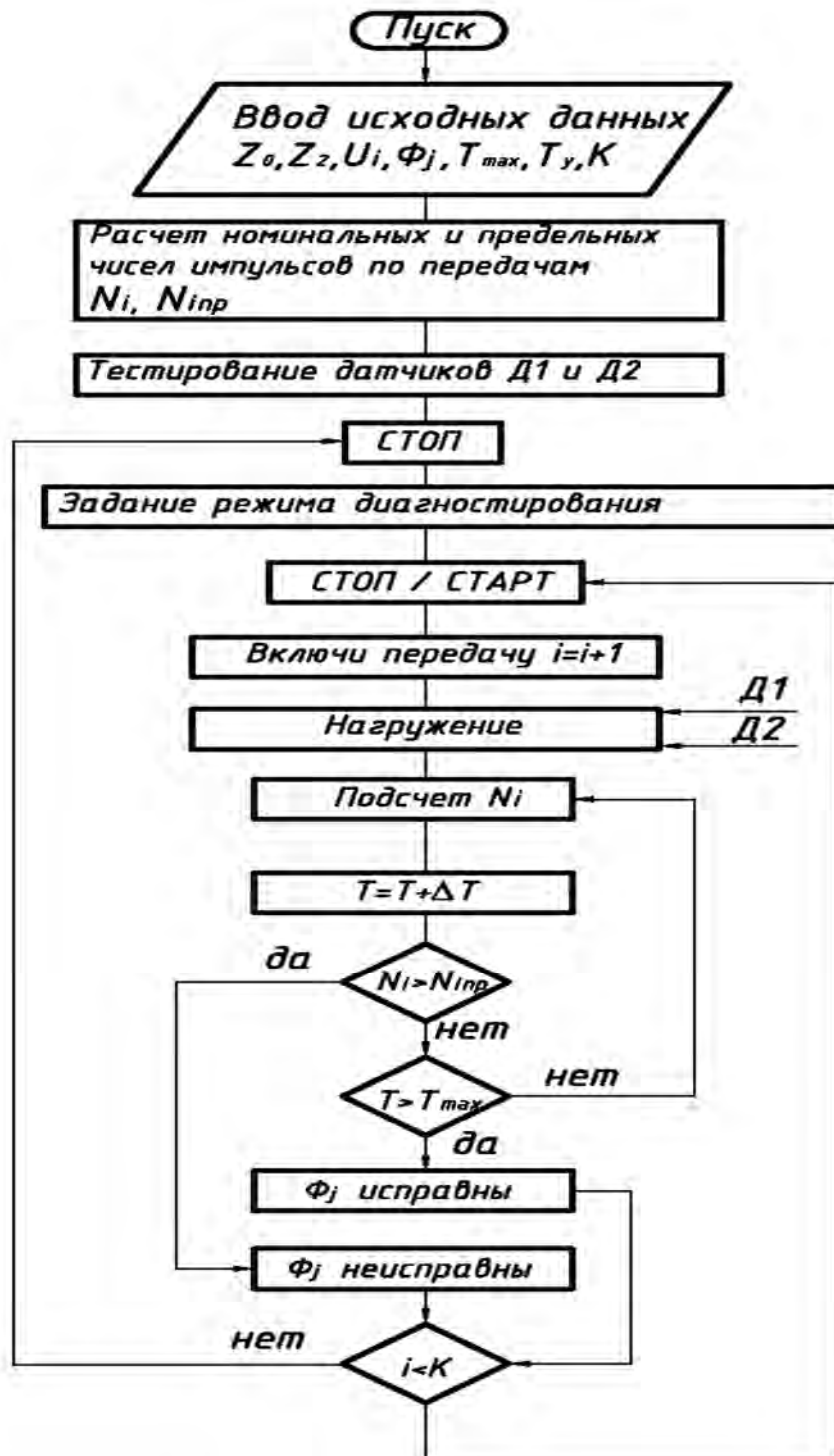


Рисунок 4.20 – Алгоритм диагностирования фрикционных муфт гидромеханической коробки передач

Таким образом, в этом случае импульсная система диагностики позволяет определить наличие буксования фрикциона при нагружении его максимальным для диагностируемого фрикциона моментом.

4.2.3 Диагностика фрикциона блокировки гидротрансформатора.

Фрикцион блокировки жестко связывает насосное и турбинное колеса для повышения КПД трансмиссии при высоких значениях передаточного отношения гидротрансформатора. В современных автоматических коробках передач управление блокировкой осуществляет компьютер, поэтому в процессе движения она может быть как включенной, так и выключенной в зависимости от режима работы моторно-трансмиссионной установки. Принудительной блокировки гидротрансформатора почти нет, поэтому при нагружении трансмиссии диагностику провести невозможно, поскольку в этих условиях должна произойти его автоматическая разблокировка.

Кроме того, у некоторых трансмиссий блокировка гидротрансформатора может быть неполной и он может работать в так называемом режиме проскальзывания, когда вращающий момент передается одновременно через фрикцион блокировки и циркулирующую жидкость между насосным и турбинным колесами. Режим проскальзывания позволяет сделать гидротрансформатор максимально эффективным, но при этом существенно сокращает срок службы фрикциона блокировки.

Если частота вращения коленчатого вала двигателя снимается с зубчатого венца маховика импульсным датчиком, то оценивать наличие буксования фрикциона блокировки целесообразно посредством непрерывного мониторинга во время замкнутого состояния при наличии сигнала на электрогидро-распределителе его включения. В этом случае, принимая в качестве опорного сигнала импульсы с датчика частоты вращения двигателя и сравнивая их количество на каждом импульсе от датчика турбинного вала, легко выявить буксование в процессе штатной работы гидромеханической трансмиссии.

Если принудительная блокировка гидротрансформатора имеется, то алгоритм диагностирования аналогичен диагностированию фрикционных муфт в движении. Если же частота вращения коленчатого вала двигателя измеряется иным путем, то для диагностики буксования фрикциона блокировки необходимо дополнительно установить импульсный датчик на входном (насосном) валу гидротрансформатора, например кольцевой импульсный датчик типа MNG-150 (рисунок 4.21).



Рисунок 4.21 – Магнитный инкрементальный энкодер MNG-150

4.2.4 Диагностирование времени переключения фрикционных муфт импульсным методом.

В процессе эксплуатации ГМКП одним из важнейших показателей является качество переключения передач фрикционными муфтами или тормозами (для планетарных коробок передач). Комплексная оценка технического состояния гидромеханической коробки передач (фрикционных элементов и системы управления ими) осуществляется по длительности буксования при переключении ступеней в ГМКП. При увеличении длительности включения увеличивается работа буксования, возрастает температура трущихся пар, которая может привести к перегреву и короблению дисков. Уменьшение длительности буксования приводит к возрастанию динамических нагрузок и к ухудшению плавности движения машины.

Основными причинами, вызывающими растянутость во времени процесса переключения ступеней, является ухудшение работы клапанов плавности или пропорциональных клапанов, пониженное давление в главной масляной магистрали, возникающее при повышенных внутренних утечках, перегреве масла или его вспенивании.

Резкое переключение (рывки при переключении передач) возможно при заедании фрикционных дисков на шлицах ведомой или ведущей частей фрикционной муфты или тормоза коробки передач, износе или задирах рабочих поверхностей фрикционных дисков, отсутствии свободного хода при потере упругости отжимных пружин.

Таким образом, техническое состояние ГМКП в процессе эксплуатации можно оценивать временем буксования или угловым ускорением выходного вала при переключении ступеней в коробке передач.

Наиболее распространенным способом диагностирования таких неисправностей являются дорожные испытания [52]. Они проводятся на различных режимах движения и определяются субъективно, по ощущениям мастера-диагноста. Точность и объективность такого способа невелика. Для объективной оценки качества переключения ступеней в коробке передач разработан импульсный способ диагностирования [13]. Процесс диагностирования коробки передач по длительности процесса переключения ступеней импульсным способом поясняется графиками. При переключении ступеней с низшей на высшую (I–II), с перекрытием фрикционных муфт (рисунок 4.22) момент, нагружающий двигатель, на мгновение падает, а затем увеличивается в соответствии с меньшим передаточным числом высшей ступени. Поэтому угловая скорость ведущего вала вначале несколько возрастает, а затем падает, поскольку требуется энергия на разгон машины до более высокой скорости (см. рисунок 4.22, кривая а), а угловая скорость ведомого вала (см. рисунок 4.22, кривая б) и выходного (см. рисунок 4.22, кривая в) увеличиваются.

В этот период времени количество опорных сигналов N_0 в каждом периоде выходных изменяется в процессе переключения от одного установившегося значения с большим числом импульсов на низшей ступени $N_j = \text{const}$ до меньшего установившегося значения при завершении переключения на высшую ступень $N_{j+1} = \text{const}$ (рисунок 4.23).

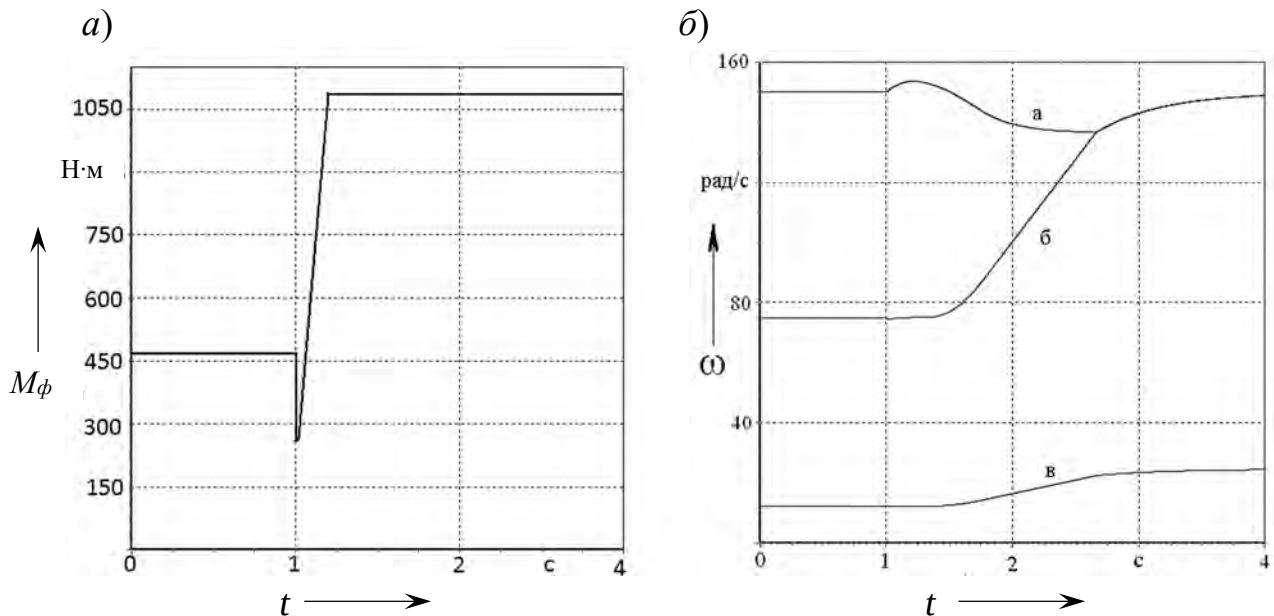


Рисунок 4.22 – Изменение момента нагружения двигателя и угловых скоростей при переключении ступеней с перекрытием фрикционов

Подсчет длительности процесса буксования фрикциона начинается с момента, когда количество импульсов опорного сигнала в каждом выходном на предыдущей ступени начинает изменяться $N_j \neq \text{const}$ и изменяется

до величины $N_{j+1} = \text{const}$, характерной для последующей ступени. Суммарная длительность всех импульсов за время переходного процесса составит время буксования T_{δ} фрикциона при переключении ступени:

$$T_{\delta} = \sum_{i=N_i}^{N_{i+1}} T_i. \quad (4.10)$$

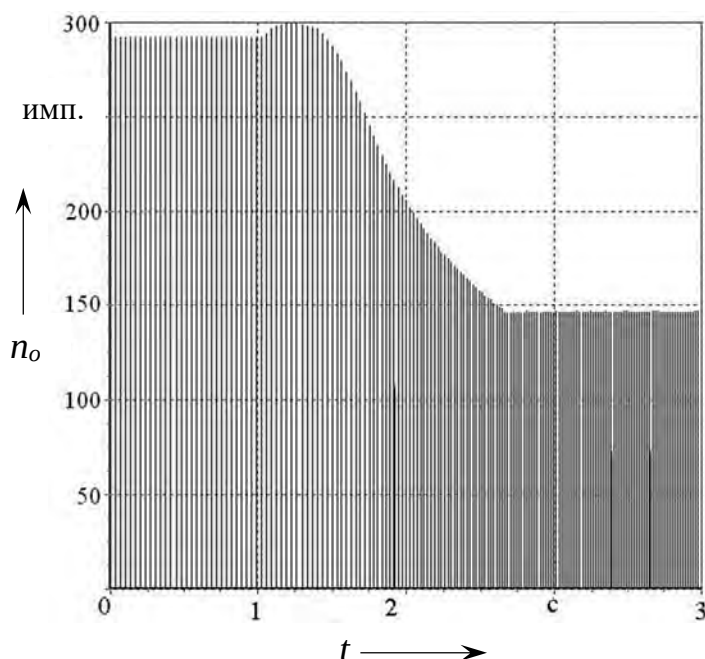


Рисунок 4.23 — Изменение опорного сигнала при буксовании фрикциона при переключении ступеней коробки передач

Продольное ускорение (замедление) машины при переключении ступени в гидромеханической трансмиссии можно выразить через угловое ускорение (замедление) выходного вала. Угловое ускорение — это приращение угловой скорости $\Delta\omega$ за продолжительность переходного процесса T_{δ} , то есть за период времени между началом и окончанием процесса переключения $(t_{i+1} \dots t_i)$, поскольку один импульс выходного сигнала — это поворот зубчатого колеса, связанного с выходным валом, на один зуб. Тогда приращение угловой скорости $\Delta\omega$, рад/с, вычисляется по формуле

$$\Delta\omega = \frac{2\pi}{z} \cdot \left(\frac{1}{T_{i+1}} - \frac{1}{T_i} \right), \quad (4.11)$$

где T_i и T_{i+1} — длительности периодов выходного сигнала в начале и конце процесса переключения;

z — количество зубьев колеса, связанного с выходным валом.

Тогда угловое ускорение при переключении ступеней в ГМКП ε_i , рад/с², можно отслеживать, анализируя длительность импульсов выходного сигнала датчика и длительность процесса буксования T_{δ} :

$$\varepsilon_i = \frac{2\pi}{zT_{\delta}} \cdot \left(\frac{1}{T_{i+1}} - \frac{1}{T_i} \right). \quad (4.12)$$

При диагностировании гидромеханической коробки передач по времени буксования фрикционов при переключении ступеней следует в исходных данных отразить условия тестирования, поскольку время переключения будет зависеть как от дорожных условий, так и от загрузки автомобиля. Для этих условий в базе данных должны быть номинальные и предельные величины времени буксования и углового ускорения, необходимые для постановки диагноза.

Если же в качестве диагностического сигнала использовать угловое ускорение выходного вала, то можно с большей точностью идентифицировать состояние системы автоматического переключения передач. Это стало возможным с появлением бесконтактных акселерометров (датчиков ускорения) для вращающихся валов. Для этого используются энкодеры при соответствующей обработке выходного сигнала. Бесконтактные датчики фирмы «HUBNER-BERLIN» построены на сопоставлении между собой длительностей выходных импульсов, которые пропорциональны изменению скорости (технология Ferraris). На рисунке 4.24 представлен акселерометр ACC-70 для измерения угловых ускорений [53].



Рисунок 4.24 – Бесконтактный датчик углового ускорения (акселерометр) «HUBNER-BERLIN» ACC-70

Алгоритм диагностирования фрикционных муфт в движении с применением внешних средств диагностирования (в виде ноутбука) показан на рисунке 4.25.

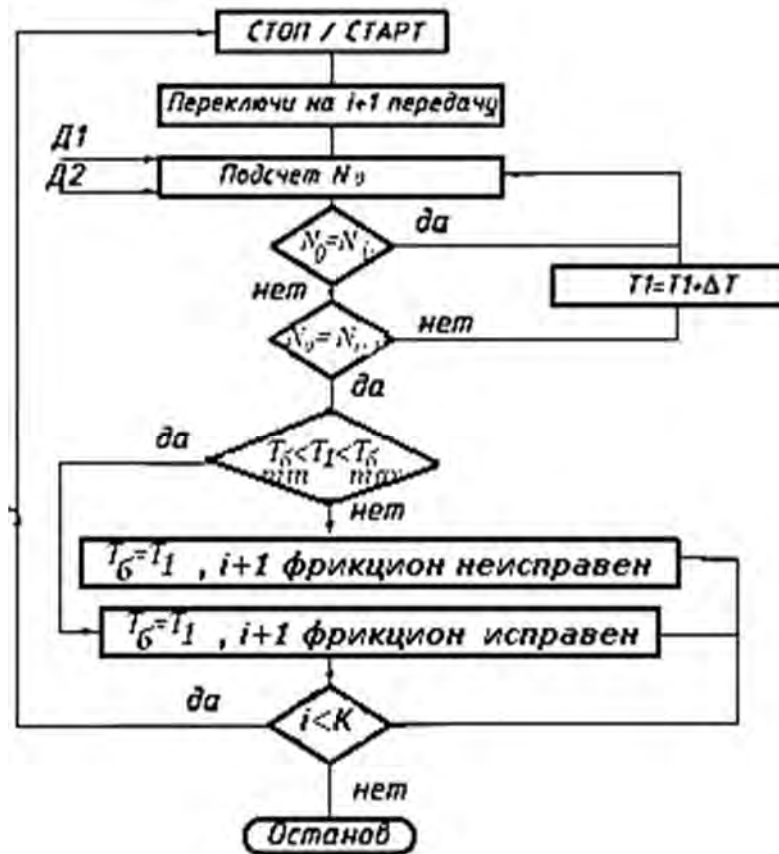


Рисунок 4.25 – Алгоритм диагностирования фрикционных муфт гидромеханической коробки передач в движении

5 Влияние дефектов зубчатых передач на динамическую нагруженность трансмиссии

В зубчатой передаче вращающий момент передается от ведущего колеса к ведомому рабочими поверхностями, и наличие дефектов на этих поверхностях будет проявляться в виде кинематической погрешности, а следовательно, в дополнительной нагруженности трансмиссии. При этом единичные или локальные дефекты зубьев, отражаемые в кинематической погрешности в виде отдельных выбросов, и неравномерность износа зубьев или неточность изготовления зубчатых колес, отражающиеся в виде гармонических изменений кинематической погрешности, по-разному влияют на динамическую нагруженность трансмиссии.

Исследования показали, что чем дальше от входного звена в кинематической цепи расположен дефект, тем больше степень его влияния на величину кинематической погрешности и на динамику работы трансмиссии. Во время прохождения зубчатым колесом дефекта происходит резкое увеличение скорости вращения ведущего колеса, так как к нему подводится вращающий момент от двигателя, а момент сопротивления становится равным нулю. С другой стороны, в этот период происходит замедление ведомого колеса, так как к нему подводится момент сопротивления, а ведущий момент равен нулю. При восстановлении кинематической связи после прохождения дефекта происходит удар. Его величина зависит от разницы угловых ускорений ведомого и ведущего колес при их соприкосновении, от величины передаваемого момента, от накопленной кинетической энергии ведущей и ведомой частями привода. Но применение классической теории удара не позволяет решить задачу оценки влияния величины и месторасположения дефекта на изменение динамической нагруженности такого сложного привода, как трансмиссия автомобиля.

Особенностью трансмиссии автомобиля является то, что жесткость зуба зубчатого колеса, воспринимающего удар при прохождении единичного дефекта, существенно выше жесткости валов, на которых расположены зубчатые колеса, что существенно изменяет принятую картину нагружения зубьев при прохождении дефекта.

Кинематическая погрешность является интегральным показателем, включающим как погрешность при появлении единичных дефектов, так и систематическую погрешность шага зубьев при изготовлении, монтаже, износе зубчатых колес. При ее наличии будет изменяться мгновенное передаточное число привода, что также скажется на динамической нагруженности трансмиссии.

Результаты диагностики зубчатых передач должны давать представление о возможной дополнительной динамической нагруженности трансмиссии в

зависимости от величины, места расположения единичного дефекта зуба и циклической кинематической погрешности при различных скоростных и нагрузочных режимах его работы и об опасности для дальнейшей эксплуатации машины.

5.1 Особенности моделирования влияния единичных дефектов и циклической кинематической погрешности на динамику трансмиссии

Для оценки нагруженности трансмиссии при наличии единичных дефектов в зубчатых передачах и расположенных в различных местах кинематической цепи необходимо создание динамической модели всего привода, позволяющей определить их влияние на нагруженность в различных режимах работы машины и опасность для ее дальнейшей эксплуатации.

В расчетно-теоретических исследованиях динамическая нагруженность определяется как амплитуда колебаний момента в упругом элементе привода относительно передаваемого вращающего момента. В эксплуатации получить информацию об изменениях вращающего момента достаточно сложно, а в бортовых системах управления, имеющих режим диагностики, такой параметр, как вращающий момент, не используется. Но с динамической нагруженностью привода напрямую связано изменение углового ускорения на выходном валу привода. Современные средства измерения углового ускорения – акселерометры, использующие импульсный метод измерения углового положения вала; дифференцируя его, получают угловую скорость, а дважды дифференцируя – угловое ускорение, – это позволяют (см. рисунок 4.24). Причем эту информацию получают бесконтактным методом, что позволяет устанавливать акселерометр на любом свободном участке вала (фланца) как дополнительную информационную переменную для внешней или встроенной диагностики привода.

Для оценки влияния кинематической погрешности на динамическую нагруженность привода использована упрощенная динамическая модель, представленная на рисунке 5.1. Она включает основные элементы механических приводов машин – источник энергии, зубчатые передачи, в которых будут моделироваться дефекты зубьев, и элемент, создающий полезное сопротивление.

Математическая модель привода автомобиля представляет собой систему обыкновенных дифференциальных уравнений, составленных на основе уравнения Лагранжа второго рода:

$$\left\{ \begin{aligned} \ddot{\varphi}_0 &= \frac{\left(M_0 - L_1 \cdot \left(c_2 / (u_1 \cdot u_2) \cdot (\dot{\varphi}_0 / (u_1 \cdot u_2) - \dot{\varphi}_2) + \mu_2 / (u_1 \cdot u_2) \cdot \left(\dot{\varphi}_0 / (u_1 \cdot u_2) - \dot{\varphi}_2 \right) \right) \right)}{j_0 + L_1 \cdot j_1 / (u_1 \cdot u_2)^2}; \\ \ddot{\varphi}_1 &= \ddot{\varphi}_0 / (u_1 \cdot u_2) \cdot L_1 + \frac{(1 - L_1) \cdot \left(c_2 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + \mu_2 / \left(\dot{\varphi}_1 / (u_1 \cdot u_2) - \dot{\varphi}_2 \right) \right)}{j_1}; \\ \ddot{\varphi}_2 &= \frac{\left(c_2 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + \mu_2 \cdot \left(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2 \right) \right) - M_c}{j_2}, \end{aligned} \right. \quad (5.1)$$

где $\ddot{\varphi}_0$ – ускорение инерционной массы приводного двигателя, рад/с²;

$\ddot{\varphi}_1$ – ускорение ведомого зубчатого колеса привода, рад/с²;

$\ddot{\varphi}_2$ – ускорение ведомой части привода, рад/с²;

$\dot{\varphi}_0, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2$ – угловые скорости инерционных масс ведущей и ведомых частей привода, рад/с;

$\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$ – углы поворота инерционных масс ведущей и ведомых частей привода, рад;

M_0 – вращающий момент приводного двигателя, Н·м;

M_c – момент сопротивления движению привода, Н·м;

c_2 – коэффициент жесткости, приведенный к ведомому валу привода, Н·м/рад;

μ_2 – коэффициент демпфирования ведомой части привода, Н·м·с/рад.

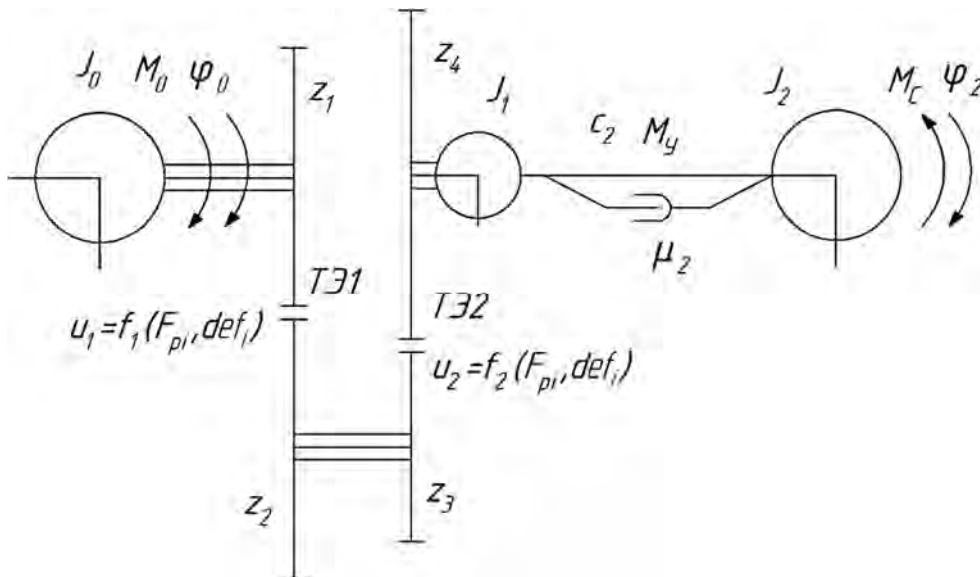


Рисунок 5.1 – Динамическая модель привода автомобиля

Особенностью данной математической модели является то, что в ней моделируются дефекты в трансформаторных элементах привода. При прохождении единичного дефекта происходит разрыв кинематической связи и математическая модель изменяет свою структуру, распадаясь на две независимые части с моментами инерции J_0 и J_2 . При разрыве кинематической связи на ведущую часть перестает действовать момент сопротивления движению M_c , и она начинает разгоняться, на ведомую часть перестает действовать движущий момент, а момент сопротивления остается и замедляет ее движение. После прохождения дефекта и восстановления кинематической связи происходит удар, величина которого зависит от разности ускорений ведущей и ведомой масс, моментов инерции соприкасающихся частей привода, передаваемого момента, угловой скорости, величины дефекта и места его расположения в кинематической цепи привода. Начало разрыва кинематической связи и ее окончание описываются дискретной функцией состояния L_1 , характеризующей наличие или отсутствие кинематической связи между ведущим и ведомым зубчатыми колесами. При наличии кинематической связи между ведущей и ведомой частями привода $L_1 = 1$, при нарушении кинематической связи в момент прохождения дефекта $L_1 = 0$. Величина дефекта зубчатого колеса задается углом поворота ведущего вала привода, что позволит учесть влияние величины и принадлежности дефекта на изменение нагруженности привода [54].

При наличии систематических погрешностей, вызванных накопленной погрешностью шага каждого колеса привода F_{pi} , гармонически изменяется значение передаточного числа привода u (u_1 и u_2), которое и оказывает влияние на изменение динамической составляющей передаваемого вращающего момента. Для динамической модели, изображенной на рисунке 5.1, передаточное число привода будет изменяться в соответствии с гармоническими изменениями длин окружностей зубчатых колес привода, а следовательно, и их радиусов на различных углах поворота, описываемых выражением

$$u = u_1 \cdot u_2 = \frac{\pi \cdot m \cdot z_2 + F_{p2} \cdot \sin(\varphi_1 \cdot z_2 / z_1)}{\pi \cdot m \cdot z_1 + F_{p1} \cdot \sin(\varphi_1)} \cdot \frac{\pi \cdot m \cdot z_4 + F_{p4} \cdot \sin(\varphi_2)}{\pi \cdot m \cdot z_3 + F_{p3} \cdot \sin(\varphi_2 \cdot z_3 / z_4)}, \quad (5.2)$$

где z_i – число зубьев i -го зубчатого колеса;

F_{pi} – допуск на накопленную погрешность шага зубьев, мм.

Эти дефекты вызывают изменение динамической нагруженности привода, то есть момента в упругом элементе M_y , определяемом на каждом шаге интегрирования дифференциальных уравнений математической модели (5.1) согласно выражению

$$M_y = c_2 (\varphi_2 - \varphi_1). \quad (5.3)$$

При прохождении дефекта, когда кинематическая связь нарушается, момент в упругом элементе станет почти равным нулю, так как момент инерции массы J_1 незначителен, а момент ударного импульса при восстановлении кинематической связи будет зависеть от разности фаз углов φ_2 и φ_1 , начиная с их равенства (соприкосновение зубьев) и заканчивая равновесным состоянием ведущей и ведомой частей привода.

Оценку влияния величины дефекта зуба на динамическую нагруженность целесообразно проводить на конкретном приводе. Для исследований принят привод с параметрами, соответствующими механической трансмиссии автомобиля грузоподъемностью 2,5 т. Выбор типа привода обусловлен возможностью подтверждения теоретических исследований экспериментально на моторно-динамическом стенде, оснащенный двигателем и коробкой передач, параметры которых близки аналогу. Параметры математической модели приведены в таблице 5.1. Параметры двигателя взяты из технической документации, а величина момента сопротивления M_c определялась дорожными условиями, в которых работает груженная и порожняя машина.

Таблица 5.1 – Параметры математической модели привода

Параметры	Обозначение	Величина	Размерность
Коэффициент жесткости, приведенный к ведомому валу трансмиссии	C_2	1500	Н·м/рад
Коэффициент демпфирования ведомого вала	μ_2	500	Н·м·с/рад
Момент инерции, приведенный к ведущему валу КП	J_0	1,41	кг·м ²
Момент инерции, приведенный к ведомому валу КП	J_1	0,3	кг·м ²
Момент инерции, приведенный к выходному валу трансмиссии	J_2	5,0	кг·м ²
Вращающий момент двигателя	M_δ	0...245	Н·м
Момент сопротивления	M_c	26...177	Н·м
Угловая скорость вала двигателя	$\dot{\varphi}_2$	60...210	рад/с
Передаточное число зубчатой пары	u_1	2,53	
Передаточное число зубчатой пары	u_2	2,53	
Кинематическая погрешность колеса Z1	F_{p1}	0,059	рад
Кинематическая погрешность колеса Z2	F_{p2}	0,076	рад
Кинематическая погрешность колеса Z3	F_{p3}	0,047	рад

Окончание таблицы 5.1

Параметры	Обозначение	Величина	Размерность
Кинематическая погрешность колеса Z4	F_{p4}	0,074	рад
Максимальный дефект зуба колеса Z1	γ_1	0,141	рад
Максимальный дефект зуба колеса Z4	γ_2	0,375	рад
Максимальное время процесса	$T_{\max}$	7	с

Для исследования изменения нагруженности привода при различных скоростных и нагрузочных режимах работы величина дефекта зуба задается углом поворота зубчатого колеса $\Delta\varphi_i$ от нуля до максимального, то есть облома зуба.

$$\Delta\varphi_1 = \Delta\varphi_i \cdot u_i, \quad (5.4)$$

где u_i – передаточное число от места установки i -го зубчатого колеса до входного вала.

Дефект зубчатого колеса приводится к углу поворота ведущего вала привода в соответствии с выражением (5.4), что позволяет исследовать влияние величины и местонахождения дефекта в кинематической цепи на динамику привода на математической модели.

При этом следует иметь в виду, что прохождение дефекта зуба пары зубчатых колес не зависит, расположен он на ведущем или ведомом колесе, повторное же его появление уже будет зависеть от его местоположения. Приведенная математическая модель позволит увязать уровень дополнительной динамической нагрузки на зубчатые колеса с видом и величиной кинематической погрешности, диагностируемой импульсным способом.

5.2 Влияние величины и места расположения единичных дефектов зубьев на динамическую нагруженность трансмиссии

Изменение момента в приводе при ударе, сопровождаемом прохождением дефекта зуба, зависит от разности ускорений инерционных элементов, возникшей от разгона ведущей части зубчатого колеса при мгновенном снятии нагрузки и от замедления ведомой при пропадании ведущего момента и действия только момента сопротивления. Характер изменения ускорения ведущей части привода при прохождении максимального дефекта зуба в 0,141 рад приводной шестерни при угловой скорости 20 рад/с на первой ступени исследуемой коробки передач при нагружении моментом сопротивления $M_c = 57 \text{ Н}\cdot\text{м}$ приведен на рисунке 5.2.

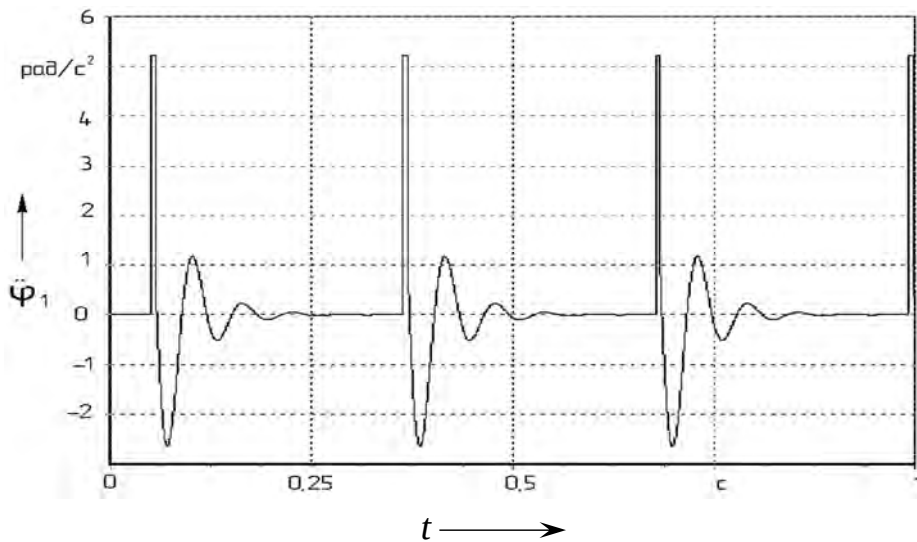


Рисунок 5.2 – Ускорение ведущей части привода при наличии дефекта зуба приводной шестерни

В момент разрыва кинематической связи с ведомым звеном ведущее звено ускоряется, что соответствует росту на графике (см. рисунок 5.2). Затем происходят удар (пик на графике) и замедление ведущего звена при восстановлении кинематической связи. Поскольку в системе имеется упругий элемент, то переходный процесс является колебательным. Характер изменения ускорения ведомого звена аналогичен и отличается лишь знаком и величиной, так как ведомое звено замедляется.

Во время восстановления кинематической связи между ведущим и ведомым звеньями происходит удар, который приводит к изменению нагруженности привода. Изменение момента в приводе при прохождении дефекта максимальной величины показано на рисунке 5.3.

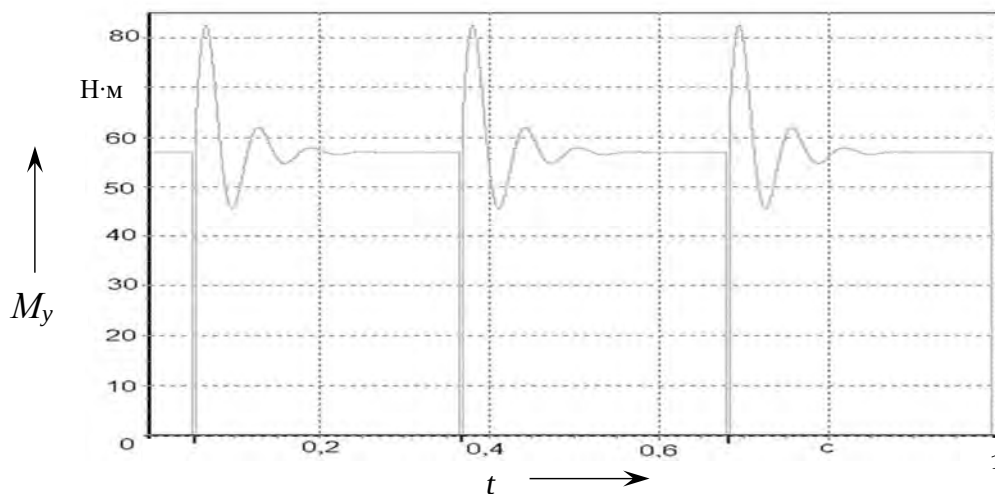


Рисунок 5.3 – Изменение момента в приводе при наличии дефекта в кинематической цепи

Из рисунка 5.3 видно, что при разрыве кинематической цепи момент в приводе падает до нуля и даже несколько заходит в область отрицательных значений, поскольку в математической модели учитывается момент инерции J_1 ведомой шестерни, находящейся по другую сторону дефекта, и при его прохождении в упругом элементе привода силы инерции создают отрицательный момент, но значение его невелико.

Затем происходит удар, при котором восстанавливается кинематическая связь ведущей и ведомой частей и момент возрастает с 57 до 83 Н·м, то есть в 1,5 раза. Величину изменения неравномерности вращения выходного вала, возникающей при прохождении дефекта, можно оценить, проанализировав изменение скорости выходного вала (рисунок 5.4).

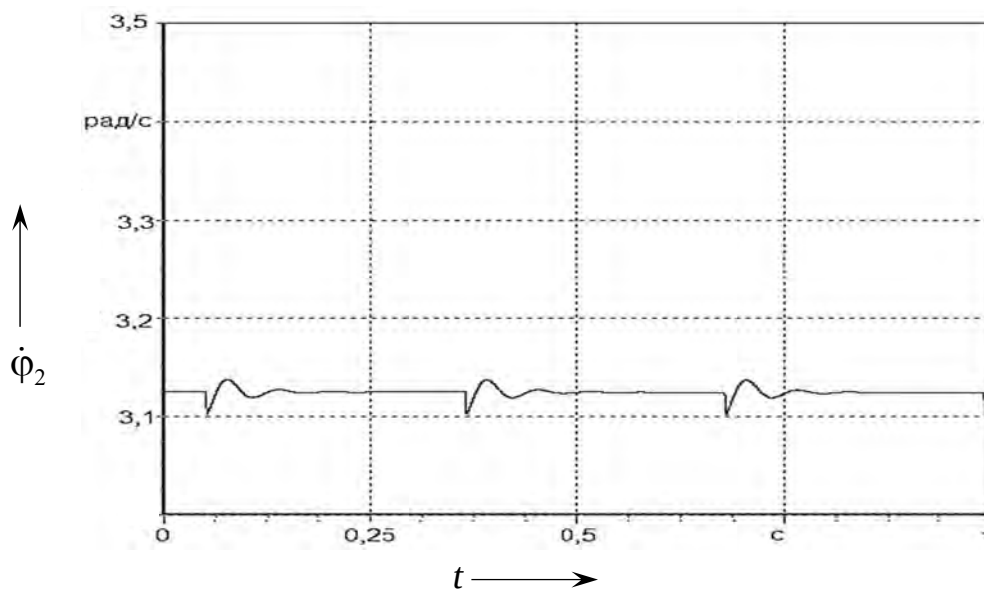


Рисунок 5.4 – Изменение скорости вращения выходного вала при наличии единичного дефекта в кинематической цепи привода

Установлено, что на динамическую нагруженность привода влияет не только величина дефекта зуба, но и место его расположения в кинематической цепи. Так, при одной и той же величине дефекта, принадлежащего зубчатым колесам, расположенным на разных валах, динамическая нагруженность привода выше там, где дефект расположен дальше от приводного двигателя. На рисунке 5.5 показано изменение момента в упругом элементе привода в зависимости от величины дефекта зуба колеса, выраженного в доле от максимального дефекта, соответствующего облому зуба, расположенного на входном валу (см. рисунок 5.1) зубчатой пары, передаточное число которой $u_1 = 2,53$ (штриховая линия), и зубчатом колесе второй пары с общим передаточным числом $u = 6,4$ (сплошная линия) при работе в одинаковых условиях нагружения моментом сопротивления $M_c = 65$ Н·м с угловой скоростью входного вала 100 рад/с.

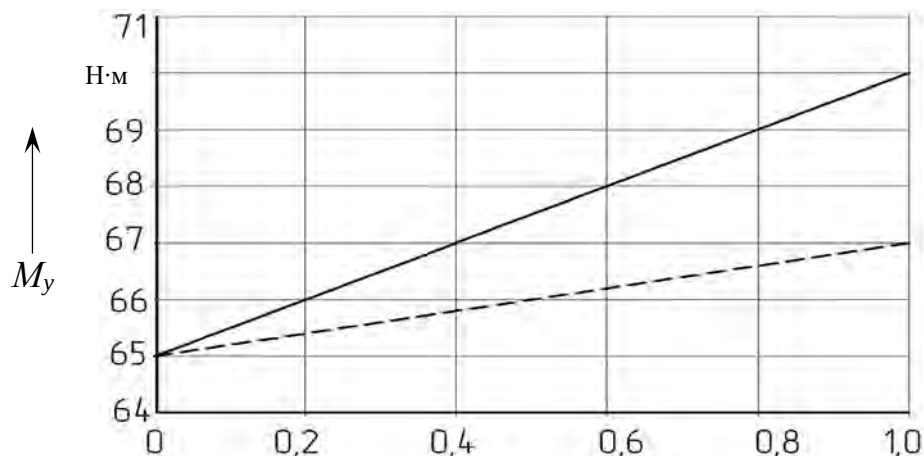


Рисунок 5.5 – Изменение нагруженности привода в зависимости от величины и месторасположения дефекта

Единичный дефект максимальной величины на зубчатом колесе, наиболее удаленном от первичного вала коробки передач, увеличивает нагруженность привода на 7,7 % по сравнению с установившимся режимом движения, тогда как дефект колеса на входе коробки передач только на 3 %.

Влияние угловой скорости входного вала привода на изменение динамической нагруженности при передаче вращающего момента $M_c = 57$ Н·м при наличии дефекта на выходном валу представлено графически на рисунке 5.6. Из него видно, что с возрастанием скорости привода его динамическая нагруженность от единичного дефекта уменьшается [45].

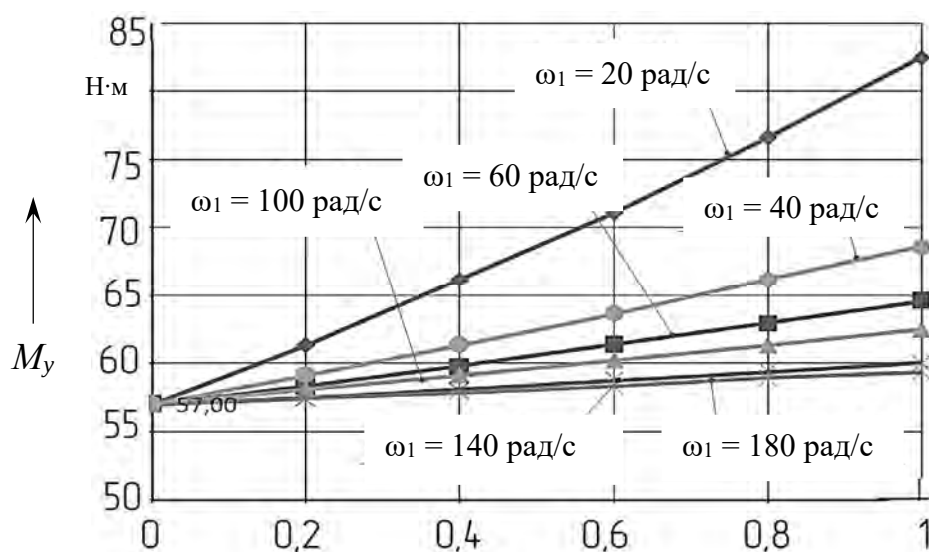


Рисунок 5.6 – Изменение нагруженности привода в зависимости от скорости при наличии дефекта зуба колеса на выходном валу

С возрастанием передаваемого момента и угловой скорости входного вала динамическая нагруженность привода при наличии единичного дефекта уменьшается. Причем в последнем случае эта зависимость существенно нелинейна (рисунок 5.7).

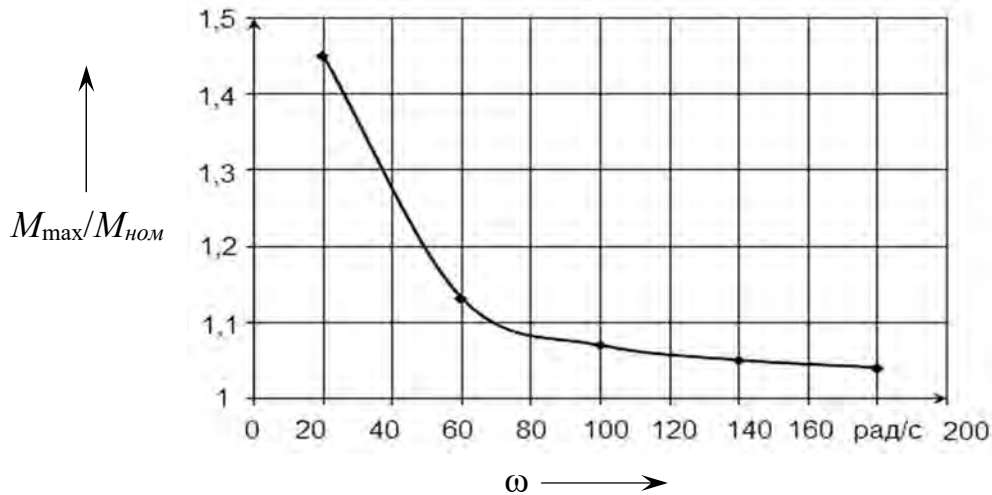


Рисунок 5.7 – Влияние угловой скорости на нагруженность привода

Объясняется это тем, что вращающиеся массы привода с увеличением угловой скорости накапливают большую кинетическую энергию, пропорциональную квадрату угловой скорости, и в меньшей степени реагируют на возмущения при прохождении дефекта, продолжая свое движение за счет сил инерции.

Наличие дефекта в кинематической цепи привода будет по-разному влиять на динамическую нагруженность в зависимости от жесткости привода (рисунок 5.8).

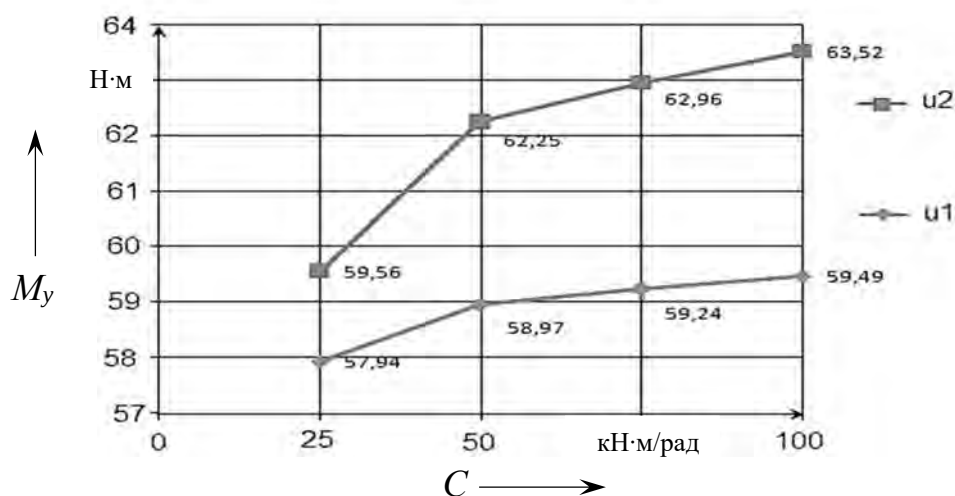


Рисунок 5.8 – Влияние жесткости элементов привода с дефектом на динамическую нагруженность

Анализируя графическую зависимость на рисунке 5.8, можно сделать вывод о том, что чем выше жесткость привода, тем большее возмущение возникает при прохождении дефекта. Поэтому можно предположить, что расчеты нагруженности отдельно взятого зубчатого зацепления будут менее точны, чем при рассмотрении этого зацепления в составе привода, так как жесткость зубьев обычно значительно превышает жесткость валов [55].

5.3 Влияние погрешности шага зацепления зубчатых колес на динамическую нагруженность трансмиссии

На динамическую нагруженность трансмиссии влияет не только наличие единичных дефектов зубьев, вызывающих удары в зубчатых зацеплениях, но и неравномерный износ зубьев или погрешности шага зацепления, вызывающие циклическую кинематическую погрешность, влияющую на колебания момента, передаваемого трансмиссией. Кинематическая погрешность характеризуется допуском на наибольшую кинематическую погрешность колеса F_i , включающим допуск на накопленную погрешность шага колеса F_p и допуск на погрешность профиля колеса f_f . Приняв величины нормированных допусков для зубчатых колес первой передачи из таблицы 3.2, на математической модели (5.1) определяем колебания передаваемого момента 147 Н·м с угловой скоростью входного вала 135 рад/с при передаточном числе в коробке передач 6,4 в начале эксплуатации (рисунок 5.9, а) и в конце (рисунок 5.9, б), когда кинематическая погрешность зубчатых пар была замерена и сведена в таблицу 5.1.

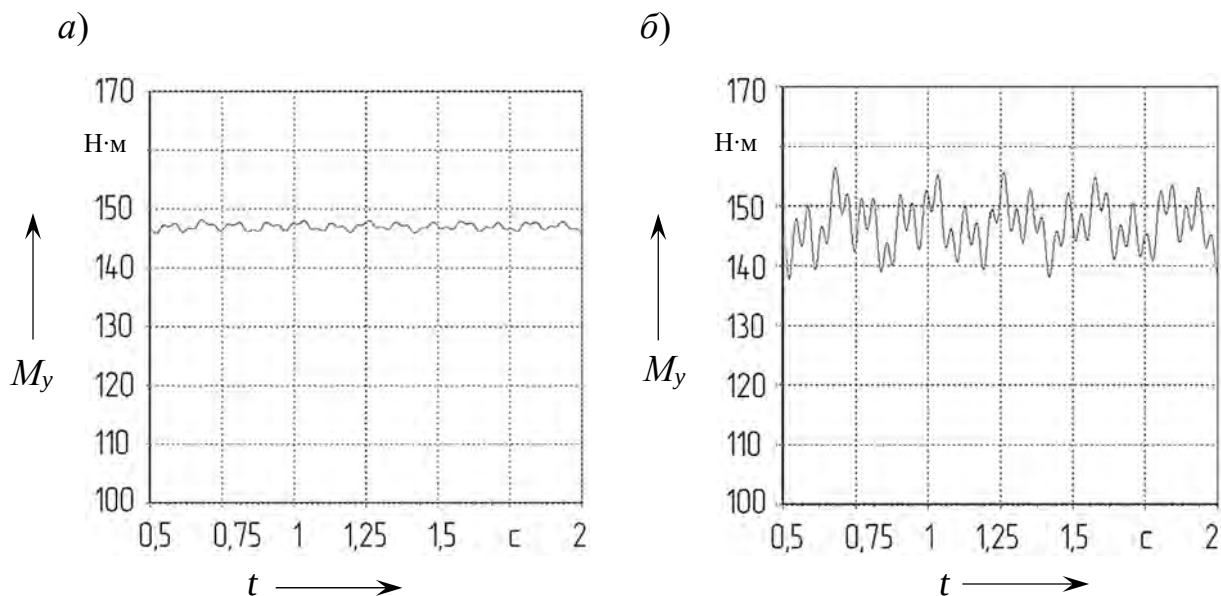
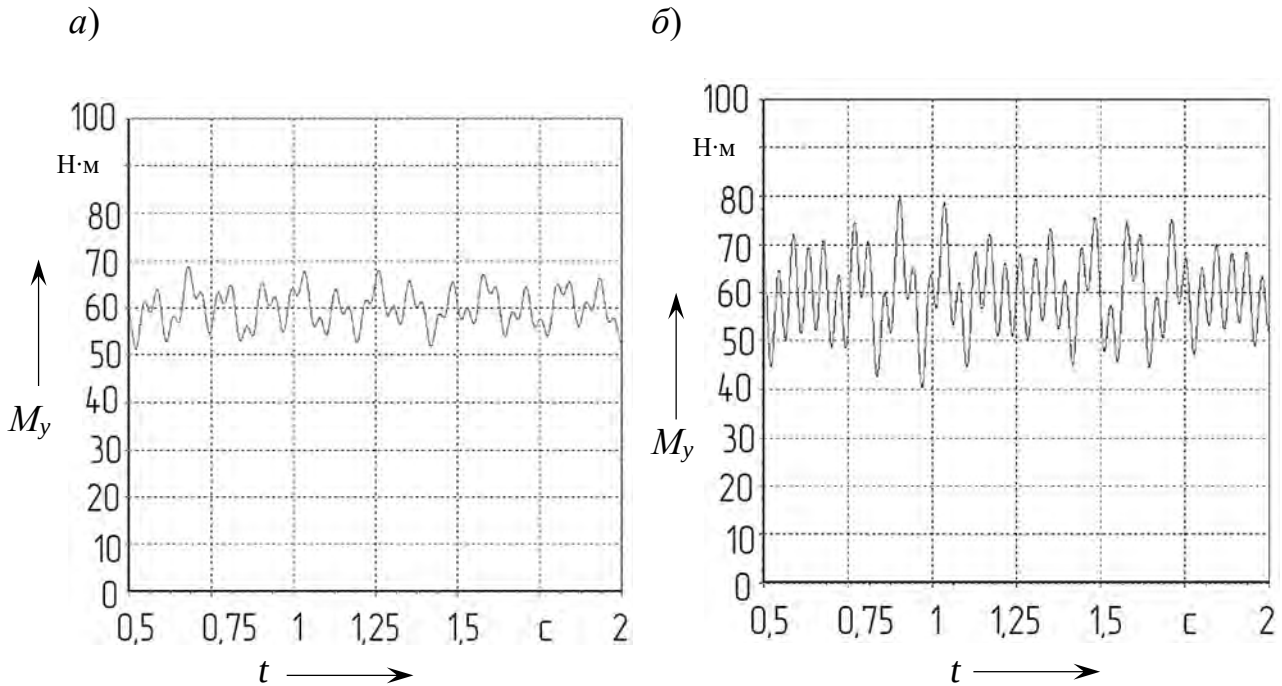


Рисунок 5.9 – Колебания вращающего момента на выходном валу привода при нормированном значении наибольшей кинематической погрешности зубчатых колес в начале эксплуатации (а) и при фактической в конце (б)

Из графиков видно, что колебания момента вызываются наложением колебаний от нескольких частот, генерируемых погрешностями каждого из зубчатых колес со своим периодом обращения. Динамическая составляющая момента в первом случае небольшая – 0,7 %. В конце срока эксплуатации привода эта величина уже составляет 4,1 %. При неизменной угловой скорости входного вала привода динамическая составляющая увеличивается с уменьшением передаваемого момента (рисунки 5.9, б и 5.10, а) с 4,1 до 6,7 %, хотя абсолютная величина приращения момента остается почти неизменной.



а – первая передача с $U = 6,4$; б – вторая передача с $U = 3,09$

Рисунок 5.10 – Колебания упругого момента относительно передаваемого момента 60 Н·м при угловой скорости 135 рад/с на входе привода в конце эксплуатации

Динамическая составляющая передаваемого момента у изношенного привода возрастает с увеличением номера ступени в коробке передач. Так, на рисунке 5.10 приведены графики изменения передаваемого момента при угловой скорости 135 рад/с на первой и второй передачах. Видно, что динамическая нагруженность привода при переключении на вторую ступень возросла с 6,7 до 12 %.

Обобщение результатов этих исследований приведено на рисунке 5.11.

Из результатов видно, что с возрастанием передаваемого момента динамическая составляющая от погрешности шага зацепления уменьшается, а с увеличением угловой скорости входного вала динамические нагрузки при тех же условиях возрастают [56].

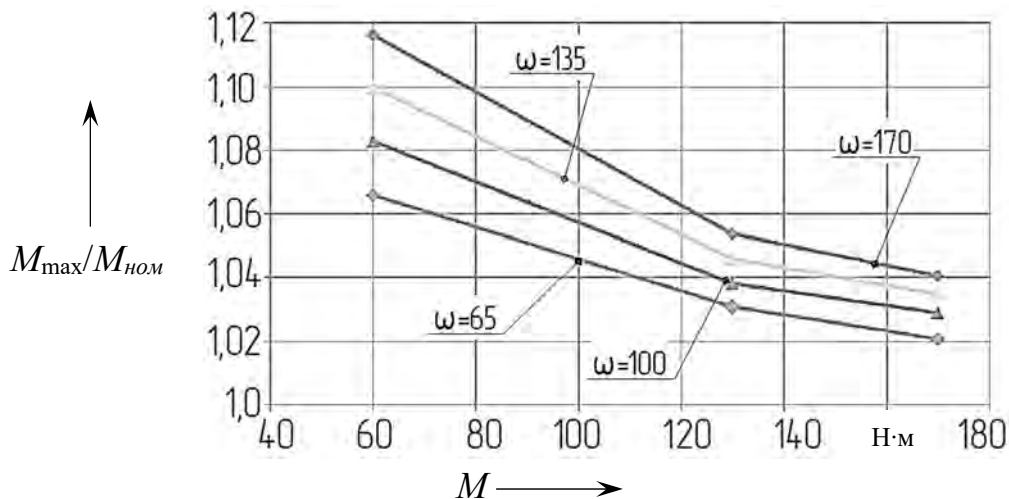
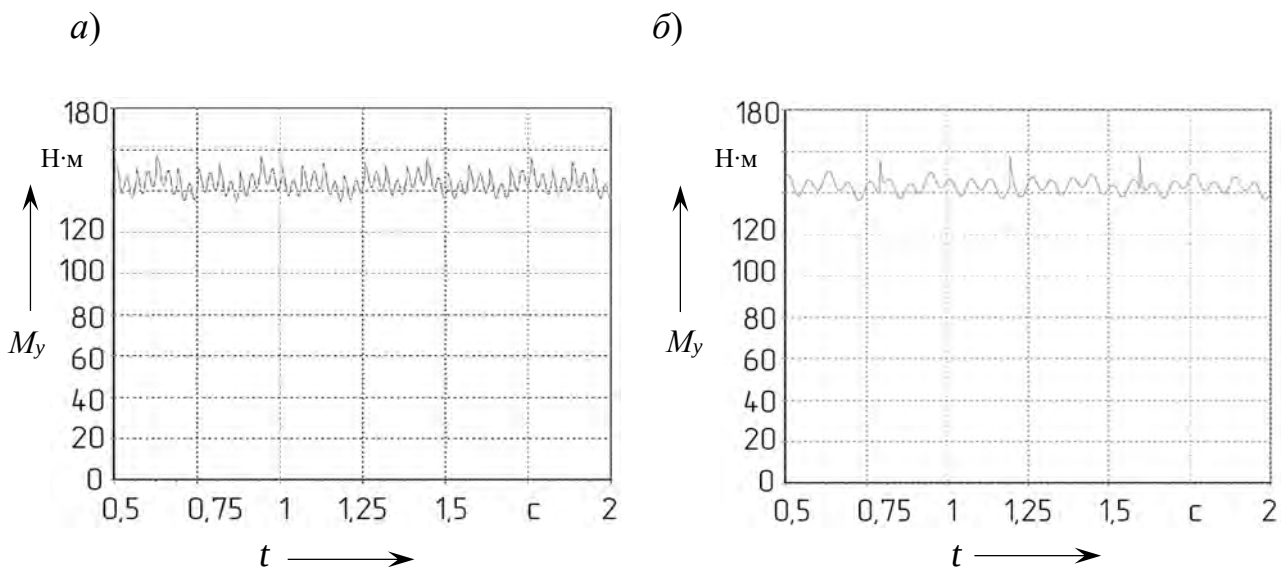


Рисунок 5.11 – Изменения динамической нагруженности привода с $U = 6,4$ в конце эксплуатации от угловой скорости на входе привода и передаваемой нагрузки

5.4 Изменения динамической нагруженности привода при совместном действии единичных дефектов и погрешности шага зацепления

Исследования на математической модели показали, что для ранее рассмотренного привода автомобиля с максимальной циклической погрешностью шага зацепления и единичным дефектом в виде обломанного зуба на ведущей шестерне первой ступени при угловой скорости 100 рад/с и передаваемом моменте 143 Н·м динамическая составляющая момента от единичного дефекта (выбросы момента) накладывается на составляющую от погрешности шага зацепления, увеличивая динамическую нагруженность почти в 2 раза (рисунок 5.12, а).



а – дефект на шестерне ведущего вала; б – дефект на зубчатом колесе выходного вала

Рисунок 5.12 – Кривые изменения момента в упругом элементе трансмиссии

Поскольку единичный дефект расположен на шестерне входного вала привода ($z_1 = 17$), то частота его появления будет равна частоте появления кинематической погрешности шага зацепления этого же зубчатого колеса, но сдвинутого по фазе. Но если единичный дефект расположен на зубчатом колесе, связанном с выходным валом привода, то его влияние на динамическую нагруженность более чем в 2 раза выше, чем от погрешности шага зацепления (рисунок 5.12, б).

Обобщение результатов исследований приведено на рисунке 5.13.

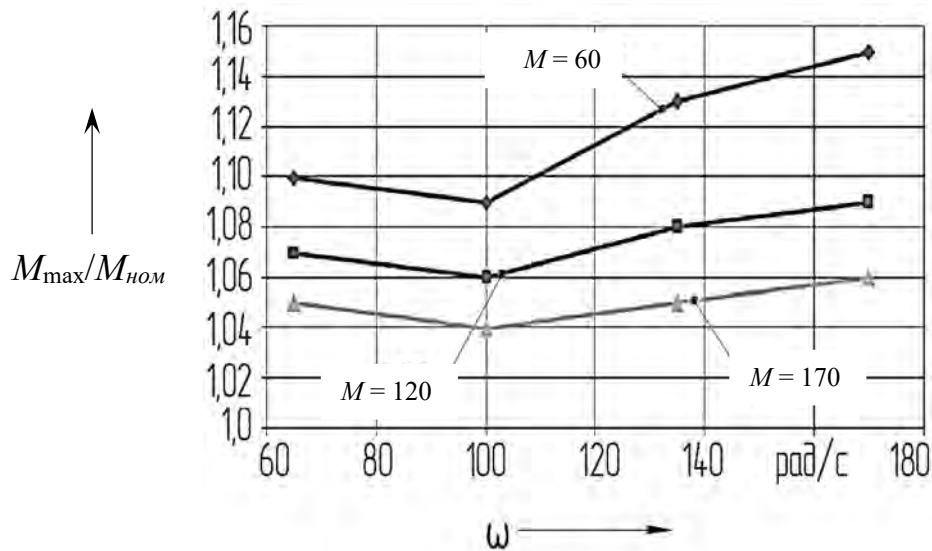


Рисунок 5.13 – Изменения динамической нагруженности привода в конце эксплуатации от совместного действия единичного дефекта и погрешности шага зацепления

Анализируя результаты исследований динамической нагруженности привода на различных скоростных и нагрузочных режимах работы трансмиссии при наличии единичных дефектов зубьев и погрешности шага зацепления зубчатых колес, можно сделать выводы, что эти дефекты по-разному влияют на динамическую нагруженность трансмиссии. При малых угловых скоростях большее влияние оказывают единичные дефекты. С увеличением скорости привода до 100 рад/с влияние единичных дефектов уменьшается, поскольку накопленная кинетическая энергия вращающихся масс, пропорциональная квадрату угловой скорости, позволяет в меньшей степени реагировать на разрывы кинематической связи при прохождении дефектов. Погрешность шага зубьев при этой угловой скорости сказывается еще незначительно, что и проявляется в некотором снижении динамической нагруженности. На высоких скоростях привода доминирующим фактором возрастания динамической нагруженности привода является погрешность шага зацепления, поскольку эти погрешности пытаются противодействовать накопленной кинетической энергии, стремящейся к равномерному движению маховых масс.

С возрастанием же передаваемого вращающего момента динамическая составляющая как от единичных дефектов, так и от погрешности шага зацепления уменьшается, хотя и в разной степени. Это можно объяснить тем, что большие моменты не позволяют развиваться колебаниям, поскольку их величина значительно превосходит динамическую составляющую вращающего момента.

Проведенные теоретические исследования влияния дефектов зубьев показали, что динамическая нагруженность трансмиссии определяется величиной кинематической погрешности передачи. При этом кинематическая погрешность включает пиковую составляющую, возникающую от появления единичных дефектов зубьев, и гармоническую составляющую, возникающую от погрешности шага зацепления зубчатых колес, вызываемой неравномерным износом зубьев по окружности [57]. Поскольку влияние их на динамическую нагруженность разное, то при углубленной диагностике трансмиссии необходимо проводить анализ кинематической погрешности передачи, выявляя величину и местоположение единичных дефектов и кинематической погрешности, вызванной нарушением шага зацепления зубчатых колес, в кинематической цепи трансмиссии. Для более объективной оценки технического состояния привода и перспектив его дальнейшей эксплуатации необходимо знать также величину передаваемого вращающего момента и угловые скорости валов.

5.5 Оценка степени влияния динамической нагруженности привода на его сопротивление усталости

Исследования изменения нагруженности привода автомобиля на рабочих скоростных и нагрузочных режимах показали, что при появлении дефектов зубьев и возрастании кинематической погрешности от неравномерного износа зубьев момент в приводе может увеличиваться не в разы, а в среднем в 1,15 раза при небольшой передаваемой нагрузке, что является не критичным, поскольку с возрастанием передаваемого момента эта величина ниже. Однако при уменьшении толщины зуба из-за его износа понижается его способность воспринимать нагрузки. Принимая во внимание то, что цикличность нагружения зубчатого зацепления достаточно высока, ресурс привода будет снижаться. Численно оценить величину этого снижения можно из следующих соображений.

Условие достаточного сопротивления усталости детали имеет следующий вид [4]:

$$\sigma^m \cdot N \leq \sigma_r^m \cdot N_0, \quad (5.5)$$

где σ_r – предел усталости при базовом числе циклов N_0 , МПа;

σ – предельные напряжения при числе нагружений N , МПа;

m – показатель степени кривой усталости материала, который зависит от напряженного состояния и находится в пределах 3...9. Для анализа изгибных напряжений $m = 6$ при однородной структуре материала зубчатого колеса, при упрочнении поверхности зубчатого колеса $m = 9$.

Эта формула справедлива только для приводов, работающих с одним уровнем нагружений. Зубчатые колеса трансмиссий автомобилей в течение срока службы обычно испытывают длительно действующие нагрузки, уровень которых постоянно изменяется. В общем виде диапазон изменения уровня нагрузки можно разбить на n интервалов и для каждого интервала можно определить меру накапливаемого в детали усталостного повреждения, оцениваемую произведением $\sigma_i^m N_i$ (σ_i – среднее напряжение на i -м интервале нагрузки; N_i – число циклов на i -м интервале).

Тогда в соответствии с гипотезой о возможности линейного суммирования усталостных повреждений условие достаточной сопротивляемости усталости примет следующий вид:

$$\sum_{i=1}^n \sigma_i^m \cdot N_i \leq \sigma_r^m \cdot N_0. \quad (5.6)$$

Учитывая пропорциональную связь между нагрузкой M и напряжениями σ в детали, то есть $\sigma = k \cdot M$ (k – коэффициент пропорциональности), можно записать

$$\sum_{i=1}^n M_i^m \cdot k^m \cdot N_i \leq \sigma_r^m \cdot N_0. \quad (5.7)$$

Увеличение момента, действующего на зубчатое колесо при прохождении дефекта или колебания нагрузки, характеризуется коэффициентом динамичности k_∂ . Его величину определяют как

$$k_\partial = \frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}}, \quad (5.8)$$

где $M_{\max}$ – максимальный момент, действующий на зубчатое колесо при прохождении единичного дефекта или погрешности шага зацепления;

$M_{\text{ном}}$ – номинальный момент, передаваемый зубчатым колесом до появления дефекта.

Тогда момент при частном уровне нагружения при наличии дефекта зуба можно представить как

$$M_i = M_{ном i} k_{\delta}. \quad (5.9)$$

Введя это выражение в формулу (5.7), можно оценить, как изменится суммарное число циклов нагружения на i -х интервалах при появлении дополнительных динамических нагрузок, характеризуемых коэффициентом динамичности k_{δ} :

$$\sum_{i=1}^n N_i = \frac{\sigma_r^m \cdot N_0}{k_{\delta}^m \cdot k^m \cdot \sum_{i=1}^n M_{ном i}^m}. \quad (5.10)$$

Конечно, коэффициент динамичности, характеризующий нагруженность привода, изменяется в широких пределах в зависимости от передаваемой нагрузки и угловых скоростей. Но даже возрастание динамической нагруженности в 1,15 раза снижает суммарное число циклов нагружения привода в оставшемся периоде эксплуатации более чем в 2,3–3,5 раза (в k_{δ}^m раз при показателе степени $m = 6 \dots 9$), то есть снижение длительности оставшегося периода в такое же количество раз [58].

Следовательно, возрастание динамической нагруженности привода ведет к уменьшению суммарного числа циклов работы детали, то есть к снижению циклической прочности зубчатой передачи привода. Причем это снижение будет значительным для тихоходных передач при обломах зубьев и для быстроходных при неравномерном износе зубьев. Следовательно, при достижении динамической нагруженности привода от неравномерного износа зубьев, сопоставимой с динамической нагруженностью от обломанного зуба, эксплуатацию привода целесообразно прекратить и произвести профилактический ремонт.

6 Диагностирование гидродинамического трансформатора

Эффективность эксплуатации мобильных машин с гидромеханической трансмиссией (ГМТ) во многом определяется техническим состоянием гидродинамического трансформатора (ГДТ). Он обеспечивает плавное трогание с места при высоких тяговых нагрузках за счет высокого значения коэффициента трансформации K_{mn} при низких значениях передаточного отношения i_{mn} . В этот период КПД ГДТ достаточно низкий и мощность двигателя расходуется в большей мере на разогрев рабочей жидкости.

На этапе разгона машины низкий КПД ГДТ является его достоинством, поскольку разгон получается плавным, но в тяговом режиме низкий КПД – это большой недостаток гидромеханических передач (ГМП), поэтому его рабочий диапазон ограничивают значениями 0,75...0,85. Этот диапазон достаточно узкий, поэтому в ГМП применяют комплексные двухреакторные ГДТ, позволяющие расширить область высоких значений КПД за счет последовательного отключения реакторных колес при высоких значениях i_{mn} и перехода ГДТ в режим гидродинамической муфты (ГДМ). Безразмерная характеристика комплексного двухреакторного ГДТ представлена на рисунке 4.12. Из нее видно, что кривая КПД ГДТ η_{mn} существенно выше штриховой линии, характеризующей КПД ГДМ при низких значениях i_{mn} . Достигнув максимума, η_{mn} резко падает (штриховая линия), и ГДТ переходит в режим ГДМ за счет того, что реакторные колеса установлены на муфтах свободного хода (МСХ).

На режиме трансформации крутящего момента МСХ стопорит реакторные колеса, позволяя их лопаточным системам изменять направление потока жидкости в круге циркуляции так, чтобы он под большим углом входил на лопатки турбинного колеса, увеличивая крутящий момент за счет снижения угловой скорости турбинного вала по отношению ко входному валу.

При достижении определенных значений передаточного отношения i_{mn} МСХ последовательно освобождают реакторные колеса, позволяя им свободно вращаться в потоке циркулирующей рабочей жидкости по межлопаточным каналам, не трансформируя момент от насосного колеса, переводя работу ГДТ в режим ГДМ.

Поскольку реакторные колеса ГДТ размещаются на МСХ, то их техническое состояние существенно сказывается на его КПД. Выход из строя МСХ приводит либо к исключению возможностей стопорения реакторных колес, при котором ГДТ перестает трансформировать момент и превращается в ГДМ, либо к заклиниванию роликов МСХ и полной блокировке колес реактора, при которой ГДТ не выходит на режим ГДМ при высоких значениях передаточного отношения i_{mn} . В этом случае поток жидкости в круге

циркуляции давит на лопатки реактора уже с другой стороны, разбивается о них, не доходя до лопаток турбинного колеса, и КПД стремительно падает. И хотя при этом ГМП продолжает выполнять свои функции, но показатели эффективности выполнения транспортной работы резко снижаются.

В настоящее время проверку технического состояния ГДТ автоматической коробки передач рекомендуется проводить на полностью заторможенном автомобиле при работающем на полную мощность двигателе (*stall test*). В таком режиме на результаты диагностики ГДТ будет оказывать влияние состояние коробки передач и, прежде всего, состояние фрикционных элементов – фрикционных муфт или тормозов планетарных механизмов. Анализ результатов проверки заключается в сравнении их со значениями завода-изготовителя. Отклонения от установленных значений в ту или иную сторону можно интерпретировать следующим образом:

- если частота вращения коленчатого вала двигателя на $200...300 \text{ мин}^{-1}$ выше по сравнению с установленной, то причиной является пробуксовка фрикционных элементов коробки передач, вызванная, вероятнее всего, вспениванием трансмиссионного масла или низким давлением в основной магистрали;

- если частота вращения коленчатого вала двигателя чрезвычайно высока, то причиной могут служить срезанные шлицы входного вала коробки передач;

- если частота вращения коленчатого вала двигателя на $100...200 \text{ мин}^{-1}$ ниже по сравнению с установленной, то это признак того, что двигатель не развивает полную мощность;

- если частота вращения коленчатого вала двигателя на 33 % ниже по сравнению с установленной, то вероятно вышла из строя МСХ ГДТ, поскольку реактор в этом режиме должен быть полностью остановлен и ГДТ имеет максимальный коэффициент трансформации. Если МСХ реактора не в состоянии удерживать его, то ГДТ работает в режиме гидромуфты;

- если частота вращения коленчатого вала двигателя соответствует установленным значениям, то это означает, что двигатель развивает полную мощность, коробка передач способна нормально передавать ее и МСХ реактора ГДТ способна его удерживать, но это не является гарантией ее исправного состояния, поскольку она может не расклиниваться и не давать возможности ГДТ переходить в режим работы ГДМ;

- предположение о заклинивании МСХ при высоких значениях передаточного отношения можно сделать, если при дорожных испытаниях максимальная скорость транспортного средства при полной подаче топлива меньше расчетной примерно на 33 %. В этом случае ГДТ не переходит в режим работы гидромуфты. Побочным эффектом этого может быть перегрев

трансмиссионного масла и снижение давления, развиваемого насосом, так как КПД ГДТ начнет резко уменьшаться.

Другой способ определения заклинивания МСХ заключается в определении частоты вращения коленчатого вала двигателя при полной подаче топлива при «нейтрали» в коробке передач. Если частота вращения коленчатого вала превышает 3000 мин^{-1} , то это означает, что реактор свободно вращается в потоке масла. Если же частота вращения коленчатого вала не превышает 3000 мин^{-1} , то это является признаком заклинивания МСХ [52].

6.1 Диагностика муфт свободного хода гидродинамического трансформатора

Приняв в качестве диагностического параметра КПД ГДТ при фиксированном значении передаточного отношения i_{mn} , оценку технического состояния МСХ можно осуществить следующим образом. Сопоставляя на безразмерной характеристике ГДТ (см. рисунок 4.12) КПД при работе с исправной МСХ реактора (режим трансформации момента) и неисправной (режим гидромукты), видим, что КПД при малых значениях i_{mn} отличаются почти в 3 раза. Следует только определить КПД ГДТ и сделать вывод о состоянии МСХ.

КПД ГДТ определяется как отношение мощностей на турбинном N_m и насосном N_n колесах ГДТ, то есть

$$\eta_{mn} = \frac{N_m}{N_n} = \frac{M_m \omega_m}{M_n \omega_n} = K_{mn} i_{mn}. \quad (6.1)$$

Угловые скорости насосного ω_n и турбинного колес ω_m легко определить, поскольку в первом случае это угловая скорость коленчатого вала двигателя, считываемая с электронного регулятора, а во втором – это угловая скорость, рассчитываемая бортовой системой управления, контролирующей скорость движения автомобиля датчиком спидометра, считывающим угловую скорость ω_c с зубчатого колеса, связанного с выходным валом ГМП, передаточное число от турбинного колеса до которого составляет некоторое известное значение u_c . Тогда

$$\omega_m = \omega_c u_c. \quad (6.2)$$

Для определения коэффициента трансформации необходимо знать текущие значения крутящих моментов насосного и турбинного колес ГДТ. Момент на

турбинном колесе ГДТ можно определить из условий движения машины в определенных дорожных условиях следующим образом:

$$M_m = f G_a r_k / u_{mp}, \quad (6.3)$$

где f – коэффициент сопротивления качению колеса автомобиля;

G_a – масса автомобиля;

r_k – радиус качения колеса;

u_{mp} – передаточное число трансмиссии автомобиля.

Момент на насосном колесе ГДТ, связанного с двигателем непосредственно без согласующего редуктора, зависит от типа регулятора двигателя. На дизельных двигателях чаще всего используются всережимные регуляторы или электронные с аналогичными характеристиками, позволяющие работать двигателю как на внешней, так и на регуляторной характеристиках. Положением педали акселератора в этом случае задается скоростной режим работы двигателя, а регулятор поддерживает его в достаточно узком диапазоне за счет изменения цикловой подачи в соответствии с изменяющейся нагрузкой. При этом регуляторные характеристики имеют примерно один наклон на частичных режимах при различных положениях педали акселератора γ (рисунок 6.1).

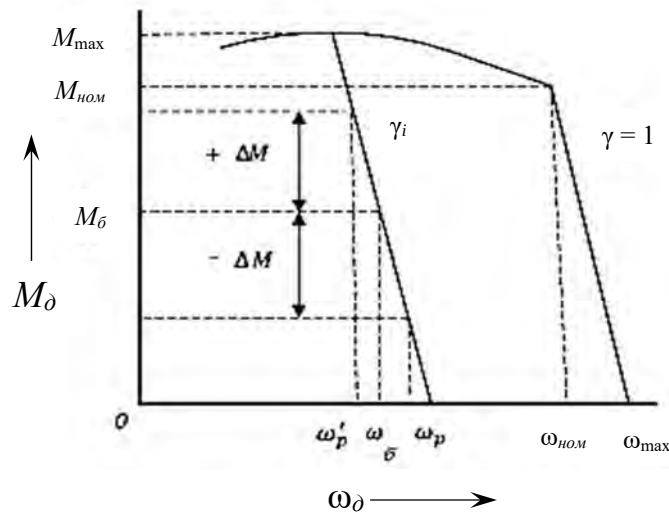


Рисунок 6.1 – Характеристика момента двигателя со всережимным регулятором

Наклон регуляторной характеристики определяется коэффициентом пропорциональности K_p :

$$K_p = M_{ном} / (\omega_{max} - \omega_{ном}), \quad (6.4)$$

где $M_{ном}$ – номинальный момент двигателя;

$\omega_{ном}$ — номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя;

ω_{max} — максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу при максимальном положении педали акселератора.

Тогда определение КПД, то есть диагностику МСХ ГДТ, можно проводить по следующей методике. Порожный автомобиль на ровной площадке трогается с места, и фрикционным блокировкой принудительно блокируется ГДТ. Это можно осуществить как посредством вмешательства в бортовую систему управления, так и в обход ее, поскольку исполнительные электрогидрораспределители управления фрикционным блокировкой ГДТ находятся на внешней стороне корпуса ГМП. Угловая скорость коленчатого вала двигателя в этот момент должна снизиться на 20...30 рад/с, в противном случае есть вероятность пробуксовки фрикциона блокировки. При равномерном движении на заблокированном ГДТ определяется угловая скорость коленчатого вала двигателя $\omega_б$ при фиксированном положении педали подачи топлива γ . Момент при заблокированном ГДТ $M_б$ будет равен моменту двигателя $M_д$ и будет соответствовать моменту, необходимому для преодоления сопротивления движению машины в конкретных дорожных условиях, определяемому из выражения (6.3). Затем, не меняя положения педали акселератора, разблокируют ГДТ, и угловая скорость коленчатого вала увеличится, так как момент на насосном колесе, а следовательно, и нагрузка на двигатель упадет из-за того, что коэффициент трансформации K_{mn} станет больше единицы (у заблокированного ГДТ $K_{mn} = 1$). Момент двигателя уменьшится на величину ΔM .

$$\Delta M = M_n - M_n / K_{mn}. \quad (6.5)$$

Тогда можно записать

$$M_n = \Delta M / (1 - 1 / K_{mn}). \quad (6.6)$$

Но поскольку момент сопротивления движению остался неизменным, дорожные условия не поменялись, то и момент на турбинном колесе ГДТ не должен измениться. Момент двигателя, а следовательно, и момент на насосном колесе ГДТ уменьшится и определится как

$$M_n = M_m - \Delta M, \quad (6.7)$$

где ΔM — изменение момента двигателя после разблокировки ГДТ,

$$\Delta M = K_p(\omega_p - \omega_б) = K_p \Delta \omega, \quad (6.8)$$

где $\omega_б$ — угловая скорость коленчатого вала двигателя при заблокированном ГДТ;

ω_p – угловая скорость коленчатого вала двигателя при разблокированном ГДТ.

Остается определить K_{mn} , используя выражения (6.2)–(6.8):

$$K_{mn} = \frac{M_m}{M_n} = \frac{M_m}{M_m - \Delta M_\delta} = \frac{f G_a r_k}{f G_a r_k - K_p u_{mp} \Delta \omega_\delta} = \frac{1}{1 - \mu \Delta \omega_\delta}, \quad (6.9)$$

где μ – коэффициент изменения момента двигателя при разблокировке ГДТ,

$$\mu = \frac{u_{mp} M_{ном}}{(f G_a r_k)(\omega_{max} - \omega_{ном})}. \quad (6.10)$$

Как видно, μ – величина постоянная, зависящая от дорожных условий, загрузки автомобиля, включенной передачи и характеристики двигателя.

Как только движение стало равномерным, фиксируются угловые скорости насосного и турбинного колес ГДТ, то есть определяется i_{mn} . Тогда техническое состояние МСХ ГДТ будет удовлетворительное, если при тестовом диагностировании будет выполняться неравенство

$$\eta_{mn} = \frac{i_{mn}}{1 - \mu \Delta \omega_\delta} > \eta_m, \quad (6.11)$$

где η_m – КПД на режиме гидромукты при аналогичном значении i_{mn} .

Определение КПД ГДТ целесообразно проводить на двух-трех скоростных режимах работы двигателя и находить их при различных значениях i_{mn} . При этом в базе данных системы диагностики ГМП должны быть значения КПД на всех i_{mn} . Такая система диагностики ГДТ должна быть либо бортовой системой, так как должна выдавать текущие значения угловых скоростей, приведенных к насосному и турбинному колесам ГДТ, и создавать тестовое воздействие, не предусмотренное алгоритмом функционирования системы управления, либо внешней, способной через диагностический разъем считывать информацию с датчиков угловых скоростей и через разъем электрогидрораспределителя управления фрикционом блокировки ГДТ создавать тестовое воздействие.

Заклинивание МСХ ГДТ и невозможность перехода в режим гидромукты на высоких значениях i_{mn} можно выявить аналогично, произведя после автоматической блокировки ГДТ системой управления принудительную разблокировку ГДТ. После разблокировки ГДТ при высоких значениях i_{mn} заклинивание МСХ приведет к резкому снижению КПД и, как следствие,

к падению угловой скорости коленчатого вала двигателя и возрастанию момента на насосном колесе ГДТ на величину ΔM , а следовательно, и момента двигателя M_∂ . В итоге, согласно формуле (6.8), $\Delta \omega_\partial$ станет отрицательным, и при определении КПД по формуле (6.11) в знаменателе появится знак «плюс» и КПД ГДТ резко уменьшится, что будет свидетельствовать о заклинивании МСХ [59].

Реализация предложенной методики возможна при наличии бортового компьютера и заложенного в его память алгоритма диагностирования, позволяющего создавать необходимые тестовые воздействия. Возможно и создание внешней системы диагностики при организации доступа к системной информации бортового компьютера через диагностический разъем. Такой подход к диагностике важнейшего из элементов ГМТ стал возможен вследствие развития информационных технологий. Он позволит обеспечить мониторинг технического состояния ГМП в процессе эксплуатации, что даст возможность не только повысить производительность машин, но и снизить эксплуатационные издержки.

Предлагаемый критерий – повышение температуры масла в ГДТ при высоких значениях i_{mn} – сложно реализовать, поскольку на режиме трансформации момента температура также быстро повышается, так как ГДТ работает в зоне низких значений КПД и часть мощности двигателя теряется, переходя в тепло. В этом случае необходимо отслеживать не только абсолютное значение температуры, но и интенсивность ее изменения как функцию i_{mn} .

Таким образом, тестовая диагностика позволяет оценить техническое состояние большинства элементов трансмиссии, почти не выводя машину из эксплуатации.

Если же за диагностический параметр принять изменение угловой скорости коленчатого вала двигателя при заблокированном и разблокированном ГДТ в неизменном положении педали акселератора, то диагностику МСХ ГДТ можно проводить, отслеживая эти незначительные изменения импульсным способом.

Тогда диагностику МСХ ГДТ можно проводить следующим способом. Порожний автомобиль на ровной площадке трогается с места, и фрикционным блокировкой принудительно блокируется ГДТ. При равномерном движении на заблокированном ГДТ задатчиком, связанным с насосным колесом ГДТ (или с коленчатым валом двигателя), генерируется высокочастотный опорный сигнал, а с датчика зубцовой частоты с шестерни, связанной с турбинным валом ГДТ, определяется количество импульсов опорного сигнала на каждом импульсе зубцовой частоты при фиксированном положении педали акселератора. Поскольку при блокировке ГДТ кинематическая связь насосного и турбинного колес жесткая, то количество импульсов опорного сигнала в каждом выходном будет одним и тем же. Затем, не меняя положения педали акселератора

нагружают двигатель тормозным моментом от стояночного тормоза или штатной тормозной системы, а ГДТ разблокируют. ГДТ уходит в трансформаторный режим, коэффициент трансформации $K_{тн}$ станет больше единицы, и угловая скорость коленчатого вала увеличится, так как момент на насосном колесе, а следовательно, и нагрузка на двигатель упадет. Момент двигателя изменится на величину $-\Delta M_\delta$ (см. рисунок 6.1), а угловая скорость увеличится с ω_δ до ω_p . Соответственно, увеличится и количество опорных импульсов в каждом импульсе зубцовой частоты. Это и будет объективный признак исправной МСХ. Если количество импульсов почти не изменится, то ГДТ работает в режиме ГДМ и нагрузка на двигатель не меняется, то есть МСХ не заклинивает реакторное колесо на трансформаторном режиме. Это значит, что МСХ неисправна.

Для определения заклинивания МСХ, препятствующего переходу ГДТ на режим ГДМ при значениях $i_{тн} > i_{тнм}$, машина с заблокированным ГДТ должна двигаться на горизонтальном участке дороги с минимальной нагрузкой, то есть без подтормаживания. После разблокировки ГДТ при исправной МСХ угловая скорость коленчатого вала двигателя не изменится, поскольку нагрузка на двигатель не изменилась. При неисправной МСХ, когда она остается заклиненной, лопасти реакторных колес разбивают поток циркулирующей в торовом пространстве жидкости, резко снижая КПД ГДТ и создавая дополнительную нагрузку на двигатель $+\Delta M_\delta$. В соответствии со скоростной характеристикой двигателя (см. рисунок 6.1) угловая скорость коленчатого вала уменьшится с ω_δ до ω'_p , что скажется на уменьшении количества импульсов опорного сигнала в каждом выходном. Это и будет признаком другой неисправности МСХ – заклинивания ее при переходе на режим ГДМ.

Заключение

Современные системы диагностики широко распространены на автомобилях. Они могут различаться, но принцип действия всех систем схож: блоком управления считываются показания датчиков на разных режимах работы в процессе эксплуатации автомобиля (запуск, прогрев, холостой ход, разгон, торможение и т. д.) и сравниваются с пороговыми значениями. При их превышении выдается код ошибки, который записывается в блок памяти, расшифровка которого осуществляется по соответствующим таблицам или экспертной системой. После обнаружения ошибки требуются специализированные средства для поиска (локализации) неисправности.

Квалифицированная диагностика и поиск неисправностей занимают подчас значительно больше времени, чем устранение неисправности. В качестве средств для компьютерной диагностики применяются стационарные и переносные мотор-тестеры, сканеры и компьютерные тестовые системы, представляющие собой обычный ноутбук с соответствующим программным обеспечением и диагностическим интерфейсом. Такая система является самой гибкой, позволяющей проводить диагностику на тестовых режимах, представлять и анализировать результаты в графическом виде [60].

Технология импульсной диагностики различных составных частей трансмиссии направлена на реализацию микропроцессорными средствами как в бортовых системах диагностики, так и во внешних и защищена пятью патентами Республики Беларусь. При этом средствами диагностирования являются комплекты датчиков в зависимости от задач диагностики, накопитель информации и персональный компьютер с программным обеспечением.

Большинство дефектов элементов трансмиссии можно диагностировать посредством анализа относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов всей трансмиссии или ее части, определяемых импульсным методом. Измерение относительных угловых перемещений валов стало возможным только с появлением микропроцессорных систем диагностики, позволяющих с высокой частотой опрашивать текущее состояние датчиков углового положения вращающихся с высокой скоростью валов, накапливать эту информацию и, обрабатывая ее по соответствующим алгоритмам, сопоставлять фактическое значение параметров с теоретическим, выявляя величину и характер изменения кинематической погрешности, по которой устанавливаются вид, величина и место расположения дефекта.

Эта технология позволяет решать значительно больший круг задач, чем описано в данной монографии. Например, если есть необходимость оценить поводки (остаточный момент трения) в выключенном сцеплении, необходимо

всего лишь установить импульсный датчик напротив зубчатого венца шестерни промежуточного вала и при нейтрالي в коробке передач, выжав сцепление, определить, вращается ли промежуточный вал. Чтобы оценить техническое состояние синхронизатора, следует еще и замерить усилие на рычаге переключения передач переносным датчиком. Отдельно импульсным методом можно диагностировать карданную передачу и т. д.

Список литературы

- 1 **Савич, Е. Л.** Инструментальный контроль автотранспортных средств: учебное пособие / Е. Л. Савич, А. С. Кручек. – Минск: Новое знание, 2008. – 399 с.
- 2 **Sivathasan, S.** ECG Diagnosis using neural network and fuzzy expert system / S. Sivathasan, F. Cecelja, W. Balachandran // Proc. of PREP'99. UMIST. – Manchester, 1999. – P. 340–343.
- 3 Техническая эксплуатация автомобилей: учебник для вузов / Под ред. Е. С. Кузнецова. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва: Транспорт, 1991. – 413 с.
- 4 Автомобили: конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия / Под ред. А. И. Гришкевича. – Минск: Вышэйшая школа, 1985. – 240 с.
- 5 **Макаров, Р. А.** Диагностика строительных машин / Р. А. Макаров, А. В. Соколов. – Москва: Стройиздат, 1984. – 335 с.
- 6 Диагностирование автомобилей. Практикум: учебное пособие / Под ред. А. Н. Карташевича. – Минск: Новое знание; Москва: ИНФРА-М, 2011. – 208 с.: ил.
- 7 **Сергеев, Л. В.** Гидромеханические трансмиссии быстроходных гусеничных машин / Л. В. Сергеев, В. В. Кадобнов. – Москва: Машиностроение, 1980. – 200 с.
- 8 **Куклин, Н. Г.** Детали машин: учебное пособие / Н. Г. Куклин, Г. С. Кукулина, В. К. Житков. – Москва: Абрис, 2013. – 511 с.
- 9 Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин: монография / Под общ. ред. В. П. Тарасика. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с.
- 10 Способ диагностирования зубчатых зацеплений механических передач: пат. ВУ 6802 / Г. Л. Антипенко, Д. Г. Антипенко, А. Н. Максименко, Б. М. Моргалик. – Оpubл. 30.03.2005.
- 11 Способ диагностирования зубчатых зацеплений механических передач: пат. ВУ 9279 / Г. Л. Антипенко, Д. Г. Антипенко, А. Н. Максименко, Б. М. Моргалик. – Оpubл. 30.03.2005.
- 12 Способ диагностирования технического состояния фрикционного элемента трансмиссии: пат. ВУ 13401 / Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова. – Оpubл. 28.02.2009.
- 13 Способ диагностирования технического состояния гидромеханической коробки передач: пат. ВУ 16425 / Г. Л. Антипенко, М. Г. Шамбалова, В. А. Судакова. – Оpubл. 30.06.2012.
- 14 Способ диагностирования технического состояния зубчатой передачи: пат. ВУ 21443 / Г. Л. Антипенко, М. Г. Шамбалова. – Оpubл. 30.10.2017.
- 15 **Максименко, А. Н.** Эксплуатация строительных и дорожных машин / А. Н. Максименко. – Минск: Технопринт, 2004. – 404 с.

- 16 **Власов, Ю. А.** Люфтометрия как способ диагностирования редукторов мотор-колес автосамосвалов БелАЗ / Ю. А. Власов, Н. Т. Тищенко // Авто-транспортное предприятие. – 2011. – № 9. – С. 37–39.
- 17 **Захаров, М. Ю.** Диагностическое оборудование фирмы МАНА / М. Ю. Захаров // Автостроение за рубежом. – 2006. – № 5. – С. 6–8.
- 18 Моменты инерции тел: справочник / Под ред. М. М. Гернета. – Москва: Машиностроение, 1977. – 511 с.
- 19 **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем / В. П. Тарасик. – Минск: Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.
- 20 **Острове́рхов, Н. Л.** Динамическая нагруженность трансмиссий колесных машин / Н. Л. Острове́рхов, И. К. Русецкий, Л. И. Бойко. – Минск: Наука и техника, 1977. – 192 с.
- 21 **Тарасик, В. П.** Проектирование колесных тягово-транспортных машин / В. П. Тарасик. – Минск: Вышэйшая школа, 1984. – 163 с.
- 22 Применение ЭВМ при конструировании и расчете автомобиля: учебное пособие / Под общ. ред. А. И. Гришкевича. – Минск: Вышэйшая школа, 1978. – 264 с.
- 23 **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
- 24 **Косенков, А. А.** Диагностика неисправностей коробок передач и трансмиссий / А. А. Косенков. – Ростов-на-Дону : Феникс, 2003. – 224 с.
- 25 **Судакова, В. А.** Диагностирование зубчатых передач и фрикционных муфт гидромеханической трансмиссии одноковшового фронтального погрузчика в движении по относительным угловым перемещениям валов: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / В. А. Судакова; Белорус.-Рос. ун-т. – Могилев, 2013. – 28 с.
- 26 **Максименко, А. Н.** Диагностика строительных, дорожных, подъемно-транспортных машин: учебное пособие / А. Н. Максименко, Г. Л. Антипенко, Г. С. Лягушев. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2008. – 302 с.: ил.
- 27 **Палей, М. А.** Допуски и посадки: справочник в 2 ч. / М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. – 8-е изд., перераб. и доп. – Санкт-Петербург: Политехника, 2001. – Ч. 2. – 608 с.: ил.
- 28 Производство зубчатых колес: справочник / Под ред. Б. А. Тайца. – Москва: Машиностроение, 1975. – 708 с.
- 29 Технология диагностирования тракторов: справочник / Под общ. ред. С. И. Костенко. – Москва : ГОСНИТИ, 1973. – 279 с.
- 30 **Гжиров, Р. И.** Краткий справочник конструктора: справочник / Р. И. Гжиров. – Ленинград: Машиностроение, 1984. – 464 с.
- 31 К вопросу расчета на ЭВМ динамических показателей автомобиля и нагруженности его трансмиссии при автоматизации управления сцеплением / Ю. К. Есеновский-Лашков [и др.] // Тр. НАМИ. – 1981. – Вып. 184. – С. 103–115.

- 32 **Тарасик, В. П.** Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач / В. П. Тарасик. – Минск: Наука и техника, 1973. – 320 с.
- 33 **Альгин, В. Б.** Динамика трансмиссии автомобиля и трактора / В. Б. Альгин, В. Я. Павловский, С. Н. Поддубко. – Минск: Наука и техника, 1986. – 214 с.
- 34 **Судакова, В. А.** Компьютерное диагностирование зубчатых и фрикционных элементов трансмиссий АТС в движении / В. А. Судакова // Автомобильная промышленность. – 2012. – № 11. – С. 23–28.
- 35 **Антипенко, Г. Л.** Новые технологии диагностирования трансмиссий мобильных машин / Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова // Вестн. БГТУ. – 2007. – № 4. – С. 60–63.
- 36 **Антипенко, Г. Л.** Новые технологии диагностирования трансмиссий мобильных машин / Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова // Строительные и дорожные машины. – 2008. – № 1. – С. 41–46.
- 37 **Техническая диагностика строительных, дорожных и коммунальных машин: учебное пособие в 2 ч. / В. И. Иванов [и др.].** – Омск: СибАДИ, 2006. – Ч. 1. – 132 с.
- 38 **Методика оптимизации периодичности проведения замен технических устройств.** – Москва: Изд-во стандартов, 1975. – 31 с.
- 39 **Савич, Е. Л.** Техническое обслуживание и ремонт легковых автомобилей / Е. Л. Савич, М. М. Болбас, В. К. Ярошевич. – Минск: Высшая школа, 2002. – 305 с.
- 40 **Антипенко, Г. Л.** Оценка технического состояния зубчатых колес по анализу кинематической погрешности передачи / Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова, М. Г. Шамбалова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 3 (52). – С. 6–18.
- 41 **Антипенко, Г. Л.** Пути создания компьютерных средств диагностики трансмиссий транспортных средств / Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова, М. Г. Шамбалова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 3 (24). – С. 12–22.
- 42 **ГОСТ 1643–81.** Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – Введ. 01.07.81. – Москва: Гос. комитет СССР по стандартам, 1981. – 45 с.
- 43 **Антипенко, Г. Л.** Моделирование единичных дефектов в зубчатых зацеплениях приводов машин / Г. Л. Антипенко, М. Г. Шамбалова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 2 (35). – С. 6–16.
- 44 **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 12-е изд. – Москва: Высшая школа, 2008. – 408 с.: ил.
- 45 **Шамбалова, М. Г.** Методика выявления единичных дефектов зубьев и оценка их влияния на динамическую нагруженность привода / М. Г. Шамбалова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2013. – № 2 (39). – С. 119–129.

- 46 **Борисенко, Л. А.** Теория механизмов, машин и манипуляторов: учебное пособие / Л. А. Борисенко. – Минск: Новое знание; Москва: ИНФРА-М, 2011. – 285 с.
- 47 Проектирование трансмиссий автомобилей: справочник / Под ред. А. И. Гришкевича. – Москва: Машиностроение, 1984. – 272 с.
- 48 **Антипенко, Г. Л.** Диагностирование фрикционных элементов трансмиссии импульсным способом / Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова, М. Г. Шамбалова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 1 (30). – С. 8–17.
- 49 **Антипенко, Г. Л.** Диагностирование механических трансмиссий машин импульсным методом на стационарном стенде / Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова, М. Г. Шамбалова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 2 (27). – С. 9–16.
- 50 **Геращенко, В. В.** Устройство для диагностирования сцепления / В. В. Геращенко // Автомобильная промышленность. – 2005. – № 7. – С. 27–29.
- 51 **Антипенко, Г. Л.** Новые технологии диагностирования трансмиссий мобильных машин / Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова // Строительные и дорожные машины. – 2008. – № 1. – С. 41–46.
- 52 **Нагайцев, М. В.** Автоматические коробки передач современных легковых автомобилей / М. В. Нагайцев, С. А. Харитонов, Е. Г. Юдин. – Москва: Легион-Автодата, 2000. – 125 с.
- 53 Методика и техника инженерного эксперимента: учебное пособие / Г. Л. Антипенко [и др.]; под общ. ред. В. П. Березиенко и В. Г. Лупачева. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2008. – 278 с.
- 54 **Антипенко, Г. Л.** Влияние единичных дефектов зубьев привода на его динамическую нагруженность / Г. Л. Антипенко, М. Г. Шамбалова // Механика машин, механизмов и материалов. – 2013. – № 3 (24). – С. 33–38.
- 55 **Akigo, Horiuchi.** The measuring machine for angular transmission error of reducers. Information of products / Horiuchi Akigo. – MITI, Japan, 2004.
- 56 **Антипенко, Г. Л.** Относительные угловые перемещения валов – критерий оценки технического состояния зубчатых передач трансмиссий / Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова, М. Г. Шамбалова // Автомобильная промышленность. – 2015. – № 10. – С. 23–28.
- 57 **Антипенко, Г. Л.** Тестовая диагностика – новый уровень контроля технического состояния гидромеханических трансмиссий / Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова, М. Г. Шамбалова // Автомобильная промышленность. – 2018. – № 9. – С. 24–28.
- 58 **Антипенко, Г. Л.** Оценка степени влияния динамической нагруженности зубчатых передач трансмиссии на их сопротивление усталости / Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2018. – № 2 (59). – С. 4–12.

59 **Антипенко, Г. Л.** Бортовая система диагностирования гидродинамического трансформатора мобильных машин / Г. Л. Антипенко, И. Ю. Хадкевич // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 4 (49). – С. 5–13.

60 **Губертус, Г.** Диагностика дизельных двигателей: пер. с нем. / Г. Губертус. – Москва: За рулем, 2011. – 176 с.

Оглавление

Введение	3
1 Объекты диагностирования	6
1.1 Механические трансмиссии.....	10
1.2 Гидромеханические трансмиссии.....	36
2 Диагностирование трансмиссий по относительным угловым перемещениям валов.....	99
2.1 Суть метода диагностирования элементов трансмиссий по относительным угловым перемещениям валов.....	101
2.2 Алгоритмы диагностирования суммарного углового зазора механической трансмиссии	105
2.3 Определение суммарного углового зазора в гидромеханической трансмиссии.....	118
3 Локализация дефектов зубчатых передач.....	152
3.1 Выявление наличия единичных дефектов зубьев, их величины и мест расположения в кинематической цепи трансмиссии.....	153
3.2 Оценка неравномерности износа зубьев по величине циклической кинематической погрешности и шагу ее повторного появления.....	172
4 Диагностирование фрикционных элементов трансмиссий по относительным угловым перемещениям валов.....	180
4.1 Определение технического состояния сцепления механической трансмиссии.....	181
4.2 Определение технического состояния фрикционов гидромеханической передачи.....	193
5 Влияние дефектов зубчатых передач на динамическую нагруженность трансмиссии.....	209
5.1 Особенности моделирования влияния единичных дефектов и циклической кинематической погрешности на динамику трансмиссии.....	210
5.2 Влияние величины и места расположения единичных дефектов зубьев на динамическую нагруженность трансмиссии.....	214
5.3 Влияние погрешности шага зацепления зубчатых колес на динамическую нагруженность трансмиссии.....	219
5.4 Изменения динамической нагруженности привода при совместном действии единичных дефектов и погрешности шага зацепления.....	221
5.5 Оценка степени влияния динамической нагруженности привода на его сопротивление усталости.....	223

6 Диагностирование гидродинамического трансформатора.....	226
6.1 Диагностирование муфт свободного хода гидродинамического трансформатора.....	228
Заключение.....	234
Список литературы.....	236

Научное издание

Антипенко Григорий Леонидович

**ДЕФЕКТЫ И МЕТОДЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ
МЕХАНИЧЕСКИХ И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ
ТРАНСМИССИЙ**

Редакторы *Т. А. Рыжикова, А. А. Подошевка*

Художественное оформление обложки *В. П. Бабичева*

Компьютерный дизайн *Н. П. Полевничая*

Подписано в печать 22.09.2020. Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 14,18. Уч.-изд. л. 15,19. Тираж 100 экз. Заказ № 518.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.

Пр-т Мира, 43, 212022, Могилев.