

*На правах рукописи*

АНДРИЕНКО Павел Александрович

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ  
ДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА  
ТЯЖЕЛЫХ МАШИН С ГИДРОПРИВОДОМ

Специальность 05.02.18 – Теория механизмов и машин

Автореферат диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Санкт-Петербург - 2007

Работа выполнена в государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Научный руководитель: доктор технических наук,  
профессор  
Каразин Владимир Игоревич

Официальные оппоненты: доктор технических наук,  
проф. Тархов Альберт Иванович,  
профессор каф. ТТС ГОУ ВПО «СПбГПУ»  
кандидат технических наук,  
доц. Журавлева Елена Юрьевна,  
доцент ГОУ ВПО «СПБИМаш»

Ведущая организация: ФГУП «Конструкторское бюро специального машиностроения»

Защита состоится \_\_\_\_\_ ноября 2007 г в \_\_\_\_\_ часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.12 при ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу: 195251, Санкт-Петербург, Политехническая 29, 1-й учебный корпус, ауд. 41.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Автореферат разослан \_\_\_\_\_ октября 2007 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета Д 212.229.12



Евграфов А.Н.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы диссертации.** Последние десятилетия интенсивно идут разработки различных транспортных и технологических машин. Значительную часть из них составляют машины, оснащенные гидравлическими приводами, имеющими хорошие динамические характеристики, а также высокие точность и надежность. Среди этих машин можно выделить те, у которых масса рабочей жидкости, приведенная к выходному звену привода, несопоставимо меньше приведенной массы исполнительного механизма. Такие машины можно назвать тяжелыми. То обстоятельство, что в машинах с гидроприводами часто проявляются упругие свойства механизмов, на их работу оказывают влияние тепловые процессы, а элементы гидравлических цепей могут иметь электромагнитное управление, приводит к трудностям при их проектировании и исследовании динамики. При изучении динамики машин, как и всегда при выборе динамической модели, исследователя интересуют, прежде всего, те свойства функциональных частей, которые наиболее существенно влияют на исследуемые процессы. Поэтому рассмотрение сложных физических моделей частей машины не всегда является эффективным. Требуется рационализация решения задач анализа и синтеза таких систем.

Гидросистема машины зачастую состоит из большого количества элементов. Однако, для описания динамики машины представляется важным создание модели гидросистемы как единого целого. В гидравлических механизмах тяжелых машин динамические процессы возникают либо в результате изменения технологического режима, когда нагрузки, действующие на рабочий орган гидравлического механизма, изменяются по определенному закону, либо в результате воздействия на гидравлическую систему аппаратуры управления, то есть распределителей, различного вида клапанов. Характер протекания динамических процессов зависит, прежде всего, от параметров системы, то есть от величины и распределения масс отдельных элементов системы, упругости жидкости, гидравлических линий и твердых звеньев, диссипативных сопротивлений элементов системы, а также от внешних и внутренних возмущений. Тяжелыми мы будем называть машины, у которых приведенная к выходному звену привода масса рабочей жидкости

значительно уступает приведенной массе механической системы, и в процессе работы механическая система не проявляет своих упругих свойств.

Можно говорить, что в настоящее время уже сформировалась теория изучения гидропривода. Ей посвящены работы В. Н. Прокофьева, Т.М. Башты, Н.С. Гамынина, Д.Н. Попова, А. И. Тархова, Б. Л. Коробочкина, С. Н. Кожевникова, Ю. Г. Беренгарда, М. М. Гайцгори и др. Согласно этой теории для описания динамических процессов, протекающих в гидросистеме машины, необходимо составить систему уравнений, описывающих поведение каждого гидроэлемента, а также, при необходимости, учитывать свойства жидкости как материала. При рассмотрении достаточно сложных гидравлических цепей это приводит к созданию в общем случае системы нелинейных дифференциальных уравнений, одновременно описывающей быстрые и медленные процессы. Если для описания уже существующей системы эти трудности, так или иначе, можно решить, то на стадии проектирования подобных машин, когда возможны рассмотрения различных вариантов, они могут оказаться непреодолимыми. Для оценки динамики тяжелой машины в целом возникает необходимость создания простых адекватных динамических моделей гидросистемы, описывающих только интересующие исследователя процессы. Все выше сказанное определяет актуальность темы диссертации.

**Основной целью** данной работы является исследование динамических характеристик гидропередачи, разработка методов формирования динамических моделей тяжелых машин с гидроприводом и проверка адекватности полученных моделей.

Для достижения указанной цели в диссертации ставятся и решаются следующие **задачи**:

- исследовать влияния местных сопротивлений, упруго-инерционных свойств рабочей жидкости и податливости трубопроводов на динамические процессы в машинах;
- изучить возможность создания механической аналогии для гидросистемы машины с целью применения методов механики твердых тел для динамического анализа и синтеза машин с гидроприводом;

- получить алгоритм составления наиболее простой и достаточно точной математической модели, описывающей динамические процессы в тяжелых машинах с гидроприводами.

На защиту выносятся следующие **основные положения**:

- обоснование сложности применения существующих методов описания математических моделей в связи с одновременным учетом быстрых и медленных процессов, а также потерь напора в гидросистеме;
- при создании динамической модели необходимо отказаться от учета потерь напора, так как они не оказывают существенного влияния на колебательные процессы в гидropередаче. Также требуется учитывать диссипативные свойства жидкости, что существенно упрощает математические расчеты;
- обоснование принципа зависимости податливости и диссипации в гидросистеме от ее объема;
- формирование динамической модели гидросистемы, учитывающей упруго-диссипативные свойства рабочей жидкости.

**Методы исследования.** Теоретические методы исследования тяжелых машин с гидроприводом базируются на аналитических методах кинематического и динамического анализа машинных агрегатов, методах динамического исследования механизмов с учетом упругости звеньев, классической теории колебаний, вычислительной математики. При обработке результатов исследований и разработке методик расчета использовались пакеты прикладных программ: *MathCAD* и *Model Vision Studium*.

**Научная новизна** диссертации заключается в следующем:

- исследованы разработанные ранее методы формирования динамических моделей машин с гидроприводом;
- доказано, что на затухание колебательных процессов в гидropередаче не влияют местные сопротивления, а наибольшую роль в них играет внутреннее объемное сопротивление рабочей жидкости;
- обосновано, что податливость и внутреннее трение гидросистемы определяются только ее объемом;

– предложен метод формирования динамических моделей тяжелых машин с гидроприводом, представляющий жидкость как упруго-диссипативный элемент передаточного механизма машинного агрегата.

**Апробация работы и публикации.** Основные положения работы докладывались на научных семинарах кафедры «Теория механизмов и машин» СПбГПУ и на ряде международных и межвузовских научных конференций в Санкт-Петербурге. Основное содержание диссертации отражено в девяти публикациях.

**Достоверность полученных результатов** обеспечивается применением известных в теории механизмов и машин исходных уравнений и подтверждается сопоставлением результатов теоретических расчетов и экспериментального исследования.

**Практическая ценность работы** заключается в том, что в ней предложен метод формирования хорошо обусловленных, адекватных динамических моделей тяжелых машин с гидроприводом, на основании которого возможна оценка параметров переходных процессов на стадии проектирования. С помощью созданного метода произведены расчеты процесса разводки Троицкого моста в Санкт-Петербурге.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и приложения. Общий объем диссертации 117 страниц, в тексте имеется 40 рисунков. В списке литературы – 30 наименований.

Работа выполнена на кафедре «Теория механизмов и машин» СПбГПУ. Автор выражает признательность коллективу кафедры за оказанную помощь при выполнении данной работы.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы диссертации, формулируются цель и задачи исследования, а также приводится краткий обзор содержания диссертации по главам.

Основной материал диссертации распределен по четырем главам.

В первой главе исследуется ряд общепринятых математических моделей гидропривода, анализируются физические процессы, протекающие в гидросистемах, определяются области применимости моделей. К наиболее распространенным допущениям можно отнести следующие: динамический процесс происходит в окрестностях установившегося движения привода при среднем положении поршня в цилиндре; сухое трение в гидродвигателе и нагрузке мало и им можно пренебречь; волновые процессы в гидравлических магистралях из-за их малой длины не влияют на динамику привода; модуль упругости жидкости – величина постоянная, не зависящая от давления и температуры; нерастворенный воздух в жидкости отсутствует; коэффициент вязкости жидкости и коэффициенты расхода управляемых дросселей гидроусилителя – величины постоянные; температура жидкости в течение рассматриваемого динамического процесса не изменяется; гидравлические потери в трубопроводах между золотником и гидродвигателем малы, и ими можно пренебречь; давление питания золотникового гидроусилителя – постоянная величина. При принятых допущениях движение гидравлического привода можно представить системой, состоящей в простейшем случае из двух уравнений: уравнения неразрывности жидкости и уравнения сил второго закона Ньютона. Отмечается, что для расчета устройств гидравлической автоматики традиционно используются методы, основанные на представлении физических параметров устройств сосредоточенными, поскольку наибольшие частоты работы гидравлических устройств составляют десятки герц, а размеры агрегатов редко превышают один метр. Обращается внимание на обоснованность такого подхода, и лишь наличие в гидравлических системах длинных трубопроводов заставляет рассматривать вопросы о распределенности упруго-инерционных параметров.

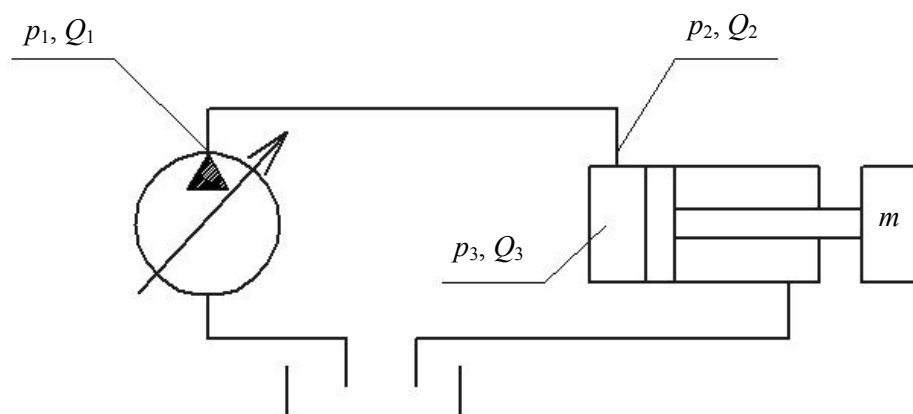
В большинстве опубликованных работ по гидравлическим приводам и системам управления рассмотрение какого-либо устройства начинают всякий раз с вывода уравнений, базирующихся на уравнениях равновесия, движения и баланса расхода жидкости. При этом выводы проводят каждый раз заново, как будто имеющие место процессы составляют специфическую особенность данного устройства. В то же время, устройства, применяемые в функционально различных системах, могут быть сведены к сочетанию ограниченного по номенклатуре набора

компонент, алгоритм формирования математического описания которых с необходимой степенью точности может быть сделан единожды.

Вследствие этого, целью данной работы следует считать разработку методов формирования динамических моделей машин с гидроприводом и проверку их адекватности.

Вторая глава начинается с некоторых замечаний к уравнениям гидравлики, описывающим поведение ряда элементов гидропривода. Указывается на то, что в уравнении золотника при неустановившемся движении жидкости не учитывается слагаемое, учитывающее быстроту изменения площади его проходного сечения. А также показана неаддитивность уравнения потери напора по длине трубы.

Далее составляется математическая модель, описывающая поведение системы, изображенной на рис. 1 и включающей в себя насос, трубопровод и гидроцилиндр с нагрузкой в виде приведенной массы исполнительного механизма.



*Рис. 1. Расчетная схема гидросистемы*

Изучается вопрос сжимаемости рабочей жидкости, а также газожидкостной смеси. Говорится о том, что в гидросистемах тяжелых машин рабочее давление изменяет плотность жидкости на 1-2 %. Затем для описания затухания колебательных процессов в рассмотрение вводятся жесткости трубопровода и гидроцилиндра в комплексном виде. Для гидропривода составляется модель с учетом внутреннего трения в рабочей жидкости:



$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{m\ddot{x}}{S_2} = p_3 - p_0, \\ p_1 - p_2 = \Delta p_{\text{тр}}, \\ p_2 - p_3 = \Delta p_{\text{в}}, \\ \dot{p}_3 = \frac{E}{V_{\text{ц}}} (Q_{\text{сж.ц}} + \psi \dot{Q}_{\text{сж.ц}}), \\ \dot{p}_1 = \frac{E}{V_{\text{т}}} (Q_{\text{сж.т}} + \psi \dot{Q}_{\text{сж.т}}), \\ \dot{x}S_2 = Q_1 - Q_{\text{сж.т}} - Q_{\text{сж.ц}}, \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $m$  – приведенная масса подвижных частей машины;  $x$  – перемещение поршня гидроцилиндра;  $E$  – модуль объемной упругости жидкости;  $V_{\text{т}}$  – объем трубопровода;  $V_{\text{ц}}$  – текущий объем гидроцилиндра;  $\psi$  – коэффициент объемного демпфирования или время релаксации при постоянном давлении;  $S_2$  – площадь поперечного сечения полости гидроцилиндра;  $p_3$  – давление в полости гидроцилиндра;  $p_0$  – отношение всех внешних сил, действующих на поршень к площади  $S_2$ ;  $p_1$  и  $p_2$  – давления на насосе и в конце трубопровода соответственно;  $Q_1$  – объемный расход насоса;  $Q_2$  – объемный расход на входе в цилиндр;  $\Delta p_{\text{тр}} = \zeta_{\text{т}} \left( \frac{Q_1 + Q_2}{2} \right)^2$ ;  $\Delta p_{\text{в}} = \zeta_{\text{в}} Q_2^2$ ;  $\zeta_{\text{т}}$  – коэффициент потерь давления по трубе;  $\zeta_{\text{в}}$  – коэффициент потерь при внезапном расширении;  $Q_{\text{сж.ц}} = Q_2 - \dot{x}S_2$  – потери расхода на сжатие жидкости в цилиндре;  $Q_{\text{сж.т}} = Q_1 - Q_2$  – потери расхода на сжатие жидкости в трубопроводе. После линеаризации уравнений движений системы (1) в окрестности  $Q_1$  становится очевидной следующая эквивалентная механическая схема, приведенная на рис. 2.

Для определения  $\zeta_{\text{т}}$  необходимо задаться величиной коэффициента Дарси  $\lambda$ . Традиционно он определяется формулой

$$\lambda = \begin{cases} \lambda_{\text{лам}} & \text{при } \text{Re} \leq 2300 \quad \text{ламинарный закон} \\ \lambda_{\text{турб}} & \text{при } \text{Re} > 2300 \quad \text{турбулентный закон} \end{cases} \quad (2)$$

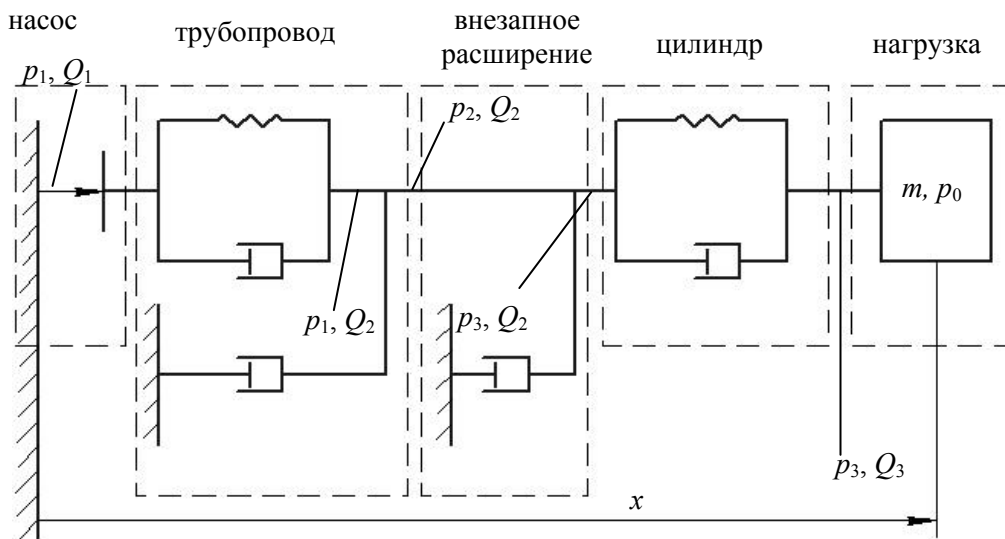


Рис. 2. Эквивалентная схема гидросистемы

Предложенная зависимость имеет разрыв при  $Re = 2300$  и тем самым вызывает трудности при использовании для расчетов математических пакетов. Долю объема факела турбулентности  $\mu_{турб}$  в зависимости от числа Рейнольдса предлагается описать следующей функцией

$$\mu_{турб}(Re) = \frac{1}{\pi} \left( \arctg \left( 10 \cdot \frac{Re - Re_0}{Re_0} \right) + \frac{\pi}{2} \right), \text{ где } Re_0 = 3000$$

Аппроксимирующая кривая зависимости коэффициента Дарси от числа Рейнольдса (2) при этом может быть заменена взвешенной суммой

$$\lambda = (1 - \mu_{турб}) \lambda_{лам} + \mu_{турб} \cdot \lambda_{турб}. \quad (3)$$

Соответствующая выражению (3) кривая показана на рис. 3 утолщенной линией.

На основании анализа влияния местных сопротивлений на колебания в гидросистеме предложено отказаться от их учета. Затухание колебаний определяется в наибольшей степени коэффициентом объемной диссипации  $\psi$ .

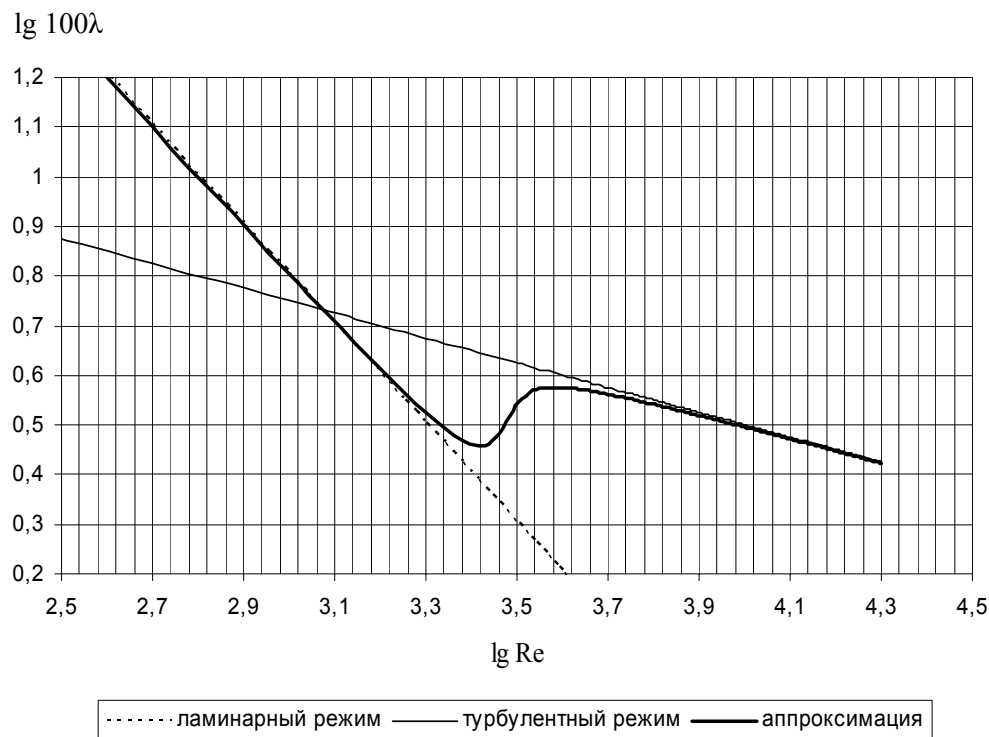


Рис. 3. Опыты Никурадзе (Штернлихт) и аппроксимирующая кривая

При дальнейшем исследовании (1) получено дифференциальное уравнение колебаний линеаризованной системы

$$\ddot{v} + \omega^2(\psi\dot{v} + v) = \frac{\omega^2}{S_2}(\psi Q_1 + Q_1). \quad (4)$$

где  $\dot{x} = v$ ,  $\omega(x) = \sqrt{\frac{ES_2^2}{m(V_{ц}(x) + V_T)}}$  — собственная частота системы, зависящая от перемещения поршня гидроцилиндра.

Уравнение (4) описывает простейшую динамическую модель, используемую в теории механизмов и машин. Она включает в себя идеальный двигатель и упруго-диссипативный элемент с массой на конце.

В третьей главе проводится анализ динамических моделей гидропривода без учета и с учетом внутреннего сопротивления жидкости. Если не учитывать внутреннее сопротивление, то линеаризованная система уравнений (1) сводится к уравнению

$$\zeta_{\tau} Q_1 \frac{V_{\text{ц}} V_{\text{т}}}{E} \frac{m}{S_2} x^{IV} + \frac{m}{S_2} (V_{\text{ц}} + V_{\text{т}}) \ddot{x} + \zeta_{\tau} Q_1 V_{\text{т}} S_2 \dot{x} + E S_2 x = E Q_1. \quad (5)$$

Далее показано, что дифференциальное уравнение (5) с исходными данными, характерными для разводных мостов, является жестким (отношение вещественных частей собственных чисел имеет порядок  $10^{13}$ ), и, следовательно, исследуемая система имеет плохую обусловленность. Уравнение динамической характеристики гидропривода для рассмотренного случая записывается следующим образом:

$$\frac{V_{\text{ц}} + V_{\text{т}}}{S_2} \dot{p}_3 = -\zeta_{\tau} Q_1 V_{\text{т}} \dot{x} - E \dot{x} + \frac{E}{S_2} Q_1. \quad (6)$$

При создании динамической модели гидропривода с учетом внутреннего сопротивления рабочей жидкости исследуются продольные колебания жидкости в трубе. При этом было показано, что линейные продольные колебания жидкости можно рассматривать как продольные колебания стержня. Колебания же системы, приведенной на рис. 1, можно рассматривать как колебания заделанного стержня с грузом на конце. Для этого случая получено частотное уравнение

$$\frac{2\pi}{\lambda} \operatorname{tg}\left(2\pi \frac{l}{\lambda}\right) = \frac{\rho S_1}{m} \left(\frac{S_2}{S_1}\right)^2, \quad (7)$$

где  $S_1$  – площадь поперечного сечения трубы,  $\lambda$  – длина волны. Обозначим безразмерную длину волны через  $\gamma = \frac{\lambda}{l}$ . Тогда можно получить условие линейности первой формы колебаний. В качестве этого условия можно принять близость тангенса к своему аргументу, то есть близость к единице отношения

$\frac{2\pi}{\gamma \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{2\pi}{\gamma}\right)}$ . График его зависимости от  $\gamma$  приведен на рис. 4.

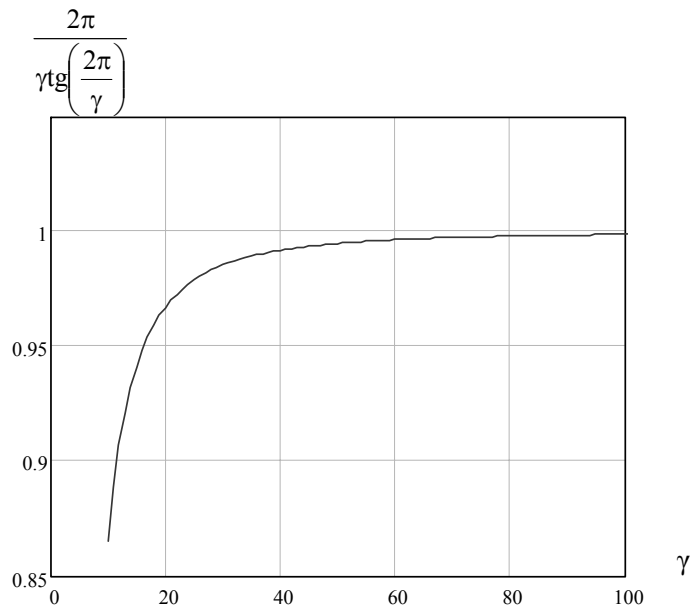


Рис. 4. Обратное отношение тангенса к аргументу

Показано, что при рассмотрении трубопровода переменного и постоянного сечений колебания происходят только по первой форме, причем ее наклон остается одинаковым для всех участков. Вклад других форм пренебрежимо мал.

Произведена оценка соотношения приведенных к поршню масс жидкости в трубе и массы исполнительного механизма  $\frac{m_{\text{ж.пр}}}{m_{\text{пр}}} = \frac{m_{\text{ж}}}{m} \left( \frac{S_2}{S_1} \right)^2$ . Получена зависимость для этого соотношения от диаметра трубопровода. На основании этого можно судить о «тяжести» машины.

Оценена статическая податливость системы. Она определяется выражением

$$e = \frac{\sum V_i}{ES_2^2}. \quad (8)$$

где  $i$  – соответствующий участок трубопровода. При этом она не зависит от вида соединения труб (последовательно или параллельно). Получено выражение и для приведенного коэффициента диссипации  $\beta$

$$\frac{1}{\beta} = \frac{\sum V_i}{\psi ES_2^2} = \sum \frac{1}{\beta_i}, \quad (9)$$

Из выражения (9) видно, что с ростом объема участка трубы, уменьшаются потери на внутреннее трение в нем.

Четвертая глава посвящена исследованию динамики тяжелых машин с гидроприводом на примере разводных мостов. Расчет динамики гидравлического привода с нагрузкой большой массы без учета упруго-диссипативных свойств жидкости нельзя считать верным. Поэтому изучение упруго-диссипативных свойств жидкости при протекании динамических процессов в гидравлической системе имеет большое значение. На основании экспериментальных данных, полученных на созданном стенде, предназначенном для исследования упруго-диссипативных свойств рабочих жидкостей, было определено значение коэффициента диссипации  $\psi$  для минерального масла И20.

Произведены кинематический и силовой анализ исполнительного механизма разводного моста в процессе разводки. На основании исследования гидропередачи создана упрощенная динамическая модель разводного моста (рис. 5).

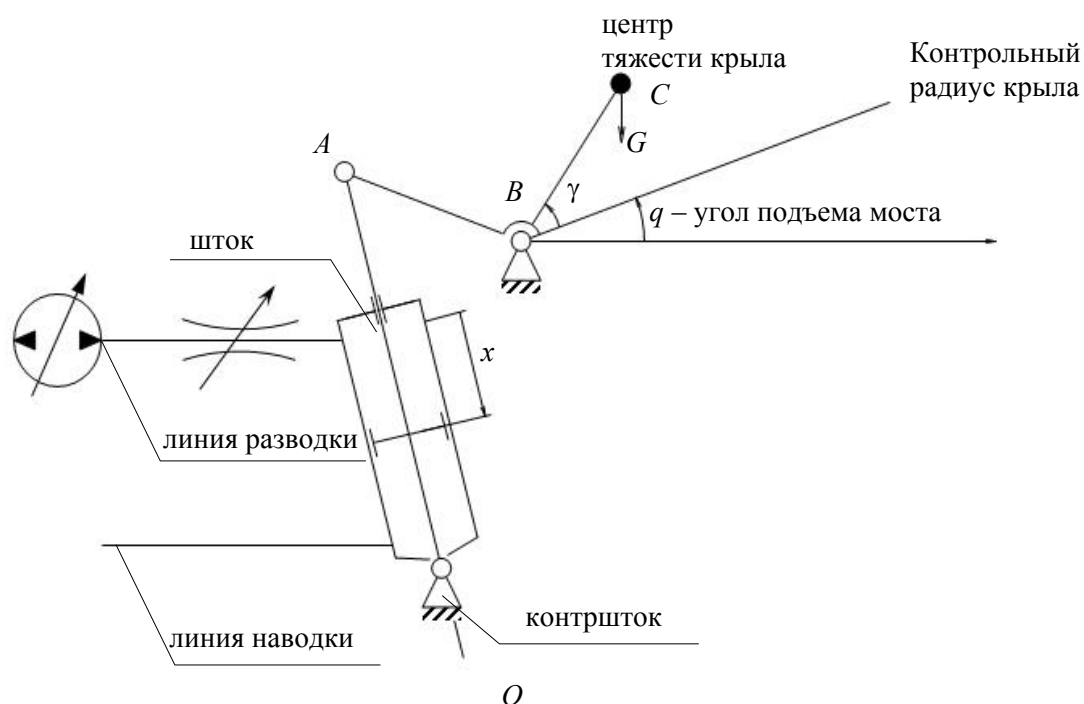
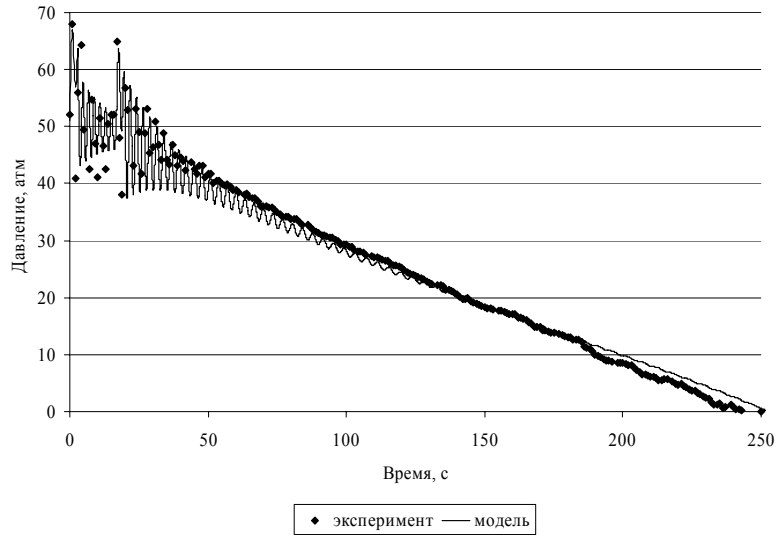


Рис. 5. Упрощенная динамическая модель разводного моста

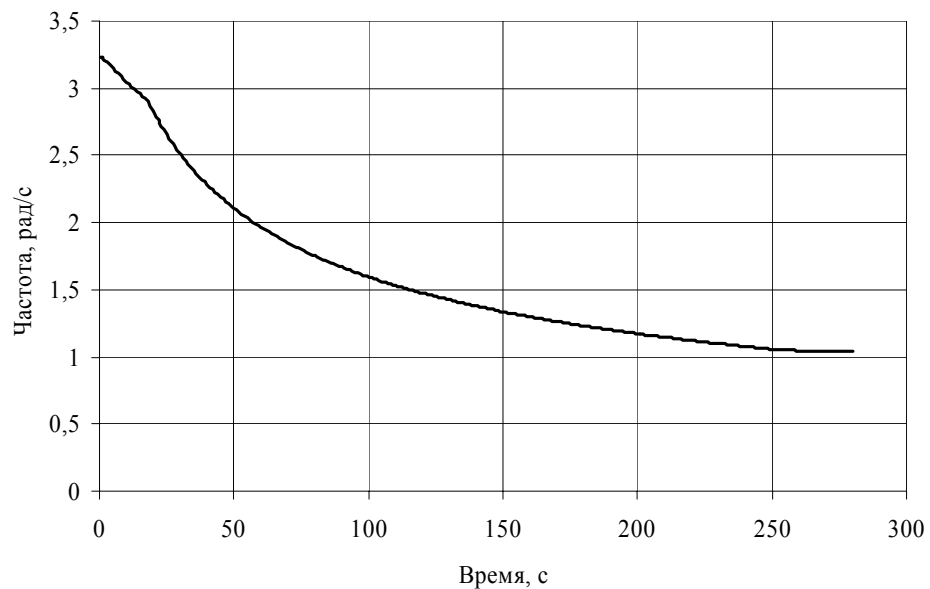
Адекватность полученной модели можно оценить путем сравнения расчетных данных с результатами мониторинга моста. На рис. 6 приведены экспериментальные и теоретические зависимости давления в гидроцилиндре от времени.



*Рис. 6. Закон изменения давления в гидроцилиндре от времени*

Экспериментальные данные также показали, что потери давления на местных сопротивлениях в гидросистеме составляют 15-20 %. При этом они не отражаются на колебательном процессе.

Оценим теперь частоту свободных колебаний гидросистемы. Она является функцией объема. Ее зависимость от времени при заданном законе изменения расхода приведена на рис. 7.



*Рис. 7. Изменение частоты свободных колебаний разводного моста при разводке от времени*

Видно, что период свободных колебаний гидросистемы лежит в интервале [2; 6] с. Таким образом, действительно можно говорить о разделении процессов, происходящих в тяжелой машине с гидроприводом на «медленные» (такие как колебания давления и скорости выходного звена привода) и «быстрые» (волновые процессы и упругие колебания звеньев механизма, период которых составляет менее одной секунды). Показано, что время разводки моста должно составлять не меньше 100 с. На практике оно составляет 270-300 с.

## **ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ**

1. Сформулировано и обосновано определение «тяжелой машины с гидроприводом» как системы, у которой масса рабочей жидкости, приведенная к выходному звену привода, несопоставимо меньше приведенной массы исполнительного механизма. При этом колебания всей гидросистемы происходят только по одной форме.

2. Разработан метод формирования динамических моделей тяжелых машин с гидроприводом, основанный на аналогии колебаний трубопроводов с жидкостью с продольными колебаниями системы стержней. В отличие от ранее принятых при этом используются полученные соотношения, связывающие объем гидросистемы с ее податливостью и внутренним трением в рабочей жидкости.

3. Для подтверждения достоверности разработанного метода проведено экспериментальное определение коэффициента объемной диссипации рабочей жидкости (минерального масла И20) на оригинальном стенде И1.

4. Разработанный метод формирования динамической модели применен к гидросистеме разводной части Троицкого моста Санкт-Петербурга. При этом проведено исследование влияния различных физических факторов на динамические процессы в гидросистеме.

5. Результаты исследования по п. 4 сопоставлены с экспериментальными данными из мониторинга моста, что и подтвердило адекватность составленной математической модели.



## ПУБЛИКАЦИИ АВТОРА ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. **Андриенко, П.А.** О динамике разводных мостов [Текст] / Андриенко П.А., Терешин В.А. // XXXII неделя науки СПбГПУ: Материалы межвузовской научно-технической конференции. Ч. III. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2004. – С. 132-133.
2. **Андриенко, П.А.** О корректности уравнений гидравлики в приводах тяжелых машин [Текст] / Андриенко П.А., Ащеулов А.В., Терешин В.А. // XXXIII неделя науки СПбГПУ: Материалы Всероссийской межвузовской научно-технической конференции студентов и аспирантов. Ч. III. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2005. – С. 121-123.
3. **Андриенко, П.А.** Исследование влияния физических факторов на вид динамических моделей машин с гидроприводом [Текст] / Андриенко П.А., Терешин В.А. // XXXIV неделя науки СПбГПУ: Материалы Всероссийской межвузовской научно-технической конференции студентов и аспирантов. Ч. III. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2005. – С. 96-97.
4. **Андриенко, П.А.** О выполнении практических расчетов по динамике объемных гидроприводов машин и механизмов [Текст] / Андриенко П.А., Ащеулов А.В., Терешин В.А. // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика.: Труды III Междунар. науч.-техн. конф. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2005. – С. 209-211.
5. **Андриенко, П.А.** Динамическая характеристика однокрылового разводного моста [Текст] / Андриенко П.А., Ащеулов А.В., Терешин В.А. // Промышленная гидравлика и пневматика.: Всеукраинский научно-технический журнал. – Винница, 2006. - №1 (11). – С. 69-71.
6. **Андриенко, П.А.** Уточняющие замечания к уравнениям динамики гидроприводов машин [Текст] / Андриенко П.А., Терешин В.А. // Научно-технические ведомости СПбГПУ. №3 (45), 2006. – С. 49-54.
7. **Андриенко, П.А.** Исследование упруго-диссипативных свойств жидкости [Текст] / Андриенко П.А., Ащеулов А.В., Терешин В.А. // Современные проблемы проектирования и эксплуатации транспортных и технологических систем.: Труды Междунар. науч.-техн. конф. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2006. – С. 9-12.
8. **Андриенко, П.А.** Разработка методов формирования динамических моделей машин с гидроприводом [Текст] / Андриенко П.А., Терешин В.А.// XXXV неделя

науки СПбГПУ: Материалы Всероссийской межвузовской научно-технической конференции студентов и аспирантов. Ч. III. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2007. – С. 87-89.

9. **Андриенко, П.А.** О повышении точности измерений диссипативных свойств жидкости на стенде «И1» [Текст] / Андриенко П.А., Терешин В.А. // Теория механизмов и машин.: Периодический научно-методический журнал. – 2007. - №1(9). Том 5. – С. 51-60.

10. **Андриенко, П.А.** Метод формирования динамической модели гидropередачи [Текст] / Андриенко П.А. // Теория механизмов и машин.: Периодический научно-методический журнал. №2(10). Том 5. 2007. – С. 52-62.