

8. Пат. 20356 RU, МПК F 16 H 1/48. Редуктор / О.В.Берестнев, В.Л.Басинюк, М.В.Кирейцев, А.И.Комаров. № 2000124701; Заявл. 1.12.1999; Опубл. 3.05.2000 // Изобретения. Полезные модели. Промышленные образцы. – 2000. – №21(6). – С.54
9. Пат. 424 BY, МПК C 23 C 28/00. Редуктор / М.А.Белоцерковский, В.Л.Басинюк, А.В.Федаравичус, М.В.Кирейцев. № 200110142; Заявл. 12.06.2001; Опубл. 12.12.2001 // Афіцыйны бюлетэнь: Вынаходства. Карысныя мадэлі. Прамысловыя узоры. / Дзярж. Пат. Ведамства Рэсп. Беларусь. – 2001. – №28(4). – С.67
10. Пат. 425 BY, МПК F 16 C33/26. Композиционная опора скольжения / М.А.Белоцерковский, В.Л.Басинюк, М.В.Кирейцев, А.В.Федаравичус. № 200110143; Заявл. 12.06.2001; Опубл. 12.12.2001 // Афіцыйны бюлетэнь: Вынаходства. Карысныя мадэлі. Прамысловыя узоры. / Дзярж. Пат. Ведамства Рэсп. Беларусь. – 2001. – №28(4). – С.67
11. Пат. 251 BY, МПК F 16 H 1/48. Редуктор / О.В.Берестнев, В.Л.Басинюк, М.В.Кирейцев. № 20000116; Заявл. 26.07.2000; Опубл. 31.12.2001 // Афіцыйны бюлетэнь: Вынаходства. Карысныя мадэлі. Прамысловыя узоры. / Дзярж. Пат. Ведамства Рэсп. Беларусь. – 2001. – №48. – С.47
12. Kireitsey M.V. and Basenuk V.L. Study of Load Rating of CrC–Al₂O₃–Al Composite Coating. // Proc. of 2001 TMS Fall Meeting: “2nd Int. symposium on modeling the performance of engineering structural materials (MPESM – II)”, Ed. Dr. Lesurer. – 18-21 October, Akron, OH, USA, 2001. – P. 355 – 364.
13. Kireitsey M.V. and Basenuk V.L. Investigation of tribomechanical properties of Al–Al₂O₃ and Al–Al₂O₃–CrC composite coatings based on the oxide ceramics. // Proc. of 2001 TMS Fall Meeting: “2nd Int. symposium on modeling the performance of engineering structural materials (MPESM – II)”, Ed. Dr. Lesurer. – 18-21 October, Akron, OH, USA, 2001. – P. 365 – 377.
14. Басинюк В.Л., Кирейцев М.В., Белоцерковский М.А. Металло–полимерно–керамические композиции и технологии для восстановления и ремонта изношенных поверхностей опор скольжения. // Сб. научн. статей МНТК “Упрочнение, восстановление и ремонт”. – Новополоцк, 2001. – С.110–113
15. Басинюк В.Л., Кирейцев М.В., Чернюк Н.П., Якимович И.А.. Композиционные покрытия для восстановления и повышения работоспособности насосов хим. производства. // Сб. научн. статей МНТК “Упрочнение, восстановление и ремонт”. – Новополоцк, 2001. – С.348–352
16. Kireitsey M.V. and Yerakhavets L.V. Composite bearing based on metal–polymer–soft metal–ceramics composition. // Proc. of the 104th Annual Meeting & Exposition of The American Ceramic Society. – 29-30 April, St. Louis, Missouri, USA, 2002. – P. 275–284.
17. Кирейцев М.В., Мардосевич Е.И., Макаревич Г.В. Работоспособность динамически нагруженных сопряжений композитов на основе системы карбид хрома – оксидокерамика. // В сб. материалов 54-й научн.–техн. конф. профессор, преподавателей, научных работников и аспирантов БГПА в 10–ти частях. – Минск, 2000. – Ч. 6. – С.47.
18. Basenuk V.L., Kireitsey M.V., and Yerakhavets L.V. Fatigue of composite coatings based on hard oxide ceramic and chrome carbide. // Proc. of the International Conference On Metallurgical Coatings And Thin Films - ICMCTF. Ed. Dr. B. Sartwell. – 22 – 26 April, San Diego, California, USA, 2002. – P. 145–154.
19. Р е и н е р М. Деформация и течение. М., 1963, 450с.
20. Р е и н е р М. Реология. М., 1965, 540с.
21. Ребиндер П.А. Физико-химическая механика. 1958, 320с.
22. Басинюк В.Л., Кирейцев М.В., Макаревич Г.В. Расчет подшипников скольжения на основе композита «карбид хрома – оксидокерамика – алюминий». // В сб. материалов 54-й научн.–техн. конф. профессор, преподавателей, научных работников и аспирантов БГПА в 10–ти частях. – Минск, 2000. Ч. 6. – С.41.
23. Минаев А.Е., Альбер В.Г. Виброакустическая диагностика и свойства деталей машин. М: “Машиностроение”, 1974, 350с.

УДК 621.891

Басинюк В.Л.

УСКОРЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

ВВЕДЕНИЕ

До настоящего времени, несмотря на интенсивное развитие различных модификаций электроприводов, передачи зацеплением остаются одним из наиболее распространенных элементов трансмиссий, работающих как в режиме редуцирования, так и режиме мультипликации. Производство редукторов на их основе относится ко второй, по объемам и значимости, отрасли машиностроения индустриально развитых стран мира. При этом, в процессе создания новых и существенной модификации существующих конструктивных решений и технологических схем их изготовления, зубчатые передачи испытывают в составе отдельных узлов и трансмиссий на стендах, полигонах и в эксплуатации. До настоящего времени этот процесс остается одним из наиболее трудоемких, длительных и дорогостоящих этапов подготовки изделия к серийному производству.

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

К основным факторам, определяющим надежность и виброакустическую активность зубчатых передач, при рациональных подходах к их проектированию и использованию

технически обоснованных и экономически целесообразных схем изготовления, можно отнести соответствие между расчетными или априорно принятыми при разработке новых технических решений и реальными параметрами функционирования, включая:

- нагруженность зубьев, различия между расчетной и реальной величинами которых может быть обусловлена как конструктивными особенностями трансмиссии, во многом определяющими вибрационные, инерционные, жесткостные характеристики и деформации основных элементов, которые в свою очередь связаны с динамической составляющей нагрузки, а также равномерностью распределения нагрузки по длине контактных линий и между зубьями, так и технологическими особенностями изготовления, оказывающими существенное влияние на генерируемые передачей шумы, точностные и прочностные параметры взаимодействующих элементов, в том числе усталостную прочность и износостойкость рабочих поверхностей взаимодействующих элементов;
- характер смазывания взаимодействующих элементов и свойства смазочного материала.

Целью исследований являлась оценка возможностей повышения информативности ускоренных испытаний на основе комплексного контроля динамических изменяющихся трибологических и нагрузочных характеристик взаимодействия каждого зуба испытываемой передачи, рассматриваемого как отдельный объект исследований.

2. МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Наиболее достоверная информация о реальной динамической нагруженности отдельных зубьев в зубчатых сопряжениях может быть получена тензометрированием, однако осуществление этого процесса для каждого из зубьев трансмиссии и ее зубчатых колес в целом является технически сложной и экономически нецелесообразной операцией.

Накопленный к настоящему времени в ИНДМАШ НАН Беларуси опыт в этой области исследований показывает [1-3], что с достаточной для инженерной практики точностью параметры силового взаимодействия зубьев, а также точность их изготовления, уровни износов или степень контактного разрушения зубьев могут быть определены путем анализа зафиксированных в реальном масштабе времени параметров генерируемых ими шумов и вибраций.

Оценка прочностных свойств рабочих поверхностей зубьев (твердости, состава и глубины упрочненного слоя) может быть осуществлена до установки зубчатых колес в испытываемую трансмиссию или после завершения испытаний и ее разборки. Методики определения этих характеристик хорошо отражены в нормативной документации [4].

Более сложным представляется определение характера смазывания, оказывающего существенное влияние на все основные параметры механизма, включая ресурс его работоспособности, коэффициент полезного действия, тепловую нагруженность и виброакустическую активность [5-7]. При этом к одной из наиболее интегральных характеристик контактного взаимодействия смазываемых поверхностей можно отнести реальные толщины смазочных слоев, величины которых тесно взаимосвязаны с ресурсом работоспособности фрикционного сопряжения. Так, например, в работе [8] показано, что уменьшение износа контактирующих поверхностей и увеличение толщины смазочного слоя связаны показательной функцией со степенью 2...2,5. В работах [9,10] отмечено, что наиболее заметное проявление этой связи наблюдается при отношениях толщин смазочных слоев к среднеквадратическим величинам шероховатости взаимодействующих поверхностей в диапазоне 1,4...3,2.

Необходимо отметить, что толщины смазочных слоев и их свойства определяются целым комплексом факторов, включающим индивидуальные характеристики взаимодействующих поверхностей, в том числе топографию и параметры шероховатостей, схему их предварительной очистки и приработки, скоростные, тепловые и нагрузочные режимы, вязкость и химический состав смазки, изменение всех этих параметров во времени.

Расчетному определению толщин смазочных слоев в динамически нагруженных сопряжениях посвящено значительное число работ. Однако, учитывая многообразие и сложность учета возникающих при этом факторов и их взаимного влияния друг на друга, при создании трибологической модели вводятся те или иные допущения, зачастую приводящие к значительным отклонениям расчетных величин от действительных. Поэтому наиболее надежным и достоверным способом определения толщин смазочных слоев при испытаниях зубчатых колес являются непосредственные измерения этих характеристик экспериментальным путем в процессе тестирования исследуемого сопряжения по заданной программе нагружения.

На основе полученных данных может быть построена и исследована на ПЭВМ реальная полуэмпирическая расчетная

модель, связывающая толщины смазочных слоев с вязкостью масла, геометрическими, нагрузочными и скоростными исследуемых сопряжений.

Толщины смазочных слоев могут быть определены различными способами [9]. Однако, как показали исследования, проведенные в ИНДМАШ НАН Беларуси, в таких геометрически сложных, труднодоступных для контроля и динамически нагруженных сопряжениях как зубчатые передачи их величины наиболее целесообразно измерять методом контроля падения напряжения в масляном слое, так как данный способ сочетает высокую чувствительность с приемлемой по сложности схемой реализации.

Таким образом, в основу методики ускоренных испытаний, обеспечивающей повышенную эффективность их проведения, может быть положен методический подход, основанный на комплексном контроле параметров функционирования испытываемой передачи [3,4], включающем одновременное фиксирование мгновенных значений частот вращения, крутящих и нагружающих моментов на входном и выходном валах диагностируемой передачи, виброускорений подшипниковых опор, толщин смазочных слоев и объемной температуры с последующей автоматизированной обработкой на ПЭВМ полученных диагностических данных.

Схема системы диагностирования зубчатых передач трансмиссии, позволяющая осуществить комплексный контроль параметров взаимодействия отдельных пар зубьев передач зацеплением испытываемой трансмиссии, показана на рис.1. При ее реализации, как правило, используется ПЭВМ типа «Pentium», 8-ми каналный контроллер, связывающий ее с периферийными датчиками и специализированное программное обеспечение, позволяющее осуществить съем, предварительную обработку сигналов, их передачу на ПЭВМ, формирование там файлов данных, статистическую обработку, хранение и представление в требуемом виде диагностических данных.

Учитывая возможности одновременного непосредственного контроля толщин смазочных слоев и нагруженности может быть сформирована полуэмпирическая безразмерная зависимость, связывающая толщину смазочного слоя, приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей со свойствами смазочного материала и режимы контактного взаимодействия зубьев [9]

$$h/R=1,65 (\eta \alpha v/R)^a (R/p_o)^b, \quad (1)$$

где h - толщина смазочного слоя; R - приведенный радиус кривизны контактирующих эвольвентных поверхностей зубьев; η - динамическая вязкость смазочного материала; α - пьезокоэффициент вязкости смазочного материала; v - мгновенная скорость; p_o - максимальное давление в контакте по Герцу; a, b - показатели степенных функций, связывающие приведенные выше параметры с относительной толщиной смазочного слоя.

При реализации предлагаемого подхода определение величин a, b осуществляется путем статистической обработки полученных диагностических данных. Микропроцессорная аппаратно-программная часть контролирующей системы обеспечивала одновременную регистрацию в реальном масштабе времени и последующую обработку до 8-ми разнородных процессов с аналоговыми сигналами, изменяющимися с частотами колебаний до 8 кГц (сигналы с микрофона, датчиков вибраций, температуры, частоты вращения входного и выходного валов, нагружающих моментов на входном и выходном валах, блока контроля толщин смазочных слоев).

Важной составным элементом аппаратно-программной части контролирующей системы являются схемы тестирования и тарировки измерительных трактов, а также сервисные

подпрограммы, ориентированные на визуальное и графическое представление нестационарных, зафиксированных в реальном масштабе времени многопараметрических процессов динамического взаимодействия контактирующих поверхностей.

Апробация предлагаемого подхода осуществлялась (Примечание: Исследования проводились автором совместно с Ишиным Н.Н. и Басинюком Я.В., разработавшим специализированное программное обеспечение) на примере диагностирования прямозубой эвольвентной зубчатой передачи, имеющей две стандартные некорригированные шестерни с одинаковыми числами зубьев. Их смазка осуществлялась поливом маслом «Индустриальное 20». Для контроля реальной нагруженности использовались размещенные на торце у ножек впадин одного из зубьев и соединенные в мостовую схему тензорезисторов, напряжения с тракта контроля толщин смазочных слоев передавались на усилитель посредством токосъемника.

Одним из наиболее важных аспектов при проведении испытаний являлось выявление резонансных режимов взаимодействия трущихся сопряжений, как правило характеризующихся повышенной нестабильностью протекающих процессов. В зависимости от условий эксплуатации и задач исследований они должны быть либо исключены из программы испытаний, либо наоборот представлены в расширенном объеме, так как построенные на основе полученных данных полумпирические модели поведения смазочных слоев для резонансных и нерезонансных режимов могут иметь определенные различия.

Поскольку апробировался методический подход, в котором каждый зуб рассматривается как отдельный объект исследований, и определялись технические возможности использования комплексного контроля динамически изменяющихся параметров, исследования проводились на нерезонансных частотах вращения при поддержании близком к постоянному ($\cong 200$ Нм) статическом нагружающем моменте на тензометрируемом зубе. Частота дискретизации аналоговых сигналов при различных измерениях обеспечивала фиксирование не менее 10...20 значений контролируемых параметров при повороте диагностируемой передачи на угловой шаг.

Поскольку в качестве основных задач данных исследований не ставилось определение конкретных значений контролируемых параметров, а только сравнительный анализ влияния частоты вращения и нагружающих моментов на толщину смазочных слоев, нагруженность, виброускорения и звуковое давление, генерируемое зубчатой диагностируемой передачей, при обработке полученных с микропроцессорной системы диагностических данных использовались нормализованные напряжения с первичных преобразователей и их средние квадратические значения, линейно связанные тарифовочными коэффициентами с реальными значениями контролируемых параметров.

3. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

На рис.2 приведены нормализованные напряжения с первичных преобразователей, фиксирующие динамически изменяющихся в реальном масштабе времени толщин смазочных слоев (1), колебаний подшипниковых опор (2), звука (3) и нагруженности тензометрируемого зуба (4) в процессе его нахождения в зацеплении.



Рисунок 2.

На рис.3 показаны изменения нормализованных среднеквадратических значений напряжений с первичных преобразователей, фиксирующих толщину смазочных слоев (1), средние квадратические значения виброускорений подшипниковых опор (2) и шума, генерируемого зубчатым зацеплением (3), при изменении его нагруженности.

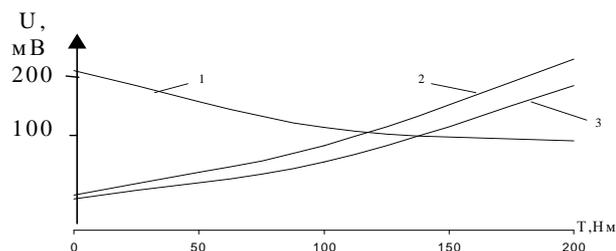


Рисунок 3.

Изменения нормализованных напряжений с первичных преобразователей, фиксирующих толщину смазочного слоя (1), виброускорения (2) и звуковое давление (3) при увеличении частоты вращения и постоянном нагружающем моменте показаны на рис.4.

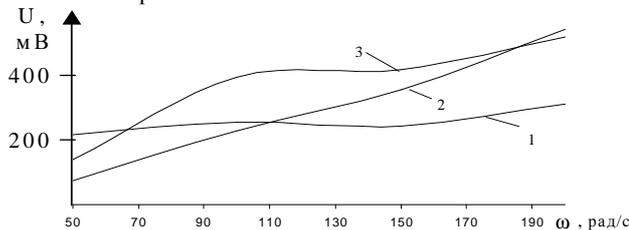


Рисунок 4.

Анализ полученных результатов показал следующее.

Характер изменения толщин смазочных слоев по фазе зацепления на приведенных режимах исследований практически совпадал с теоретическим расчетным. Их величины возростали от минимума при входе в зацепление до максимума в зоне, близкой к полюсу, и затем уменьшались при выходе зуба из зацепления передней пары зубьев (рис.2). Вместе с тем, уровни снижения толщин смазочных слоев при пересопряжениях зубьев оказались значительно большими, чем это может быть объяснено влиянием изменения уровней нагруженности зубьев при входе и выходе из зацепления соответственно новой или находящейся в зацеплении пары зубьев. Кроме того, при увеличении нагружающего момента T диагностируемой передачи толщину смазочных слоев уменьшались пропорционально степенной функции $T^{0,24}$, что удовлетворительно коррелирует с данными, приведенными в работе [9].

На основе статистической обработки диагностических данных для испытываемой пары при использовании в качестве смазочного материала масла «Индустриальное 20» на исследованных режимах взаимодействия контактирующих поверхностей для частот вращения $\omega = 50 \div 100$ рад/с была сформирована реальная полумпирической расчетная модель, связывающая толщину смазочного слоя h в полюсе зацепления с

температурой масла t , нагружающим моментом T и частотами вращения n

$$h=0, 00702 \cdot n^{0,79} \cdot t^{2,4} \cdot T^{-0,24} \quad (2)$$

Необходимо отметить, что при частотах вращения $\omega = 110 \pm 50$ рад/с толщины средние значения толщин смазочных слоев стабилизируются на одном уровне, а затем вновь начинают увеличиваться с возрастанием скоростей вращения от 160 рад/с (рис.4). При одинаковой частоте вращения входного вала диагностируемой передачи и увеличении нагружающего момента на его выходном валу виброускорения подшипниковых опор и звуковое давление, генерируемой зубчатых зацеплением, параболически возрастали, причем кривые изменения этих параметров были практически эквидистантны друг другу (рис.3). Одновременно с этим уменьшались средние значения толщин смазочных слоев.

При исследованиях между нагруженностью отдельных пар зубьев и параметрами генерируемых ими виброускорений также наблюдалась удовлетворительная корреляционная связь.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ результатов проведенных исследований показал высокую эффективность использования разработанных методических подходов и схем контроля (рис. 1) с использованием современных микропроцессорных средств определения реальных параметров взаимодействия отдельных пар зубьев диагностируемого объекта при проведения ускоренных испытаний зубчатых передач, позволяющих технически обоснованно рассматриваемых как объект исследований, и на основе этого значительно повысить информативность полученных результатов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. А.с. СССР №1626101. Способ испытаний прямозубых зубчатых колес на контактную усталость зубьев/ О.В.Берестнев, В.Л. Басинюк, Н.Н. Ишин, В.П. Гардовский // Опубл. в Бюл. изобр., 1991.- № 5.

УДК 629.114.2.001.4

**Басинюк В.Л., Усс И.Н.,
Басинюк Я.В., Мардосевич Е.И.**

ДИАГНОСТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ МАШИН

ВВЕДЕНИЕ

Техническое состояние гидроприводов отечественных мобильных машин и оборудования во многом лимитирует их работоспособность и является одним из важнейших аспектов надежности и безопасности эксплуатации. Ниже приведены результаты научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ в области создания микропроцессорных средств для контроля и оценки технического состояния гидроприводов мобильных машин и оборудования, созданных ИНДМАШ НАН Беларуси совместно с ГСКБ ПО МТЗ в рамках ГНТП «Приборы, средства измерений и техническая диагностика» (раздел «Техническая диагностика»).

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Основной целью исследований являлось повышение мобильности, информативности и достоверности результатов диагностирования.

При создании микропроцессорных средств для контроля и оценки технического состояния гидроприводов мобильных

2. Создание микропроцессорного комплекса для диагностики технических систем; ч.1. / О.В.Берестнев, Н.Н.Ишин, В.Л.Басинюк и др.-Минск: ИНДМАШ НАН Беларуси,- 1997.- 60с.
3. Патент РБ № 4261. Способ вибрационной диагностики нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях // О.В. Берестнев, Н.Н. Ишин Н.Н., В.Л. Басинюк В.Л. и др.;
4. Сусин А.А. Химико-термическое упрочнение высоконапряженных деталей.- Мн.: Беларуская навука, 1999 - 175с.
5. Басинюк Я.В., Ишин Н.Н., Басинюк В.Л., Мардосевич Е.И. Вибромониторинг внутренней динамической нагруженности, точностных параметров и износов отдельных пар зубьев передач зацеплением // Вестник Брестского государственного технического университета. – Сер. Машиностроение, автоматизация, ЭВМ. 2001. - №4. - С. 48-53.
6. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин: Справочник - М.: Машиностроение, 1984. –280 с.
7. Крагельский И.В., А.В. Блюмен, Г.М. Харач. Развитие расчетных методов оценки износа трущихся сопряжений: Сб. ст. -М.: Наука, 1983.- С.3-10.
8. Райко М.В. Смазка зубчатых передач.- Киев: Техніка, 1970. - 196с.
9. Трение, изнашивание и смазка. Справочник: в 2-х кн.Кн.2./Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина.- М.: Машиностроение, 1979. - 358с.
10. Петрусевич А.И. Основные выводы из контактно-гидродинамической теории смазки.- М.: Изд-во АН СССР, ОТН, 1951, № 2, с. 209-223.
11. Дроздов Ю.Н., Рещиков В.Ф., О коэффициенте трения и толщине масляной пленки в тяжелом нагруженном контакте // Вестник машиностроения. - 1968, №12. – С. 9-12.
12. Методика ускоренных сравнительных испытаний цилиндрических зубчатых колес // В.П. Гордовский, О.В. Берестнев, В.Л. Басинюк, В.К. Дубовский – М.: ГОСНИТИ, 1988. - 65 с.

машин и оборудования были поставлены следующие основные задачи исследований:

- микропроцессорная система должна обеспечить съем диагностических данных при нестационарных, динамически изменяющихся давлениях в диагностируемой системе;
- съем, обработка, анализ и представление контролируемых параметров должны осуществляться в автоматизированном режиме с использованием микропроцессорных программируемых вычислителей (ПЭВМ), позволяющих в результате проведенного комплекса работ прогнозировать остаточный ресурс работоспособности гидропривода в целом и его узлов;
- созданная система должна быть ориентирована на оценку технического состояния и остаточного ресурса гидропривода в целом и его элементов при изготовлении, испытаниях и в эксплуатации.

2. МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для реализации цели и основных задач исследований бы-