

Чаплыгин Константин Викторович

**ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И ДИАГНОСТИКА АКСИАЛЬНО-
ПОРШНЕВОГО ГИДРОМОТОРА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Курск – 2010

Работа выполнена в ГОУ ВПО «Юго-Западный государственный университет» на кафедре Теоретической механики и мехатроники

Научный руководитель:	доктор технических наук, профессор Яцун Сергей Федорович
Официальные оппоненты:	доктор технических наук, профессор Пановко Григорий Яковлевич кандидат технических наук, доцент Масалов Руслан Владимирович
Ведущая организация:	ГОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет»

Защита состоится «22» декабря 2010 года в 15-00 часов на заседании совета по защите докторских и кандидатских диссертаций Д 212.105.01 при Юго-Западном государственном университете по адресу: 305040, г.Курск, ул. 50 лет Октября, 94, конференц-зал.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Юго-Западного государственного университета.

Автореферат разослан «19» ноября 2010 года

Ученый секретарь совета
по защите докторских и кандидатских
диссертаций Д 212.105.01

Б.В. Лушников

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В настоящее время объемный гидравлический привод является основным типом привода в различных строительных, дорожных, сельскохозяйственных, горных машинах. Аксиально-поршневые гидроприводы обладают целым рядом преимуществ: быстродействие, плавность передачи крутящего момента, плавное и быстрое изменение выходной скорости, реверсивность и т.д. Эффективность эксплуатации таких узлов во многом зависит от наличия современных методов и средств диагностирования.

При анализе работоспособности гидропривода транспортных средств применяются следующие методы: параметрический (гидростатический), метод пульсаций давления, метод переходных характеристик, термодинамический метод, метод спектрального анализа, метод индикации инородных примесей в жидкости, акустический метод, виброакустический метод и др.

Основным недостатком всех существующих методов является их трудоемкость и невозможность применения в процессе эксплуатации. Например, на комбайне марки «Holmer» установлено 20 гидравлических моторов, для диагностики по методу спектрального анализа на каждый гидравлический мотор отводится 0,3-0,5 нормо-часов, следовательно, анализ только этих узлов может занять 6-10 нормо-часов без учета времени на демонтаж. Также применение классических спектральных методов диагностики для выявления дефектов при работе аксиально-поршневых гидромашин, при большой общей трудоемкости выполняемых работ, не всегда дает нужную практическую эффективность. Это связано с тем, что причиной увеличенных или сниженных пиков спектра вибросигнала могут являться повышенная нагрузка на выходном валу, сигналы, передаваемые от других узлов, нарушение центровки валов соединенных муфтами, порождающих колебания разных частот.

Поэтому разработка диагностического оборудования, а также поиск новых способов и методов функциональной диагностики, позволяющих не только ускорить процесс анализа работоспособности, но и их широкого применения при эксплуатации гидромоторов, является актуальной научно-технической задачей.

Целью диссертационной работы является повышение эффективности функциональной диагностики аксиально-поршневых гидромоторов на основе методов динамического анализа вибрации корпуса гидромотора.

Для достижения цели работы были поставлены и решены следующие задачи:

- 1) разработка расчетной схемы аксиально-поршневого гидромотора;
- 2) построение математической модели, адекватно отражающей процесс работы ходовой части гидромотора;
- 3) выбор метода решения дифференциальных уравнений и создание вычислительного комплекса на базе среды блочного имитационного моделирования;
- 4) выявление признаков, оказывающих влияние на вибрационные характеристики аксиально-поршневого гидромотора на основе численного эксперимента;
- 5) разработка методики определения дефектов по вибрационному сигналу корпуса на основе численного моделирования;
- 6) разработка экспериментальной установки и проведение исследований по диагностике дефектов на основе методов динамического анализа вибрации корпуса аксиально-поршневого гидромотора;

7) сопоставление результатов экспериментальных исследований и результатов математического моделирования;

8) разработка рекомендаций для интеграции системы функциональной автоматической диагностики в транспортные средства.

Объектом исследования данной работы являются динамические процессы, протекающие в сложной гидромеханической системе, в которую входят аксиально-поршневой гидромотор с возникающими в нем дефектами в виде зазора пары вал – блок цилиндров и уменьшением смазочной пленки прецизионных трибологических пар, а также система сбора и обработки информации, включающая датчик-акселерометр, АЦП, модуль обработки информации.

Методы исследования. При выполнении диссертационной работы использованы основные положения теоретической механики, теории машин и механизмов, деталей машин, теории объемных гидромашин и гидроприводов, триботехники, цифровой обработки сигналов, планирования эксперимента, методов математического моделирования, численных методов решения дифференциальных уравнений.

Достоверность научных положений и результатов обеспечена корректностью постановки задачи, обоснованностью использованных теоретических зависимостей и принятых допущений, применением известных математических методов; подтверждается сравнительным анализом результатов, полученных теоретически, и результатов экспериментальных исследований.

Научная новизна работы и положения, выносимые на защиту:

1) разработана оригинальная математическая модель, адекватно отражающая динамические процессы, протекающие при нештатном режиме работы аксиально-поршневого гидромотора, которая учитывает нелинейную модель зазора пары вал – блок цилиндров, а также нелинейную модель трения трибологических пар, которые меняют свои свойства и состояния вследствие нарушения масляной пленки на поверхностях скольжения;

2) выявлены диагностические признаки нештатных режимов работы гидромотора и определена область их параметров, заключающиеся в изменении амплитуды субгармоники кратности $1/2$ частоты вращения выходного вала в пределах от 100 до 2000 рад/с² при изменении зазора подвижной пары вал – блок цилиндров в интервале от 0,04 до 0,75 высоты зуба шлицевого соединения, а также в изменении амплитуд третьей гармоники спектра сигнала виброускорения в пределах от 120 до 6000 рад/с² при различных составляющих сил граничного трения в трибологических парах;

3) теоретически установлена и обоснована зависимость между коэффициентом трения и соотношением амплитуд третьей и первой гармоник спектра сигнала виброускорения для различного количества трибологических пар аксиально-поршневого гидромотора, заключающаяся в том, что с ростом коэффициента сухого трения скольжения подвижных пар влияние амплитуды третьей гармоники спектра сигнала виброускорения возрастает практически линейно до величины коэффициента трения 0,3...0,4.

Практическая ценность данной работы состоит в том, что предложенная система встроенной автоматической диагностики на основе разработанной методики позволяет выявлять износ подвижных пар аксиально-поршневого гидромотора, а также их количество по вибрационному сигналу корпуса и выводить информацию о состоянии агрегата в реальном времени, что обеспечивает повышение

эффективности функциональной диагностики. Результаты работы внедрены в производственный процесс Регионального сервисного центра (Курск) и ООО «Автолига Сервис» (Курск).

Результаты работы использованы при выполнении государственных контрактов П2114 от 05.11.2009 и П2443 от 19.11.2009 в рамках федеральной целевой программы.

Личный вклад автора заключается в разработке расчетной схемы, построении математической модели, адекватно описывающей процесс работы аксиально-поршневого гидромотора; решении дифференциальных уравнений математической модели численными методами в программно-вычислительном комплексе на базе среды блочного имитационного моделирования Simulink/Matlab; определении факторов, оказывающих влияние на вибрационные характеристики на основе численного эксперимента; разработке экспериментальной установки и проведении исследований по диагностике дефектов на основе методов динамического анализа вибрации корпуса гидромотора; сопоставлении результатов экспериментальных исследований и результатов математического моделирования; разработке методики функциональной диагностики, позволяющей выявить износ кинематических пар ходовой части аксиально-поршневого гидромотора по вибрационному сигналу корпуса, особенностью которой является введенный набор правил принятия решения, позволяющих повысить вероятность достоверного диагноза; разработке рекомендаций по внедрению диагностических устройств в серийной технике.

Апробация диссертации. Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на: VIII Международной научно-технической конференции «Вибрационные машины и технологии» (Курск, 2008), IX Международной научно-технической конференции «Управляемые вибрационные технологии и машины» (Курск, 2010), Всероссийской научно-практической конференции «Современные наукоемкие инновационные технологии» (Самара, 2009), XI Международной научно-практической конференции «Ресурсосберегающие технологии ремонта, восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов, оборудования, инструмента и технологической оснастки от нано- до макроуровня» (Санкт-Петербург, 2009).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 9 печатных работ, включая 8 статей, из них 2 в изданиях, рекомендованных ВАК, патент РФ на полезную модель.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, библиографического списка из 130 наименований и приложения. Текст диссертации изложен на 135 страницах машинописного текста, содержит 64 рисунка, 7 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы диссертации, определяются цель и задачи исследования. Сформулированы научные результаты и положения, выносимые на защиту, определена их научная новизна и практическая значимость, приведены сведения об апробации и внедрении работы. Кратко излагается содержание глав диссертации.

В первой главе приводится обзор диагностической аппаратуры, применяемой для проверки технического состояния гидроприводов. В результате анализа

выявлено, что основными являются методики динамической и статической оценки, показаны их недостатки.

Анализ целого ряда научно-информационных источников по вибрационной диагностике таких зарубежных и российских ученых, как С.Л. Цыфанский, В.И. Бересневич, Б.В. Лушников, А.Р. Ширман, А.Б. Соловьев, В.А. Руссов, Т.М. Башта и ряда других авторов, показывает значительный интерес к исследованию динамики агрегатов различного класса и разработке средств их диагностики. Также проанализированы наиболее важные научные труды, таких исследователей, как Б.К. Чемоданов, И.В. Крагельский, С.А. Воронов, Н.В. Камчугов, В.И. Барышев, М.К. Bahr Khalil, J.Svoboda, R.V. Bhat, S.A. Kassem, инженеров и конструкторов ОАО «Гидромаш», ОАО «Гидросила», ОАО «Ковровский электромеханический завод», ВНИИСтройдормаш, ВНИИГидропривод, «Витланд Хеликоптер» (США) и др. В результате выявлено, что агрегаты гидравлических трансмиссий выходят из строя в результате повреждений поверхностей, вызывающих существенное изменение их макро- и микрогеометрии, происходящих из-за гидроабразивного изнашивания, изнашивания вследствие пластической деформации, схватывания, кавитационного разрушения, эрозии и коррозии.

В заключение главы сформулированы цель и задачи исследования.

Во второй главе предложена расчетная схема и математическая модель аксиально-поршневого гидромотора транспортных средств. Для моделирования выбран гидромотор с углом наклона диска α , основные детали которого представлены на рис.1.

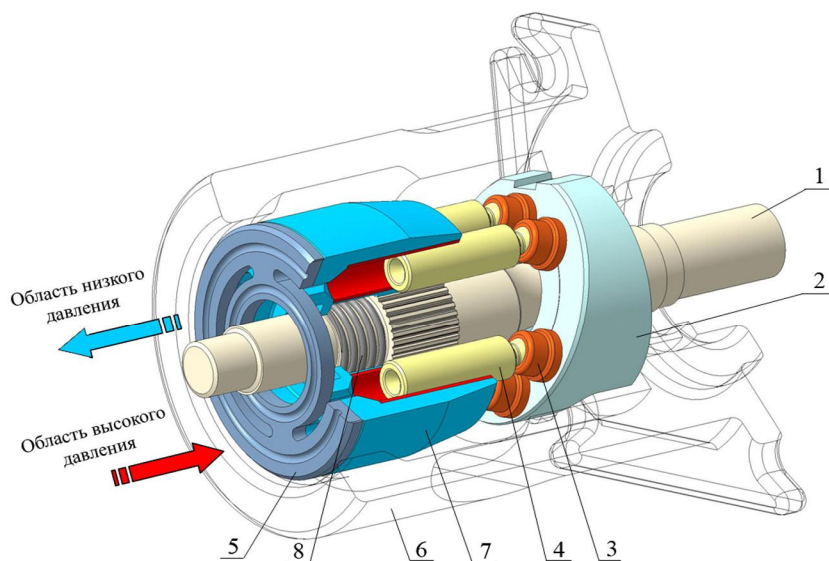


Рис.1. Основные детали ходовой части аксиально-поршневого гидромотора

устремляют за собой блок цилиндров, соединенный с выходным валом 1 при помощи бочкообразных или эвольвентных шлицов. Таким образом, на валу создается крутящий момент.

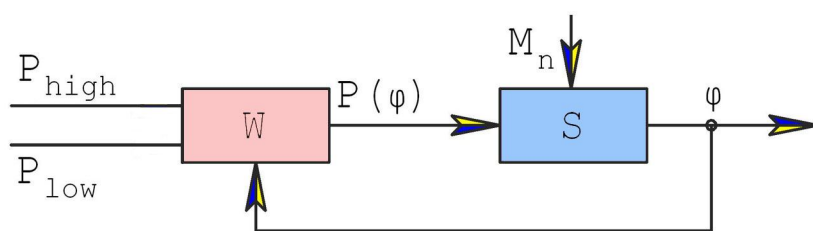


Рис.2. Структурная схема работы аксиально-поршневого гидромотора

Принцип работы мотора заключается в следующем. Рабочая

жидкость из насоса по магистрали высокого давления нагнетается в обойму 7. Сила давления жидкости вызывает перемещение поршней 4 в осевом направлении, которые своими подпятниками 3 начинают скользить по неподвижному наклонному диску 2, жестко установленному в корпусе 6, устремляют за собой блок цилиндров, соединенный с выходным валом 1 при помощи бочкообразных или эвольвентных шлицов. Таким образом, на валу создается крутящий момент. Благодаря отверстиям в торцевом распределителе 5, камеры обоймы поочередно соединяются с магистралями высокого и низкого давления. Пружина 8 поджимает блок цилиндров к распределителю.

Анализ особенностей динамической работы гидромотора показал, что входное давление рабочей жидкости, действующей на каждый поршень, можно представить как функцию $P(\varphi)$, зависящую от угла поворота выходного вала. Тогда структурно работу гидромотора изобразим в виде двух блоков (рис. 2). Блок W представляет собой область формирования зон высокого и низкого давления, т.е. магистрали и распределитель гидромотора. Блок S – ходовая часть, включающая выходной вал, блок цилиндров, наклонный диск, поршни, подпятники. На выходе блок W формирует для каждого поршня некоторое давление $P(\varphi)$, зависящее от угла поворота выходного вала φ . Распределение давления $P(\varphi)$, действующего на доньшки каждого поршня за один оборот выходного вала, представлено на рис.3,а.

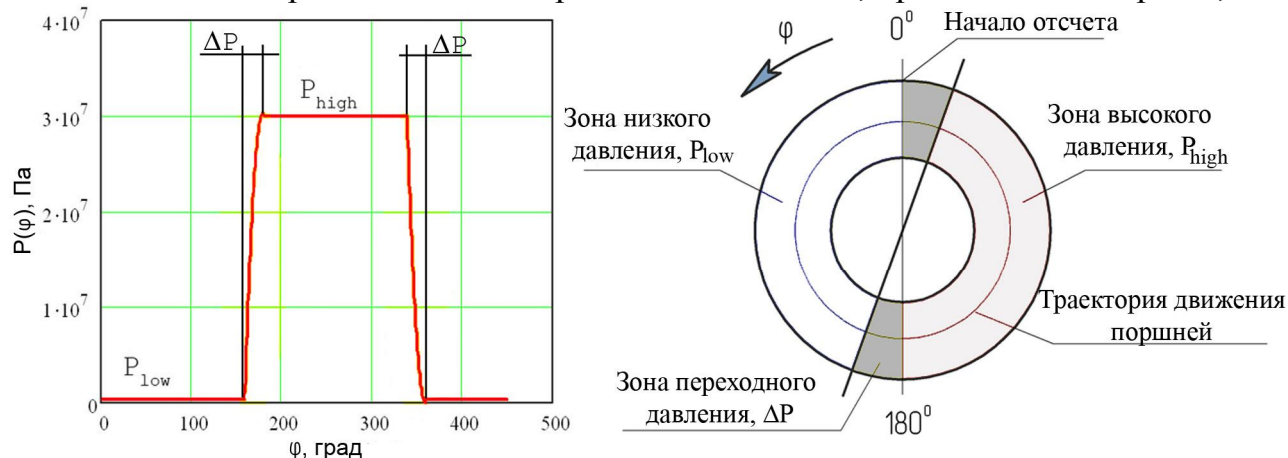


Рис.3. Зависимость давления $P(\varphi)$ за один оборот выходного вала (а) и распределение давлений при движении поршней по поверхности наклонного диска (б)

Начало отсчета движения условно принятого первого поршня по наклонному диску показано на рис.3,б. Рассмотрим схему действия внешних активных и

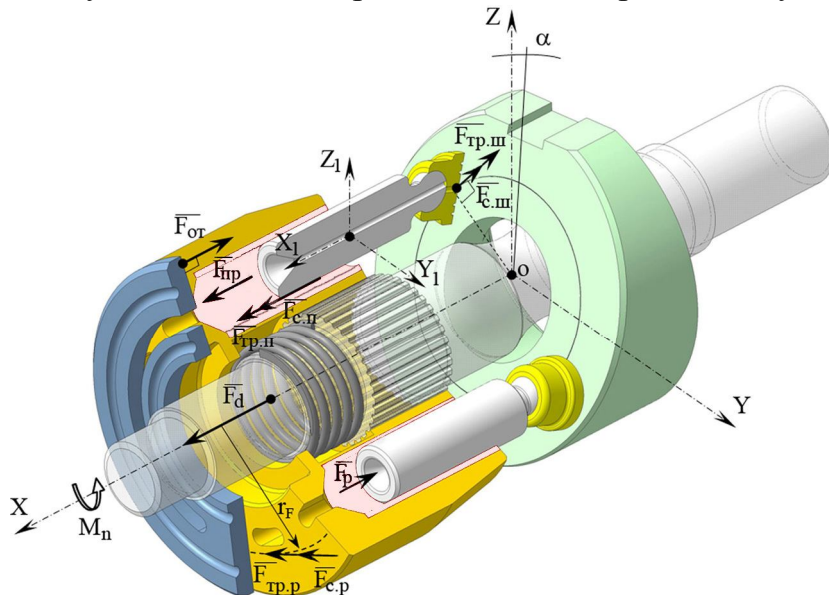


Рис.4. Пространственное представление активных и диссипативных сил

диссипативных сил ходовой части аксиально-поршневого гидромотора (рис. 4). Для этого в точку O – точку пересечения оси вала и плоскости наклонного диска – помещаем неподвижную систему координат $OXYZ$. Блок цилиндров совершает на валу осевое перемещение относительно OX и поджимается к распределителю пружиной с жесткостью c_d (рис. 5). При износе шлицов возникают радиальные перемещения блока цилиндров в системе

$OXYZ$. В процессе вращения выходного вала каждый поршень совершает вращательное и возвратно-поступательное движение в системе $OXYZ$. Точку C – центр масс поршня – свяжем с подвижной системой координат $CX_1Y_1Z_1$. Вращение поршня относительно CX_1 не учитываем. Контакт подпятников поршней с неподвижным наклонным диском происходит по его плоской поверхности. Шаровое

соединение поршень-подпятник не учитываем и считаем его жестким. Заменяем связи реакциями связей.

На механическую систему блок цилиндров – поршни – подпятники действуют следующие внешние активные и диссипативные силы: $F_{\text{пр}}$ – сила давления жидкости на дно каждого из цилиндров, соединенных с окном высокого давления распределителя; $F_{\text{рот}}$ – сила давления жидкости в рабочем окне распределителя и стыковом зазоре, образованном сопряженными поверхностями блока цилиндров и распределителя; F_p – сила давления рабочей жидкости на поршни, приложенная в центре доньшка поршня; M_n – момент нагрузки на валу гидромотора; $F_{\text{тр.ш}}$ – сила трения шайба-подпятник; $F_{\text{тр.р}}$ – сила трения распределитель – блок цилиндров; $F_{\text{тр.п}}$ – сила трения поршень-втулка; F_d – сила, создаваемая пружиной прижимающей блок цилиндров к распределителю, приложенная к центру торцевой поверхности блока цилиндров; G_0 – сила тяжести блока цилиндров, $G_{\text{п}}$ – сила тяжести поршней, $G_{\text{пп}}$ – сила тяжести подпятников.

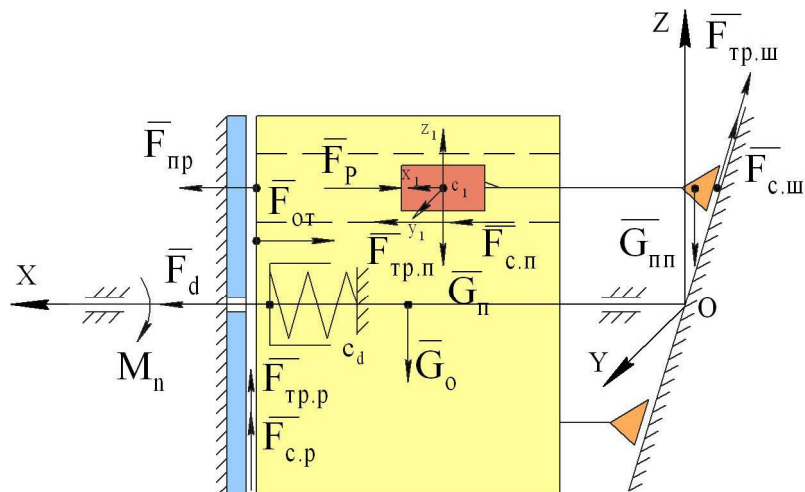


Рис.5. Динамическая расчетная схема аксиально-поршневого гидромотора

В процессе эксплуатации гидромотора возникает износ его подвижных пар, что приводит к росту напряжений и отказам. Таким образом, в парах возникают нелинейные силы, что приводит к нелинейности механической системы в целом. Силы трения в парах распределитель-блок, поршень-втулка, подпятник-наклонный диск будем задавать функцией зависящей от скорости звена (рис.6,а):

$$F_{\text{тр}} = \begin{cases} F_{\text{тр}}^{(+)}, \dot{x} > 0; \\ F_{\text{тр}}^{(-)}, \dot{x} < 0; \\ q F_{\text{тр}}, \dot{x} = 0, -1 \leq q \leq 1; \end{cases}$$

Согласно такому описанию, сила трения при наличии скорости равняется своему предельному значению $\pm F_{\text{тр}}$. При движении звена с остановками, сила трения определяется из условий равновесия, так как в покое ($\dot{x} \equiv 0$) сила трения является величиной, не определённой ни по знаку, ни по модулю, т.е. теоретически может равняться любой величине ($-F_{\text{тр}}, +F_{\text{тр}}$).

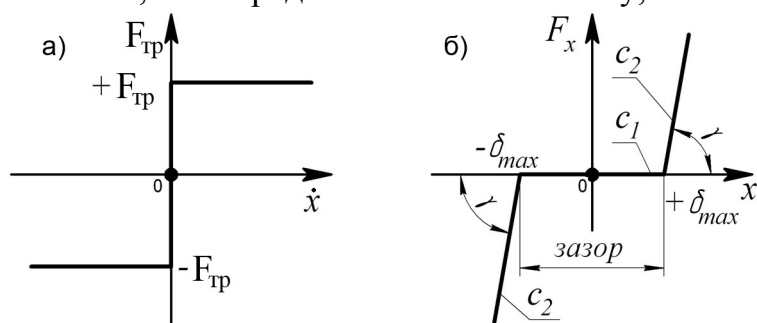


Рис.6. Нелинейные силы, действующие в подвижных парах гидромотора: а - кусочная функция силы трения, б - линейно-кусочная функция типа зазор

Силу, действующую в зазоре пары вал-блок цилиндров, представим в виде линейно-кусочной функции (рис.6,б):

$$F_x = \begin{cases} c_2(x - \delta), x > +\delta; \\ c_1, -\delta \leq x \leq +\delta; \\ c_2(x + \delta), x < -\delta, \end{cases}$$

где c_1 – жесткость в зазоре ($c_1 = 0$), c_2 – жесткость при контакте поверхностей блока цилиндров и вала ($c_2 \rightarrow \infty$).

При вращении блока с поршнями и подпятниками в жидкости создаются моменты сил вязкого трения, которые зависят от скоростей вращения этих деталей. В работах С.Л. Цыфанского, Б.В. Лушникова указывается, что изменение вязкого трения в пределах $b/b_{кр} = 0 \dots 0,5$ на частотах ($\omega/p > 1,1$) вызывает изменение амплитуд спектра вибросигнала не более чем на 3%, поэтому трение вращения в математической модели учитываем, но при численном эксперименте не будем варьировать коэффициентами вязкого трения, т.е считаем их постоянными.

Механическая система блок цилиндров – поршни – подпятники имеет четыре степени свободы, характеризующиеся четырьмя обобщенными координатами: φ – угол поворота обоймы относительно оси ОХ; $x_{об}$, $y_{об}$, $z_{об}$ – координаты смещения обоймы в системе ОХУZ.

Для вывода дифференциальных уравнений движения обоймы с поршнями воспользовались уравнением Лагранжа II рода:

$$\left\{ \begin{array}{l} k_{11} \ddot{\varphi} + k_{13} \dot{y}_{об} + k_{14} \ddot{z}_{об} + k_{15} \dot{\varphi}^2 + k_{16} \dot{\varphi} \dot{y}_{об} + k_{17} \dot{\varphi} \dot{z}_{об} = r \operatorname{tg} \alpha \sum_{i=1}^n (F_{тр.лi} + F_{тр.лxi} - F_{тр.лzi}) \sin \varphi_i + a_{11}; \\ k_{22} \ddot{x}_{об} = c x_{об} + \sum_{i=1}^n (P_i (S_{лп} - S_{от}) - F_{тр.лi}); \\ k_{33} \ddot{y}_{об} + k_{31} \ddot{\varphi} + k_{35} \dot{\varphi}^2 = \sum_{i=1}^n F_{тр.лyi} + F_{тр.р} + a_{33} + \begin{cases} c_2 y_{об} (1 - \frac{\delta}{\sqrt{y_{об}^2 + z_{об}^2}})^2, \sqrt{y_{об}^2 + z_{об}^2} > +\delta; \\ 0, -\delta \leq \sqrt{y_{об}^2 + z_{об}^2} \leq +\delta; \\ c_2 y_{об} (1 + \frac{\delta}{\sqrt{y_{об}^2 + z_{об}^2}})^2, \sqrt{y_{об}^2 + z_{об}^2} < -\delta. \end{cases} \\ k_{44} \ddot{z}_{об} + k_{41} \ddot{\varphi} + k_{45} \dot{\varphi}^2 = \operatorname{tg} \alpha \sum_{i=1}^n (F_{тр.лzi} - F_{тр.лxi} - F_{тр.л}) + a_{44} + \begin{cases} c_2 z_{об} (1 - \frac{\delta}{\sqrt{y_{об}^2 + z_{об}^2}})^2, \sqrt{y_{об}^2 + z_{об}^2} > +\delta; \\ 0, -\delta \leq \sqrt{y_{об}^2 + z_{об}^2} \leq +\delta; \\ c_2 z_{об} (1 + \frac{\delta}{\sqrt{y_{об}^2 + z_{об}^2}})^2, \sqrt{y_{об}^2 + z_{об}^2} < -\delta, \end{cases} \end{array} \right. \quad (1)$$

где n – количество поршней гидромотора; k_{ij} – элементы матрицы коэффициентов; ξ – индекс номера строки; j – индекс номера столбца; $S_{лп}$ – площадь поверхности давления жидкости на донышки цилиндров, соединенных с окном высокого давления распределителя; $S_{от}$ – площадь поверхности давления жидкости в рабочем окне распределителя и стыковом зазоре, образованном сопряженными поверхностями блока цилиндров и распределителя. В правой части дифференциальных уравнений показаны нелинейные модели зазора и трения подвижных пар, а составляющие остальных внешних сил, записаны упрощенно (a_{11} , a_{33} , a_{44}) ввиду их громоздкости. Подробное описание матрицы коэффициентов и составляющих a_{11} , a_{33} , a_{44} приводится в главе. В результате получили математическую модель аксиально-поршневого гидромотора в виде системы четырех дифференциальных уравнений второго порядка с правой частью, зависящей от обобщенных координат и их производных.

Система (1) была дополнена следующими уравнениями, описывающими внутренние связи ходовой части, при условии безотрывного движения подпятника поршня от наклонного диска:

$$\begin{cases}
m_i \operatorname{tg}(\alpha)(r \cos(\varphi_i) \dot{\varphi}_i^2 + r \sin(\varphi_i) \ddot{\varphi}_i + \ddot{z}_{об}) = F_{тр.шл} - F_p - F_{от} + F_{пп} + N_i \cos \alpha - F_{тр.шхл} - F_{с.шхл}; \\
m_i r(\ddot{\varphi}_i \cos \varphi_i - \dot{\varphi}_i^2 \sin \varphi_i) + m_i \ddot{y}_{об} = R_{yi} - F_{тр.шyi} - F_{с.шyi}; \\
m_i \operatorname{tg}(\alpha)(r \cos(\varphi_i) \dot{\varphi}_i^2 + r \sin(\varphi_i) \ddot{\varphi}_i + \ddot{z}_{об}) = R_{zi} + N_i \sin \alpha - F_{тр.шzl} - F_{с.шzl} - m_i g; \\
0 = N_i z_{ki} \cos \alpha + N_i x_{ki} \sin \alpha - (F_p + F_{от} - F_{пп}) \operatorname{tg}(\alpha)(r \cos(\varphi_i) \dot{\varphi}_i^2 + r \sin(\varphi_i) \ddot{\varphi}_i + \ddot{z}_{об}) + \\
+ F_{тр.п} \operatorname{tg}(\alpha)(r \cos(\varphi_i) \dot{\varphi}_i^2 + r \sin(\varphi_i) \ddot{\varphi}_i + \ddot{z}_{об}) - R_{zi} \operatorname{tg}(\alpha)(r \cos(\varphi_i) \dot{\varphi}_i^2 + r \sin(\varphi_i) \ddot{\varphi}_i + \ddot{z}_{об}) + M_{yi}; \\
0 = (F_{пп} - F_{от} - F_p)(r(\ddot{\varphi}_i \cos \varphi_i - \dot{\varphi}_i^2 \sin \varphi_i) + \ddot{y}_{об}) - N_i y_{ki} \sin \alpha - y_{ki}(F_{тр.шхл} + F_{с.шхл}) + F_{тр.шл} \ddot{y}_{об} - \\
- x_{ki}(F_{тр.шyi} + F_{с.шyi}) - F_{тр.шл} r(\ddot{\varphi}_i \cos \varphi_i - \dot{\varphi}_i^2 \sin \varphi_i) + R_{yi} \operatorname{tg}(\alpha)(r \cos(\varphi_i) \dot{\varphi}_i^2 + r \sin(\varphi_i) \ddot{\varphi}_i + \ddot{z}_{об}) + M_{zi},
\end{cases} \quad (2)$$

где m – суммарная масса подпятника и поршня; r – радиус окружности, по которой движутся центры подпятников поршней; f – коэффициент трения; x_k, y_k, z_k – координаты точки приложения силы трения $F_{тр.ш}$; R_y, R_z – проекции главного вектора R , действующего на блок цилиндров со стороны поршня на оси OY и OZ соответственно; M_x – момент силы трения $F_{тр.п}$ с плечом равным радиусу поршня ρ ; M_y, M_z – проекции главного момента M , действующего на блок со стороны поршня.

Таким образом, неизвестными в уравнениях (1) и (2) являются: $\varphi, x_{об}, y_{об}, z_{об}, R_{yi}, R_{zi}, N_i, M_{yi}, M_{zi}$. Полная система дифференциальных уравнений описывающих работу ходовой части гидромотора с n поршнями, состоит из $5n+4$ уравнений с $5n+4$ неизвестными.

Особенностью приведенной математической модели является возможность реализации различных режимов трения в трибологических парах, а также учет и изменение зазора, возникающего при износе шлицевого соединения вал – блок цилиндров, что позволяет описать и наиболее полно отразить динамические процессы, протекающие в аксиально-поршневом гидромоторе при нештатном режиме работы.

Третья глава раскрывает процесс построения и решения математической модели, а также анализ полученных данных. Алгоритм решения включает в себя набор функций, позволяющих провести исследование от введения геометрических и рабочих параметров до записи выходных сигналов в файл.

Решение систем (1) и (2) дифференциальных уравнений математической

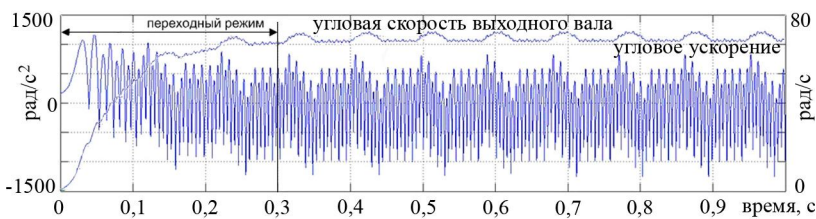


Рис.8. Пример результата численного моделирования ($f = 0,005$; $\delta = 0,01$ мм; $M_n = 90$ Н·м)

модели, описывающей работу аксиально-поршневого гидромотора с девятью поршнями (рис. 7), реализовано численными методами в программно-вычислительном комплексе на базе среды блочного имитационного моделирования Simulink/Matlab, обеспечивающего ряд преимуществ перед другими автоматизированными комплексами научных исследований. В главе приводится подробное описание работы каждого блока и его назначение.

В процессе моделирования изменялись такие параметры, как коэффициенты сухого трения f каждой трибологической пары, величина зазора δ , нагрузка на выходном валу M_n . Пример результата численного эксперимента приведен на рис. 8. Анализ данных, полученных в процессе моделирования, проводим только для стационарных режимов. Для гидродинамического режима трения f задавали стремящимся к нулю ($f = 0,005 \dots 0,0005$), для режима сухого трения $f = 0,5 \dots 0,6$. Граничное трение исследовали при $0,005 < f < 0,5$.

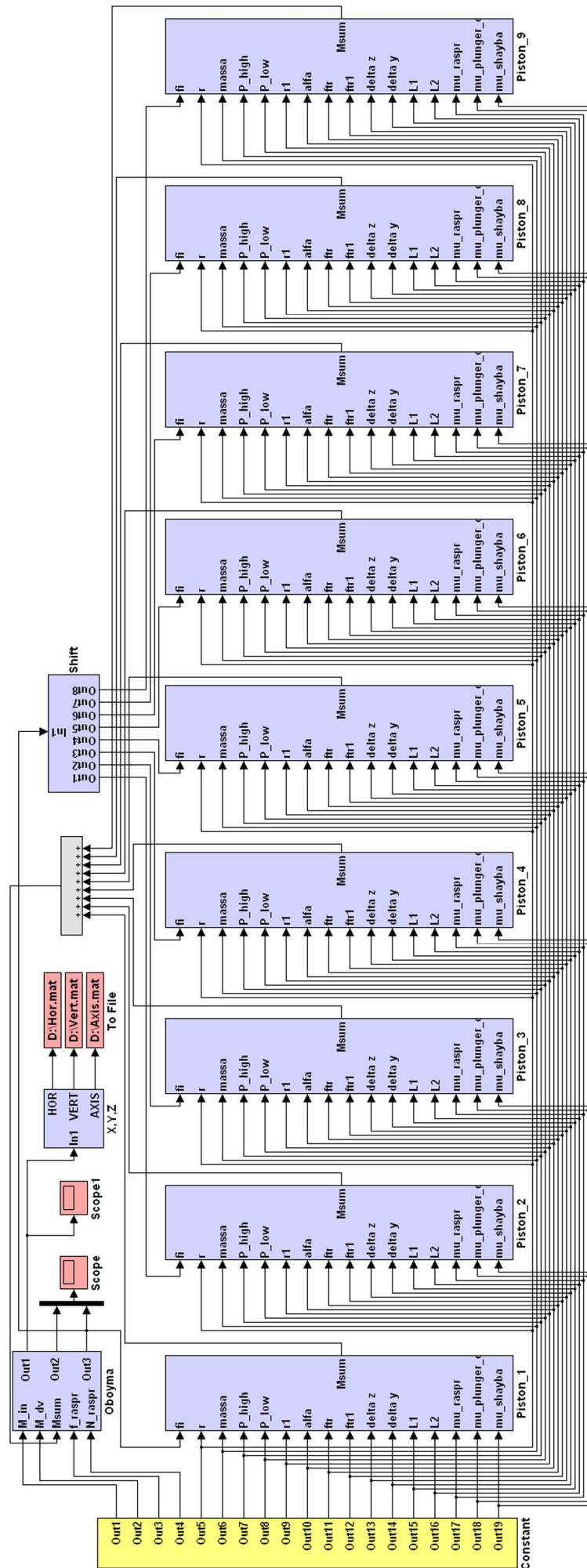


Рис. 7. Схема реализации решения дифференциальных уравнений, описывающих динамические процессы аксиально-поршневого гидромотора, в программно-вычислительном комплексе на базе среды имитационного моделирования Simulink/Matlab

Построили семейство частотных (рис.9) и энергетических спектров (рис.10), полученных при различных f .

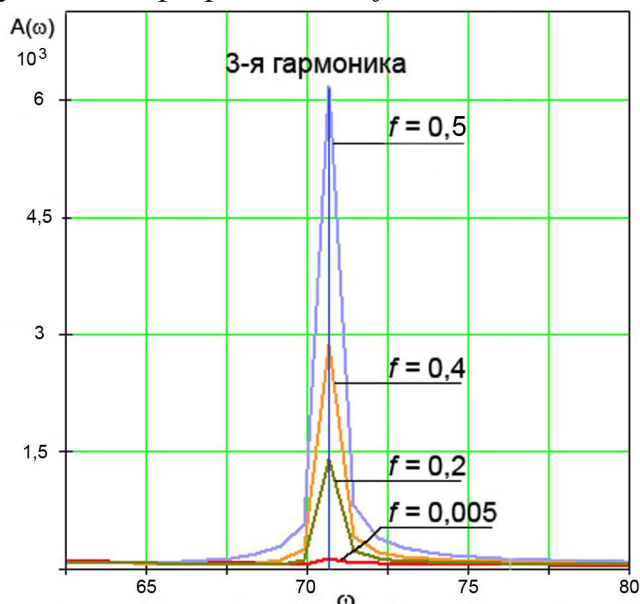


Рис. 9. Фрагмент частотного спектра системы

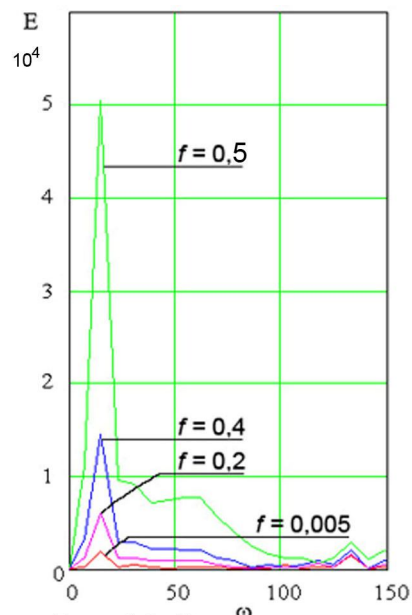


Рис. 10. Энергетический спектр системы

По частотным спектрам установлено, что изменение коэффициента трения приводит к изменению пиков 3, 5, 7-й гармоник. Наиболее явное изменение пиков проявляется на 3-й гармонике. Анализ энергетических спектров показал, что энергия вибрационных сигналов возрастает при переходе к режиму сухого трения. В результате построены зависимости отношений амплитуд $A^{(3)}/A^{(1)}$ от коэффициента трения f для различного количества подвижных пар. По полученной диаграмме (рис. 11) можно определять число пар при известных f и $A^{(3)}/A^{(1)}$

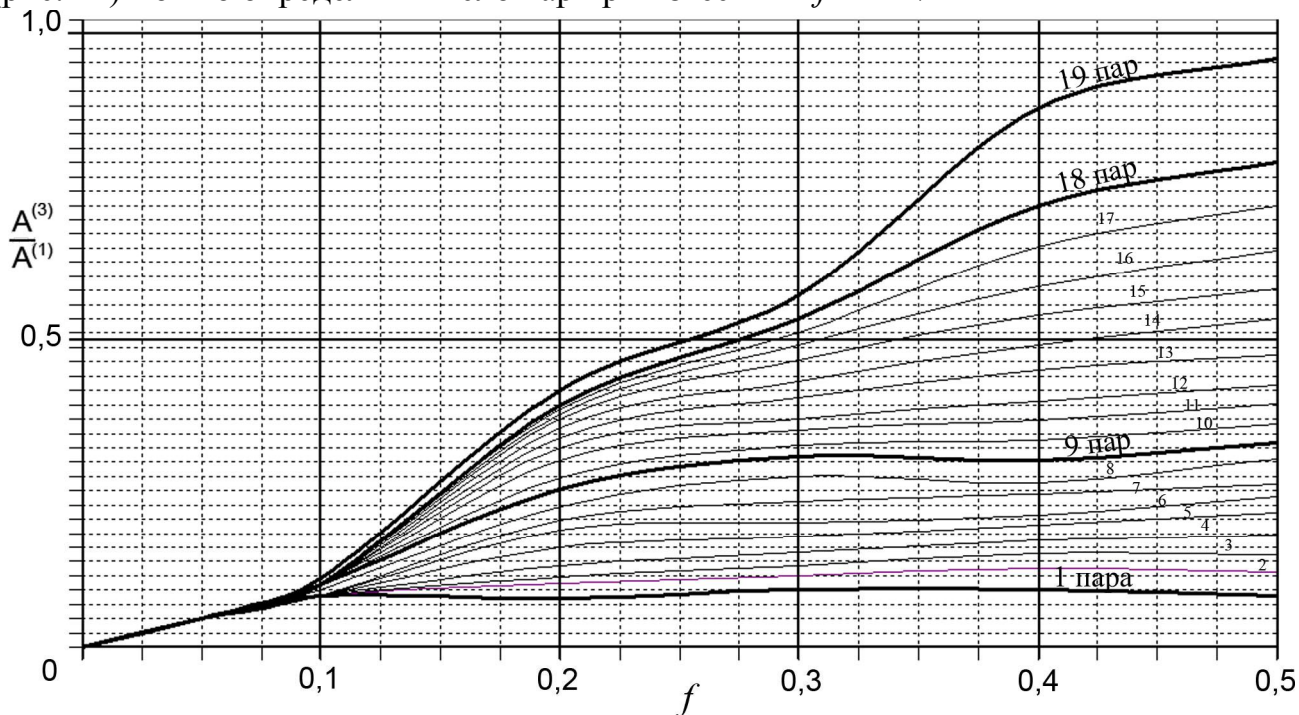


Рис. 11. Диаграмма определения количества подвижных пар с различным коэффициентом трения

В процессе эксплуатации гидромоторов происходит износ шлицевых соединений пары вал – блок цилиндров, что приводит к увеличению зазора и динамической неуравновешенности ходовой части. Для исследования данного явления изменяли зазор δ в интервале 0,25...2 мм. На рис.12 приведен пример

спектра, полученный при моделировании. Анализируя спектры, можно утверждать,

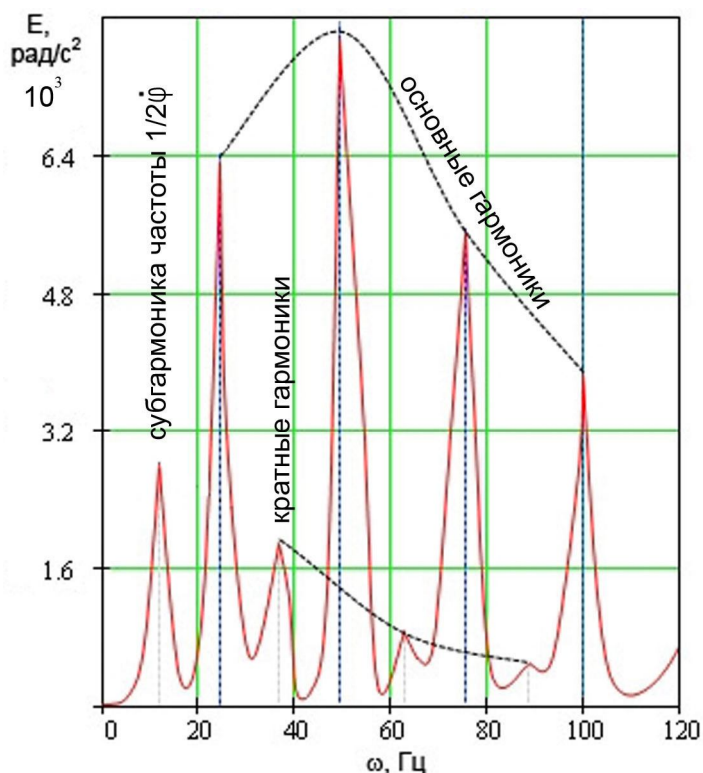


Рис. 12. Спектр системы с учетом нелинейности типа зазор в паре вал-блок цилиндров

что при проявлении дефекта типа зазор изменяется пик удвоенной частоты вращения выходного вала 2ϕ . Также на приведенном спектре виброускорения присутствуют четыре пика дробных гармоник с частотами 12,5; 37,5; 62,5 и 87,5 Гц, изменяющиеся в зависимости от величины зазора. Следуя классической терминологии спектральной диагностики, это есть одна субгармоника и три гармоники с дробным номером. При проведении математического моделирования и анализа полученного вибросигнала, измерялась амплитуда субгармоники частоты $1/2\phi$. Семейство

характеристик, полученных при различных δ , приведено на рис. 13. Анализ полученных спектров и диаграмм позволяет не только определить наличие дефекта в

кинематических парах, но и определить их количество и выявить их тип, а именно уменьшение смазывающего слоя в трибологических парах и появление зазора в паре вал – блок цилиндров.

В четвертой главе представлено научное обоснование методики диагностики гидромотора по вибрационному сигналу корпуса, а также приводится программа экспериментальных исследований.

На основании результатов, полученных в третьей главе, выработана методика диагностирования аксиально-поршневого гидромотора. В качестве параметров диагностирования k и k_1 принимается значение амплитуды 3-й гармоники $A^{(3)}$ и значение амплитуды $A^{(1/2)}$ субгармоники частоты $1/2\phi$ соответственно.

Теоретически доказано, что при наступлении режима сухого трения в чистом виде амплитуда $A^{(3)}$ может достигать уровня 6000 рад/с^2 (режим практически полного отсутствия смазки), а амплитуда $A^{(1/2)}$ – 2000 рад/с^2 при $\delta = 2 \text{ мм}$. В работах В.А. Руссова установлено, что влияние таких параметров, как момент нагрузки M_n , вибрации других узлов, степень закрепления гидромотора и другие факторы могут вносить изменения в уровни амплитуд всех частот спектров вибросигнала, что неоднозначно характеризует состояние гидромотора. Поэтому для анализа используем дихотомический подход. В этом случае при принятии решений о диагнозе возможны ошибки 2-х видов: I и II рода (ложная тревога и пропуск дефекта). Для снижения вероятности ложной тревоги и вероятности пропуска

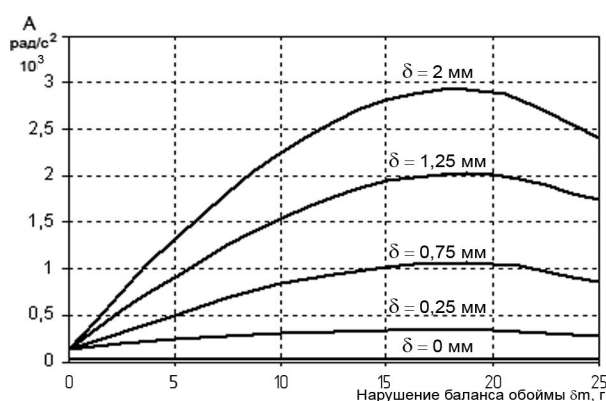


Рис. 13. Семейство характеристик изменения амплитуд субгармоники ($1/2$)

дефекта, а также повышения вероятности правильного диагноза уточняем k и k_1 . Для этого представим результирующую амплитуду 3-й гармоники и субгармоники в следующем виде:

$$A_{(3,\sum)} = A_{(3)}^{(f)} + A_{(3)}^{(M_n)} + A_{(3)}^{(CP)};$$

$$A_{(1/2,\sum)} = A_{(1/2)}^{(\delta)} + A_{(1/2)}^{(M_n)} + A_{(1/2)}^{(CP)},$$

где $A_{(3)}^{(f)}$ – значение амплитуды, порождаемой силой трения; $A_{(1/2)}^{(\delta)}$ – значение амплитуды, порождаемой появившимся зазором; $A_{(3)}^{(M_n)}, A_{(1/2)}^{(M_n)}$ – величины амплитуд, порождаемые моментом нагрузки; $A_{(3)}^{(CP)}$ – величина амплитуды, накладываемая случайным процессом.

Вводятся весовые коэффициенты $\psi_1, \psi_2, \psi_3, \psi_4$ ослабления амплитуд $A_{(3)}^{(f)}, A_{(3)}^{(M_n)}, A_{(3)}^{(CP)}, A_{(1/2)}^{(\delta)}$ соответственно. Тогда формулы для уточнения k и k_1 запишутся в следующем виде:

$$k = \psi_1 A_{(3,\sum)} - \psi_2 A_{(3)}^{(M_n)} - \psi_3 A_{(3)}^{(CP)};$$

$$k_1 = \psi_4 A_{(1/2,\sum)} - \psi_2 A_{(1/2)}^{(M_n)} - \psi_3 A_{(1/2)}^{(CP)}.$$

Согласно проведенному методу экспертных оценок принимаем: $\psi_1 = 1$, ψ_2 выбирается исходя из типа гидромотора, и лежит в пределах $[0...0,5]$, ψ_3 выбирается исходя из длительности эксплуатации транспортного средства, и может принимать значения $[0...0,3]$.

Тогда правило принятия решения имеет вид:

если $\psi_1 A_{(3,\sum)} - \psi_2 A_{(3)}^{(M_n)} - \psi_3 A_{(3)}^{(CP)} < k_0$, то гидромотор D_1 ;

если $\psi_1 A_{(3,\sum)} - \psi_2 A_{(3)}^{(M_n)} - \psi_3 A_{(3)}^{(CP)} > k_0$, то гидромотор D_2 ;

если $\psi_4 A_{(1/2,\sum)} - \psi_2 A_{(1/2)}^{(M_n)} - \psi_3 A_{(1/2)}^{(CP)} < k_{01}$, то гидромотор D_1 ;

если $\psi_4 A_{(1/2,\sum)} - \psi_2 A_{(1/2)}^{(M_n)} - \psi_3 A_{(1/2)}^{(CP)} > k_{01}$, то гидромотор D_2 ,

где D_1 – исправное состояние, D_2 – наличие дефекта. Граничные значения признаков k_0, k_{01} определяли следующими методами: Неймана–Пирсона, минимального риска, наибольшего правдоподобия, минимального числа ошибочных решений. В таблице 1 приведены результаты расчетов среднего риска по предложенной методике и введенным правилам.

Таблица 1
Результаты расчета среднего риска по предложенной методике

<i>Метод анализа ошибок</i>	<i>Средний риск</i>
Минимального риска	0,190
Минимального числа ошибок	0,467
Наибольшего правдоподобия	0,248
Неймана–Пирсона	0,210

Самый большой риск при принятии решений дает метод минимального числа ошибок. Наилучший результат использования предложенной методике получается совместно с методами минимального риска и Неймана–Пирсона. Здесь вероятность принятия ошибочного решения составляет 0,19...0,21, что на 15–25% ниже, чем у методик, предложенных в работах Н.В. Богдана, М.И. Жилевича, Л.Г. Красневского.

При постановке диагноза D_2 вычисляются отношения амплитуд $A^{(3)}/A^{(1)}$ и с учетом f по диаграмме рис.10 определяется количество подвижных пар, в которых вклад составляющих сухого трения превышает допустимый. Конечный диагноз о состоянии гидромотора состоит из предупреждения о необходимости проведения ремонтных работ, а также подробной информации об изношенных подвижных парах. В случае D_1 анализ количества подвижных пар не осуществляется.

Целью экспериментальных исследований является проверка адекватности построенной математической модели и проведения сравнительного анализа теоретических результатов с опытными данными, а также практической апробации методики определения дефекта. Для этого был спроектирован и собран лабораторный стенд (рис. 14), отличительной особенностью которого является оригинальная конструкция нагрузочного устройства выходного вала.

Стенд состоит из гидромеханической и приборной частей, а также аппаратного и программного комплекса. Гидромеханическая часть обеспечивает привод питанием рабочей жидкостью и нагружение гидромотора, там же установлены датчики давления. Приборная часть содержит промежуточные преобразователи и измерительные приборы для получения необходимой для диагностирования информации. Аксиально-поршневой гидромотор с точки зрения проведения эксперимента является сложной многофакторной системой. К управляющим факторам, определяющим поведение исследуемого агрегата, относятся как конструктивные параметры, так и параметры динамического процесса (скорость вращения выходного вала ϕ , содержание примесей в рабочей жидкости, давление, температура). Функцией отклика является вибрационный сигнал корпуса гидромотора. При планировании эксперимента использовался полный факторный план, когда все уровни одного фактора комбинируются со всеми уровнями остальных.

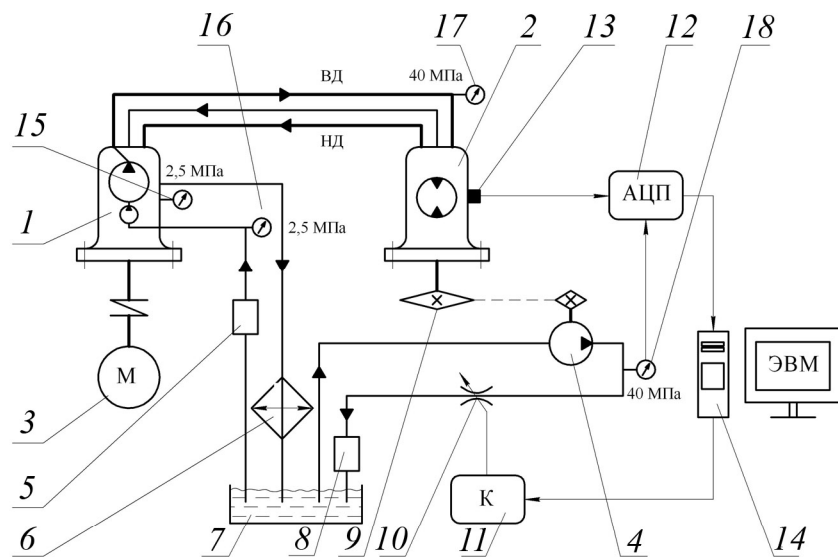


Рис. 14. Гидромеханическая схема лабораторного стенда

1-гидронасос НПА-90; 2-гидромотор МПА-90; 3-приводной двигатель; 4-гидронасос НШ-90;
5-фильтр тонкой очистки; 6-масляный охладитель; 7-гидробак; 8-фильтр грубой очистки;
9-цепная передача; 10-регулируемый дроссель; 11-силовой ключ; 12-аналогово-цифровой преобразователь; 13-акселерометр; 14-персональный компьютер; 15,16-манометр на 2,5 МПа;
17-манометр на 40 МПа; 18-датчик давления

Частотные спектры экспериментальных исследований приведены на рис. 15. Результаты экспериментов показали достаточное совпадение теоретических и опытных данных.

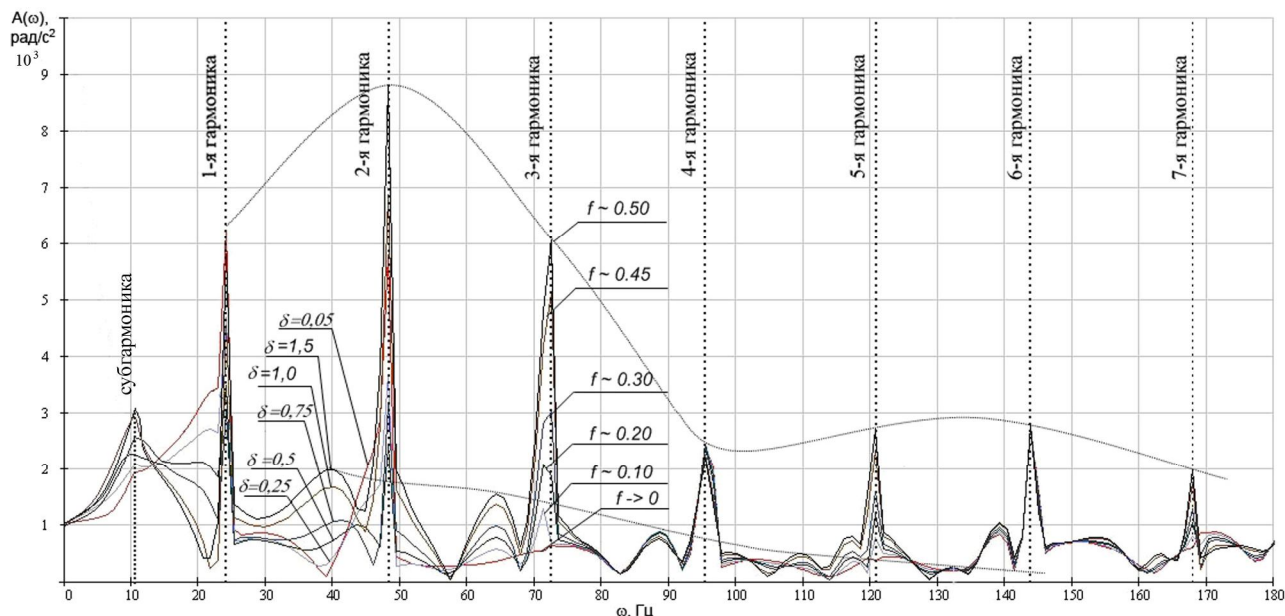


Рис.15. Семейство частотных спектров, полученных экспериментально

Рекомендации по внедрению системы автоматического диагностирования в серийной технике.

Большое количество блоков управления и выполняемые ими смежные функции современного транспортного средства объединены различными

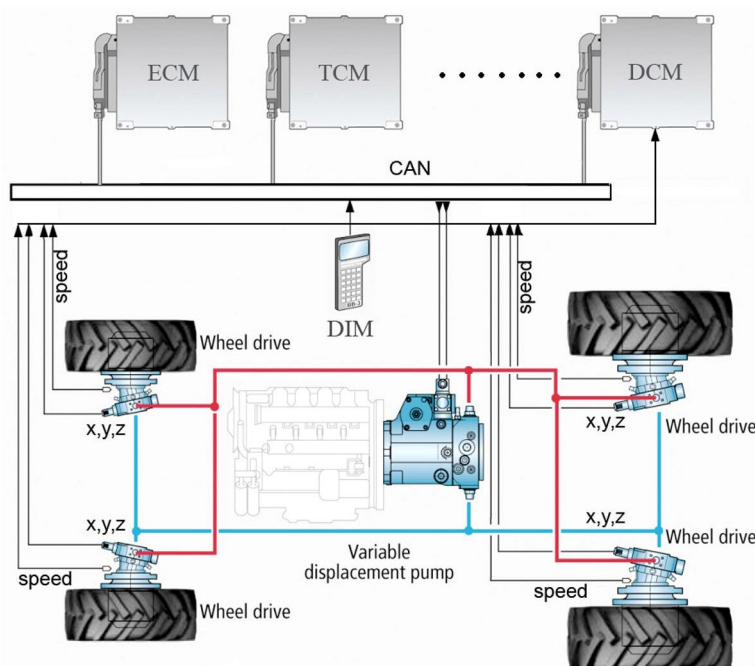


Рис. 16. Топологическая схема системы функциональной диагностики

технологиями передачи данных, таких как шина CAN, LIN, MOST, Bluetooth. Каждая из шин отвечает определенным требованиям и выполняет связь между электронными компонентами системы. Тем не менее основной шиной является CAN.

На основании проведенных расчетов и экспериментов предлагается оригинальное конструктивное решение интегрированной системы автоматического диагностирования аксиально-поршневых гидромоторов с передачей информации по CAN-сети (рис. 16). В каждый

из аксиально-поршневых гидромоторов встраивается трехкоординатный датчик ускорения ADXL302JQC. Аналоговые сигналы с акселерометров передаются в блок DCM (Diagnostic Central Module). Обработанный по специальному алгоритму сигнал с датчиков модулем DCM в виде сообщений передается в шину CAN. Модуль DIM, отвечающий за вывод информации на дисплей, считывает из CAN-сети информацию о состоянии гидромоторов и по запросу выводит ее на экран бортового компьютера.

Система диагностики должна обрабатывать информацию в режиме реального времени. Тем не менее приоритет по скорости имеет высокоскоростная шина

силового агрегата, поэтому диагностический комплекс необходимо подключить к шине, имеющей скорость 100 кбит/с.

Такая система автоматической диагностики может выполнять следующие функции:

- измерение, расчет и отображение оперативной информации;
- измерение, расчет, отображение прогнозируемой информации и выдача рекомендаций;
- сигнализация (оптическая, акустическая, речевая) и предупреждение оператора;
- управление системами и агрегатами гидропривода, режимом его работы;
- диагностика и самодиагностика.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

В диссертации решена актуальная научно-техническая задача повышения эффективности функциональной диагностики аксиально-поршневых гидромоторов, в основе которой лежит создание системы встроенной автоматической диагностики, позволяющей рассчитывать износ кинематических пар аксиально-поршневого гидромотора по вибрационному сигналу корпуса, а также выводить информацию о состоянии агрегата в реальном времени в соответствии с разработанной методикой принятия решения. По результатам исследований сделаны следующие выводы:

1. В результате анализа особенностей динамической работы гидромотора выявлено, что входное давление рабочей жидкости, действующей на каждый поршень за один оборот блока цилиндров, можно представить как кусочно-постоянную функцию давления, зависящую от угла поворота выходного вала, что дало возможность рассматривать гидромотор как автономную систему, построить его динамическую расчетную схему и записать дифференциальные уравнения математической модели с допустимыми упрощениями, с одной стороны, и с достаточным количеством параметров для ее более полного отображения – с другой.

2. Теоретически обоснован выбор ряда допущений функционирования гидромотора, что позволило создать концептуально новую математическую модель аксиально-поршневого гидромотора, описывающую динамические процессы нештатных режимов его работы, а именно режим масляного голодания работы прецизионных пар трения и появления зазора шлицевого соединения пары вал – блок цилиндров вследствие эксплуатационных износов.

3. Решены нелинейные дифференциальные уравнения математической модели, описывающие динамические процессы, протекающие при работе в нештатных режимах аксиально-поршневого гидромотора, путем реализации их численными методами в программно-вычислительном комплексе на базе среды блочного имитационного моделирования Simulink/Matlab, обеспечивающего ряд преимуществ перед другими автоматизированными комплексами научных исследований, таких как наглядность, возможность не прибегать к линеаризации уравнений, высокая скорость вычислений, легкость изменения параметров моделирования.

4. В результате изучения математической модели выявлены закономерности, на основе которых выработаны диагностические признаки, заключающиеся в появлении гармоник дробной частоты с амплитудой до 2000 рад/с² спектра виброускорения при изменении зазора в шлицевом соединении до 75% высоты зуба в паре вал – блок цилиндров, а также изменении амплитуды 3-й гармоники спектра

виброускорения до 6000 рад/с^2 при увеличении коэффициента сухого трения скольжения прецизионных пар трения.

5. Установлена связь между коэффициентом трения подвижных пар и отношением амплитуд третьей и первой гармоник спектра сигнала виброускорения корпуса гидромотора в зависимости от различного количества прецизионных пар трения, что дает возможность использовать эту закономерность при разработке средств диагностирования, а именно выявления числа трибологических пар, работающих в режиме повышенного трения.

6. На основе установленных закономерностей создана и научно обоснована оригинальная методика функциональной диагностики, позволяющая выявлять износ кинематических пар аксиально-поршневого гидромотора по вибрационному сигналу корпуса, особенностью которой является введенный набор решающих правил принятия решения, построенных на уточнениях диагностических признаков за счет разложения амплитуд третьей гармоники и субгармоники на составляющие и введения их весовых коэффициентов, что позволило повысить вероятность достоверного диагноза за счет снижения среднего риска на 15 – 25%.

7. Создана лабораторная установка и проведены исследования по диагностике износов кинематических пар аксиально-поршневого гидромотора, целью которых являлась проверка адекватности построенной математической модели и проведения сравнительного анализа теоретических результатов с опытными данными, а также практической апробации методики определения дефекта. Отличительной особенностью разработанного стенда является возможность задавать различные режимы нагрузки в автоматическом режиме, что обеспечивается оригинальной конструкцией нагрузочной части. Сопоставление результатов теоретических и опытных данных показало совпадение по частоте 85%, по амплитуде 80%.

8. Выработаны рекомендации по внедрению системы автоматического диагностирования в серийной технике, заключающиеся в использовании встраиваемых датчиков и центрального блока диагностики, связанного в единую сеть с блоками бортовой электроники по CAN-технологии передачи данных.

Основное содержание диссертации изложено в следующих работах:
Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК Российской Федерации

1. **Чаплыгин, К.В.** Составление математической модели аксиально-поршневого гидромотора [Текст] / **К.В. Чаплыгин, С.Ф. Яцун** // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2009. – Т. 11, №5(2). – С. 362-365.

2. Яцун, С.Ф. Методика определения упруго-вязких параметров поршневых колец [Текст] / С.Ф. Яцун, **К.В. Чаплыгин** // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2009. Спец. вып. – С.160-163.

Другие публикации

3. Козявин, А.А. Система автоматического диагностирования гидростатических приводов самоходных машин [Текст] / А.А. Козявин, **К.В. Чаплыгин** // Вибрационные машины и технологии: сб. науч. тр. – Курск, 2008. – С. 277-283.

4. Яцун, С.Ф. Стенд для вибродиагностики деталей машин [Текст] / С.Ф. Яцун, **К.В. Чаплыгин** // Вибрационные машины и технологии: сб. науч. тр. – Курск, 2008. – С. 706-709.

5. Яцун, С.Ф. Диагностика работы электромагнитных форсунок ДВС [Текст] / С.Ф. Яцун, **К.В. Чаплыгин, О.В. Емельянова** // Ресурсосберегающие технологии ремонта, восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов, оборудования, инструмента и технологической оснастки от нано- до макроуровня: материалы 11-й Междунар. науч.-практ. конф. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. – Ч. 2. – С. 401-405.

6. **Чаплыгин, К.В.** Метод диагностики работы электромагнитных форсунок ДВС [Текст] / **К.В. Чаплыгин, О.В. Емельянова** // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво)/ Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка. Полтава: ПолтНТУ, 2009. – Вип. 3(25), Т.2. – С. 112-116.

7. **Чаплыгин, К.В.** Математическая модель плунжерного гидромотора [Текст] / **К.В. Чаплыгин, С.Ф. Яцун** // Управляемые вибрационные технологии и машины: сб. науч. ст. – Курск, 2010. – Ч. 2. – С.18-23.

8. **Чаплыгин, К.В.** Математическое моделирование аксиально-поршневого гидромотора [Текст] / **К.В. Чаплыгин** // Управляемые вибрационные технологии и машины: сб. науч. ст. – Курск, 2010. – Ч. 2. – С.23-30.

9. Устройство для диагностики поршневых колец ДВС [Текст]: пат. на полезную модель №80952 Рос. Федерация: МПК G 01 M 15/00 / Яцун С.Ф., Мищенко В.Я., **Чаплыгин К.В.**; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «Курский государственный технический университет». - №2008139978/22; заявл. 08.10.08; опубл. 27.02.09, Бюл. №6.