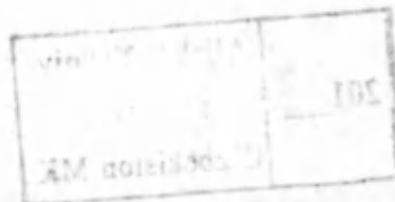


**Лебедев О.В., Матмуродов Ф.М.**

**ДИНАМИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ  
СИЛОВЫХ МЕХАНИЗМОВ  
НАЗЕМНЫХ МАШИН**

Рекомендован Ученым советом Института механики и сейсмостойкости  
сооружений в качестве научной монографии



# 629.11 - Наземные средства транспорта

Лебедев О.В., Матмуродов Ф.М. Динамические исследования силовых механизмов наземных машин. Т., 2007, 202 с.

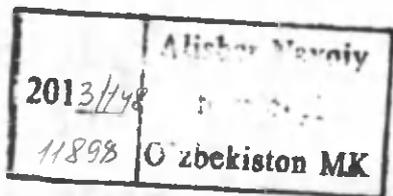
В монографии изложены моделирования динамических процессов в силовых механизмах наземных машин; исследования гидросистемы и динамика криволинейного РВД наземных машин; исследование термодинамики гидравлических силовых систем машин; моделирование эрозии в гидросистемах мобильных машин, а также рассказывается применение мехатронных систем и анализ их высокочастотных колебаний.

Полученные результаты исследований можно использовать в совершенствовании конструкций наземных машин.

Монография предназначена для научных работников, преподавателей и студентов научно-исследовательских и образовательных институтов, инженеров-конструкторов и расчетчиков машиностроения.

Рецензенты: д.т.н. проф. Шукуров Р.У.

к.т.н., доц. Таджиев А.Т.



V  
257916g.

## Содержание

	стр.
Введение	5
Глава 1. Моделирование динамических процессов в силовых механизмах наземных машин	
1.1. Методика расчета предохранительного и перепускного клапанов распределителя гидросистемы машин	7
1.2. Математическое описание исполнительного элемента гидроцилиндра	8
1.3. Математическое описание трубопровода гидросистемы	9
1.4. Разработка методики подсчета работоспособности гидроприводов рулевых управлений	11
1.5. Вероятностное проектирование деталей грузовых автомобилей	14
1.6. Методика расчета элементов трансмиссии автомобиля	16
1.7. Анализ работы амортизаторов грузовых автомобилей	24
1.8. Упрощенная модель процесса качения автомобильного колеса	30
1.9. Торможение автомобилей и анализ его шины	39
1.10. Разработка износостойких наплавочных сплавов для деталей наземных машин	44
1.11. Динамическая стабилизация параметров деталей наземных машин	51
Глава 2. Исследование гидросистемы машины и динамика криволинейного РВД наземных машин	
2.1. Совершенствование конструкции гидросистем подъема платформы прицепа 2ПТС-793А	58
2.2. Методика и расчет гидрошарового клапана	60
2.3. Экспериментальное определение работоспособности гидроклапана и его гидравлических характеристик	65
2.4. Динамика криволинейного рукава высокого давления (РВД) при пульсирующих давлениях в потоке рабочей жидкости и кольцевых напряжений по сечению	
2.4.1. Динамика криволинейного РВД при пульсирующих давлениях в потоке рабочей жидкости	72
2.4.2. Расчет криволинейных РВД на внутреннее давление по сечению. Коэффициент концентрации кольцевых напряжений по сечению РВД	83
2.5. Определение параметров течения в элементах гидросистем, состоящих из сегментов верьеры и цилиндрического канала	88
2.6. Расчет основных конструктивных параметров гидропривода	91

Глава 3. Исследование термодинамики гидравлических силовых систем наземных машин	
3.1. Разработка теоретических предпосылок по обоснованию схемы гидропривода с теплогенератором	93
3.2. Синтез очистителя калиброванных деталей, работающих в контакте с углеводородными жидкостями	107
3.3. Экспериментальные и численные исследования термодинамики гидравлических силовых систем	109
Глава 4. Моделирование эрозии в гидросистемах мобильных машин и изучение динамики узлов гидропривода колесных машин по изменениям энтропии	
4.1. Интенсивность изнашивания при гидроэрозии жиклера	119
4.2. Определение полиномиальной регрессии при изнашивании жиклера	120
4.3. Исследование процесса электрогидравлического разряда при сферическом расширении канала разряда с учетом упругой стенки	124
4.4. Исследование силы трения в гидравлическом цилиндре с учетом изменения давления и скорости подвижного элемента	133
4.5. Составление математической модели гидроэрозионного износа	137
4.6. Изучение подходов определения энтропии динамических систем	159
4.7. Оценка работоспособности узлов гидропривода колесных машин по изменениям энтропии	166
Глава 5. Применение мехатронных систем в наземных машинах и анализ их высокочастотных колебаний	
5.1. Виды и применение мехатронных систем	174
5.2. Антиблокировочная система (ABS) тормозов	
5.2.1. Назначение и принцип действия ABS	176
5.2.2. Анализ торможения с помощью ABS	183
5.3. Высокочастотные колебания колесной машины под воздействием нагрузки переменной по времени	193
Литературы	199
Приложение	201

## Введение

Повседневной важнейшей задачей считается ускоренное развитие машиностроения, повышение его технического уровня с целью скорейшего обновления и реконструкции производства, повышение механизации в автоматизации. Создание новых машин, установок, автоматических устройств и комплексов, отвечающих современным требованиям эффективности, точности, надежности, комфортабельности, экономичности и долговечности, выдвигает на первое место исследование их динамики, оптимизации динамических процессов и оптимального проектирования.

Проблема оптимизации динамики конструкций все еще далека от своего всестороннего разрешения. Трудности заключаются, главным образом, в отсутствии достаточно надежных, универсальных и стандартизованных методов оптимизации и эффективных методов расчета динамики и прочности. Некоторые имевшиеся общие методы хотя и демонстрируют свою эффективную работу на простейших моделях, однако оказываются фактически неприменимыми к сложным конструкциям.

В последнее время методам оптимизации динамики приводов уделяется большое внимание. В результате этого разработан ряд методов и алгоритмов для ЭВМ, позволяющих осуществлять поиск оптимальных конструкций с той или иной степенью эффективности. Эффективность методов в значительной степени зависит от типа оптимизируемых характеристик, и оказывается невозможным указать глобально эффективный метод оптимизации динамики конструкций.

Методы оптимизации динамических характеристик приводов исходят из необходимости и неизбежности перебора, многочисленных вариантов модели конструкции. Предполагается необходимым "прощупать" пространство проектирования для выявления локализации оптимальной области параметров.

На сегодняшний день практически отсутствуют работы по глобальной оптимизации динамических характеристик больших и структурно сложных приводов. Множество работ по динамической оптимизации из-за неприемлемо большого объема вычислений сводятся к анализу предельно упрощенных динамических моделей с числом степеней свободы не более десяти. На это обстоятельство обращают внимание Хог и Арора в своей монографии.

Одна из главных задач оптимизации конструкций и динамических параметров приводов заключается в снижении уровня ее вибрации при

заданных внешних воздействиях. Эта задача может быть продиктована требованиями уменьшения динамических нагрузок на узлы конструкций, требованиями снижения шума, повышения надежности и комфортабельности, требованиями точности обработки деталей.

Известно, что одним из методов снижения уровня вибрации конструкций является отстройка ее спектра собственных частот от резонанса различными внешними возбуждениями. При такой постановке вопроса приходится решать задачу оптимизации спектра собственных частот систем приводов. Суть задачи оптимизации спектра сводится к синтезу динамической системы заданной структуры, имеющей требуемый, оптимальный с точки зрения проектировщика, спектр собственных частот.

В общей процедуре оптимизации конструкции неизбежным этапом является идентификация динамических систем. Идентификация динамических систем предполагает нахождение модели, хорошо отражающей динамику конструкции в заданном диапазоне частот. Как правило, при этом наибольший интерес представляет область низких частот.

На основании вышеизложенного авторы решили обобщить и представить результаты исследования в качестве монографии.

В монографии получены важные результаты следующих вопросов:

-методика расчета предохранительного и перепускного клапанов распределителя;

-динамика криволинейного РВД при пульсациях давления в потоке рабочей жидкости;

-исследование термодинамики гидравлических силовых систем машин;

-исследование силы трения в гидравлическом цилиндре с учетом изменения давления и скорости подвижного элемента;

-составление математической модели гидроэрозионного износа;

-высокочастотные колебания колесной машины под воздействием нагрузки переменной по времени.

Представленные результаты исследований необходимы для совершенствования конструкции наземных машин.

# Глава 1. Моделирование динамических процессов в силовых механизмах наземных машин

## 1.1. Методика расчета предохранительного и перепускного клапанов распределителя гидросистемы машины

Выражение для определения расхода через предохранительный

$$\text{клапан } Q = \mu h d \pi \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = K h \sqrt{\Delta p}. \quad (1.1)$$

$$\text{где } K = \mu h d \pi \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} - \text{проводимость клапана}, \quad (1.2)$$

$\mu$  - коэффициент расхода при числе Рейнольдса больше 200 можно принимать равным 0,63...0,65, если же менее 200 - 0,5, а менее 50 - 0,8,  $\alpha$  - угол при вершине конуса затвора,  $h$  - высота подъема затвора клапана

$$\text{по его оси } h = \frac{Q}{\mu h d \pi \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}} \quad (1.3)$$

Для применяемых в гидроприводах предохранительных клапанов высоких давлений и малых расходов подъем затвора обычно

$$h = (0.1 \div 0.5)d, \quad (1.4)$$

где  $d$  - диаметр проходного отверстия в седле клапана.

$$\Delta p f_0 = P_0 \pm R = Ch_0 \pm R; \quad (1.5)$$

$$\Delta p = \frac{P_0 \pm R}{f_0} = \frac{Ch \pm R}{f_0}, \quad (1.6)$$

где  $P_0$  - усилие пружины при нулевом подъеме клапана,  $P$  - перепад давлений жидкости, соответствующий началу открытия или концу закрытия затвора клапана,  $f_0 = \frac{\pi d^2}{4}$  - площадь сечения затвора клапана по линии контакта его с кромками седла,  $R$  - сила трения покоя подвижных частей клапана,  $C$  - коэффициент жесткости пружины,  $h_0$  - предварительное обжатие пружины (при нулевом подъеме клапана).

**Перепускной клапан.** Расход (перепуск)  $Q_{CA}$  в линию слива

$$Q_{CA} = Q_n - Q_c, \quad (1.7)$$

где  $Q_n$  - подача насоса,  $Q_c = Q_n - Q_{CA}$  - расход потребителя.

$$Q_{CA} = \mu h d \sqrt{\frac{2(P_n - P_{CA})}{\rho}} \quad (1.8)$$

Равновесие затвора клапана

$$P_0 + C(h_0 + h) = (P_H - P_{CA}) \frac{\pi d^2}{4}, \quad (1.9)$$

где  $d$  и  $h$  - диаметр, и ход затвора (открытие клапана),  $P_0$  - сила предварительного сжатия пружины (при  $h + h_0 = 0$ ),  $C$  - коэффициент жесткости пружины,  $h_0$  - размер перекрытия плунжером окна слива в закрытом положении.

Решив эти уравнения относительно  $h$ , получим

$$Q = \mu \pi d \left[ \frac{\pi d^2}{4C} (P_H - P_{CA}) - \frac{P_0}{C} - (h_0 + h) \right] \sqrt{\frac{2(P_H - P_{CA})}{\rho}} \quad (1.10)$$

Перепад давления в начале открытия переходного сечения (в момент отрыва затвора от седла) клапана

$$\Delta P = (P_H - P_{CA}) = \frac{4[C(h_0 + h) + P_0]}{\pi d^2} \quad (1.11)$$

Осевая составляющая гидродинамической силы потока жидкости по закону количества движения

$$P_{идв} = Q \rho \left( U_1 - U_2 \cos \frac{\alpha}{2} \right), \quad (1.12)$$

где  $Q$  и  $\rho$  - объемный расход, и плотность жидкости,  $U_1$  и  $U_2$  - средняя скорость жидкости перед затвором и в проходной щели (в струе) клапана,  $\frac{\alpha}{2}$  - угол отклонения потока в щели клапана.

$$P_{малл} = \Delta P_{малл} f_{ЭФ} = C(h_0 + h) + Q \rho U_2 \cos \frac{\alpha}{2} \pm R \quad (1.13)$$

Ускорение затвора принимается из условия равноускоренного его движения  $j = \frac{2h}{\Delta t^2}$ , (1.14)

где  $h$  и  $\Delta t$  - высота и время подъема (открытия) затвора клапана.

Заброс давления при открытии клапана может достигать 50% номинального давления.

## 1.2. Математическое описание исполнительного элемента гидроцилиндра

Используем подход, описанный во введении для гидросистемы рулевого управления, который состоит из насоса-дозатора НД-80, гидроцилиндра и соединительных магистралей.

Динамика гидроцилиндра описывается уравнениями поступательного движения поршня под действием сил давления, внешней нагрузки, сил трения и уравнениями расходов на входе (i) и выходе (j) с учетом сжимаемости жидкости в плоскостях /13/:

$$\begin{cases} \frac{dV_{II}}{dt} = (P_i \cdot F_i - P_j \cdot F_j - k_B \cdot V_{II} - (P_{TP} + k_i \cdot P_i + k_j \cdot P_j) \text{sign} V_{II} - P(X_{II})) / m_{II} \\ \frac{dP_i}{dt} = \frac{E_{II} (Q_i - V_{II} \cdot F_i)}{V_{O_i} + X_{II} \cdot F_i} \\ \frac{dP_j}{dt} = \frac{E_{II} (V_{II} \cdot F_j - Q_j)}{V_{O_j} + (X_{max} - X_{II}) \cdot F_j} \end{cases} \quad (1.15)$$

где  $X_{II}$ ,  $V_{II}$ ,  $dV_{II}/dt$  - соответственно перемещение, скорость и ускорение поршня цилиндра;  $m_{II}$  - приведенная к штоку поршня цилиндра масса перемещающихся частей;  $P_{O_i}$  и  $P_{O_j}$  - давление, и расход жидкости в полостях цилиндра;  $F_i = \pi \cdot (D_{II}^2 - D^2)/4$  - рабочая площадь поршня в полости 1 (здесь  $D_{II}$  - диаметр цилиндра,  $D$  - диаметр штока в полости 1);  $F_j = \pi \cdot (D_1^2 - D_j^2)/4$  - рабочая площадь поршня в полости 2 (здесь  $D_1$  - диаметр штока в полости 2);  $k_B$  - коэффициент вязкого трения;  $P_{TP}$  - сила трения в уплотнениях;  $P(X_{II})$  - усилие на штоке;  $V_{O_i}$ ,  $V_{O_j}$  - начальный объем жидкости в полостях 1 и 2;  $E_{II}$  - модуль объемной упругости полости с жидкостью.

Коэффициенты пропорциональности между давлениями в полостях 1 (i) и 2 (j) и силой трения в уплотнениях определяется по формуле

$$k_{i,j} = \pi \cdot f \cdot (D_{II} - D_{i,j}) \cdot H / 2, \quad (1.16)$$

где  $f$  - коэффициент трения уплотнения по поверхности цилиндра;  $H$  - высота уплотнительного кольца.

### 1.3. Математическое описание трубопровода гидросистемы

В связи со сравнительно малой (до 4 м) длиной трубопроводов с жидкостью динамические процессы в них опишем на основе модели с сосредоточенными параметрами. Согласно этой модели объемный расход  $Q_1$ , поступающий в систему, затрачивается на совершение перемещения ведомых элементов  $Q_2$  и на деформацию рабочей жидкости и элементов привода  $Q_{ж}$ :  $Q_1 = Q_2 + Q_{ж}$ . (1.17)

В работе /9/ предлагаются три основные схемы замещения объема жидкости, заполняющей трубопровод: П-образная, Т-образная, Г-образная, т.е. объем жидкости, находящейся в трубопроводе либо делится на два объема, сосредоточенных на концах трубопровода, либо заменяется

одним объемом, сосредоточенном на одном из концов трубопровода или его середине. Согласно рекомендациям, предпочтение отдается Т-образной схеме замещения (рис.1.1.).

*Т-образная схема замещения*

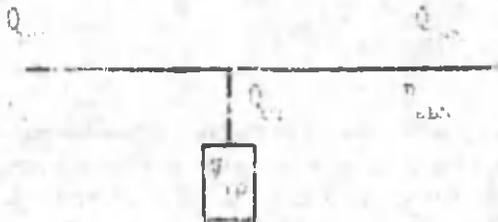


Рис.1.1.

Изменения расхода и давления в трубопроводе описываются уравнениями баланса давлений и баланса объемных мгновенных расходов жидкости

$$\begin{cases} P_{вх} = P_{вых} + P_i + P_m + P_n \\ Q_{вх} = Q_{вых} + Q_{сж} \end{cases} \quad (1.18)$$

где  $P_{вх}$  и  $P_{вых}$  - давление жидкости на входе и выходе участка цепи;  $P_i$  - инерционные потери давления жидкости; определяются по выражению /10/

$$P_i = \rho \cdot l \cdot \frac{dV}{dt}, \quad (1.19)$$

здесь  $\rho$  - плотность жидкости,  $l$  - длина участка;  $V$  - скорость движения жидкости;  $P_i$  - потери давления по длине магистрали, можно записать в

$$\text{виде /3/ } P_i = 27.5 \frac{\rho \cdot \nu \cdot l \cdot V}{f} + 0.443 \frac{k_c \cdot \rho \cdot l \cdot V^2}{\sqrt{f}}, \quad (1.20)$$

где  $\nu$  - кинематическая вязкость жидкости,  $f$  - площадь поперечного сечения трубопровода,  $k_c$  - коэффициент аппроксимации, значение которого зависит от относительной шероховатости стенок трубопровода;  $P_m$  - потери давления в местных сопротивлениях; определяются по формуле

$$P_m = \xi \cdot \rho \cdot V^2 / 2 = \frac{\xi \cdot \rho \cdot Q^2}{2 \cdot f^2} \quad (1.21)$$

где  $\xi$  - коэффициент местного сопротивления, определяемый опытным путем;  $Q_{вх}$  и  $Q_{вых}$  - входной и выходной расход;  $Q_{ж}$  - расход, затраченный на сжатие жидкости и деформацию трубопровода

$$Q_{ж} = \left( \frac{1}{E_{ж}} + \frac{d_T}{\delta_T \cdot E_T} \right) \cdot V_T \cdot \frac{dP_{ж}}{dt}, \quad (1.22)$$

где  $E_{ж}$  - модуль объемной упругости жидкости,  $d_T$ ,  $\delta_T$ ,  $E_T$  - соответственно диаметр, толщина стенки трубопровода и модуль упругости материала трубопровода;  $\frac{dP_{ж}}{dt}$  - скорость изменения давления в сосредоточенном объеме.

Таким образом, система уравнений (1.18)-(1.22) описывает движение жидкости в трубопроводе.

Технические данные насоса-дозатора, необходимые для расчета:

Рабочий объем - 80 см<sup>3</sup> на 1 оборот.

Давление: max - 16 МПа  
min - 0,02...0,05 МПа

Расход: min - 8 л/мин  
вход-слив номин. - 20 л/мин  
max - 25 л/мин.

Эти параметры будут использованы в дальнейшем расчете гидросистемы хлопкоуборочной машины.

Вывод. На основе составленных математических моделей элементов гидросистемы рулевого управления с учетом начальных и граничных условий можно исследовать динамику работы гидросистемы и определить рациональные параметры.

#### **1.4. Разработка методики подсчета работоспособности гидроприводов рулевых управлений**

Работоспособностью называется состояние объекта, при котором он способен выполнять заданные функции, сохраняя значения заданных параметров в пределах, установленных нормативно-технической документации.

Все условия работоспособности можно разделить на внутренние и внешние. Внутренние условия работоспособности необходимы для функционирования привода, к ним относятся балансы расходов, давлений и мощностей. Внешними условиями работоспособности являются технические условия, заданные на выходные параметры исходя из требований экономичности, управляемости и надежности.

Все эти условия работоспособности зависят от внутренних и внешних факторов, воздействующих на привод и вызывающих износ его элементов.

Условия работоспособности записываются в виде,  $\Phi(y_i) = y_i - y_n > 0$  и функция  $\Phi(y_i)$  называется функцией работоспособности. Для привода в зависимости от его схемы и назначения можно составить большое количество условий работоспособности.

В общем случае, когда имеет место  $N$  условий работоспособности, вероятность того, все условия будут выполняться, т.е. не произойдет отказа, по уравнению вида:

$$P(\Phi_1 > 0, \Phi_2 > 0, \dots, \Phi_N > 0) = \frac{1}{\sqrt{(2\pi)^N D} \prod_1 \sigma_{v_i}} \times \int \dots \int \exp\left\{-\frac{1}{2D} \sum_1 D_{ij} \frac{\Phi_i \Phi_j}{\sigma_{v_i} \sigma_{v_j}}\right\} (1.23)$$

где  $D = |\rho_{v_{ij}}|$  - матрица коэффициентов корреляции между условиями работоспособности.

Таким образом, определение вероятности выполнения совокупности условий работоспособности предполагает вычисления многомерных интегралов распределения. Такая задача не имеет простого решения.

Решение интеграла (1.23) сведено к табличным только для двух условий работоспособности:

$$P(\Phi_1 > 0, \Phi_2 > 0) = \frac{1}{2} [\Phi(\alpha_1) + \Phi(\alpha_2)] - I(\alpha_1, \beta_1) - I(\alpha_2, \beta_2) \quad (1.24)$$

$$\text{где } \alpha_1 = \frac{m_{v_1}}{\sigma_{v_1}}; \alpha_2 = \frac{m_{v_2}}{\sigma_{v_2}}; \beta_1 = \frac{(\alpha_1 - \alpha_2 \rho_{v_{12}})}{\alpha_1 \sqrt{1 - \rho_{v_{12}}^2}}; \beta_2 = \frac{(\alpha_2 - \alpha_1 \rho_{v_{12}})}{\alpha_2 \sqrt{1 - \rho_{v_{12}}^2}}.$$

В тех случаях, когда необходимо определить вероятность выполнения  $N > 2$  условий работоспособности, применяется следующий метод. Определяется вероятность выполнения каждого условия работоспособности по уравнению:

$$P(\Phi_i > 0) = \Phi\left(\frac{m_{v_i}}{\sigma_{v_i}}\right). \quad (1.25)$$

Вероятность выполнения совокупности условий работоспособности определяется по зависимости:

$$P(\Phi > 0, \Phi_1 > 0, \dots, \Phi_N > 0) = \prod_1 P_i(\Phi_i > 0) + \left[ P(\Phi > 0) \right]_{\text{sum}} - \prod_1 P_i(\Phi_i > 0) K_v, \quad (1.26)$$

$$\text{где } K_v = \frac{4}{\pi N(N-1)} \sum_{i=1}^N \arcsin \rho_{v_{ii}}.$$

Коэффициент корреляции между зависимыми условиями работоспособности определяется по уравнению:

$$\rho_{xy} = \frac{1}{\sigma_{xy}} \times (\sigma_x \sigma_y \rho_{x,y} + \sigma_x \sigma_y \rho_{x,y} - \sigma_x \sigma_y \rho_{x,y} - \sigma_x \sigma_y \rho_{x,y}) \quad (1.27)$$

где  $\Phi = x - y$ ;  $\Phi_i = x_i - y_i$ ;  $\sigma_{xy} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2}$ ;  $\sigma_{xi} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2}$

$\rho_{xy}$  - коэффициент корреляции между величинами  $x$  и  $y$ .

В том случае, когда переменные условия работоспособности заданы аналитически, коэффициент корреляции определяется по уравнению:

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_S^2 + \sigma_R^2}$$

где  $S$  - несущая способность;  $R$  - нагрузка.

В качестве примера рассмотрим вероятность выполнения условий работоспособности гидропривода механизма рулевого управления ТТЗ - 80.11, при следующих исходных данных:

давление питания  $m_{p_1} = 14$  МПа;  $\sigma_{p_1} = 0,15$  МПа;

давления в гидроцилиндре  $m_{p_{11}} = 10$  МПа;  $\sigma_{p_{11}} = 0,15$  МПа;

площадь поршня  $m_{F_{11}} = 2,51 \times 10^{-9} \text{ м}^2$ ;  $\sigma_{F_{11}} = 10^{-5} \text{ м}^2$ ;

проводимость привода  $m_{G_1} = 1,76 \times 10^{-8} \text{ м}^4/\text{Н}^0,5$ ;  $\sigma_{G_1} = 3 \times 10^{-11} \text{ м}^4/\text{Н}^0,5$ ;

мощность  $m_N = 5220$  Вт;  $\sigma_N = 10$  Вт;

скорость перемещения поршня  $m_{v_1} = 0,13$  м/с;  $\sigma_{v_1} = 0,002$  м/с;

нагрузка  $m_R = 5100$  Н;  $\sigma_R = 30$  Н.

1. Условие работоспособности гидропривода примем по мощности, средней скорости привода и нагрузке, воздействующей на привод:

$$\Phi_1 = N_p - N > 0, \quad N_p = p_{11} G \sqrt{0,5(p_{11} - p_1)}; \quad (1.28)$$

$$\Phi_2 = v_p - v > 0, \quad v_p = \frac{G}{F_{11}} \sqrt{0,5(p_{11} - p_1)}; \quad (1.29)$$

$$\Phi_3 = R_p - R > 0, \quad R_p = \frac{2}{3} p_{11} F_{11}. \quad (1.30)$$

2. Рассчитаем математические ожидания и среднеквадратические отклонения располагаемых характеристик привода, по формулам (1.28-1.30):

$m_{N_p} = 5500$  Вт;  $m_{v_p} = 0,12$  м/с;  $m_{R_p} = 5333$  Н;  $\sigma_{N_p} = 17,24$  Вт;  $\sigma_{v_p} = 0,0024$  м/с;

$\sigma_{R_p} = 78,7$  Н

3. Рассчитаем математические ожидания и среднеквадратические отклонения функций работоспособности привода

$m_{v_1} = 29 \text{ ВТ}; m_{v_2} = 0,0029 \text{ см/с}; m_{v_3} = 333 \text{ Н}; \sigma_{v_1} = 19,93 \text{ ВТ}; \sigma_{v_2} = 0,0029 \text{ см/с};$   
 $\sigma_{v_3} = 93,2 \text{ Н}$

4. Рассчитаем коэффициенты корреляции располагаемых характеристик и функций работоспособности привода

$$\rho_{N_1, P} = 0,74; \rho_{v_1, R_1} = 0,69; \rho_{N_1, R_2} = 0,96; \rho_{v_1, v_2} = 0,46; \rho_{v_2, P_1} = 0,42; \rho_{v_3, v_1} = 0,7$$

5. Рассчитаем вероятность выполнения каждого условия работоспособности, при этом функция  $\Phi(\cdot)$  определена по таблицам

$$P(\Phi_1 > 0) = \Phi\left(\frac{m_{v_1}}{\sigma_{v_1}}\right) = 0,926$$

$$P(\Phi_2 > 0) = \Phi\left(\frac{m_{v_2}}{\sigma_{v_2}}\right) = 0,999$$

$$P(\Phi_3 > 0) = \Phi\left(\frac{m_{v_3}}{\sigma_{v_3}}\right) = 0,9998.$$

6. Рассчитаем вероятность совместного выполнения всех условий работоспособности

$$P(\Phi_1 > 0, \Phi_2 > 0, \Phi_3 > 0) = 0,924$$

Затем была рассчитана вероятность совместного выполнения всех условий работоспособности при наработке привода 300 моточасов при среднем режиме работы. Исходные данные по математическому ожиданию и среднеквадратическим отклонениям по характеристикам привода были приняты по работам. Вероятность совместного выполнения всех условий работоспособности при наработке 300 моточасов составила 0,794.

Выводы. 1. Разработана методика подсчета работоспособности гидроприводов и вероятности совместного выполнения условий работоспособности, которая позволит прогнозировать эффективность как существующих, так и разрабатываемых приводов.

2. Рассчитаны вероятности совместного выполнения условий работоспособности для гидропривода механизма рулевого управления трактора при наработке 0 и 300 моточасов, они составляют соответственно 0,924 и 0,794.

### 1.5. Вероятностное проектирование деталей грузовых автомобилей

Из-за сильной изменчивости природно-производственных условий эксплуатации многие узлы и детали карьерных самосвалов испытывают

нагрузки, которые носят случайный характер. Это предопределяет необходимость применения вероятностных прочностных расчетов.

При проектировании элементов карьерных грузовых автомобилей важной задачей надежности является определение размеров поперечных сечений по заданной величине вероятности неразрушения  $R$ , которая может существенно меняться при одном и том же коэффициенте запаса прочности. Это обусловлено рассеиванием характеристик прочности, нагрузок и размеров. Необходимость применения вероятностных методов для оценки работоспособности деталей машин с учетом их характерных повреждений износа, усталости, коррозии обоснована в работах В.В.Болотина, где получены новые научные результаты по обеспечению надежности машин на всех этапах жизненного цикла.

Рассмотрим расчетную схему вала, подверженного регулярному переменному изгибу с кручением, при синхронном изменении амплитуд нормальных и касательных напряжений, когда на множестве однотипных деталей имеет место случайное отклонение этих компонентов от среднего значения. Поскольку на стадии проектирования имеется ограниченный объем статистических данных, допускаем, что исходные расчетные случайные переменные: амплитуда изгибающего  $M_n$  и крутящего  $M_t$  моментов, пределы выносливости по нормальным  $\sigma_{-1}$  и касательным  $\tau_{-1}$  напряжениям, диаметр вала  $\bar{d}$ , имеют распределение, близкое к нормальному.

Известны их основные числовые характеристики – математические ожидания  $\bar{M}_n$ ,  $\bar{M}_t$ ,  $\bar{\sigma}_{-1}$ ,  $\bar{\tau}_{-1}$ ,  $\bar{d}$  и стандартные отклонения  $S_1$ ,  $S_2$ ,  $S_3$ ,  $S_4$ ,  $S_5$  соответственно. Числовые характеристики находим приближенно, используя правило математической статистики «трех стандартов». При этих условиях ставится задача найти математическое ожидание диаметра вала  $\bar{d}$  по заданной величине  $R$ .

Это типичная задача вероятностного проектирования, которая наименее исследована в существующей теории надежности.

Для рассматриваемого плоского напряженного состояния используем детерминированное условие неразрушения, предполагая, что случайные переменные  $\bar{M}_n$ ,  $\bar{M}_t$ ,  $\bar{\sigma}_{-1}$ ,  $\bar{\tau}_{-1}$ ,  $\bar{d}$  некоррелированы и независимыми

$$\bar{\sigma} \geq \bar{\sigma} = 32\pi^{-1} \sqrt{\bar{M}_n^2 + (1/4)\bar{\sigma}_{-1}^2 \bar{M}_t^2 \bar{d}^3}$$

где  $\bar{\sigma}$  - эквивалентное /расчетное/ напряжение.

Принятый параметр надежности  $R$  представляет собой вероятность выполнения неравенства в критической точке поперечного сечения:

$$R = P_{\sigma} [(\bar{\sigma}_{-1} - \sigma) - \bar{y} > 0]$$

где  $\bar{y}$  - случайная величина, образующая резерв прочности.

При нормальном распределении  $\bar{\sigma}_{-1} \in M(\bar{\sigma}_{-1}, S_{\bar{\sigma}_{-1}})$  и  $\bar{\sigma} \in N(\bar{\sigma}, S)$ , выражение для  $R$  приводится к известному виду

$$R = \Phi[Z], \quad Z = (\bar{\sigma}_{-1} - \bar{\sigma}) / (S_{\bar{\sigma}_{-1}}^2 + S^2)^{1/2}$$

где  $\Phi[Z] = (2\pi)^{-1/2} \int_0^Z \exp(-x^2/2) dx$  - интеграл вероятностей;  $Z$  - его аргумент,

$\bar{\sigma}$ ,  $S^2$  - математическое ожидание и дисперсия.

По значению  $Z$  из приложений теории вероятностей находим  $R$ .

### 1.6. Методика расчёта элементов трансмиссии автомобиля

Элементы трансмиссий автомобилей рассчитывают на долговечность и динамическую прочность в соответствии с нагрузочными режимами на каждой ступени. Следует различать два варианта расчёта: расчёт по номинальным нагрузкам и уточнённый расчёт.

При расчёте по номинальным нагрузкам определяют: номинальный крутящий момент  $M_{II}$ ; номинальную частоту вращения вала двигателя  $n_{II}$ ; расчётное время  $T_p$ .

При уточнённом расчёте определяют динамический крутящий момент  $M_p$ , учитывающий динамические параметры системы, а также внешние и внутренние возмущающие воздействия; номинальную частоту вращения вала двигателя  $n_{II}$ ; расчётное время  $T_p$ .

Номинальный и динамический крутящие моменты двигателя ограничены моментом от сцепного веса автомобиля

$$M_p = \varphi \cdot \lambda \cdot G \cdot r_k$$

где  $\varphi$  - коэффициент сцепления колеса с дорогой;  $\lambda$  - коэффициент перераспределения нагрузки на ведущие колёса.

$$\lambda = \frac{L - a}{L} + \frac{M_K}{L \cdot G}$$

где  $L$  - продольная база автомобиля;  $a$  - расстояние от ц. т. до задней оси автомобиля;  $M_K$  - ведущий момент на колесе;  $G$  - общий вес автомобиля;

$r_k$  - радиус ведущего колеса автомобиля.

Если  $\frac{M_p}{i_{TP} \cdot \eta_{TP}} \leq M_{II}$  для расчёта принимают  $\frac{M_p}{i_{TP} \cdot \eta_{TP}}$ ;

если  $\frac{M_p}{i_{TP} \cdot \eta_{TP}} \geq M_H$  для расчёта принимают  $M_H$ ,

где  $i_{TP}$  и  $\eta_{TP}$  - передаточное отношение и к.п.д. трансмиссии соответственно.

Трансмиссии современных автомобилей должны обеспечить долговечность 10000 ... 12000 ч. Расчетное время для узлов трансмиссии связано с действительным временем  $T$  соотношением

$$T = \frac{T_p}{K_3},$$

$K_3$  - коэффициент загрузки, определяемый отношением среднего эксплуатационного момента  $M_{ЭК}$  к номинальному

$$\xi = \frac{M_{ЭК}}{M_H}$$

средний эксплуатационный крутящий момент определяется на основании анализа класса, типа и назначения автотранспортного средства (АТС).

Возможные значения коэффициента  $\xi$  находятся в пределах 0,6 - 0,99. Коэффициенты  $K_3$  и  $\xi$  связаны соотношением:  $K_3 = \xi^X$ , где  $X = 9$  для расчета шестерен на изгиб,  $X = 3$  для расчета на контактную прочность,  $X = 3,33$  для расчета долговечности подшипников.

В таблице приведены значения  $K_3$  в зависимости от  $\xi$ .

Значения коэффициентов  $K_3$

X	$K_3$ при $\xi$ , равном							
	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95
3	0,216	0,275	0,343	0,422	0,512	0,613	0,723	0,857
3,33	0,182	0,238	0,304	0,383	0,408	0,581	0,702	0,842
9	0,01008	0,0208	0,0403	0,0748	0,134	0,23	0,346	0,63

Рекомендуется принимать для АТС с двумя ведущими мостами  $\xi = 0,85$  и выше, с одним ведущим мостом  $\xi = 0,75 \dots 0,85$ .

В таблице приведены эксплуатационные данные по использованию передач различных АТС:

марка АТС						
Передача	I	II	III	IV	V	3.X.
Скорость, км/час						
$\alpha$ , %						3

Динамический крутящий момент определяется для установившегося и переходных режимов и зависит от параметров элементов трансмиссии АТС и степени влияния отдельных узлов, как источников возмущающих воздействий. В установившемся режиме динамический крутящий момент зависит от параметров двигателя, зубчатого зацепления, карданной передачи. Амплитуда и частота возмущающего момента двигателя определяется разложением в ряд Фурье суммарной диаграммы крутящего момента. При её отсутствии вычисляется крутящий момент от давления газов  $M_1$  в цилиндрах и от инерционных сил  $M_{kj}$

$$M_T = M_{CP} + \sum_{k=1}^r a_k \cos k\Omega t + b_k \sin k\Omega t$$

где  $M_{CP}$  - средний крутящий момент за один период

$$M_{CP} = \frac{1}{T_0} \int_0^T M_T(t) dt ;$$

$a_k, b_k$  - амплитуды фазовых слагаемых гармоника  $k$ -го порядка (коэффициенты ряда Фурье).

$$a_k = \frac{2}{T} \int_0^T M_T(t) \cos \Omega t dt ; \quad b_k = \frac{2}{T} \int_0^T M_T(t) \sin \Omega t dt$$

$\Omega$  - угловая скорость, определяемая периодом крутящего момента;

$$M_v = m_j R^2 \omega^2 \left( \frac{\lambda}{4} \sin \alpha - \frac{1}{2} \sin 2\alpha - \frac{3}{4} \sin 3\alpha - \frac{\lambda^2}{4} \sin 4\alpha \right),$$

где  $m_j$  - масса поступательно движущихся деталей кривошипно-шатунного механизма;  $R$  - радиус кривошипа;  $\omega$  - угловая скорость вала двигателя;  $\alpha = \omega t$ ;  $\lambda = \frac{R}{l}$  (здесь  $l$  - длина шатуна).

Для четырех, шести, восьмицилиндрового рядного двигателя

$$M_{kj(4)} = -m_j R^2 \omega^2 (2 \sin 2\alpha + \lambda^2 \sin 4\alpha);$$

$$M_{kj(6)} = -\frac{9}{4} m_j R^2 \omega^2 \lambda (\sin 3\alpha + \cos 3\alpha);$$

$$M_{kj(8)} = -2m_j R^2 \omega^2 \lambda^2 \sin 4\alpha$$

Амплитуда и частота возмущающего момента от зубчатого зацепления коробки передач определяются динамической  $P_{дин}$  составляющей суммарного усилия в зацеплении

$$M_{\text{max}} = 0,8v \cdot B_{\text{min}} \cdot r \cdot \sqrt{\frac{A(\Delta - 5)}{U}}; f_z = \frac{n \cdot z}{60};$$

где  $v$  - окружная скорость зубчатого колеса, м/с;  $B_{\text{min}}$  - длина зуба в зацеплении, см;  $r$  - радиус основной окружности, см;  $A$  - межцентровое расстояние, см;  $\Delta$  - суммарная погрешность основного шага;  $U$  - передаточное число;  $n$  - частота вращения зубчатого колеса, об/мин;  $z$  - число зубьев зубчатого колеса.

При наличии нескольких пар зубчатых колес определяется амплитуда и частота возмущающего момента от каждого зацепления. Влияние карданных передач учитывается приложением крутящего момента  $M_{\text{кар}}$  к массам, между которыми находится карданный вал:

$$M_{\text{кар}} = C_{\text{пр}} (\beta_1 - \beta_2) \sin 2\omega_{\text{кар}} t,$$

где  $C_{\text{пр}}$  - приведенная жесткость карданной передачи;

$$C_{\text{пр}} = \frac{C_1 \cdot C_2 \cdot C_3}{C_1 \cdot C_2 + C_1 \cdot C_3 + C_2 \cdot C_3}$$

здесь  $C_1$  - жесткость кардана до первой карданной головки;  $C_2$  - жесткость карданного вала;  $C_3$  - жесткость вала за второй карданной головкой;  $\beta_1, \beta_2$  - углы установки кардана;  $\omega_{\text{кар}}$  - угловая скорость кардана.

Динамические моменты от указанных выше источниках могут усиливаться в зависимости от соотношений их частот и частот собственных колебаний системы.

Поэтому действительные динамические моменты в элементах трансмиссии АТС можно определить лишь путём рассмотрения вынужденных крутильных колебаний всей системы.

Динамические моменты в трансмиссии при вынужденных колебаниях определяются как произведение модуля передаточной функции на гармонические составляющие возмущающего момента  $M_k$ :

$$M_y = \sum_k \Phi_{jk} M_k \sin(\omega_B t + \delta_k),$$

где  $\Phi_{jk}$  - мощность передаточной функции  $i, j$  - го участка трансмиссии соответствующий  $k$  - й гармонике;  $\omega_B$  - частота воздействия колебаний;  $\delta_k$  - фаза колебания модули передаточных функций упругих моментов некоторых эквивалентных систем можно определить из таблицы:

Вычисление упругих моментов для эквивалентных систем.

Система	$\psi$	$\mu$	$\lambda$	$\delta$
1	$\frac{C_{12}}{C_{12} - J_1 \Omega^2}$	--	--	--
2	$\frac{C_{23}}{C_{23} - J_3 \Omega^2}$	$\frac{C_{12}}{C_{12} + C_{23}(1 - \psi) - J_2 \Omega^2}$	--	--
3	$\frac{C_{34}}{C_{34} - J_4 \Omega^2}$	$\frac{C_{23}}{C_{23} + C_{34}(1 - \psi) - J_3 \Omega^2}$	$\frac{C_{12}}{C_{12} + C_{23}(1 - \mu) - J_2 \Omega^2}$	--
4	$\frac{C_{45}}{C_{45} - J_5 \Omega^2}$	$\frac{C_{34}}{C_{34} + C_{45}(1 - \psi) - J_4 \Omega^2}$	$\frac{C_{23}}{C_{23} + C_{34}(1 - \mu) - J_3 \Omega^2}$	$\frac{C_{12}}{C_{12} + C_{23}(1 - \lambda) - J_2 \Omega^2}$

$\Phi_1$	$M_{12}$	$M_{23}$	$M_{34}$	$M_{45}$
$\frac{M}{C_{12}(1-\psi)-J_1\Omega^2}$	$(1-\psi)\Phi_1 C_{12}$			
$\frac{M}{C_{12}(1-\mu)-J_1\Omega^2}$	$(1-\mu)\Phi_1 C_{12}$	$(1-\psi)\mu\Phi_1 C_{23}$	-	-
$\frac{M}{C_{12}(1-\lambda)-J_1\Omega^2}$	$(1-\lambda)\Phi_1 C_{12}$	$(1-\mu)\lambda\Phi_1 C_{23}$	$(1-\psi)\mu\lambda\Phi_1 C_{34}$	-
$\frac{M}{C_{12}(1-\delta)-J_1\Omega^2}$	$(1-\delta)\Phi_1 C_{12}$	$(1-\lambda)\delta\Phi_1 C_{23}$	$(1-\mu)\lambda\delta\Phi_1 C_{34}$	$(1-\psi)\mu\lambda\delta\Phi_1 C_{45}$

Коэффициенты частотных уравнений

система	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$
1	$C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2}$			
2	$C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2} +$ $+ C_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 \cdot J_3}$	$C_{12} C_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 \cdot J_2 \cdot J_3}$		
3,4	$C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2} +$ $+ C_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 \cdot J_3} +$ $+ C_{34} \frac{J_3 + J_4}{J_3 \cdot J_4}$	$C_{12} C_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 \cdot J_2 \cdot J_3} +$ $+ C_{23} C_{34} \frac{J_2 + J_3 + J_4}{J_2 \cdot J_3 \cdot J_4} +$ $+ C_{12} C_{34} \frac{J_1 J_3 + J_2 J_3 + J_1 J_4 + J_2 J_4}{J_1 \cdot J_2 \cdot J_3 \cdot J_4}$	$C_{12} C_{23} C_{34} \frac{J_1 + J_2 + J_3 + J_4}{J_1 \cdot J_2 \cdot J_3 \cdot J_4}$	

Спектр частот собственных колебаний системы определяется решением уравнения  $\omega^4 - b_1\omega^{n-2} + b_2\omega^{m-4} + \dots + b_n = 0$

где,  $b_i$  - постоянные коэффициенты, зависящие от динамических параметров системы (см. табл.).

В установившемся режиме динамический крутящий момент

$$M_\varphi = M_{cp} + \sum_m M_m \sin m\varphi + \sum_n M_n \cos n\varphi$$

где  $M_m, M_n$  - амплитудные значения переменных слагаемых крутящего момента.

При расчетах принимается крутящий момент

$$M_{p,k} = M_{cp} \cdot K_{np,k}, \quad M_{p,u} = M_{cp} \cdot K_{np,u},$$

$$M_{p,l} = M_{cp} \cdot K_{np,l}$$

где  $K_{np,k}, K_{np,u}, K_{np,l}$  - коэффициенты приведения переменного крутящего момента к постоянному при расчете прочности зубчатых колес контактной и при изгибе и при расчете подшипников на долговечность соответственно.

Коэффициенты приведения переменного крутящего момента к постоянному.

$$K_{np,k} = \sqrt[3]{1 + \frac{3}{2} \left[ \sum_m \left( \frac{M_m}{M_{cp}} \right)^2 + \sum_n \left( \frac{M_n}{M_{cp}} \right)^2 \right]}$$

$$K_{np,u} = \sqrt[4]{1 + 18 \sum_m \left( \frac{M_m}{M_{cp}} \right)^2 + \sum_n \left( \frac{M_n}{M_{cp}} \right)^2 + \frac{189}{4} \left[ \sum_m \left( \frac{M_m}{M_{cp}} \right)^4 + \sum_n \left( \frac{M_n}{M_{cp}} \right)^4 \right] + \frac{105}{4} \left[ \sum_m \left( \frac{M_m}{M_{cp}} \right)^2 + \sum_n \left( \frac{M_n}{M_{cp}} \right)^2 \right] + \frac{345}{128} \left[ \sum_m \left( \frac{M_m}{M_{cp}} \right)^8 + \sum_n \left( \frac{M_n}{M_{cp}} \right)^8 \right]}$$

$$K_{np,l} = \sqrt[3]{1 + \frac{35}{18} \left[ \sum_m \left( -\frac{M_m}{M_{cp}} \right)^2 + \sum_n \left( -\frac{M_n}{M_{cp}} \right)^2 \right]}$$

В переходных режимах переменность динамического момента учитываем введением эквивалентного времени работы элемента силовой передачи.

В этом случае следует учесть дополнительно и режим приложения нагрузок (резкий, плавный).

$$T_{\text{экв}} = \frac{\int_{T_1}^{T_2} M^x(t) dt}{M_p^x}$$

Эквивалентное время работы элемента

### 1.7. Анализ работы амортизаторов грузовых автомобилей

До настоящего времени реальные режимы работы амортизаторов подвесок грузовых автомобилей изучены недостаточно глубоко. Для исследований этих режимов в дорожных условиях были проведены специальные эксперименты.

В качестве объектов исследований использовались амортизаторы подвесок автомобилей ГАЗ-66 и «Урал-375». На автомобилях измерялись и регистрировались следующие параметры: силы неупругого сопротивления и температуры нагрева амортизаторов, динамические прогибы рессор, вертикальные ускорения в кабине и в центре платформы кузова, а также на неподрессоренных массах ведущих мостов.

Силы сопротивления амортизаторов измерялись тензодатчиками. Проволочные сопротивления наклеивались на специально изготовленные динамометрические кронштейны, которые служили опорой крепления исследуемых амортизаторов. Питание тензодатчиков и преобразование их электросигналов осуществлялись трехканальным усилителем ТДА-3 с батарейным питанием. При исследовании температурного режима амортизаторов записывались температуры их нагрева в процессе движения автомобиля с помощью термпар, которые через определенные промежутки времени включались специальным переключателем в электроизмерительную цепь для регистрации показаний.

Динамические прогибы рессор измерялись потенциометрическими датчиками, включаемыми как полумост в электроизмерительную цепь. Вертикальные ускорения измерялись датчиками перегрузок типа МП-68 и МП-66 с реохордными преобразователями. Результаты измерений регистрировались осциллографами К-12-21. При тарировках и специальных контрольных испытаниях было установлено, что электроизмерительная аппаратура обеспечивает требуемую линейность рабочих характеристик датчиков, а максимальные погрешности измерений не превышают 3—5% при измерениях динамических прогибов рессор и усилий сопротивления амортизаторов и 10% при измерениях ускорений.

Испытания проводились на следующих дорожных участках протяженностью 150—200 м: малонагруженном асфальтированном шоссе

без выбоин на поверхности; сильноизношенном булыжном шоссе с выбоинами глубиной до 11 см; разбитой грунтовой дороге с выбоинами глубиной до 22 см. Автомобиль двигался по участку с равномерной скоростью. Величины скоростей (3—5 различных значений) выбирались в эксплуатационном диапазоне, характерном для движения автомобилей по данным дорожным участкам. Автомобили испытывались с полной нагрузкой в кузове и при номинальном давлении воздуха в шинах.

Перед началом испытаний на специальных стендах были определены рабочие характеристики шин, рессор и амортизаторов, а также конструктивные параметры, характеризующие поддресоривание автомобилей. Все эти параметры и характеристики (табл. 1.1) соответствовали техническим условиям и нормативам.

Таблица 1.1

Параметр	ГАЗ-66		Урал-375*
	Передняя часть	Задняя часть	Передняя часть
Осевой вес в кг	2837	2982	3900
Вес поддресоренной части в кг	2317	2512	2800
Суммарная жесткость рессор в кг/см	190	195	320
Полный рабочий ход подвески в мм	195	205	165
Статический прогиб подвески в мм	103	100	83
Передающее число привода амортизатора от прогиба рессоры	0,79	0,83	1,00
Сопrotивление амортизаторов при скорости перемещения штока 52 см/сек в кг:			
на ходе сжатия	50	45	115
на ходе отбоя	254	240	614
Отношение сил трения подвески в статической нагрузке в %	11,2	12,0	20,7
Относительный коэффициент затухания свободных колебаний поддресоренной части автомобиля	0,23	0,31	0,28
Частота свободных колебаний поддресоренной части автомобиля в колеб/сек	115	110	103
Радиальная жесткость шин при статическом прогибе в кг/см	400	400	500
Статический прогиб шины в мм	20	38	40

Характерен тот факт, что, хотя поддресоренные массы передней части автомобилей «Урал-375» и ГАЗ-66 различаются всего на 20%, усилия сопротивления амортизаторов у автомобиля «Урал-375» выбраны в 2,5 раза большими. Это обусловлено тем, что у поддресоренных частей этих грузовых автомобилей значительно отличаются моменты инерции относительно центральной поперечной оси. Кроме того, поддресоренные части совершают интенсивные продольные угловые колебания. Демпфирование этих колебаний у автомобиля ГАЗ-66 обеспечивается одновременной работой амортизаторов передней и задней подвески. У автомобиля «Урал-375» центр тяжести значительно смещен к задней балансирной подвеске, не имеющей амортизаторов. Поэтому демпфирование продольных угловых колебаний поддресоренной части автомобиля «Урал-375» обеспечивается в основном амортизаторами

передней полвески, которые вследствие этого и должны обладать повышенным сопротивлением.

Рабочие характеристики амортизаторов автомобилей ГАЗ-66 и «Урал-375» (рис. 1.2 и 1.3) определялись на специальном стенде при одинаковой амплитуде колебаний штока (100 мм), но при различных частотах (100—400 кол/мин). Температура нагрева амортизатора при этом составляла 25—40°C. Динамические сопротивления амортизаторов измерялись тензометрическими датчиками опорных динамометрических звеньев стенда. Питание тензодатчиков и преобразование сигналов осуществлялось усилителем 8-АНЧ-7М, а регистрация сигналов — с помощью осциллографа Н-700. Из полученных характеристик видно, что с увеличением частоты колебаний усилие сопротивления амортизатора значительно возрастает и может в несколько раз превышать значения, определяемые при контрольной скорости штока 52 см/сек.

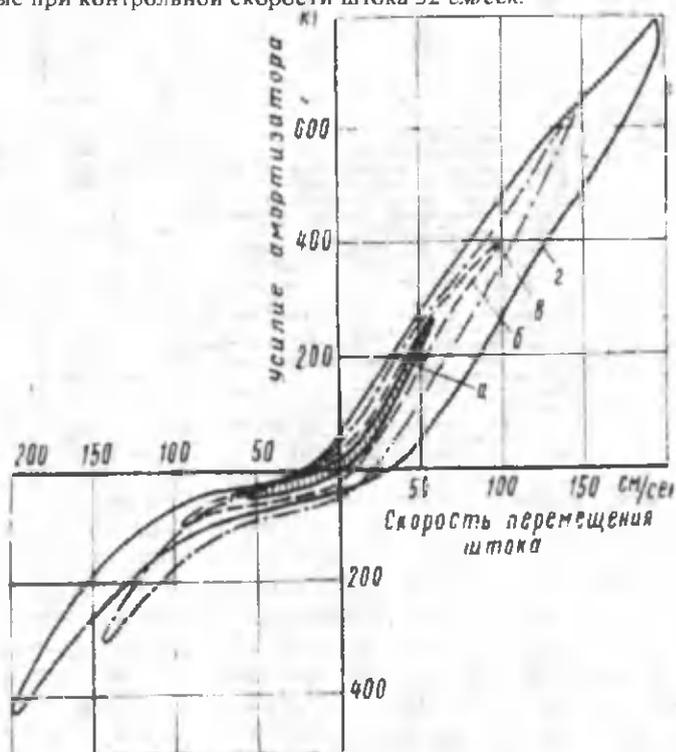


Рис. 1.2. Рабочие характеристики амортизаторов автомобиля ГАЗ-66: а — 117 кол/мин; б — 195 кол/мин; в — 290 кол/мин; г — 400 кол/мин

Наличие петли гистерезиса у рабочих характеристик обусловлено эмульсированием жидкости воздухом, а также упругими сопротивлениями резиновых втулок (узлов крепления амортизаторов) и сальниковых уплотнений.

При выбранных дорожно-эксплуатационных условиях испытаний обеспечивалось возмущение весьма разнообразных режимов колебаний автомобилей, как по частотному, так и по амплитудному спектру изменений колебательных параметров. Вертикальные ускорения, испытываемые поддресоренными и неподдресоренными массами, имели значения, характерные для автомобилей при эксплуатации на неровных дорогах, и не превышали допускаемых пределов.

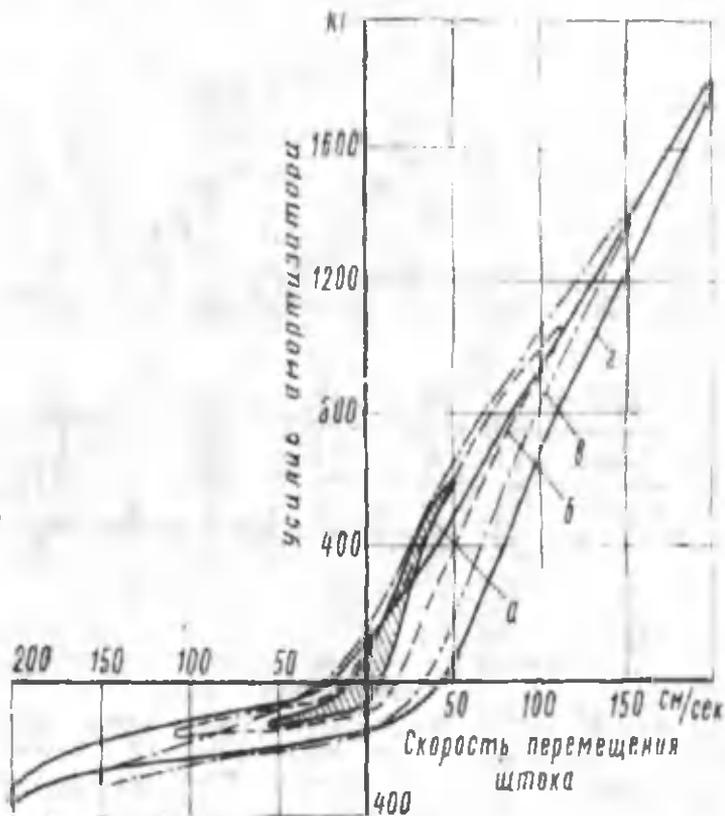


Рис. 1.3. Рабочие характеристики амортизатора автомобиля «Урал-375»: а — 105 кол/мин; б — 218 кол/мин; в — 270 кол/мин; г — 395 кол/мин

На рис.1.4 представлен образец осциллограммы с записью некоторых колебательных параметров автомобиля «Урал-375» во время движения по разбитой грунтовой дороге со скоростью 10—15 км/ч. Из полученных осциллограмм видно, что динамические прогибы рессор изменяются с различной, частотой. Наблюдаемые при этом толчки, соответствующие условному полупериоду изменения динамических прогибов, имеют различную продолжительность  $t$  действия. Можно выделить три характерные группы таких толчков: низкочастотные при  $t = 0,15-0,30$  сек, высокочастотные при  $t = 0,05-0,15$  сек и вибрационные при  $t \leq 0,06$  сек.

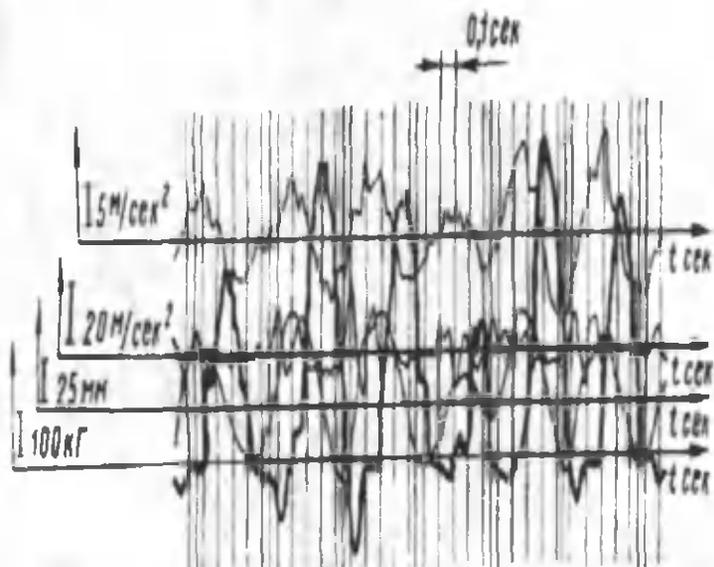


Рис.1.4.Образец осциллограммы с записью колебаний автомобиля

«Урал-375» ( $z$  — ускорения, измеряемые па полу кабины;  $x$  — ускорения, измеряемые на правом переднем колесе;  $y$  — прогиб правой передней рессоры при ходе колеса вверх;  $R_0$  — усилие сопротивления правого амортизатора при отбое)

Таблица 1.2

Дорожные условия	Марка автомобиля	Подвеска	Длина колебаний, м	Максимальное ускорение в долях g		Динамические прогибы рессор в мм		Максимальные скорости прогибов рессор в см/сек		Максимальные скорости отскока амортизатора в см/сек		Максимальные скорости отскока амортизатора в м/с		Среднеквадратичное соотношение динамических прогибов рессор в м/с		Среднее значение динамического коэффициента жесткости пружин	
				передняя ось	задняя ось	передняя ось	задняя ось	передняя ось	задняя ось	передняя ось	задняя ось	передняя ось	задняя ось	передняя ось	задняя ось		
																	всего
Ровное асфальтированное шоссе	ГАЗ-66	Передняя	20-60	0,7	0,8	25	20	6,7	44	54	25	43	105	45	29	21	35-45
			20-60	0,5	1,1	23	20	10,4	47	47	37	40	170	41	34	21	35-45
Сильноповышенное булыжное шоссе	Урал-375	Передняя	20-60	0,6	1,8	15	12	4,0	36	41	35	41	340	88	140	14	45-75
			20-60	1,5	2,0	46	52	14,6	98	103	77,3	92	310	70	105	40	45-75
Разбитая грунтовая дорога	Урал-375	Передняя	20-60	0,7	2,0	49	74	22,7	104	115	91	360	91	115	255	30	45-75
			20-60	1,1	2,5	140	49	38	176	124	141	107	425	115	134	127	30-40
	Урал-375	Задняя	14-30	1,3	2,0	87	44	33	112	131	92	100	370	140	127	30	45-75
			14-30	1,2	4,1	77	65	32	95	120	145	120	1120	32	3,5	30	45-75

Примечание. Указаны максимальные значения измеренных характеристик для нескольких испытателей за время эксплуатации на дорожных условиях с различными скоростями равномерного движения в указанных диапазонах скоростей.

Наибольшие амплитуды изменения динамических прогибов рессор (указанные в табл.1.2) обычно характерны для низкочастотных толчков. Суммарная продолжительность действия низкочастотных толчков варьировала в пределах 50—80% всего времени колебаний. Амплитуды прогибов при высокочастотных толчках достигали 45—50 мм у передних рессор автомобиля «Урал-375» и 60—70 мм у рессор автомобиля ГАЗ-66. Высокочастотные динамические прогибы рессор происходят так же и на разбитой грунтовой дороге при движении автомобилей со скоростью 20 км/ч и выше. Суммарная продолжительность действия всех высокочастотных толчков, главным образом при движении автомобилей по булыжному покрытию, достигала 30—40% общего времени

колебаний. Динамические прогибы рессор вибрационной частоты в чистом виде наблюдались сравнительно редко и только на малоизношенных участках дорог. Их амплитуды не превышали 5—10 мм.

В табл. 1.2 приведены также результаты тензометрических измерений усилий сопротивлений амортизаторов в различных дорожно-эксплуатационных условиях. При обосновании программ испытаний надежности и долговечности амортизаторов следует учитывать, что в реальных условиях эксплуатации они могут испытывать не только низкочастотные (1—3 гц), но и длительное время высокочастотные (до 6—40 гц) колебания с большими амплитудами перемещений штока. При этом суммарная продолжительность высокочастотных толчков изменения динамических сопротивлений амортизаторов может достигать 40—50% общего времени колебаний автомобиля. Развиваемые амортизаторами силы сопротивления могут в 1,5—2 раза превышать значения, регламентируемые техническими условиями. Суммарная продолжительность высокочастотных толчков изменения сопротивления амортизаторов при движении автомобиля по шоссе с булыжным покрытием может превышать продолжительность высокочастотных изменений динамических прогибов рессор. Последнее, по-видимому, обусловлено тем, что силы сухого трения рассматриваемых подвесок значительны и часто блокируют рессоры при невысоких динамических нагрузках.

Максимальные скорости перемещений штока амортизатора при высокочастотных колебаниях достигают 109 см/сек у автомобиля ГАЗ-66 и 120 см/сек у автомобиля «Урал-375».

Температура нагрева амортизаторов в обычных дорожно-эксплуатационных условиях работы автомобилей не превышала 70—80°.

Значения температур амортизаторов, указанные в табл. 2, были получены при движении автомобиля со скоростью: 60 км/ч по асфальтированному шоссе; 40 км/ч по сильно изношенному булыжному шоссе и 20 км/ч по разбитой грунтовой дороге.

Постоянный температурный режим амортизаторов устанавливался после 30—40 мин непрерывного движения. Температуры измерялись в летнее сухое время года при температуре окружающей среды 20—25°

### **1.8. Упрощенная модель процесса качения автомобильного колеса**

Одна из актуальных задач современного машиностроения заключается в совершенствовании элементов колесного экипажа с целью удовлетворения возрастающих требований, предъявляемых к безопасности, экономичности и комфортабельности автомобильного транспорта. В частности, управление конструктивными и физико-механическими параметрами автомобильного колеса (рисунком протектора, способом армирования, внутренним давлением в шине, вязкоупругими свойствами резины и др.) позволяет снизить

материалоемкость колесного экипажа, сопротивление движению и уровень шума, повысить долговечность, надежность и управляемость автомобиля. Такое регулирование предполагает наличие расчетной методики для прогнозирования механического поведения колеса в процессе качения, установления зависимости параметров движения автомобиля (осадки, площади зоны контакта, момента и силы сопротивления и др.) от конструктивных параметров шины.

Автомобильная шина представляет собой геометрически сложную неоднородную конструкцию. Деформационное поведение материалов конструкции характеризуется нелинейностью. Эти особенности шины не позволяют адекватно описать процесс качения автомобильного колеса, используя только соотношения механики контактного взаимодействия /9/. Для прогнозирования механических характеристик автомобильного колеса используются различные модельные подходы. Рассмотрим некоторые из них.

1. Использование эмпирических соотношений, устанавливающих связь параметров движения колеса с регулируемыми характеристиками шины. Некоторые из них приведены в работах /27, 23/. Недостаток данного подхода заключается в необходимости проведения большого количества экспериментов. Кроме того, использование эмпирических соотношений ограничено конкретным диапазоном изменения исходных параметров.

2. Использование численных методов. Традиционные численные методы (метод конечных разностей, конечных и граничных элементов) позволяют описать напряженно-деформированное состояние объектов произвольной геометрии с учетом физической нелинейности и анизотропии материалов. Примеры использования метода конечных элементов для анализа механического поведения автомобильной шины приведены в работах /3,7/. Недостаток применения численных методов заключается в трудоемкости построения, использования и видоизменения моделей исследуемого объекта.

3. Использование упрощенных структурных моделей колеса. Колесо моделируется геометрически простой конструкцией, позволяющей получить аналитическое решение контактной задачи. В качестве такой модели часто рассматривается жесткий диск с тонким деформируемым поверхностным слоем /17,34/.

Основной недостаток подхода, основанного на использовании упрощенных моделей колеса, заключается в недостаточно точном соответствии расчетных оценок экспериментальным данным. Это обусловлено пренебрежением сложной формой и внутренней структурой автомобильной шины. При использовании упрощенных моделей не удастся установить распределение напряжений и деформаций по объему колеса. Вместе с тем использование данного подхода позволяет на основе методов механики деформируемого тела получить относительно простые соотношения для параметров движения колесного экипажа. Применимость этих соотношений, в отличие от эмпирических зависимостей, не

ограничивается типом шины или диапазоном изменения некоторого параметра. В связи с вышесказанным представляется актуальной задача совершенствования и уточнения простых моделей катящегося колеса с целью получения на их основе приемлемых расчетных оценок параметров движения.

Жесткость автомобильного колеса в значительной степени определяется внутренним давлением в шине  $p_w$  /27/. Однако ни одна из известных упрощенных моделей качения /17,4/ не позволяет учесть влияние внутреннего давления на момент сопротивления качению. В настоящей работе предлагается новая упрощенная модель автомобильного колеса, которая, в отличие от ранее разработанной /34/, содержит "газовый" элемент, моделирующий внутреннюю полость шины. Включение данного элемента позволит оценить влияние внутреннего давления на параметры движения моделируемого колеса.

*Описание модели.* В качестве упрощенной модели колеса рассмотрим конструкцию, представленную на рис.1.5. Модель состоит из трех элементов: 1 — абсолютно жесткого цилиндра; 2 — вязко-упругого слоя толщиной  $h$  и шириной  $b$ , моделирующего протектор колеса; 3 — оболочки, наполненной газом при заданном внутреннем давлении  $p$ , и моделирующей внутреннюю полость шины. Общий радиус модели  $R$  значительно превосходит толщину деформируемого слоя  $R \gg h$ .

На рассматриваемую конструкцию действует нормальная сила  $S$  пара сил с моментом  $M$ . Сила  $G$  уравновешивается нормальным давлением  $p$  в области контакта с горизонтальной абсолютно жесткой поверхностью

$$G = b \int p(x) dx \quad (1.31)$$

где  $a$  — полуширина области контакта. Если центр масс конструкции, моделирующей колесо, движется с постоянной скоростью  $v$ , то момент  $M$  совпадает с моментом сопротивления качению  $M_c$  и определяется как

$$M = M_c = b \int xp(x) dx \quad (1.32)$$

Относительно малая толщина деформируемого слоя позволяет при определении давления  $p$  использовать гипотезу Винклера. Если вязкоупругое поведение деформируемого слоя описывается ядром релаксации  $R(t)$ , то для нормального давления можно записать /34/

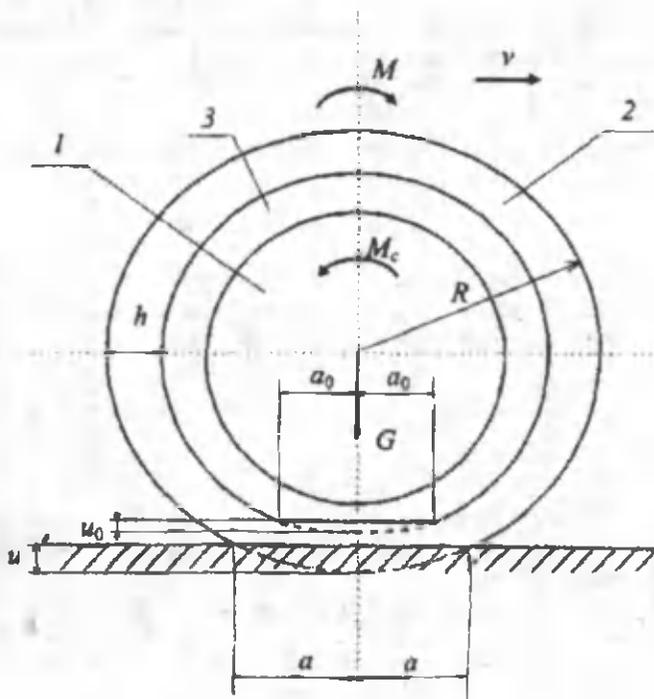


Рис. 1.5. Модель катящегося колеса

$$p(t) = \frac{E}{h} \left[ u_n(t) - \int R(t-\tau) u_n(\tau) d\tau \right] \quad (1.33)$$

где  $E$  - модуль Юнга материала деформируемого слоя;  $u_n$  - изменение толщины слоя при движении колеса.

Пренебрежем влиянием изгибной жесткости оболочки 3 на механическое поведение колеса в процессе качения. Жесткость оболочки соответствует эффективной жесткости корда, образующего каркас шины. Оболочка 3 позволяет уравновесить внутреннее давление в шине и обеспечивает передачу вращающего момента на протектор — вязкоупругий слой 2. Однако осадка колеса легкового автомобиля под действием вертикальной нагрузки определяется, главным образом, не жесткостью каркаса, а внутренним давлением  $p_n$  [27].

Если не учитывать жесткость оболочки, то предложенную модель (рис.1) можно рассматривать как два последовательно соединенных элемента. Жесткость одного из них определяется внутренним давлением  $p_n$ . Жесткость второго — модулем Юнга  $E$  материала деформируемого слоя.

Под действием нормальной силы  $G$  оболочка 3 изменяет свою форму таким образом, что параллельно опорной поверхности образуется площадка

размером  $b$  на  $2a_0$ . Если пренебречь изменением объема газа при осадке колеса под действием силы  $G$ , то имеем

$$a_0 = \frac{G}{2hp_0} \quad (1.34)$$

Осадку колеса  $u_0$  обусловленную только формоизменением оболочки, наполненной газом, определим из условия неизменности объема газа [27]:

$$\left[ \pi - \arctg \left( \frac{a_0}{R - u_0} \right) \right] \left[ (R - u_0)^2 + a_0^2 \right] + a_0(R - u_0) = \pi R^2$$

Изменение толщины деформируемого слоя приводит к дополнительной осадке колеса. Зависимость  $u_x$  от координаты  $x$  точки области контакта колеса с поверхностью имеет вид:

$$u_x(x) = \begin{cases} \frac{a^2 - a_0^2}{2\sqrt{(R - u_0) + a_0^2}}, & |x| < a_0; \\ \frac{a^2 - x^2}{2\sqrt{(R - u_0) + a_0^2}}, & a_0 \leq |x| \leq a \end{cases} \quad (1.35)$$

здесь  $a$  — полуширина области контакта (рис.1.5). При постоянной скорости  $v$  движения центра масс колеса координата  $x$  изменяется со временем по закону  $x(t) = a - vt$  (1.36)

Используя данную зависимость, уравнения (1.31) и (1.32) можно

переписать в виде  $G = \frac{1}{h} bvE \int_0^{2a} \left[ u_x(t) - \int_0^t R(t - \tau) u_x(\tau) d\tau \right] dt$ , (1.37)

$$M_x = \frac{1}{h} bvE \int_0^{2a} \left[ u_x(t) - \int_0^t R(t - \tau) u_x(\tau) d\tau \right] (a - vt) dt; \quad (1.38)$$

Подставив функцию (1.35) с учетом (1.34) и (1.36) в равенство (1.37), получим нелинейное уравнение для величины  $a$ . В результате решения данного уравнения установим зависимость полуширины  $a$  от силы  $G$ , давления  $p_0$  и скорости  $v$ . После подстановки зависимости  $a(G, p_0, v)$  и функции (1.35) в равенство (1.38), определим зависимость момента сопротивления качению от тех же параметров. При малом внутреннем давлении с достаточной степенью точности можно принять, что  $a = a_0$ . В этом случае методика расчета упрощается, и для момента сопротивления качению имеем

$$M_x = G \left[ a_0 - v \int_0^{2a_0} E_x(t) dt \left( \int_0^{2a_0} E_x(t) dt \right)^{-1} \right]$$

здесь введена функция  $E_x(t) = E \left( 1 - \int_0^t R(t - \tau) d\tau \right)$

Безразмерный коэффициент сопротивления качению при рассматриваемом режиме движения колеса выражается через момент  $M_c$  /27/:

$$f = \frac{M_c}{G(R-u)} \quad (1.39)$$

где  $u$  — полная осадка колеса (вертикальное смещение центра масс):

$$u = u_0 + \frac{a^3 - a_0^3}{2\sqrt{(R-u_0) + a_0}} \quad (1.40)$$

*Пример использования модели.* Рассмотрим движение колеса со следующими геометрическими параметрами: радиус  $R = 0,3$  м; ширина  $b = 0,15$  м; толщина деформируемого слоя  $h = 0,03$  м. В качестве материала деформируемого слоя выберем техническую резину, используемую в протекторе автомобильной шины модели Бел-100 175/70 R13.

Вязкоупругое поведение данного материала будем описывать экспоненциальным ядром релаксации  $R(t) = A e^{-\beta t}$ . Параметры  $A$ ,  $\beta$  и модуль Юнга  $E$  определяли динамическим индентированием на приборе "Импульс-IP" /12/ (масса индентора  $m = 4,4$  г; радиус индентора  $r = 1,25$  мм; начальная скорость индентирования  $v = 0,985$  м/с). В автоматическом режиме с заданным шагом по времени регистрировалась скорость индентора. После обработки зависимости скорости индентора от времени строилась диаграмма "сила—внедрение" (рис.1.6). В результате идентификации вязко-упругих параметров  $E$ ,  $A$ ,  $\beta$  по экспериментальным данным, полученным на приборе "Импульс-IP", установлено, что для исследуемой резины  $E = 56,7$  МПа;  $A = 2,8103c^{-1}$ ;  $\beta = 4,4 \cdot 103c^{-1}$ . На рис.2 экспериментальная диаграмма "сила—внедрение" сопоставлена с расчетной зависимостью, построенной при данных параметрах. Можно сделать вывод о том, что предложенная модель вязко-упругого поведения адекватно характеризует свойства материала деформируемого слоя. Более подробно методика идентификации вязкоупругих параметров по результатам динамического индентирования эластичного материала изложена в работе /12/.

Следует отметить, что простое экспоненциальное ядро релаксации с одним временем релаксации недостаточно точно описывает механическое поведение высокоэластичного материала в широком диапазоне скоростей нагружения. Данное ядро выбрано с целью упрощения вычислений. Предлагаемая методика расчета позволяет использовать и более сложные ядра релаксации.

При заданных размерах  $R, b, h$  и известных свойствах материала слоя  $E$ ,  $A$ ,  $\beta$  разработанная математическая модель процесса качения (4)—(9) позволяет установить зависимость коэффициента сопротивления качению и осадки колеса от скорости  $v$ , внутреннего давления  $p_c$  и нормальной нагрузки  $G$ . В соответствии с рис.1.7, в диапазоне от 40 до 100 км/ч увеличение скорости ведет к росту коэффициента от 0,005 до 0,02, что соответствует экспериментальным данным /27/ для радиальных и диагональных шин.

Характер зависимости  $f$  от скорости движения центра масс изменяется при изменении внутреннего давления  $p_w$ . Уменьшение давления  $p_w$  ведет не только к увеличению коэффициента  $f$ , но и к более существенному росту коэффициента сопротивления качению с возрастанием скорости  $v$ . Это подтверждается экспериментальными данными /27/. Как показано в работе /4/, зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости имеет максимум. Для данного примера максимум соответствует скорости 300 км/ч при внутреннем давлении 0,25 МПа. При уменьшении внутреннего давления скорость  $v$ , соответствующая максимуму коэффициента  $f$ , увеличивается.

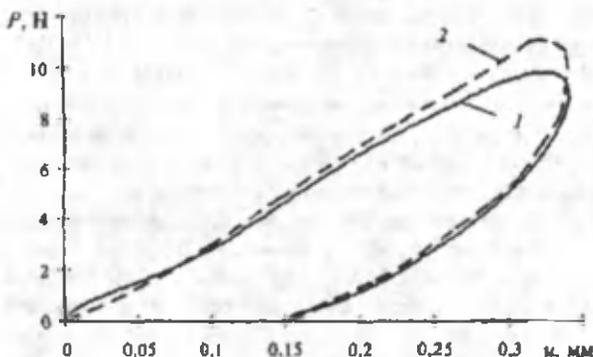


Рис.1.6. Диаграмма сила—внедрение, полученная при динамическом индентировании протектора автомобильной шины модели Бел-100: 1-экспериментальная зависимость, полученная на приборе "Импульс-IP"; 2-расчетная зависимость

Зависимость  $f$  от нагрузки  $G$  (рис.1.8) аналогична установленной в работе /34/ без учета оболочки, наполненной газом:  $f \sim G^{1/3}$ . Зависимость осадки  $u$  от нагрузки в значительной мере определяется величиной  $p_w$ . Уменьшение давления  $p_w$  приводит к увеличению показателя степени  $G$  в функции  $u(G)$ . Так, без учета оболочки, наполненной газом ( $p_w \rightarrow \infty$ ), зависимость осадки от нагрузки описывается ранее установленными соотношениями /34/. При этом  $u \sim G^{2/3}$ . При  $p_w = 1$  МПа: зависимость  $u(G)$  хорошо аппроксимируется функцией  $u = 0,23G$ , а при  $p_w = 0,2$  МПа — функцией  $u = 0,66 G^{2/3}$ . В этих выражениях осадка  $u$  дана в мм, а нагрузка — в кН.

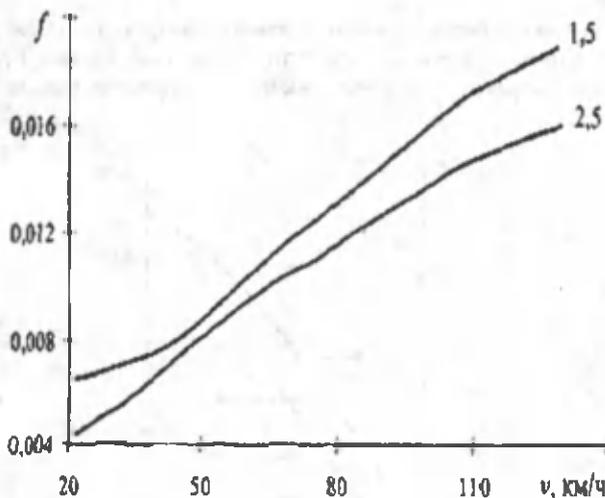


Рис.1.7. Зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости движения центра масс при  $G = 2,5$  кН. Цифры у кривых соответствуют внутреннему давлению  $p_w$  в  $10^5$  Па.

В соответствии с рис.1.9, при больших скоростях  $v$  уменьшение коэффициента сопротивления качению с ростом давления  $p_w$  практически линейно, а при малых  $v$  зависимость коэффициента  $f$  от давления  $p_w$  близка к обратно пропорциональной. Зависимость осадки  $u$  от внутреннего давления не изменяется при увеличении скорости:  $u \sim p_w^{-1}$ . Здесь не учитываются силы инерции, действующие на точки деформированной периферии колеса. Данное допущение приводит к заниженной оценке коэффициента  $f$  при больших скоростях и незначительной зависимости расчетной осадки  $u$  от скорости  $v$ .

Коэффициент  $f$ , рассчитанный в соответствии с уравнениями (4)—(9), описывает только ту часть сопротивления качению колеса, которая обусловлена внутренним трением в резине. Частичное проскальзывание в области контакта, пластическое деформирование протектора, сопротивление воздуха, трение между кордом и резиной и другие факторы не учитываются. Однако экспериментальные данные по сопротивлению качению автомобильной шины [27] свидетельствуют о том, что  $\approx 60\%$  потерь на качение связаны именно с упругим гистерезисом резины. В соответствии с данными работы [27], применение низкогистерезисных резин позволяет снизить сопротивление качению на  $\approx 40\%$  по сравнению с шинами, изготовленными из традиционных материалов, а уменьшение толщины протектора приводит к снижению коэффициента сопротивления качению более чем на 30%. Это позволяет рассматривать вычисленный коэффициент

$f$  как нижнюю оценку действительного коэффициента сопротивления качению автомобильного колеса. Уточнение этой оценки требует учета большого числа факторов и значительного усложнения выкладок.

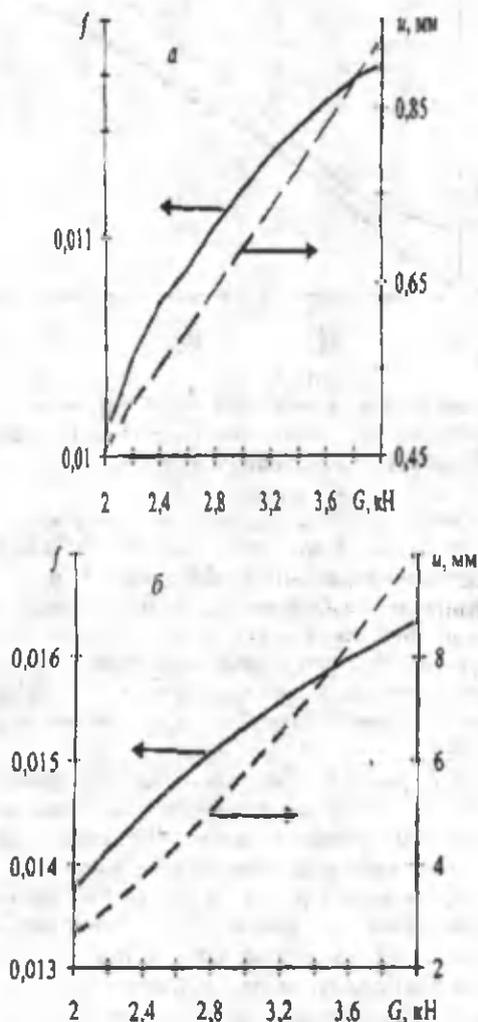


Рис.1.8. Зависимость коэффициента сопротивления качению (сплошные кривые) и осадки (штриховые) от нормальной нагрузки при скорости движения центра масс  $v=100$  км/ч и внутреннем давлении  $p_w = 10^6$  Па (а) и  $p_w = 2 \cdot 10^5$  Па (б)

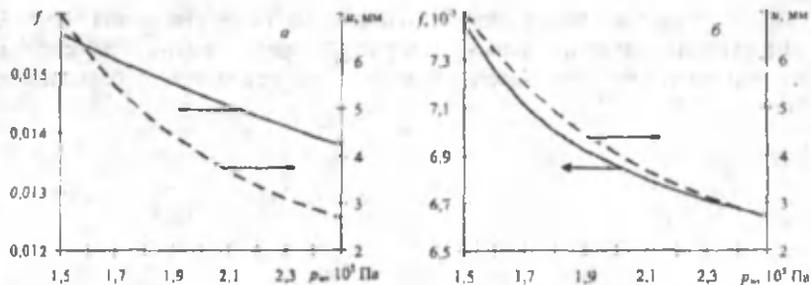


Рис.1.9. Зависимость коэффициента сопротивления качению (сплошные кривые) и осадки (штриховые) от внутреннего давления при нормальной нагрузке  $G = 2,5$  кН и скорости движения центра масс  $v = 100$  км/ч (а) и  $v = 40$  км/ч (б).

Детальное сопоставление результатов расчета с известными экспериментальными данными о коэффициенте сопротивления качению автомобильного колеса затруднено допущениями, сделанными при построении математической модели (4)—(9).

**Заключение.** В результате моделирования процесса качения автомобильного колеса при постоянной скорости движения центра масс установлено, что уменьшение внутреннего давления газа в шине  $p_w$  не только приводит к росту осадки колеса  $u$  и коэффициента сопротивления качению  $f$ , но и существенно влияет на характер зависимостей этих параметров от скорости движения центра масс  $v$  и нормальной нагрузки на колесо  $G$ . Это влияние можно описать как увеличение показателя степени аргумента в зависимостях коэффициента  $f$  от скорости  $v$  и осадки  $u$  от силы  $G$  при уменьшении давления  $p_w$ .

### 1.9.Торможения автомобилей и анализ его шины

В рис.1.20 показан принципиальные кривые коэффициента тормозной силы для шин грузовых автомобилей на дорогах с хорошим сцеплением и скользких дорогах при средних скоростях движения.

Кривые тормозной силы сцепления зависят, помимо прочего, от:  
состояния дороги и шин;

нагрузки на колесо;

скорости движения автомобиля;

температуры и бокового увода колеса или учитываемой силы бокового увода колеса.

Рис.1.21 показывает действующие на затормаживающее колесо силы торможения, скорости и ускорения.

Замедление колеса при максимальной силе сцепления остается относительно незначительным и тормозная сила, поэтому практически пропорциональна тормозному моменту. Это относится к большинству торможений.

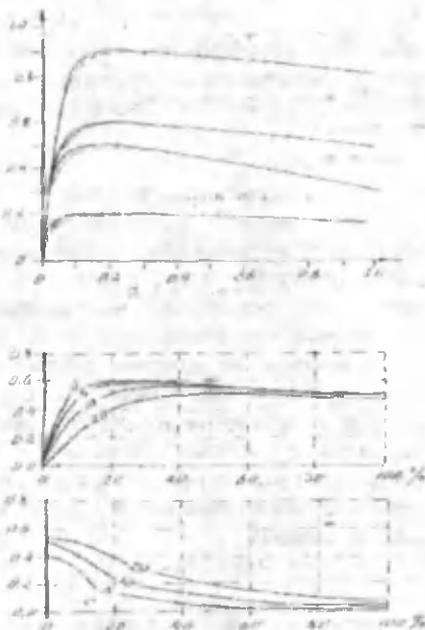


Рис. 1.20



Рис.1.21

Даже при полном торможении, тормозные силы в тяжелогруженных автомобилях недостаточны для выхода из стабильного диапазона.

На мокрых /бетонных/ дорожных покрытиях и при высоких скоростях движения сила сцепления заблокированных колес понижается значительно ниже максимальной величины.

На сухой или покрытой снегом дороге и при низких скоростях движения падения сил сцепления остается относительно незначительным.

Если задние колеса автомобиля блокируются, это ведет к потере стабильности направления движения и для автопоездов к возможности складывания автопоезда. Блокировка передних колес приводит к потере управляемости.

В соответствии с положениями распоряжения 71/320 Европейского экономического сообщества, тормозные моменты для колес одной и той же оси должны быть равными.

*Шины и колеса.* Чем меньше наружный диаметр применяемой шины, тем меньше будет напряжение во всех трансмиссионных валах, передающих крутящий момент от двигателя, а, кроме того, напряжения изгиба в цапфах и других деталях подвески, вызванные боковыми силами в контакте колес. Кроме того, при этом уменьшаются размеры колесных шин, и запасное колесо занимает меньше места.

Недостатком является то, что медленно катящееся колесо меньшего диаметра в большей степени копирует дорожные неровности; при больших скоростях колесо вследствие своей инертности и усилившегося демпфирования уже меньше повторяет дорожные неровности.

Мягкая шина имеет большую боковую податливость, что снижает безопасность движения на поворотах.

Плоская, широкая беговая поверхность, хотя и обеспечивает лучшую передачу тяговых и тормозных сил, приводит к увеличению усилия поворота, шума качения и сопротивления качению, повышению чувствительности к наличию воды на дороге и т.д.

Стандартные дорожные шины имеют от 4 до 7 дорожек /ребер/ высотой 8-9 мм, ориентированных в продольном направлении и тонко профилированных для улучшения сцепных качеств.

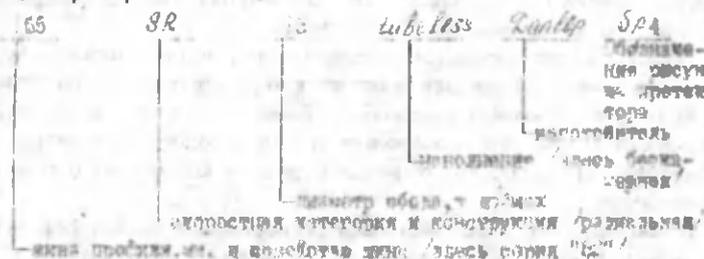
Скоростная категория подразделяет шины по максимальной допустимой скорости движения: *S/speed*, скоростная; *H/high speed*, высокоскоростная; *V/very high speed*, сверхвысокоскоростная/. Буквы обозначения и максимальные скорости, км/час *F-80; G-90; Y-100; K-110; L-120; M-130;*

*N-140; P-150; Q-160; R-170; S-180; T-190; U-200; H-210.*

Каркас радиальной шины, нити корда имеют угол наклона к экскаватору 85-90°. Пояс, размещаемый поверх каркаса, имеет нити, расположенные под углом 6-20° к экскаватору.

Смешанная установка радиальных и диагональных шин на одном автомобиле запрещается в любом варианте.

Обозначения содержат все важные для применения на автомобиле данные, например



Окончательно назначаемые для конкретного автомобиля давления в шинах должны учитывать устойчивость автомобиля, /в том числе и при торможении/, его управляемость и плавность хода.

При отсутствии специальных указаний завода-изготовителя автомобиля перед началом относительно длительного движения по автостраде давление в шинах следует увеличить на 0,02 МПа.

Чем шире обод, тем лучше передает шина боковые силы /с меньшим уводом/ и тем меньше сопротивление качению.

Боковые стенки шин фирмы «Мишлен» получают увеличенную зону упругой деформации /сочетание шины с колесом, название TRX/ в сравнении с другими шинами. Профиль обода колес обычно регламентируется стандартами.

Это обеспечивает в значительной мере согласование с нормами организаций – производителей шин и колес. Обода различаются по допустимой нагрузке, по возможной максимальной скорости движения автомобиля и, по тому, будет ли на них смонтирована шина с камерой или бескамерная, диагональная или радиальная.

На большинстве легковых автомобилей применяются обода диаметром 13,14,15 дюймов. Жесткие боковые стенки шин повышенной грузоподъемности зачастую не позволяют осуществить монтаж их с использованием глубокого ручья.

Поэтому в таких случаях применяются разборные полуглубокие обода. Требуемая для бескамерных шин герметичность достигается на этих ободах ценой больших затрат. В обозначении таких ободов указывается форма закраины, и добавляются буквы SDC - сокращение от американского термина «*semi drop center*», получившего международное распространение.

Уменьшенное до  $H/B \approx 0,88$  соотношение профиля и более мягкие боковые стенки позволяют осуществить монтаж таких шин грузоподъемностью до 3750 кг /при 0,85 МПа/.

Радиальные шины для грузовых автомобилей с еще более плоским сечением  $H/B \approx 0,80$  и  $0,70$  требуют, в частности, применения более широких ободов с крутыми полками. В связи с монтажом бескамерных шин особое внимание должно быть уделено герметичности обода.

Колеса относятся к элементам шасси, испытывающим максимальные нагрузки, поэтому их замена разрешается только при соблюдении определенных условий.

Масса колеса из стального листа для легковых автомобилей среднего класса составляет в среднем 6,5кг, литое колесо из алюминиевого сплава получается примерно на 1 кг легче – уменьшение масс составляет 15%. Если применить магниевые сплавы, можно получить экономию металла до 35%. Одновременно уменьшается и момент инерции, что положительно проявляется при разгоне и торможении.

При изготовлении литьем в качестве материала применяют в основном сплавы алюминия, кремния и магния, имеющие следующие показатели (таблица 1.3).

Из-за сложного техпроцесса изготовления колеса из сплавов получается примерно в 6 раз дороже стальных.

Собственное демпфирование длины  $D_n$  в сравнении с демпфированием амортизатора  $D$ , настолько мало, что им зачастую пренебрегают. Значение  $D_n$  определяется по формуле  $D_n = \frac{k_1}{2\sqrt{C_1 m_1}}$

Таблица 1.3

Сплав	Предел прочности, МПа $\sigma_B$	Предел текучести, МПа $\sigma_{0.2}$	Относительное удлинение, % $\delta_n$	Предел выносливости при закономерном изгибе, МПа $\sigma_{\text{МЛ}}$
AlSi10Mg	180-240	90-120	2-6	90
AlSi12	180-240	80-110	6-12	75
AlMgSi1F32	$\geq 315$	245	$\geq 6$	90

Коэффициент демпфирования шины  $k_1$ , начинается, примерно со скорости  $V = 70$  км/ч, имеет постоянное значение и составляет для диагональных шин  $k_1 \approx 45$  НС./М; для радиальных шин  $k_1 \approx 30$  НС./М.

Повышенное давление несколько уменьшает  $k_1$ , а пониженное приводит к небольшому его увеличению [15]. По сравнению с этим коэффициентом амортизации  $k_2$ , имеющий значение около 1000 НС./М, примерно в 30 раз больше. Стоящее под корнем обозначение  $m_1$  относится к неподрессоренной массе моста, приходящейся на одну сторону;  $C_1$  - жесткость / $C_1 \approx 153$  н/мм/,  $C_1'$  - динамическая жесткость / $C_1' \approx 209$  н/мм/.

#### 1.10. Разработка износостойких наплавочных сплавов для деталей наземных машин

Проблема изнашивания деталей специального оборудования наземных машин в настоящее время изучена недостаточно и не разработаны научные основы выбора износостойких материалов, позволяющих сохранять устойчивость рабочих параметров оборудования наземных машин.

При создании высокопрочных износостойких материалов следует в первую очередь установить связь между физико-механическими характеристиками этих материалов и их природой изнашивания.

Это обусловлено зависимостью прочности металлов от характера и значения межатомных сил связи.

Прочность межатомных сил в определенной степени характеризуют температуры плавления (табл.1.4).

Все карбиды, нитриды, бориды (табл.1.4) имеют высокую твердость, чем и объясняется увеличение износостойкости сплавов при наличии в них этих твердых частиц, чем выше их твердость, тем выше износостойкость материала. Например, бор оказывает рафинирующее действие на расплав связки, способствует активации процесса спекания карбидохромового сплава. Это улучшает механические свойства сплава: прочность при изгибе возрастает в 1,2 раза, ударная вязкость – примерно в 3 раза, увеличивается твердость. Из этих материалов готовят детали строительно-дорожных машин работающие в условиях комбинированного абразивного изнашивания и агрессивной среды. Однако содержание твердой фазы в сплавах должно быть оптимальным. Не всегда справедливо утверждение,

что износостойкость повышаются при неограниченном увеличении в сплаве твердой фазы.

Таблица 1.4. Свойства некоторых переходных металлов, их боридов, карбидов, нитридов

Металл	Микротвердость, кг/мм <sup>2</sup>			Температура плавления, °С			
	бориды	карбид	нитриды	металл	борид	карбиды	нитрид
Ti	3370	3000	2160	1660	2980	3250	2950
V	2080	2094	1520	1700	2400	2830	2320
Cr	1800	1300	2640	1800	1900	1895	1500 (разлаг.)
Zr	2250	2836	1983	1930	3040	3175	2980
Mo	2350	1479	-	2622	2100	2690	разлаг.
W	266	2400	-	3377	2300	2600	- (разлаг.)

Материалы, работающие в условиях абразивного изнашивания должны сочетать в себе твердость и пластичность. Перспективным в этом направлении является нитридное упрочнение. Нитриды наряду с высокой твердостью имеют высокую пластичность. Это объясняется наличием относительно высокого веса нелокализованной части электронов, участвующих в статистическом обмене с локализованными электронами. В данном случае это аналогично снижению хрупкости и повышению пластичности в ряду C (алмаз) Si-Ge-Sn-Pb. В этом ряду уменьшается локализация валентных электронов на стабильных  $sp^3$  конфигурациях, обуславливающих жесткие, направленные связи, увеличивается вес нелокализованных электронов, обеспечивающих связь с локализованными, входящими в стабильные конфигурации и, следовательно, с остовами атомов. Иначе говоря, у нитридов переходных металлов большая способность узлов кристаллической решетки к перемещению при деформации без разрыва межатомных связей, т.е. без разрушения материала.

Кроме того, повышение пластичности происходит за счет выпадения высокодисперсных (от 1 до 8 мкм) нитридов, которые располагаются по всему объему наплавки равномерно и являются дополнительными центрами кристаллизации.

Следовательно, перспективным с точки зрения повышения износостойкости, обеспечения пластичности и исключения хрупкости сплавов является их нитридное упрочнение. Получение нитридов и карбонитридов происходит за счет взаимодействия азота с сильными нитридообразующими элементами.

Известно, что к азоту в сталеплавильном производстве было исключительно отрицательное отношение, в связи с этим предпринимались все меры, способствующие защите металла от азотсодержащей среды.

В последние года металлурги стали замечать, что в ряде случаев азот положительно влияет на механические свойства стали. В связи с этим начали разрабатываться технологические методы ввода азота с целью легирования металла. Все существующие в настоящее время способы ввода азота усложняют технологию и повышают себестоимость готового металла.

В связи с этим целесообразно разработать новую технологию легирования азотом металлов и сплавов.

Идея легировать сплавы азотом непосредственно из воздуха возникла на основании многочисленных, особенно в последнее время, работ сварщиков, заметивших высокое поглощение азота металлом сварочной ванны. В этих работах показано, что при сварке самозащитной порошковой проволокой происходит взаимодействие электрода и сварочной ванны с азотом воздуха.

Обрабатываются режимы сварки, при которых азота в сварочном шве растворяется меньше. Известно, что большое сродство к азоту имеют некоторые переходные металлы - Ti, Zr, V. Для установления влияния этих элементов на образование нитридов из азота воздуха изготавливалась серия сплавов систем легирования Fe-C-Ti, Fe-C-V, Fe-C-Zr.

С ростом содержания Ti от 0,5 до 3% (рис.1.22) при содержании C 0,1%, твердость наплавленного металла изменялась постепенно, возрастая от 230 HV до 328HV (на 12%), что указывает на увеличение количества твердой фазы. Увеличение содержания углерода до 0,6%, дает незначительное повышение твердости по сравнению с теми же составами, но при содержании углерода 0,1% (твердость возрастает на 4%). Следовательно, на твердость наплавки больше влияние оказывают нитриды Ti, чем карбиды. Исследование включений было произведено на приборе "ESCALAB". На глубине 50 А обнаружены соединения Ti N (рентгеноэлектронная линия Ti 2P E= 455 эВ.).

Кроме того, наличие нитрида алюминия и Ti в исследуемых сплавах подтвердилось результатами анализа скоплений частиц. Его проводили при линейном сканировании микронзонда MS - 46 фирмы "Catesa" через анализируемое скопление частиц, записывая кривые распределения интенсивностей характеристического рентгеновского излучения  $K_{\alpha}$  - линий азота, Al, Ti, Fe при ускоряющем напряжении 10 кВ.

На рис.1.23 показана зависимость износостойкости от различного содержания Ti и C. Повышение содержания C в наплавленном металле не приводит к существенному- повышению износостойкости, но повышение количества Ti кратно увеличивает износостойкость. Такой же характер изменения твердости и износостойкости наблюдается у сплавов с легирующими элементами Zr и V, причем твердость и износостойкость

сплавов с основным легирующим элементом Zr выше, чем у Ti, а у сплавов на основе Ti эти характеристики выше, чем у сплавов на основе V. Эти данные убедительно свидетельствуют о том, что повышение твердости растет за счет увеличения доли нитридной фазы. Из вышесказанного следует, что наиболее сильным абсорбентом азота и наиболее сильным нитридообразующим элементом является цирконий. Однако цирконий является дефицитным легирующим элементом, поэтому в качестве нитридообразующего был выбран титан.

С целью установления влияния режимов наплавки на образование в процессе кристаллизации твердых частиц - нитридов и карбонитридов проводились исследования материалов, наплавленных при различных токе, напряжении и скорости наплавки.

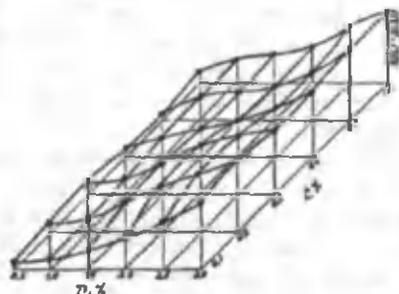


Рис. 1.22. Диаграмма изменения твердости образцов, легированных титаном и углеродом

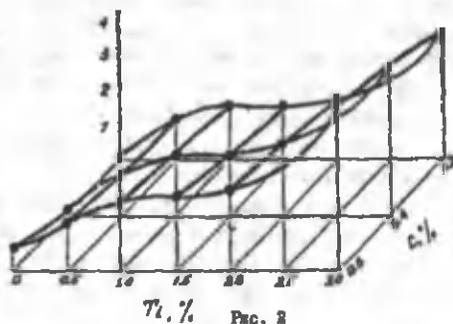


Рис. 1.23. Зависимость износостойкости наплавленного металла от содержания титана и углерода.

Установлено, что при наплавке одной порошковой проволокой увеличение тока от 300 до 1000 А приводит к уменьшению количества твердой фазы. То же самое происходит при смене тока от прямой

полярности к обратной. Этот факт говорит о том, что при наплавке происходят растворение азота не только в виде нейтральных, но и заряженных частиц. Так как при дуговых методах наплавки в зоне дуги происходит диссоциация молекул азота и появление реакционно-способных ионов, растворение последних в ванне жидкого металла весьма желательно. Следовательно, наплавку необходимо производить на токе прямой полярности. Уменьшение количества твердой фазы при увеличении тока объясняется тем, что при большом токе температура ванны металла выше, а образование нитридов происходит при температурах - от 800 до 1000°. В связи с тем, что уменьшение тока меньше 300 А является нецелесообразным из соображений производительности механизированной наплавки, ток принимался 300 А. С повышением напряжения дуги ширина валика наплавки и площадь наплавляемой поверхности возрастают по прямолинейному закону; увеличение поверхности, контактирующей с азотом воздуха приводит к увеличению содержания растворенного азота. Возрастание напряжения более оптимального (32-34В) вызывает ухудшение формирования наплавленного слоя и появление подрезов.

Известен способ автоматической дуговой наплавки в потоке воздуха. Он заключается в том, что в зону дуги, горящей между изделием и плавящимся электродом, подается дополнительная струя воздуха, в результате чего металл шва дополнительно насыщается азотом воздуха. Несмотря на это, наплавка оказывается достаточно плотной. Этот эффект подавления пористости пока не выяснен. В работах выдвинуты различные гипотезы о дегазации, торможения развития газовой фазы. В данной работе было установлено, что при дополнительном вводе струи воздуха в зону наплавки в наплавленном металле образуются нитриды Fe, а при наличии нитридообразующих - соответственно нитриды этих элементов. Роль струи воздуха в этом процессе заключается в охлаждении поверхности ванны жидкого металла и быстром достижении той температуры, при которой происходят реакция образования нитридов. Увеличение расхода воздуха улучшает качество наплавки, но чрезмерная подача его приводит к выгоранию углерода из наплавленного металла. Поэтому расход воздуха необходимо определять режимом наплавки.

В связи с образованием нитридной фазы в наплавленном металле скорость подачи порошковой проволоки является важным параметром режима наплавки. Чем меньше скорость подачи, тем больше время существования расплавленной ванны и больше времени на протекание реакции между азотом и легирующими элементами. Скорость подачи проволоки должна быть минимальной с учетом производительности процесса.

Ведущая роль азота в образовании пористости при огарке и наплавке порошковыми проволоками является в настоящее время общепризнанной. При наплавке и сварке порошковыми проволоками защита плавящегося

металла от воздействия воздуха комбинированная - газшлаковая. Изучению этого вопроса уделяют внимание многие исследователи

Известно, это более сильный и направленный поток газов при наплавке порошковыми проволоками способствует повышению частот отрыва капель и уменьшению их размеров. В крупных каплях растворяется азота больше, чем в мелких, поэтому необходимо в состав шихты вводить меньше веществ, которые диссоциируют с большим выделением газов. Это, в первую очередь относится к мрамору, который входит в состав многих порошковых самозащитных проволок и в покрытия электродов. При разработке самозащитной порошковой проволоки мрамор был исключен из числа компонентов защиты.

Присутствие в шихте  $\text{Ca F}_2$  также приводит к образованию газовой фазы, однако исключить это вещество из системы защиты нельзя, так как оно необходимо для защиты от водорода (при диссоциации  $\text{Ca F}_2$  образуются ионы  $\text{Ca}^{+2}$  и  $2\text{F}^{-1}$ ), F и H образуют нерастворимое соединение HF, которое выводится со шлаком, а малые количества Ca играют роль технологических добавок, оказывающих существенное модифицирующее и рафинирующее воздействие на металл.

Содержание серы в металле понижают введением марганца, образующего нерастворимый в жидком металле сернистый марганец, который переходит в шлак. Наличие в металле марганца и хрома увеличивает количество растворенного азота - в 3 раза. Для раскисления металла вводили Al,  $\text{TiO}_2$ .

Таким образом, определение оптимального состава шлаковой фазы является весьма серьезным при разработке самозащитных порошковых проволок для нитридного упрочнения.

Таким образом, при разработке материала для наплавки на основе образования нитридов главным легирующим элементом выбран Ti, основа - Fe, с добавками Mn и Cr, для увеличения количества твердой фазы вводился B. Оптимальный состав был определен с помощью метода математического планирования эксперимента. Изучали зависимость износостойкости от состава наплавленного металла по основным компонентам - Ti, C, Cr, B. Локальную область определения факторов установили из априорных соображений. Результаты исследования абразивного изнашивания при введении в сплав бора дали возможность оценить его влияние и определять оптимальное его количество.

С повышением содержания карбида бора в шихте твердость наплавленных слоев возрастает, а интенсивность изнашивания снижается. Несомненно, свойства наплавленного слоя определяются количеством и природой упрочняющей фазы.

В работе исследовались основные закономерности изнашивания опытных сплавов при трении скольжения по абразиву. Особый интерес вызывает установление связи износостойкости сплавов с их удельным электросопротивлением; эта характеристика оказалась структурно-чувствительной в принятой системе легирования.

Эти данные позволяют сделать вывод о решающем влиянии структурного фактора на величину износа при трении скольжения. Как следует из рис.1.24, между относительной износостойкостью и удельным электросопротивлением существует прямая корреляционная связь. На прямой 2 расположены точки, характеризующие сплавы с наличием твердой фазы до 30% в аустенитно-мартенситной матрице. Прямая 1 заканчивается точками, характеризующими сплавы с аустенитно-мартенситной матрицей без наличие твердой фазы.

На основании этих данных можно сделать вывод, что ступенчатое повышение износостойкости произошло из-за наличия твердой фазы при одном и том же удельном электросопротивлении  $\rho = 75 \cdot 10^{-8}$  Ом·м. Из двух сплавов, имеющих аустенитно-мартенситную матрицу, более износостойким будет сплав, имеющий значительное количество твердой фазы. Величина повышения износостойкости будет характеризовать количество твердой фазы.

Таким образом, удельное электросопротивление может быть использовано в качестве критерия износостойкости при выборе материалов.

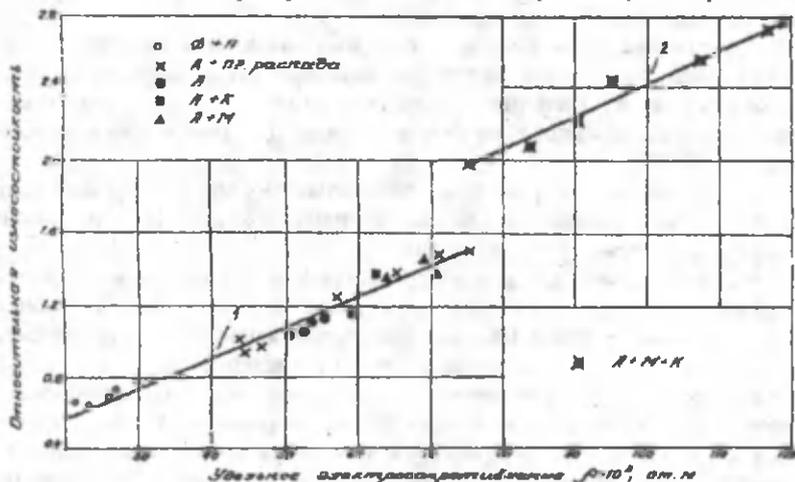


Рис.1.24. Влияние удельного электросопротивления наплавов на их износостойкость при трении скольжения по абразиву

При абразивном изнашивании размеры контакта зерен абразива и фаз соизмеримы между собой, способность таких материалов к разрушению в значительной мере определяется строением и свойствами отдельных фаз. В большей степени на износостойкость материала влияют свойства твердых фаз (карбидов, карборидов, нитридов и т.д.). Механизм изнашивания зависит от количества твердых частиц, их расположения и строения. Это объясняется тем, что при абразивном изнашивании в зоне фрикционного контакта имеют место упругое и пластичное отгеснение, микрорезание и

микроцарапание, многократное передеформирование локальных объемов металла и их последующее удаление в виде продуктов износа. При прохождении зерна по поверхности пластичных материалов происходит оттеснение металла с образованием лунки. При прохождении абразива по поверхности твердых и хрупких материалов на них образуются царапины с равными краями, сколами и сеткой микротрещин. При столкновении с абразивом эти микротрещины развиваются и являются началом разупрочнения и причиной отрыва частиц металла.

Механизм влияния совместного упрочнения сплавов боридами и нитридами на износостойкость наплавленного металла заключается в том, что повышаются пластические свойства материала. Это происходит за счет того, что с появлением мелкодисперсной нитридной фазы, выпадающей в высокотемпературной области, появляется возможность образования компактной и более износостойкой карбидной и боридной фазы, которая располагается равномерно по всему объему наплавки. Механизм изнашивания таких сплавов заключается в том, что мелкодисперсная фаза лучше удерживается в матрице, так как границы зерен не отличаются большой протяженностью, а значит сцепление с матрицей прочное.

### **1.11. Динамическая стабилизация параметров деталей наземных машин**

Стабилизация геометрических параметров является одним из основных условий современных технологических процессов. Большинство деталей при изготовлении подвержено различным видам деформаций, приводящих к изменению их геометрических параметров. При обработке деталей возникают различные виды остаточных напряжений. Детали могут деформироваться от усилий резания и зажима, перепада температур, структурных изменений и т.д. Для исключения этих явлений может эффективно применяться динамическая стабилизация. Она основана на том, что при нагружении детали знакопеременной циклической нагрузкой с симметричным циклом происходит стабилизация геометрической формы детали относительно оси или плоскости приложения знакопеременной нагрузки. Одновременно за счет циклического нагружения происходят стабилизация фазового и структурного состояний материала деталей, уменьшение остаточных напряжений, что также приводит к дальнейшей стабилизации геометрических параметров деталей в течение длительного периода.

Существуют различные теории поведения остаточных напряжений при циклическом нагружении, но их можно свести к следующим основным положениям:

- 1) циклическое нагружение ускоряет процессы релаксации и происходит уменьшение остаточных напряжений;
- 2) при высоких циклических нагрузках остаточные напряжения снижаются уже при первых 100 циклах нагружения;

3) для эффективного снятия остаточных напряжений необходимо иметь достаточное количество циклов нагружения для развития и накопления пластической деформации.

Исследование основных характеристик процесса динамической стабилизации было проведено на модернизированной испытательной машине типа МУИ. Использовались стандартные стержневые образцы, применяемые для определения усталостной прочности, из сталей 45 и 40X с различными механическими характеристиками. Первоначальная погрешность образца задавалась путем нагружения его постоянным изгибающим моментом  $M_n$  до появления остаточного прогиба оси образца  $\epsilon$ . Уровень нагружения оценивался отношением  $\sigma_n/\sigma_m$  максимального напряжения изгиба  $\sigma_n$  в сечении образца к пределу текучести  $\sigma_T$  материала образца. Уровень стабилизации геометрической оси образца оценивался изменением величины прогиба оси  $\epsilon$ .

Для оценки влияния уровня нагружения на стабилизацию геометрической оси испытывались образцы из стали 45 с твердостью 197—207 HB с первоначальным прогибом  $\epsilon = 0,75$  мм на трех уровнях нагружения, равных  $\sigma_n/\sigma_T = 1; 0,95$  и  $0,8$ . Для определения влияния числа циклов нагружения на стабилизацию геометрической оси испытывались образцы из стали 45 с твердостью 197—207 HB с первоначальным прогибом  $\epsilon = 0,75$  мм на уровне нагружения  $\sigma_n/\sigma_T = 0,8$  при его продолжительности 380, 480, 760 и 2000 циклов. Для проверки влияния величины первоначального прогиба на стабилизацию геометрической оси испытывались образцы из стали 45 с твердостью 197—207 HB с первоначальным прогибом  $\epsilon = 0,05$  мм, 0,10, 0,20, 0,30, 0,40 и 0,50 мм. Испытания проводились на уровне нагружения  $\sigma_n/\sigma_m = 1$  продолжительностью 380 циклов. Для проверки полученных результатов на образцах из других марок сталей и иными вариантами термической обработки были испытаны образцы из стали 40X с твердостью 30 HRC<sub>3</sub> и с твердостью 197—229 HB с первоначальным прогибом 0,75 мм. В результате проведенного цикла исследований было установлено, что стабилизация геометрической оси образцов происходит наиболее эффективно при уровне нагружения в диапазоне  $\sigma_n/\sigma_T = 0,85—1,0$ , причем эффект стабилизации несколько выше при отношении  $\sigma_n/\sigma_T = 1,0$  (рис. 1.25). Величина первоначального прогиба не влияет на величину окончательного прогиба при этом уровне нагружения.

Исследования по выбору оптимального типа циклограмм проводились с циклограммами трех типов с максимальным уровнем нагружения, равным соответственно  $1\sigma_T$ ,  $0,9$  и  $0,8\sigma_T$ . Соответственно для каждого максимального уровня нагружения исследовались две циклограммы—одноступенчатая и многоступенчатая со ступенчато убывающими уровнями нагружения. Все экспериментальные циклограммы находились в зоне малоциклового усталостной прочности и не выходили за пределы стадии циклической макротекучести. Прогибы

замеряли после каждой ступени нагружения. После испытаний образца на всех ступенях нагружения проводилось дальнейшее испытание образца на уровне нагружения, равном пределу выносливости с доведением образца до разрушения. Результаты этих испытаний представлены в табл. 1.5.

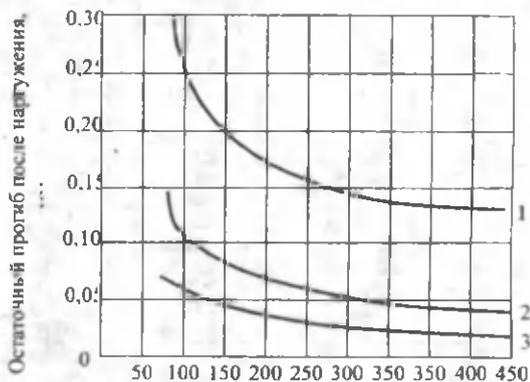


Рис.1.25. Исправляемость образца в зависимости от уровня нагружения и числа циклов нагружения (образцы из стали 45, твердость 197—207 НВ, исходный прогиб 0,75 мм): 1—  $\sigma_n/\sigma_m = 0,8$ , 2 — 0,95, 3 —  $\sigma_n/\sigma_m = 1,0$

При применении многоступенчатой циклограммы с первой ступенью нагружения  $\sigma_n/\sigma_1 = 1,0$  максимальное исправление образца достигается после первой ступени нагружения с треугольной формой. Последующее нагружение на второй ступени нагружения  $\sigma_n/\sigma_1 = 0,8$  приводит к небольшому (примерно на 15%) снижению прогиба для стали 40Х твердостью 197—229 НВ. Дальнейшее нагружение на третьей ступени  $\sigma_n/\sigma_1 = 0,6$  не вносит существенного снижения прогиба по сравнению с предыдущей ступенью. Испытания с циклограммой нагружения с одной ступенью нагружения  $\sigma_n/\sigma_1 = 1,0$  при треугольной форме циклограммы также дали максимальное исправление образца после первой ступени нагружения.

При применении многоступенчатой циклограммы с первой ступенью нагружения  $\sigma_n/\sigma_1 = 0,9$  при ее трапецидальной форме максимальное снижение прогиба достигается после нагружения на первой ступени. Дальнейшее нагружение на второй ступени  $\sigma_n/\sigma_1 = 0,7$  приводит к небольшому уменьшению прогиба.

Таблица 1.5. Результаты испытания образцов из стали 40Х, первоначальный прогиб 0,75 мм

Материал, твердость	Ступен и нагруж	Напряж ение $\sigma_1$ , МПа	число циклов нагружения	Прогиб образцов в конце ступени	$\sigma^m_n$	Отно шение
---------------------	-----------------	------------------------------	-------------------------	---------------------------------	--------------	------------

Сталь 40X, твердость 197-229 HB	1 $\sigma_1$	740	18	0.02-0.05	1.00	0.061
	0.8 $\sigma_1$	590	1480	0.03-0.04	4.57	
	0.6 $\sigma_1$	440	14800	0.03-0.04	1.10	
	$\sigma_1$	370	6 · 10 <sup>5</sup>	Разрушение	3.90	
	1 $\sigma_1$	740	18	0.02-0.05	1.00	0.061
	$\sigma_1$	370	1 · 10 <sup>6</sup>	Разрушение	6.49 · 10 <sup>26</sup>	
	0.9 $\sigma_1$	670	284	0.05-0.06	4.40	
	0.7 $\sigma_1$	520	2840	0.04-0.05	1.76	0.267
	$\sigma_1$	370	6 · 10 <sup>5</sup>	Разрушение	9.90 · 10 <sup>26</sup>	
	0.9 $\sigma_1$	670	284	0.05-0.06	4.40	0.267
	$\sigma_1$	370	1 · 10 <sup>6</sup>	Разрушение	6.49	
	0.8 $\sigma_1$	590	1480	0.06-0.07	4.57	0.277
	0.7 $\sigma_1$	520	14800	0.05-0.06	9.21	
	$\sigma_1$	370	0.5 · 10 <sup>5</sup>	Разрушение	0.32 · 10 <sup>26</sup>	
	0.8 $\sigma_1$	590	1480	0.06-0.07	4.57	0.277
	$\sigma_1$	370	1 · 10 <sup>6</sup>	Разрушение	6.49 · 10 <sup>26</sup>	
Сталь 40X, 30 HRC3	1 $\sigma_1$	780	20	0.03-0.05	17.00 · 10	0.135
	0.8 $\sigma_1$	620	1480	0.03-0.05	53.20 · 10	
	0.6 $\sigma_1$	470	14800	0.03-0.04	11.80 · 10	
	$\sigma_1$	390	6 · 10 <sup>5</sup>	Разрушение	37.70 · 10	
	1 $\sigma_1$	780	20	0.03-0.5	17.00 · 10	0.135
	$\sigma_1$	390	1 · 10 <sup>6</sup>	Разрушение	62.80 · 10	
	0.9 $\sigma_1$	700	284	0.05-0.07	53.90 · 10	0.430
	0.7 $\sigma_1$	540	2840	0.04-0.06	15.40 · 10	
	$\sigma_1$	390	6 · 10 <sup>5</sup>	Разрушение	37.70 · 10	
	0.9 $\sigma_1$	700	284	0.05-0.07	53.90 · 10	0.430
	$\sigma_1$	390	1 · 10 <sup>6</sup>	Разрушение	62.80 · 10	
	0.8 $\sigma_1$	62	1480	0.13-0.16	53.30 · 10	0.425
	0.7 $\sigma_1$	54	14800	0.12-0.15	80.20 · 10	
	$\sigma_1$	39	5 · 10 <sup>4</sup>	Разрушение	0.30 · 10 <sup>29</sup>	
	0.8 $\sigma_1$	62	1480	0.13-0.16	53.30 · 10	0.425
	$\sigma_1$	39	6 · 10 <sup>5</sup>	Разрушение	50.24 · 10	

При применении многоступенчатой циклограммы с первой ступенью нагружения  $\sigma_n/\sigma_t = 0,8$  при трапецидальной форме циклограммы максимальное снижение прогиба достигается на первой ступени нагружения для стали 40X с твердостью 197—229 HB, хотя несколько меньшее, чем для нагружения  $\sigma_n/\sigma_t = 0,9$ . Для стали 40X с твердостью 30 HRC, на первой ступени нагружения  $\sigma_n/\sigma_t = 0,8$  происходит снижение прогиба, но намного меньшее, чем при нагружении  $\sigma_n/\sigma_t = 0,9$ . Дальнейшее нагружение  $\sigma_n/\sigma_t = 0,7$  не вносит изменений в достигнутое снижение прогиба предыдущей ступени.

Наиболее эффективными для стабилизации геометрических параметров являются циклограммы с первой ступенью нагружения  $\sigma_n/\sigma_t = 1,0-0,9$ . Их использование позволяет достичь окончательной точности в пределах 3-5% от первоначальной погрешности. Рост и уменьшение нагрузки при треугольной и трапецидальной формах циклограмм рекомендуются в пределах 10 МПа за 1,5-2 цикла нагружения. Наличие дополнительных ступеней нагружения не вносит существенных улучшений в исправление образца, однако наличие второй ступени нагружения уменьшает поле рассеяния

значений прогиба. При уровне нагружения  $\sigma_n/\sigma_s = 0.7$  и ниже эффект исправления незначителен.

После выбора уровня нагружения и типа циклограммы необходимо проверить уровень накопленных повреждений. Для этого используется гипотеза, согласно которой суммирование цикловых соотношений равно  $\Sigma \sigma_i^m n_i = a_{np} \sigma_s^m N_0$ , (1.41)

где  $\sigma_i$  — значение напряжения стабилизации при числе циклов действия напряжений  $n_i$ ;  $\sigma_{s1}$  — предел выносливости;  $N_0$  — базовое число циклов нагружения;  $m$  — показатель уравнения кривой усталости;  $a_{np}$  — значение уровня накоплений усталостных повреждений.

Для расчета уровня накопления повреждений для рекомендуемых вариантов циклограмм предлагается воспользоваться следующими зависимостями. Так как рост и падение уровня напряжений пропорциональны числу циклов нагружения, то  $\sigma_i = kn_i$ , (1.42)

где  $k$  — коэффициент роста или уменьшения напряжений за 1 цикл нагружения, тогда

$$\Sigma \sigma_i^m n_i = \int_0^N k^m n^{m-1} dn = \frac{k^m n^{m+1}}{m+1} \quad (1.43)$$

С учетом полученных выше зависимостей был проведен расчет уровня накопления усталостных повреждений для различных вариантов циклограмм (табл.1) и рассчитано значение  $a_{np}$ . Варьируя числом циклов нагружения на постоянных уровнях нагружения, можно получать различные значения  $a_{np}$ . Таким образом, пользуясь вышеприведенной методикой определения уровня накопления повреждений, имеется возможность оценки интенсивности нагружения и прогнозирования уровня накопления усталостных повреждений, а также выбора наиболее оптимального соотношения накопления повреждений на различных участках циклограммы для получения минимального суммарного накопления повреждений. Из приведенных расчетов видно, что многие циклограммы обеспечивают уровень накопления повреждений менее  $a_{np} < 0.2$ .

В результате проведенных исследований сформулированы основные характеристики режимов динамической стабилизации. Для деталей из конструкционных сталей рекомендуются следующие режимы нагружения:

должны создаваться плавно увеличивающиеся до максимальных и плавно уменьшающиеся до минимальных напряжения изгиба  $\sigma_n$  (или изгиба и кручения совместно), скорости роста и уменьшения напряжений должны быть в пределах 10 МПа за 1,5-2 цикла нагружения;

максимальное суммарное напряжение  $\sigma_n$ , создаваемое в процессе нагружения, должно быть в диапазоне (1,0-0,85) $\sigma_s$ , предела текучести для применяемого материала;

при максимальном уровне нагружения  $\sigma_n/\sigma_1 = 1,0$  рекомендуется применение треугольной формы циклограмм, при максимальном уровне нагружения  $\sigma_n/\sigma_1 = 0,95-0,85$  рекомендуется применение трапециoidalной формы циклограммы;

при назначении первой ступени нагружения на минимальном режиме целесообразно применять вторую ступень нагружения, примерно на  $0,1 \sigma$ , меньше нагружения на первой ступени;

суммарное число циклов нагружения рекомендуется в пределах 100-800, однако должно ЛШ окончательно уточняться по уровню накопления усталостных повреждений;

уровень накопления усталостных повреждений в процессе нагружения можно рассчитывать на основе гипотезы о линейном накоплении повреждений и следует ограничивать  $a_{np} < 0,1$  для деталей, подвергаемых при эксплуатации знакопеременным нагрузкам и  $a_{np} < 0,12-0,30$  для деталей, не подвергаемых при эксплуатации знакопеременным нагрузкам.

Динамическая стабилизация была применена при изготовлении фрикционных дисков, которые широко применяются в гидромеханических передачах тяжелых грузовых автомобилей и тракторов, бортовых фрикционных гусеничных машин, тормозных устройствах и т. д. Однако при их изготовлении возникают значительные трудности с обеспечением требуемой точности по отклонению от плоскостности. Это связано с тем, что диски не имеют достаточной жесткости и в процессе изготовления накапливают значительные остаточные напряжения и деформации.

Фрикционные диски обычно изготавливают из легированных сталей, в большинстве случаев рабочие поверхности шлифуются, а отклонение от плоскостности рабочих поверхностей должно быть не более  $0,10-0,20$  мм. Однако в действительности отклонение от плоскостности рабочих поверхностей достигает  $0,5-0,8$  мм. Повышенное отклонение от плоскостности рабочих поверхностей приводит к сокращению срока службы, а также к нечеткому включению и выключению бортового фрикциона и передач.

По конструкции фрикционные диски можно разделить на диски с наружным и с внутренним зубчатым венцом. Для их изготовления применяются различные марки легированных сталей на базе ст.30; 45; 65; 85. Большинство дисков подвергается закалке и отпуску. Термообработанные диски применяются в тяжелых гусеничных машинах и тракторах, нетермообработанные — в машинах менее ответственного назначения.

В схеме динамической стабилизации фрикционных дисков, диск находится между радиально расположенными верхними и нижними роликами. Верхние ролики перемещаются вниз и нагружают диск, который приводится во вращение. Для назначения режима динамической стабилизации необходимо определить максимальную величину прогиба

диска и выбрать циклограмму нагружения. После назначения циклограммы необходимо выполнить расчет уровня накопления усталостных повреждений.

Максимальная величина прогиба определяется по формуле

$$f_{\text{max}} = \frac{\sigma_{\text{рас}} l^2 W}{12E J}, \quad (1.44)$$

где  $\sigma_{\text{рас}}$  - расчетное напряжение;  $l = \frac{\pi}{2n}(D+d)$  - расчетная длина;  $D$  - наружный диаметр кольца;  $d$  - внутренний диаметр кольца;  $n$  - количество роликов в схеме нагружения;  $b$  - ширина сечения фрикционного диска во впадине зубьев;  $h$  - толщина диска;  $J$  - момент инерции;  $W$  - момент сопротивления.

Суммарное расчетное напряжение  $\sigma_{\text{рас}}$  определяется с учетом совместного действия напряжений изгиба  $\sigma_n$  и кручения  $\sigma_t$ . Для определения  $\sigma_{\text{рас}}$  необходимо знать соотношение напряжений изгиба и кручения, действующих при нагружении диска по вышеуказанной схеме. Для этого предлагается воспользоваться выражением

$$\sigma_{\text{рас}} = \sqrt{(\sigma_n^2 + 3\sigma_t^2)} = K\sigma_n, \quad (1.45)$$

где  $K$  - коэффициент, учитывающий совместное действие напряжений изгиба и кручения, для большинства фрикционных дисков  $K$  - 1,1 - 1,3.

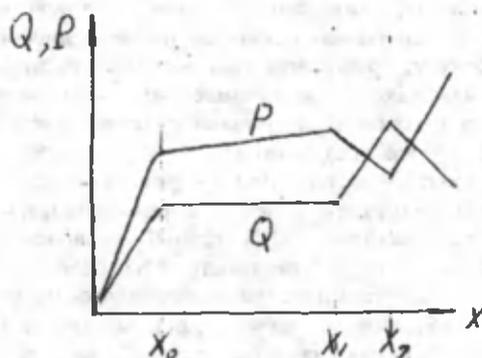
Таким образом, требования современных конструкций машин по снижению металлоемкости и повышению долговечности связаны с необходимостью изготовления деталей со стабильной геометрической формой. Достигнутые результаты по улучшению геометрических параметров рабочих поверхностей фрикционных дисков после динамической стабилизации позволяют рекомендовать динамическую стабилизацию как наиболее эффективный технологический процесс повышения точности и долговечности изготовления таких деталей. Основные принципы динамической стабилизации могут быть успешно применены к различным видам деталей, имеющих нежесткую конструкцию. Улучшения качества деталей за счет динамической стабилизации невозможно достичь за ту же стоимость затрат при применении других методов. Во многих случаях вообще невозможно другими методами обеспечить улучшение качества деталей, которое достигается за счет динамической стабилизации.

## Глава 2. Исследование гидросистемы машины и динамика криволинейного РВД наземных машин

### 2.1. Совершенствование конструкции гидросистем подъема платформы прицепа 2ПТС-793А

Одними из недостатков рассматриваемых гидросистем являются большие колебания платформы и бункера после их выгрузки, до конца рабочего хода гидроцилиндров. Это ускоряет износ трущихся деталей к износу деталей механизма опрокидывания. На наш взгляд это происходит ввиду ряда причин, как связанных с кинематикой механизма опрокидывания платформы и бункера, так и несовершенством самой гидросистемы [16].

При подъеме платформы и бункера с объемным грузом, например, хлопок-сырец, в начале процесса подъема давление в гидросистеме нарастает до начала рабочего хода гидроцилиндров. Темп нарастания давления стабилизируется, однако некоторый его подъем сохраняется, что связано с кинематикой механизмов подъема. Расход жидкости также нарастает с определенным темпом, но более стабилизировано.



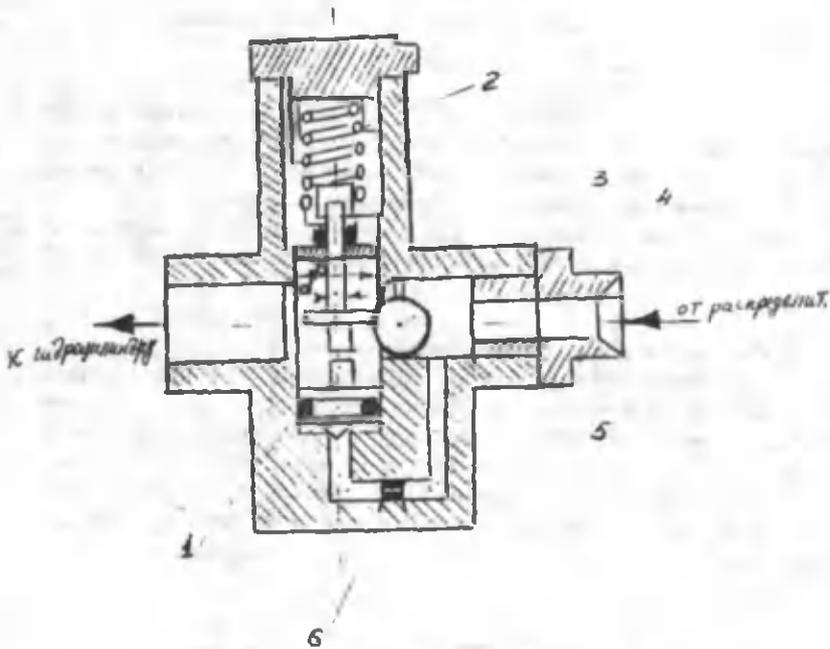
С определенного хода штоков и гидроприводов начинается процесс опорожнения платформы и бункера. Этот процесс может происходить быстро или замедленно, в зависимости от сыпучести выгружаемого груза (щебенка, грунт, песок сухой и мокрый, хлопок-сырец и т.д.). В случае, когда процесс протекает быстро, давление в гидроцилиндрах снижается, а расход увеличивается. Это приводит к увеличению скорости платформы и бункера. В момент завершения хода штока гидроцилиндров это вызовет ударные явления в механизме опрокидывания и их ускорение, что приведет к колебанию платформы и бункера. Есть положительная сторона этих колебаний, когда идет выгрузка липких грузов (мокрый грунт, песок,

бетон и т.д.). Однако для более полной выгрузки эти колебания должны быть с меньшей частотой и меньшей амплитудой.

Для замедления хода штоков гидроцилиндров после начала выгрузки на наш взгляд расход  $P_{ж}$  в гидроцилиндре должен быть снижен путем введения в линию гидросистемы управляемого дроссельного устройства, чувствительного к расходу.

Функцию такого характера возможно осуществлять с помощью гидроклапана прицепа 2ПТС-793 А при некотором его усовершенствовании.

Нами предлагается следующая конструкция гидроклапана, для выполнения выше поставленных целей.



Подпружинный шток с толкателем отталкивает шарик и открывает проход рабочей жидкости в гидроцилиндры. При повышении давления рабочей жидкости в гидроцилиндры. При повышении давления рабочей жидкости выше номинальной толкатель поджимает пружину и поднимается вверх, а шарик закрывает проход и защищает гидролинию гидроцилиндров от повышенного давления и предохраняет их от утечек и разрушения. В случае, когда давление в гидроцилиндрах падает, или идет разрыв шлангов в гидролиниях гидроцилиндров, резко увеличивается перепад давления перед и за запирающим шариком. На плунжер действует перепад давления, и он начинает поднимать шток с толкателем и запирает

проход рабочей жидкости. В случае разрыва шлангов шарик может запирать проход полностью, а когда ускоряется процесс опорожнения бункера, шарик, снижая расход рабочей жидкости, способствует его снижению.

Значение перепада давления, необходимого для подъема плунжера, находится из соотношения площадей штока и плунжера. При конкретном исполнении гидроклапана, например, для 2ПТС-793 А, пружина выбрана из условия срабатывания клапана при  $P_{\text{МАХ}} = 8,0 \text{ МПа}$ , а диаметр штока составляет 4 мм, диаметр плунжера 24 мм.

Усилие пружины составляет

$$W = S \cdot P = \frac{\pi d^2}{4} \cdot P = \frac{\pi (0,4)^2}{4} \times 80 \text{ кг/см}^2 = 10 \text{ кг}$$

Перепад давления необходимый для подъема плунжера составляет:

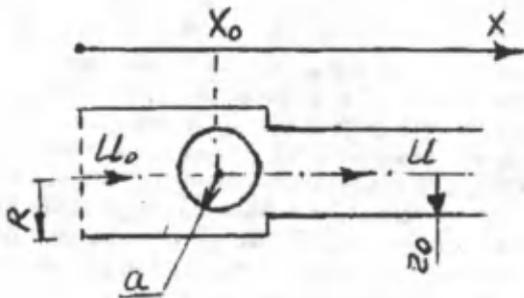
$$\Delta P = \frac{N}{S} = \frac{10,0 \cdot 4}{\pi (2,4)^2} = \frac{40}{\pi \cdot 5,76} = 2,21 \text{ кг/см}^2$$

работоспособность гидроклапана будет устанавливаться экспериментально, путем регулирования порога чувствительности, т.е. необходимого перепада давления. Это возможно изменением соотношения  $D/d$  или установкой дроссельного калибра в канале сообщения.

При замедлении потока рабочей жидкости возможно возникновение в механизмах опрокидывания колебаний с большей частотой и малой амплитудой.

## 2.2.Методика и расчет гидрошарового клапана

Ниже приводится расчет гидравлического сопротивления гидроклапана и обоснование его работоспособности. Для удобства расчетов представим гидроклапан в виде трубы с переменным сечением, а запорный элемент-шарик находящимся в переходе на трубу малого диаметра. Выразим площадь поперечного сечения трубы в виде функции  $f(x)$ . Тогда среднерасходная скорость потока /по сечениям/ определяется из закона сохранения массы,  $\rho$  и  $f = \text{const} = Q$ . Найдем значения  $P$



$$P = \rho U_0^2 (\pi R^2)^2 \int_0^1 \frac{f dx}{f^3} = \frac{1}{2} \rho U_0^2 (\pi R^2)^2 \frac{1}{f^2}$$

Теперь можно интегрировать силу, которая действует /сила давления/ на сферу. В этом элементарном сечении давление  $P$  действует силой  $F_{\Delta x} = -P 2\pi \left( X + \frac{\Delta X}{2} - X_0 \right) \Delta X$ ,

где:  $P = P(X)$

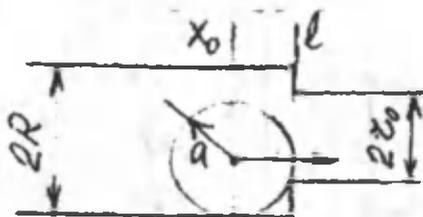
Интегрируем, предварительно переходя к дифференциалу

$$F_{\text{сфера}} = -2\pi \int_{X_0}^{X_1} P(X) (X - X_0) dX$$

Подобным же образом определим для правой части сферы. Выясним, что сила давления в направлении  $OX$  вычисляется по формуле

$$\begin{aligned} F &= F_{\text{л}} - F_{\text{пр}} = -2\pi \int_{X_0-a}^{X_0} P(X) (X - X_0) dX - 2\pi \int_{X_0}^{X_0+a} P(X) (X - X_0) dX = \\ &= 2\pi \int_{X_0-a}^{X_0+a} P(X) (X - X_0) dX = \pi^2 \rho U_0^2 R^4 \int_{X_0-a}^{X_0+a} \frac{(X - X_0) dX}{f^2(X)} \end{aligned}$$

Часть сферы входит в малую трубу / $l - X_0 < a$ /



Вычислим поперечное сечение потока, где находится шарик

$$f(X) = \begin{cases} \pi R^2 - \pi [a^2 - (X - X_0)^2] & \text{при } X \leq l \\ \pi r_0^2 - \pi [a^2 - (X - X_0)^2] & \text{при } X > l \end{cases}$$

По приведенной выше формуле вычислим силу давления

$$F = \pi^2 \rho U_0^2 R^4 \int_{X_0-a}^{X_0+a} \frac{(X - X_0) dX}{f^2(X)}$$

Поскольку  $f(X)$  имеет два вида в пределах данного интервала, то интервал делим на две части и после упрощений  $l = l - X_0$  получим силу приложенную к центру сферы в направлении оси  $OX$ :

$$F = \frac{\pi \rho U_0^4 R^4}{2 r_0^2} \frac{(R^2 - r_0^2)(a^2 - b^2)}{(R^2 + b^2 - a^2)(r_0^2 + b^2 - a^2)}$$

где  $\rho$  - плотность жидкости;  $U_0$  - среднерасходная скорость жидкости;  $R$  и  $r_0$  - радиусы входной и выходной трубы;  $a$  - радиус сферического

тела;  $b$  - расстояние между сечением, где расположен центр шара с входным сечением малой трубы.

Сила  $F$  будет отображать гидравлическое сопротивление гидроклапана по мере закрытия прохода малой трубы шариком. Для расчета силы  $F$  в конкретном выполнении нами приняты следующие размеры гидроклапана и параметры потока РЖ:  $r_0 = 6,5$  мм;  $R = 9,1$  мм;  $a = 7,2$  мм;  $b = 5,538$  мм;  $P_{ж} = 0,9$  г/см<sup>3</sup>;  $U_0 = 3$  м/с.

Поскольку при проведении экспериментов производится перемещение толкателя, зависимость изменения расстояния  $b$  будет определяться

$$b = \sqrt{a^2 - y^2}, \text{ где } y - \text{перемещение толкателя.}$$

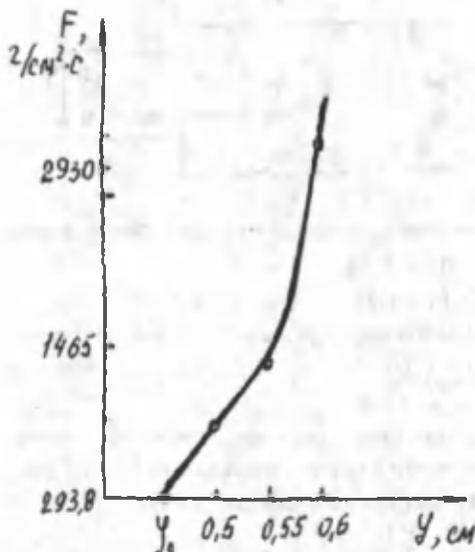
Подставив конкретные значения, находим зависимость силы  $F$  от  $y$

$$F = \frac{279,04 \cdot y^2}{(0,8281 - y^2)(0,4525 - y^2)}; \frac{г}{см^2 \cdot с}$$

Ниже приведены вычисленные значения  $F$  для ряда значений

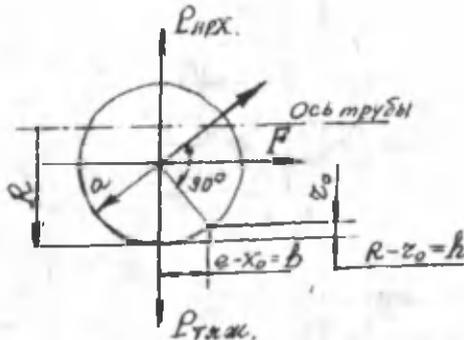
$$y: y_0 = 0,46; y_1 = 0,5; y_2 = 0,55; y_3 = 0,6 \text{ см}$$

$$F_0 = 293,84; F_1 = 699,558; F_2 = 1339,58 \quad F_3 = 3433,634 \text{ г/см}^2 \cdot \text{с}$$



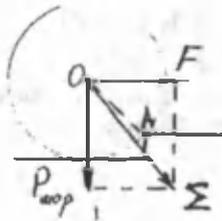
Для определения достоверности данных изменений силы и перепада давления  $P$  будут проведены эксперименты.

Проверим возможности закрытия входа в малую трубу шариком силой потока рабочей жидкости



Разберемся в случаях, когда шарик принимает, то или иное положение

а) Если  $\vec{F} + \vec{P}$  пересекается с окружностью между векторами  $\vec{OA}$  и  $\vec{OP}_{шар}$ , то шарик лежит на дне.



б) Если  $\vec{F} + \vec{P}$  пересекается с окружностью между векторами  $\vec{OA}$  и  $\vec{OF}$ , то шарик поднимается вверх и закрывает малую трубу.

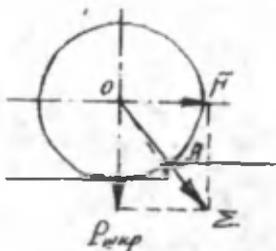
Поясним условия закрытия малой трубы через  $tg$

$$\frac{P_{шар}}{F} = tg \overline{FOE}; \quad \frac{a - (R - r_0)}{b} = tg \overline{FOA}$$

$$P_{шар} = P_{лпж} - P_{тпж} = \frac{4\pi}{3} R^3 (\rho_{ш} - \rho) g$$

Так как

$$\operatorname{tg} \overline{FOA} > \operatorname{tg} \overline{FOE}$$



и есть искомое условие, то

$$\frac{a+r_0-R}{b} > \frac{\frac{4\pi}{3} R^3 (\rho_{ш} - \rho) q}{F}$$

$$\frac{a+r_0-R}{b} > \frac{\frac{4\pi}{3} R^3 (\rho_{ш} - \rho) q}{\frac{\pi \rho U_0^2 R^4}{2 r_0^2 (R^2 + b^2 - a^2) (r_0^2 + b^2 - a^2)}}$$

$$U_0^2 > \frac{\frac{8b}{3} q (\rho_{ж} - 1) r_0^2 (R^2 + b^2 - a^2) (r_0^2 + b^2 - a^2)}{R(a+r_0-R)(R^2 - r_0^2)(a^2 - b^2)}$$

Таким образом, при выполнении вышеприведенного условия шарик закрывает проход малой трубы. В конкретном выполнении нами приняты следующие размеры

$$r_0 = 6,5 \text{ мм}$$

$$\rho_{ш} = 7,8 \text{ г/см}^3$$

$$R = 9,1 \text{ мм}$$

$$\rho_{ж} = 0,9 \text{ г/см}^3$$

$$a = 7,2 \text{ мм}$$

$$q = 9,8 \text{ м/с}^2$$

$$b = 5,538 \text{ мм}$$

Находим  $U_0$ :

$$U_0^2 > \frac{8 \cdot 5,538 \cdot 9,8 \cdot 10^3 \left( \frac{7,8 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 10^3} - 1 \right) 6,5^2 (9,1^2 + 5,538^2 - 7,2^2) \times (6,5^2 + 5,538^2 - 7,2^2)}{9,1(7,2 + 6,5 - 9,1)(9,1^2 - 6,5^2) \times (7,2^2 - 5,538^2)} = 1694600,3$$

$$\text{мм}^2/\text{с}^2 = 1,69 \text{ м}^2/\text{с}^2$$

$$U_0 = 1,3 \text{ м/с}$$

Вывод. При течении жидкости со скоростью большей, чем  $U_0 = 1,3$  м/с шариковый клапан закрывается. В гидроприводе тракторов при подаче насоса типа НШ - 32 с  $Q = 46$  м/мин.  $U_0 = 3,026$  м/с, что намного больше значений  $U_0 = 1,3$  м/с, полученного расчетом /16/.

### 2.3. Экспериментальное определение работоспособности гидроклапана и его гидравлических характеристик

Проверку работоспособности гидроклапана и порога чувствительности определим на стенде КИ-4200 с подключением в гидрوليнию распределителя Р-80 по следующей гидравлической схеме

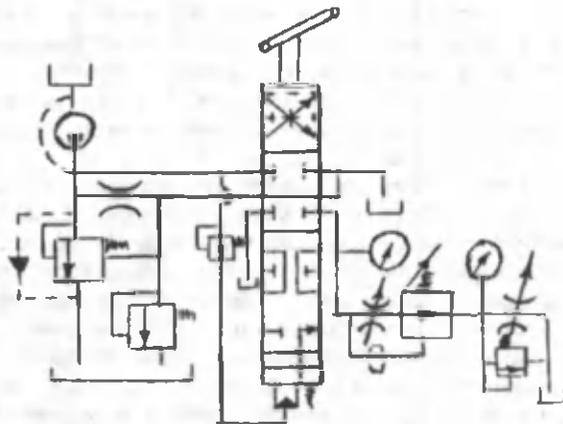


Рис.2.1.

Задачами проведения экспериментов являются:

1. Определение давления срабатывания при повышенном давлении.
2. Определение порога срабатывания клапана по давлению при падении последней как имитация увеличения расхода рабочей жидкости.

Отличительной частью установки гидроклапана в реальную гидросистему стенда КИ-4200 является то, что при запуске стенда дроссель стенда должен находиться в определенном положении, при котором перепад давления в гидроклапане должен быть ниже порога срабатывания плунжера гидроклапана.

Если выполнить расчетные данные для конкретного гидроклапана, то оно должно быть ниже  $2,2 \text{ кг/см}^2$ .

Это условие должно соблюдаться для выполнения экспериментов по пунктам 1 и 2.

3. Определение гидравлического сопротивления гидроклапана в зависимости от положения запирающего шарика.

Методика экспериментов по п.1. Для проведения данных экспериментов постепенно дросселируют поток рабочей жидкости дросселем стенда, наблюдают за манометрами 1 и 2 и расходомером стенда. При срабатывании клапана при повышенном давлении давление в

манометре 1 начинает подниматься, а в манометре 2 снижается. Это будет свидетельствовать о закрытии шариком гидроклапана проходного канала. Значение давления по манометрам 1 и 2, когда они начнут меняться после срабатывания клапана, будет давлением срабатывания гидроклапана.

Методика экспериментов по п.2. Для определения порога чувствительности гидроклапана по срабатыванию на перепад давления необходимо будет с определенного положения дросселя стенда повышать давление ближе к давлению предохранителя и далее рывками ручки дросселя открыть окно дросселя на определенное значение, чтобы на манометрах 1 и 2 появился перепад давления. В случае достаточности этого перепада давления и срабатывания плунжера клапана, шарик начнет закрывать проход и давление на манометру 1 должно начать увеличиваться, а расход кости по расходомеру должен снижаться. Эти процессы могут протекать быстро и могут носить колебательный характер, что также можно будет наблюдать по показаниям манометров 1 и 2.

Методика экспериментов по п.3. Для определения гидравлического сопротивления клапана в зависимости от положения запирающего шарика вместо пружины устанавливается удлинитель толкателя и отвинчивая винт из исходного открытого положения постепенно закрывают проход рабочей жидкости и фиксируют показания манометров 1 и 2. Эти эксперименты повторяются при разном предварительном давлении по манометру 2 или при разной степени дросселирования потока дросселем стенда.

*Экспериментальные данные.* По выше приведенной схеме и методике экспериментов получены данные о работоспособности гидроклапана и данные перепада давления на гидроклапане и изменение расхода РЖ через гидроклапан. Определено давление срабатывания гидроклапана, оно равно 6МПа. Порог чувствительности гидроклапана по его срабатыванию при появлении перепада давления составляет 1,5 МПа. Из них 1,0 МПа потери давления на самом гидроклапане, а поэтому порог чувствительности составляет 0,5 МПа вместо расчетной 0,2 МПа. Повышенное значение видимо, связано с большим трением резиновых колец на подвижном плунжере. Клапан срабатывает при резком падении нагрузки /или открытии дросселя стенда/ начиная с 4 МПа. Также клапан срабатывает при резком включении распределителя, когда дроссель стенда полностью открыт, иначе говоря, когда имитируется разрыв шлангов за клапаном.

Перед началом экспериментов по п.3 методики экспериментов определена гидравлическая характеристика насоса и гидрораспределителя при различных давлениях дросселирования без подключения на линию гидроклапана. Они приведены ниже, в таблице 2.1 и на рис 2.1.

Таблица 2.1

№№ п/п	$P_1$ , МПа	$P_2$ , МПа	$Q$ , л/мин	$T$ ° С
1	0	0	38,793	24
2	1,7	1,0	38,7096	25

3	2,6	2,0	38,2978	25
4	3,6	3,0	38,0549	26
5	4,5	4,0	37,735	27
6	5,5	5,0	37,267	30
7	6,4	6,0	37,113	35
8	8,3	8,0	36,51	37

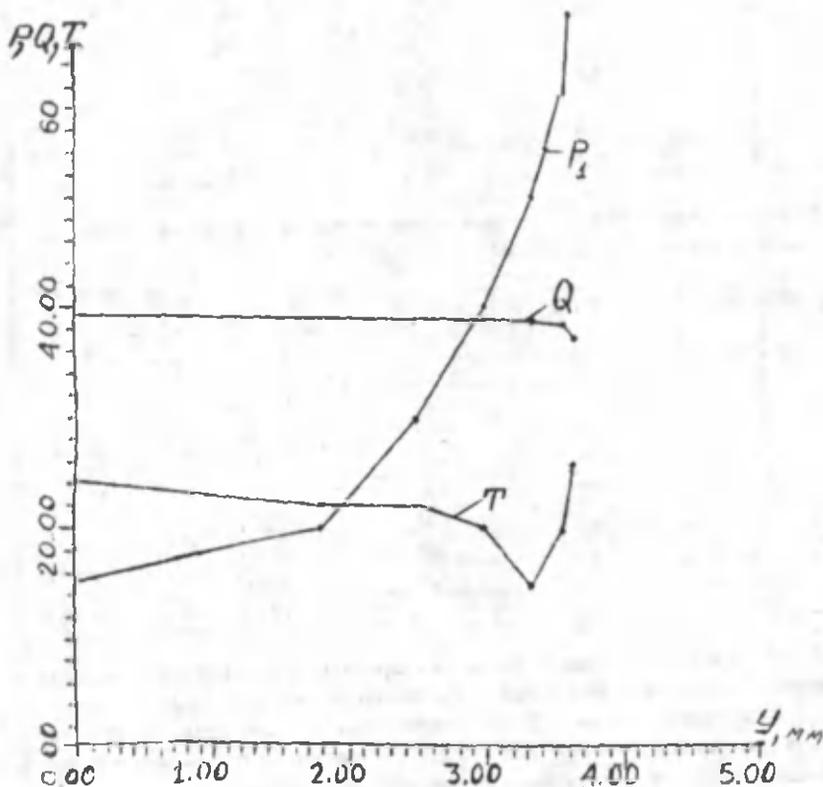
Подобные данные получены после подключения гидроклапана. В этих опытах толкатель не перемещается, а потому  $Y = 0$ .

Таблица 2.2.

№№ п/п	$P_1$ , МПа	$P_2$ , МПа	$Q$ , л/мин	$T^{\circ}C$
1	1,5	0	39,21	18
2	2,5	1,0	38,96	18
3	3,5	2,0	38,709	18
4	4,4	3,0	38,36	19
5	5,2	4,0	37,97	20
6	5,0	4,0	37,5	27
7	4,2	3,0	37,878	30
8	3,2	2,0	38,326	26
9	2,2	1,0	38,805	24
10	1,5	0	39,08	20

С некоторым увеличением температуры уменьшается перепад давления на гидроклапане и падает производительность насоса.

Как видно из рис.2.2 по мере закрытия шариком проходного отверстия гидроклапана давление  $P_1$  растет по параболической зависимости, что идентично с расчетными значениями для силы, действующей на шарик. При этом уменьшается расход жидкости через гидроклапан.



Зависимости изменения  $P$ ,  $Q$  и  $T$  от перемещения толкателя  $y$ .

Рис.2.2

В опытах с перемещением толкателя в начале дроссель стенда остается открытым, а в следующей серии опытов дроссель стенда постепенно закрывается /таблица 2.3 и 2.4/, т.е. как бы создавалась нагрузка после гидроклапана. Данные получены примерно в двух интервалах температуры РЖ. Заметим, что для масла МЮВ, изменение температуры от 25 до 45°С приводит к падению КПД насоса на 5%.

Таблица 2.3.

№№ п/п	перемещение толкателя, мм	$P_1$ , МПа	$P_2$ , МПа	$Q$ , л/мин	$T$ °С
1	0	1,5	0	38,96	24

2	1,8	2,0	0	38,793	22
3	2,5	3,0	0	38,709	22
4	3,0	4,0	0	38,709	20
5	3,5	5,0	0	38,626	15
6	3,45	6,0	0	38,298	20
7	3,55	7,0	0	37,11	26
8	5,5	6,0	0	36,36	40
9	5,0	5,0	0	36,36	40
10	5,0	5,0	0	37,037	35
11	4,5	3,0	0	37,5	35
12	2,5	1,5	0	38,709	35

Данные с дросселированием потока РЖ после гидроклапана для различных значений  $Y$  приведены ниже (для  $Y = 0$  приведены в таблице 2.2).

Таблица 2.4

№№ п/п	$P_1$ , МПа	$P_2$ , МПа	$Q$ , л/мин	$T^\circ$ С
<i>Для <math>Y = 2</math> мм</i>				
1	2,0	0	39,13	15
2	3,0	1,0	38,709	16
3	3,9	2,0	38,709	18
4	4,8	3,0	38,298	20
5	5,6	4,0	38,89	22
6	6,6	5,0	37,5	24
7	5,5	4,0	36,585	46
8	4,5	3,0	36,73	46
9	3,6	2,0	37,656	45
10	2,8	1,0	37,656	45
<i>Для <math>Y = 2,5</math> мм</i>				
1	3,0	0		
2	3,8	1,0	38,21	25
3	4,6	2,0	37,73	25
4	5,5	3,0	37,2677	28
5	6,0	4,0	37,03	34
<i>Для <math>Y = 3,0</math> мм</i>				
1	4,0	0		
2	4,5	1,0	37,97	30
3	5,5	2,0	37,5	32
4	6,4	3,0	37,037	36
5	7,2	4,0	36,73	36
<i>Для <math>Y = 3,5</math> мм</i>				
1	5,0	0	38,89	25
2	5,3	1,0	37,5	25
3	6,2	2,0	37,113	27

4	7,1	3,0	36,73	30
5	7,8	4,0	36,36	33
6	8,7	5,0	36,36	36
7	7,8	4,0	36,0	45
8	7,0	3,0	36,14	42
9	6,0	2,0	36,73	42
10	5,2	1,0	37,037	40

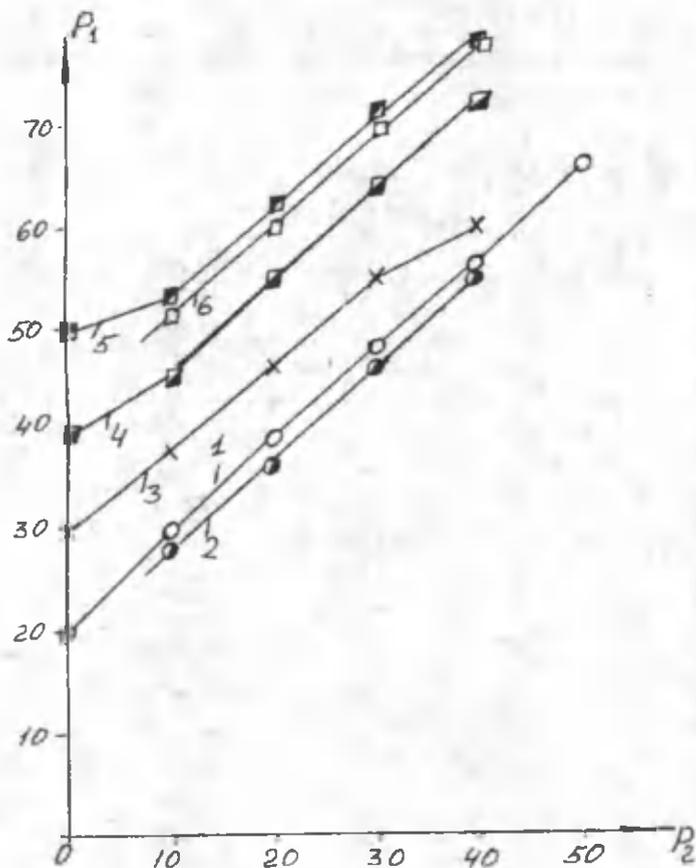


Рис.2.3. Зависимость изменения  $P_1$  от  $P_2$  для различных значений  $Y$  и  $T$ :

1.  $Y=2$  мм;  $T=15-24^\circ\text{C}$ ;
2.  $l=2$  мм;  $T=45^\circ\text{C}$ ;

3.  $Y=2,5$  мм;
4.  $Y=3$  мм;
5.  $Y=3,5$  мм,  $T=25-36^{\circ}\text{C}$ ;
6.  $Y=3,5$  мм,  $T=46-45^{\circ}\text{C}$ .

Для сравнения характеристик строим графики зависимостей  $P_1$  и  $P_2$ . Для различных значений  $Y$  и  $T$  (рис.2.3).

Как видно из рис.2.3 при различных степенях закрытия гидроклапана перепад давления на гидроклапане увеличивается, а повышение температуры приводит к некоторому снижению этих перепадов. При этом сохраняется параболическая зависимость изменения гидравлического сопротивления гидроклапана от степени его закрытия.

Выводы. Таким образом, появление все большего перепада давления по мере закрытия шариком проходного отверстия является гарантией срабатывания плунжера клапана и появления самотормозящего эффекта для гидроцилиндров, когда происходит опорожнение прицепа или бункера.

**Заключение.** По результатам проведенных исследований можно сформулировать обобщающие выводы:

1. Угловые колебания управляемых колес недопустимы, так как вызывают динамические нагрузки на детали ходовой части и рулевого управления и при большой интенсивности приводят к потере управляемости. Наиболее опасны устойчивые колебания колес, склонные к прогрессивному увеличению.

2. На устойчивость движения хлопкоуборочной машины ХМ-01 существенно влияют колебания низкой частоты  $1,5 \div 2,0$  Гц/, сказываясь на имении направления движения машины, колебания высокой частоты /более 15 Гц/ на направляющие колеса практически не передаются и поглощаются вследствие трения в рулевом приводе.

3. При совместных колебаниях тележки и рабочих аппаратов «гидравлическая пружина» в рулевом управлении имеет место в диапазоне частот 1...14 Гц. При больших частотах влияние гидравлических сил колебательного увода рулевого колеса можно не учитывать.

4. Гидравлические усилители рулевых управлений различных марок хлопкоуборочных машин имеют функциональные характеристики одного типа. Применяемая в них система гидропривода характеризуется наличием значительной зоны нечувствительности и резким увеличением скорости исполнительного органа и тягового усилия на нем. При нагруженном приводе значительная часть вращающегося золотника насоса-дозатора НД-80К приходится на зону нечувствительности, после чего происходит резкий набор скорости, что ухудшает управляемость хлопкоуборочной машины.

5. Практически при значительных нагрузках на исполнительный механизм большая часть угла поворота руля /в пределах зоны нечувствительности/ не влияет на движение хлопкоуборочной машины, а в дальнейшем при весьма малом повороте дает резкую реакцию, что может

быть причиной различных динамических колебаний в рулевом приводе машины. Поэтому, видимо, следует помимо прочего улучшать конструктивное исполнение и характеристики насоса - дозатора НД - 80К.

6. Предложена методика составления математической модели приводного механизма гидросистемы рулевого управления ХУМ, отличительной чертой которой является их использование для всех типов исполнительных механизмов.

7. Для предлагаемой конструкции гидроклапана появление все большего перепада давления по мере закрытия шариком проходного отверстия является гарантией срабатывания плунжера клапана и появления самотормозящего эффекта для гидроцилиндров, когда происходит опорожнение прицепа или бункера.

#### 2.4. Динамика криволинейного рукава высокого давления (РВД) при пульсациях давления в потоке рабочей жидкости и кольцевых напряжений по сечению

##### 2.4.1. Динамика криволинейного РВД при пульсациях давления в потоке рабочей жидкости

Вывод уравнений колебаний трубопровода с жидкостью производился многими исследователями разными методами: А.И.Ковраским /32/, П.Д.Доценко /5/, В.А.Светлицким /24/ а также в работах зарубежных исследователей /2,21,22/.

П.Д.Доценко и В.А.Светлицкий при выводе уравнений применили для криволинейного трубопровода векторный метод, основанный на идеях А.И.Лурье. В.А.Светлицкий изучал идеальный случай нулевой жесткости при колебаниях абсолютно гибких шлангов /28,29/.

Автором данной работы сделана попытка при выводе уравнений колебаний криволинейного трубопровода методом использования функционала Остроградского-Гамильтона учета гидромеханического влияния на рабочую жидкость внешних воздействий /воздействие поршней силовых гидроцилиндров, лопаток насосных агрегатов и т.п./ при одновременных вибрациях со стороны дизеля мобильной машины или же колебаний, возникающих при движении по неровной почве. Вывод уравнений, а также сами эти уравнения динамики криволинейного РВД /трубопровода/, заполненного пульсирующим потоком жидкости, приведены в работах /18,33/.

Для решения данной задачи были приняты следующие допущения:

1. Пусть размеры шланговой части РВД /трубопровода/ таковы, что оболочечными формами колебаний можно пренебречь по сравнению с балочными.

2. Трубопровод с жидкостью представим в виде модели тонкостенного стержня кругового сечения, материал которого испытывает деформации растяжения  $U(r,s)$  по дуге радиуса  $R_0$  изгиба  $W(r,s)$  от дуги того же радиуса. (рис. 2.5)

3. Каждое из сечений трубы будет совершать следующие основные виды колебаний:

- продольные (по дуге радиуса  $R_0$ ). Эти колебания могут происходить при гармоническом изменении градиента давления в жидкости, текущей по трубопроводу, вызванные работой насосных агрегатов или же гидравлическим ударом;

- поперечные (по направлению дуги  $R_0$  в плоскости, перпендикулярной оси трубопровода). Эти колебания имеют место из-за наличия растяжимости, гибкости, упругости трубопровода (шланга) и движения жидкости по последнему.

За обобщенные координаты приняты:

а)  $U(t, s)$  - упругие перемещения от деформации растяжения трубопровода по его длине  $l_T$  для упрощения перемещения отсчитываем  $U$  от точек по дуге постоянного радиуса  $R_0$ , (рис.2.4)

б)  $W$  - упругие перемещения точек нейтральной оси трубопровода шланга при изгибе, отсчитываемые от дуги постоянного радиуса  $R_0$  (рис.2.4)

Длина рассматриваемого участка принята равной  $l_1$ . В статье /18/ получены уравнения колебаний криволинейного трубопровода (шланга) с протекающей по нему рабочей жидкостью, имеющей определенное давление  $P(s, t)$  при одновременных внешних вибрационных воздействиях.

Малые колебания криволинейного (кругового) рукава высоко давления (трубопровода) с протекающей под давлением жидкостью.

Считая жесткость на растяжение-сжатие и изгиб, постоянным по длине и внешней нагрузкой, предполагая лишь гидромеханическое воздействие давления в рабочей жидкости, получим уравнения колебаний в виде:

продольные колебания -

$$m \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - E_p F \frac{\partial^2 u}{\partial s^2} - 2E_p J \left( \frac{1}{R_0} + \frac{\partial^2 W}{\partial s^2} \right) \times \frac{\partial^3 W}{\partial s^3} = -f_0 \cdot P(s, t) \pm N_M - \tau_{\text{инт}}; \quad (2.1)$$

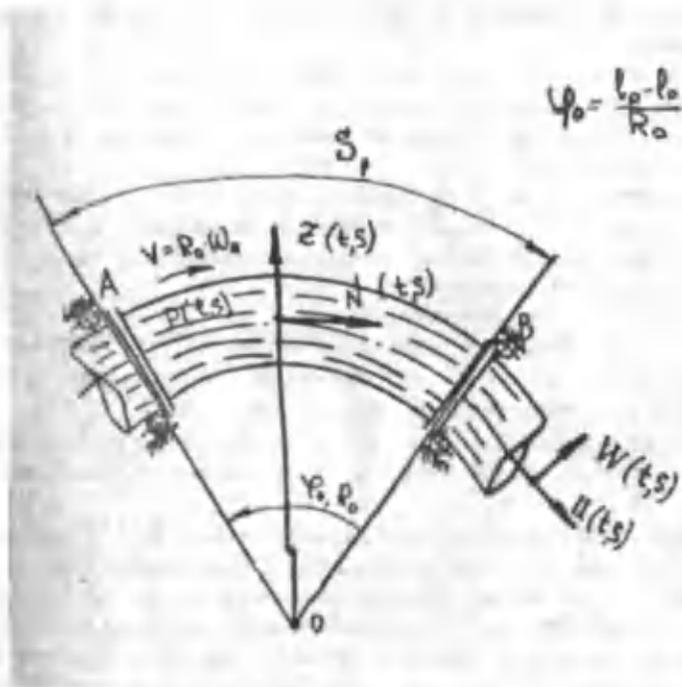


Рис.2.4.

$\tau_{ж\delta\delta}$  - из уравнений гидродинамики.

поперечные колебания -

$$\begin{aligned} & \bar{m} \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} + (\beta \gamma + m_{\text{ж}} \gamma^2) \left( \frac{\partial^3 W}{\partial s^3} + \frac{1}{R_0} \right) + 2m_{\text{ж}} \gamma^2 \frac{\partial^2 W}{\partial s \partial t} + E_{\text{ж}} \gamma^2 \times \\ & \times \left[ \frac{\partial^4 W}{\partial s^4} \left( 1 + \frac{2P_0}{E_{\text{ж}} F} + 2 \frac{\partial u}{\partial s} \right) + 2 \frac{\partial^3 u}{\partial s^3} \left( \frac{1}{R_0} + \frac{\partial^2 W}{\partial s^2} \right) + 4 \frac{\partial^2 W}{\partial s^2} \frac{\partial^2 u}{\partial s^2} \right] = z(t, s); \quad (2.2) \\ & P(t, s) = P_0 + E_{\text{ж}} F \frac{\partial u(t, s)}{\partial s} \end{aligned}$$

где  $P_0$  - сила начального натяжения шланговой части РВД.

Уравнения (2.1)-(2.2) образуют систему нелинейных дифференциальных уравнений четвертого порядка в частных производных, общее точное решение которых получить очень сложно; кроме этого, это решение, вследствие его громоздкости, неприемлемо для упрощенных

инженерных расчетов. Поэтому приведем приближенное решение этой системы, учитывающей реальные условия колебаний криволинейной части РВД.

На основании результатов работ [18,6], решение системы уравнений (2.1), (2.2) для поперечных колебаний РВД будем искать в виде

$$W(t, s) = W_s \cdot \sin \omega_s \left( t + \frac{s}{v} \right) + W_c \cdot \left[ 1 - \cos \omega_s \left( t + \frac{s}{v} \right) \right] \quad (2.3)$$

где  $W_s$ ,  $W_c$  - среднеинтегральные значения коэффициентов гармоника и постоянной составляющей поперечных колебаний сечений РВД. Принятая форма колебаний близка к действительности и удовлетворяет крайним условиям сечения, когда

$$s = 0; W(t, 0) = 0; s = l_T; W(t, l_T) = 0; \frac{\partial^2 W(t, 0)}{\partial s^2} = 0; \frac{\partial^2 W(t, l_T)}{\partial s^2} = 0 \quad (2.4)$$

(шарнирное закрепление)

Для продольных деформаций имеем

$$U(t, s) = U_0(s) + U_v(s) + U_c(s) \cdot \cos \omega_s t, \quad (2.5)$$

где  $U_0(s)$ ,  $U_v(s)$ ,  $U_c(s)$  - функция постоянных составляющих перемещений, скорости и амплитуды колебаний сечений ремней, обусловленных действием усилий от давления  $P(s, t)$  и силой трения в жидкости  $\tau_{жид}$ .

Осреднение (линеаризацию) коэффициентов системы уравнений (2.1), (2.2) за время (период колебаний) выполним по методу Галеркина. Для этого составим вариационные уравнения, представляя в (2.1), (2.2) функции и их производные из уравнений (2.3) и (2.5)

$$\int_0^{l_T} \left\{ -m \omega_s^2 U_0(s) \cos \omega_s t - E_p F (\ddot{U}_0(s) + \ddot{U}_v(s) + \ddot{U}_c(s) \cos \omega_s t) - \right. \\ \left. - 2E_p J \frac{\lambda^2}{R_0^3} \left[ W_c \cos \omega_s \left( t + \frac{s}{v} \right) + W_s \sin \omega_s \left( t + \frac{s}{v} \right) \right] + \right. \\ \left. + 2E_p J \frac{\lambda^2}{R_0^3} \left[ W_c \cos \omega_s \left( t + \frac{s}{v} \right) + W_s \sin \omega_s \left( t + \frac{s}{v} \right) \right] + f_0 P(s, t) + \tau_{жид} \right\} \times \left[ 1 + \cos \omega_s t + \sin \omega_s t \right] dt = 0 \quad (2.5)$$

$$\int_0^l \left[ m \omega \left[ W_c \cos \omega \left( t + \frac{s}{v} \right) - W_c \sin \omega \left( t + \frac{s}{v} \right) \right] + \right. \\
 \left. \left[ \frac{\lambda^2}{R_0^2} \left[ W_c \sin \omega \left( t + \frac{s}{v} \right) - W_c \cos \omega \left( t + \frac{s}{v} \right) \right] \times \left[ 1 + \frac{2P_{II}}{E_p F} + W(s) + U_c(s) + U_o(s) \cos \omega t \right] + \right. \right. \\
 \left. \left. + E_p \lambda^2 + \frac{2}{R_0} \left[ U_c(s) + U_o(s) + U_o(s) \cos \omega t \right] \times \left[ 1 + \frac{\lambda^2}{R_0^2} W_c \cos \omega \left( t + \frac{s}{v} \right) - \frac{\lambda^2}{R_0^2} W_c \sin \omega \left( t + \frac{s}{v} \right) \right] - \right. \right. \\
 \left. \left. - 4 \frac{\lambda^2}{R_0} \left[ W_c \cos \omega \left( t + \frac{s}{v} \right) + W_c \sin \omega \left( t + \frac{s}{v} \right) \right] \times \left[ U_o(s) + U_c(s) + U_o(s) \cos \omega t \right] \right. \right. \\
 \left. \left. \times \left[ \cos \omega \left( t + \frac{s}{v} \right) + \sin \omega \left( t + \frac{s}{v} \right) \right] \right] \times ds = 0 \quad (2.6)$$

где  $P(s,t)$  - давление в гидромеханической системе, берется на основе анализа записей - осциллограмм методами гармонического анализа и принимается в виде

$$P(s,t) = \sum_{x=0,1} \sum_{n=0,1} \{ \{ P_n \cos n \omega t \cdot \delta_0(vt - (x - t_n)) \cdot [\delta_0(t - \lambda_n) - \delta_0(t - \lambda_n - t_n)] \} \} \quad (2.7)$$

В программу расчета заложено варьирование граничными условиями: рассматриваются 4 различные схемы закрепления концов РВД;

1. Оба конца криволинейного РВД закреплены жестком, т.е. имеется зацепление "муфта - ниппель - накидная гайка";

2. Оба конца имеют шарнирное закрепление - "поворотный уольник";

3. При жестком закреплении концов РВД посередине имеется шарнирное закрепление;

4. При шарнирном закреплении посередине имеется шарнир.

Сила трения на стенке РВД вычисляется из уравнений гидромеханики  $\tau_{\text{жид}}$  и прикладывается точно в каждой точке по длине  $l$  с выбранным шагом  $\Delta$  и синхронизируется с колебаниями шланга во времени с выбранным шагом.

На основании проведенных численных расчетов для РВД диаметрами от 8 до 20 мм при амплитудах пульсаций давления 10 МПа, 20 МПа, 30 МПа при приведенном модуле упругости многослойной конструкции  $E = 1,81 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2 / 18,13\%$ , полученном в процессе экспериментальных исследований, можно сделать следующие обобщающие выводы:

1. Установлено, что трение в вязкой жидкости очень мало ( менее 0,01 %) и влияет незначительно на возникающие в теле шланговой части РВД напряжения при реальных скоростях движения, не более 10 м/с. Основным фактором существенно изменяющим напряженное состояние является давление в рабочей жидкости. (таблица 2.5).

2. При малых длинах РВД, в пределах выпускаемых промышленностью (не более 2 м), потери энергии, уходящие на трение о стенки при движении жидкости, мизерно малы и практически не влияют на НДС.

3. Максимальные изгибающие напряжения могут достигать критических значений при периодическом знакопеременном изгибе, что может даже при отсутствии другого рода нагрузок привести к разрушению силовой оплетки РВД. (рис. 2.4-2.9)

4. С увеличением кривизны  $1/R_0$  оси РВД происходит возрастание изгибающих напряжений причем, динамическая составляющая кривизны  $\frac{\partial^2 W}{\partial s^2}$  также растет с увеличением статической кривизны  $1/R_0$ .

5. Значение максимальных /минимальных/ изгибающих напряжений, а также точки их нахождения по длине (дуге) шланга, существенным образом зависят от условий закрепления его концов. В целом при определенном радиусе R тах изгибающие напряжения расположены на равноудаленном расстоянии от точек закрепления.

6. С увеличением  $1/R_0$  точка тах изгибающих напряжений передвигается к центру ( $1/2l_1$ ), стремясь в пределе к середине при перпендикулярном изгибе. В прямолинейном шланге (РВД) значение изгибающих напряжений будет минимальным и связано только с динамической кривизной  $\frac{\partial^2 W}{\partial s^2}$  и влиянием продольных напряжений на поперечные.

7. При увеличении длины шланга точка максимальных напряжений перемещается ближе к концам, а значение изгибающих напряжений снижается.

Таблица 2.5. Максимальные значения продольных напряжений, возникающих в теле РВД /рукава высокого давления/. Сравнительный анализ для прямой и криволинейной части РВД.

Расчет производится для  $R = R_{\text{М/П}}$ .

Диаметр проходного сечения мм, $d_{\text{ВН}}$	Наружный диаметр, мм $d_{\text{П}}$	прямой РВД кгс/см <sup>2</sup> , $\delta_{\text{ПР}}$		рабочее давление, Атм	
		$t = 20^{\circ}\text{C}$	$t = 200^{\circ}\text{C}$	$t = 20^{\circ}\text{C}$	$t = 200^{\circ}\text{C}$
		8	14,2	74,04	59,23
12	14,2	46,45	37,16	250	200
16	25,5	32,31	25,85	250	200
20	31,3	24,47	21,97	250	200
25	37,4	22,64	28,28	220	175
40	55,9	18,39	22,99	220	175

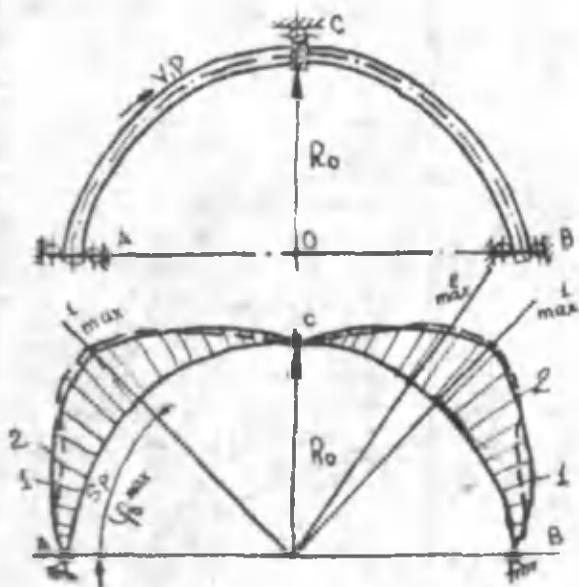
Продолжение таблицы 2.5.

Диаметр проходного сечения, мм $d_{\text{ВН}}$	Наименьший радиус закругления, мм $R_{\text{М/П}}$	Продольные напряжения в криволинейном РВД при $R = R_{\text{М/П}}$ , $\delta_{\text{ПР}}$ кгс/см <sup>2</sup>	
		мах/мин $t = 20^{\circ}\text{C}$	мах/мин $t = 200^{\circ}\text{C}$
		8	96
12	144	50,14	40,33
16	192	34,89	27,84
20	240	29,29	22,78
25	300	23,87	30,38
40	480	19,87	24,82





Эпюра изгибающих напряжений при шарнирном закреплении посередине.



- - изгибающие напряжения без учета влияния продольных ;
- - - - - изгибающие напряжения с учетом продольных напряжений.

Рис.2.7.

Эпюра изгибающих напряжений РВД при жестком закреплении концов и шарнире посередине.

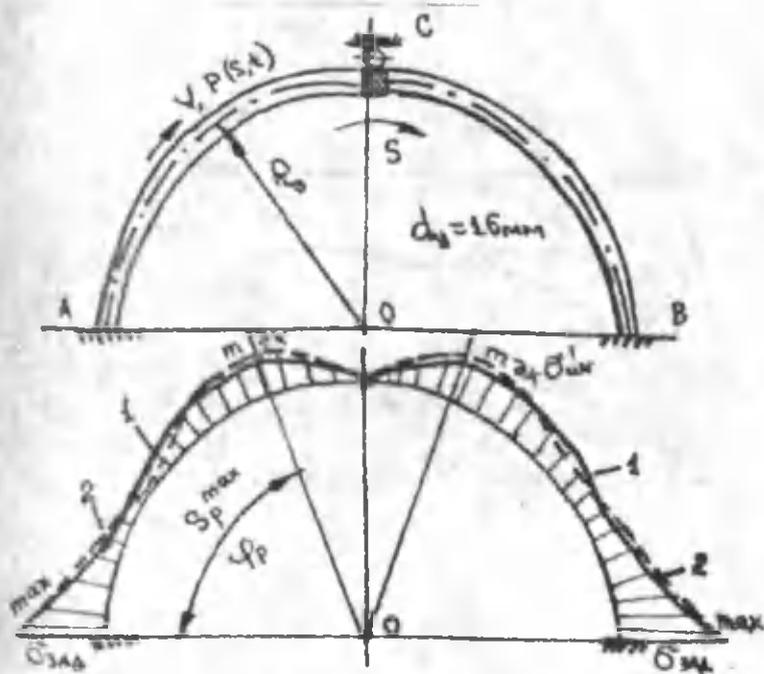
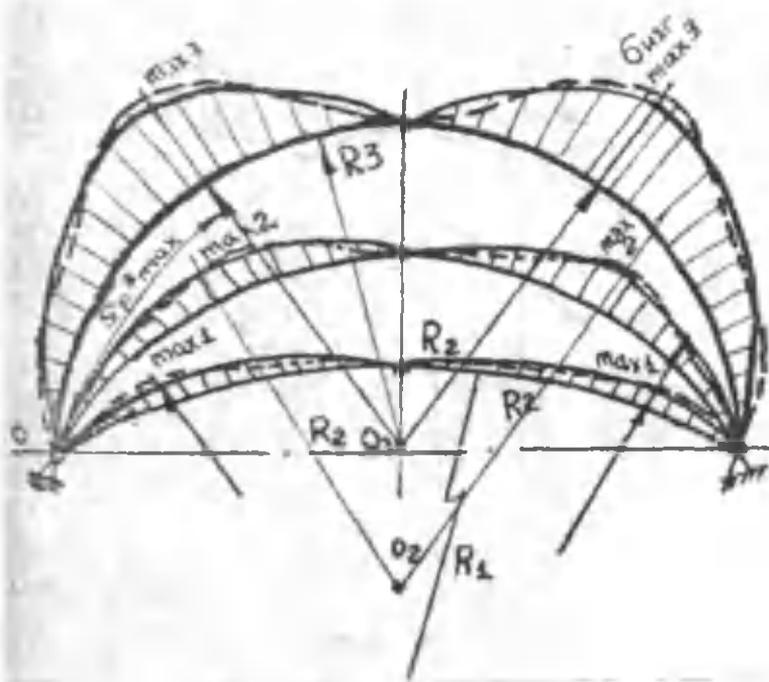


Рис.2.8.



Нахождение зоны максимальных напряжений в зависимости от радиуса изгиба  $R$ .

Рис.2.9.

#### 2.4.2. Расчет криволинейных РВД на внутреннее давление по сечению. Коэффициент концентрации кольцевых напряжений по сечению РВД

При правильной оценке ожидаемого ресурса шланговой части рукава высокого давления важное значение имеет нахождение наиболее нагруженных точек по сечению. Автором данной работы предлагается ввести в расчет по прогнозированию ресурса коэффициент концентрации кольцевых напряжений по сечению РВД. Для численного нахождения значений коэффициента в первом приближении предлагается модель безмоментной тонкостенной оболочки, ограниченной поверхностями двойкой кривизны  $\rho_1$  и  $\rho_2$  под действием внутреннего давления [1].

Рассмотрим элементарную площадку криволинейной грубы, изогнутой произвольным радиусом (рис.2.10.). Вводим допущения:

Элементарная площадка криволинейного РВД (трубопровода).

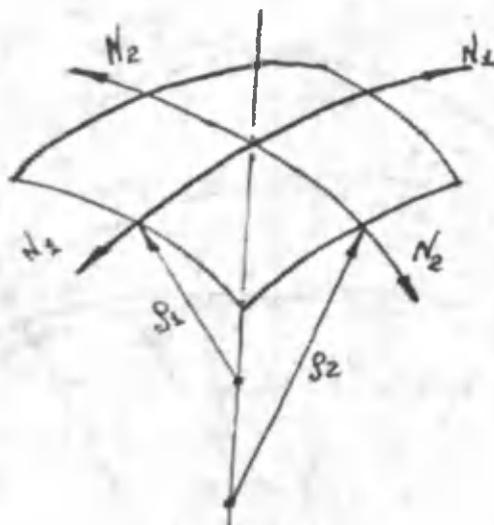


Рис.2.10.

Сечение РВД /трубопровода/.

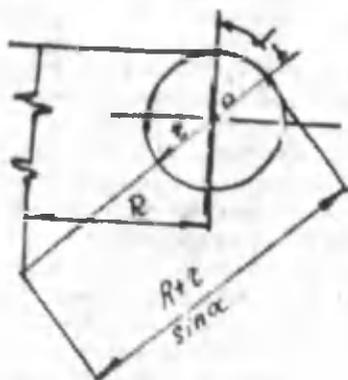


Рис.2.11

1. Пренебрегаем приложенными к элементарной площадке моментами. Условие равновесия запишем в виде

$$N_1 / \rho_1 + N_2 / \rho_2 = P,$$

где  $N_1, N_2$  - минимальное и максимальное значения сил, касательных к поверхности;  $\rho_1, \rho_2$  - главные радиусы кривизны (минимальный и максимальный);  $P$  - внутреннее давление.

2. Принимаем гипотезу о неизменяемости формы поперечного сечения шланговой части РВД при изгибе, обыкновенную для строительной механики и сопломата. (рис.2.11)

3. Для упрощения расчета и с достаточной точностью для практических целей будем считать, что продольные напряжения в криволинейной части РВД распределяются равномерно, как в прямой трубе, т.е.  $N_2 = pr_0 / 2$

Переходя к напряжениям, получим выражение для приближенного определения кольцевых напряжений в РВД по сечению под действием

$$\text{внутреннего давления } \delta_c = \frac{pr_0}{\delta} \cdot \frac{2R + r_0 \cdot \sin \alpha}{2(R + r_0 \cdot \sin \alpha)}. \quad (2.8)$$

В формуле (2.8)  $pr_0 / \delta$  представляет собой значение кольцевых напряжений в прямолинейной трубе  $\delta_c$ , а выражение

$$k_c = \frac{2R + r_0 \cdot \sin \alpha}{2(R + r_0 \cdot \sin \alpha)} \quad (2.9)$$

характеризует изменение напряжений в криволинейной части РВД по сравнению с прямым участком и представляет собой, в нашем понимании коэффициент концентрации кольцевых напряжений по сечению РВД.

Максимальные значения кольцевых напряжений и соответственно максимальное значение коэффициента  $k_c$  в РВД будут иметь место на внутренней, вогнутой стороне шланговой части РВД, где  $\alpha = 270^\circ$ ,  $\sin \alpha = -1$

$$\delta_{c \max} = \delta_c \cdot \frac{2R - r_0}{2(R - r_0)} = k_{c \max} \cdot \delta_c. \quad (2.10)$$

Минимальные значения коэффициента концентрации напряжений по сечению РВД будут иметь место на внешней, выпуклой стороне РВД, где  $\alpha = 90^\circ$ ,  $\sin \alpha = 1$

$$\delta_{c \min} = \delta_c \cdot \frac{2R + r_0}{2(R + r_0)} = k_{c \min} \cdot \delta_c. \quad (2.11)$$

В таблице 2.6 представлены значения коэффициентов концентрации кольцевых напряжений по сечению для РВД трубопровода на вогнутой  $k_{c \max}$  и выпуклой  $k_{c \min}$  сторонах при различных соотношениях  $R/d_{\text{вн}}$ .

Таблица 2.6. Значения коэффициента концентрации кольцевых напряжений по сечению РВД.

$R/D_{II}$	$k_t$	
	max	min
1	1,5	0,83
1,5	1,25	0,83
2	1,17	0,9
3	1,1	0,93
4	1,07	0,94
5	1,06	0,95
6	1,05	0,97
7	1,03	0,97
8	1,02	0,98

Из таблицы видно, что оптимальные параметры по коэффициентам концентрации кольцевых напряжений по сечению РВД наблюдаются при  $k_{t\max} = 1,02 + 1,03$  и соответственно  $k_{t\min} = 0,98$ . Наименьшие радиусы закругления  $R_{\min}$  для РВД получены в предположении  $R_{\min} \ll l$ , что, очевидно, получается из формулы (2.24) без учета многослойности РВД как оболоченной конструкции, а также без учета совместного действия всего сочетания нагрузок: моментов и продольных сил, которые переменны как во времени, так и в пространстве.

В крутоизогнутых РВД (трубопроводах) при  $R = D_{II}$  кольцевые напряжения на вогнутой стороне от внутреннего давления в 1,5 раза больше, чем на прямом участке.

В таблице 2.7 представлены конкретные расчеты для гибких металлических трубопроводов.

На рис.2.12 и 2.13 представлены эпюры относительных по сравнению с прямолинейным участком кольцевых напряжений в РВД соответственно диаметром  $D_2 = 20$  мм, при разрушающем давлении  $P_{II} = 200$  атм. ( $20 \text{ МПа}$ ) и  $D_2 = 12$  мм,  $P_{II} \neq 200$  атм.

Таблица 2.7. Расчет криволинейных РВД труб на внутреннее давление по сечению.  $t = 20^\circ \text{C}$ .

Диаметр проходного сечения, $D_{III}$ мм	Наименьший радиус закругления $R_{\min}$ мм	Рабочее давление, в Атм.		кольцевые напряжения кгс/см <sup>2</sup> , $\delta_t$	
		20 <sup>o</sup> С	200 <sup>o</sup> С	max	min
		8	96	400	320
12	144	250	200	463,5	330,75
16	192	250	200	406,9	391,02
20	240	250	200	445,74	428,66
25	300	220	175	250,84	433,16
40	480	220	175	576,11	436,40

Таблица 2.8. Расчет криволинейных РВД труб на внутреннее давление по сечению  $t = 200^{\circ}\text{C}$  /

Диаметр проходного сечения, $D_{\text{вн}}$ мм	Наружный диаметр $D_{\text{н}}$ мм	Наименьший радиус закругления $R_{\text{min}}$ мм	кольцевые напряжения $\text{кгс/см}^2, \sigma_c$	
			max	min
8	14,2	96	421,26	405,74
12	18,7	144	390,37	278,65
16	25,5	192	364,10	348,86
20	31,3	240	358,58	371,42
25	37,4	300	359,04	344,96
40	55,9	480	453,90	436,20

Эпюра относительных кольцевых напряжений в РВД диаметром  $d = 20\text{мм}$  при разрушающем давлении  $P_{\text{н}} = 200\text{Атм.} / 20\text{МПа}$  /

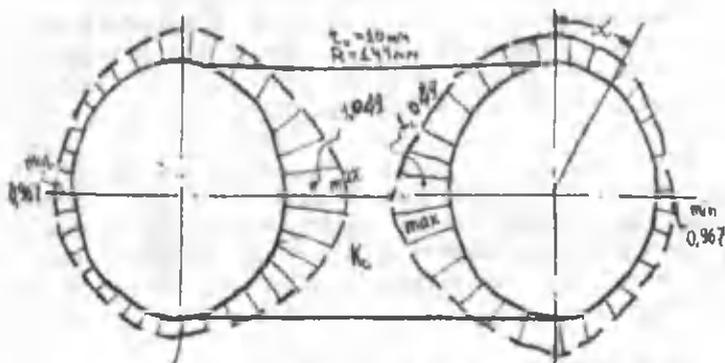


Рис.2.12

Эпюра относительных кольцевых напряжений в РВД диаметром  $d_1 = 12\text{мм}$  при разрушающем давлении  $P_{\text{н}} = 200\text{Атм.} / 20\text{МПа}$  /

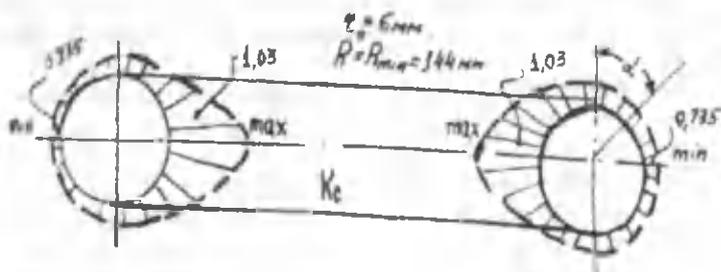


Рис.2.13

По приведенным расчетам можно сделать следующие выводы:

1. Кольцевые напряжения в криволинейных РВД (трубах), находящихся под воздействием внутреннего давления, распределяются по сечению РВД неравномерно; максимальные напряжения имеют место на вогнутой поверхности, а минимальные - на выпуклой поверхности РВД. Автором данной работы предлагается ввести для кривых РВД коэффициент концентрации напряжений по сечению РВД, который необходим для более точного расчета прогнозирования ожидаемого ресурса шланговой части рукава.

2. С увеличением радиуса изгиба оси напряженное состояние РВД приближается к напряженному состоянию прямых труб.

3. При росте диаметра РВД от 8мм до 40мм /с увеличением наименьшего радиуса закругления согласно ГОСТ от 96мм до 480мм/ происходит увеличение по  $k_{r, \text{min}}$  и по  $k_{r, \text{max}}$ , хотя в целом их значения лежат в оптимальных зонах (соответственно 1,02 - 1,03 и 0,8 - 0,98).

4. При конструировании криволинейных РВД можно предусмотреть на основании теоретических выкладок уменьшение толщины стенок на выпуклой части и соответственно их увеличение на вогнутой, причем разностенность при соотношениях  $5D_{II} \leq R \leq 8D_{II}$  может быть в пределах 10 - 15 %.

5. При учете эффекта сплющивания поперечных сечений Т.Кармана /35/ выше указанные эффекты еще более усугубляются. С теоретической точки зрения это исследование для РВД с учетом их многослойности будет представлять научную новизну и определенный интерес для практики. Экспериментальных исследований этого вопроса для РВД в настоящее время не имеется.

## 2.5. Определение параметров течения в элементах гидросистем, состоящих из сегментов верзьеры и цилиндрического канала

Движение жидкости в каналах, образованных из разных геометрических фигур, часто встречается во многих деталях гидросистем и конструкций. Поэтому исследование течений в таких каналах имеет свою практическую ценность и в теоретическом плане является сложным и интересным.

Рассмотрим движение жидкости в жиклере /14/. Для описания формы жиклера берем верзьеру, определяемую формулой

$$x(a^2 + y^2) = a^3 \quad (2.12)$$

Меняя местами координаты  $x$  и  $y$  получим  $y(a^2 + x^2) = a^3$ .

Дальше, меняя знак координаты  $y$  получим  $-y(a^2 + x^2) = a^3$  и продвинув на высоту  $a$  имеем для полученной кривой  $(a - y)(a^2 + x^2) = a^3$ . Минимальное сечение берем с радиусом  $b$  и имеем  $(a + b - y)(a^2 + x^2) = a^3$ . Раздвинув на расстояние  $\pm c$  из точки  $x = 0$  и установив на это расстояние круглый цилиндрический канал, получим кривую

$$(a+b-y)\left[a^2+(x-c)^2\right]=a^3 \quad \text{при } |x| \geq c.$$

$$y=b \quad \text{при } |x| \leq c. \quad (2.13)$$

описывающую форму жиклера.

Для определения значения  $a$  учтем, что во входном сечении канала

$$x=-x, \quad R=R \quad \text{и из (2.13) получим } R=a+b-\frac{a^3}{a^2+(x-c)^2}. \quad (2.14)$$

Умножив обе стороны на  $a^2+(x-c)^2$  имеем

$$R(a^2+(x-c)^2)=a(x-c)+a^2b+b(x-c)^2.$$

отсюда получим

$$(R-b)a^2-(x-c)^2a+(R-b)(x-c)^2=0.$$

из которого образуется квадратное уравнение для  $a$

$$a^2-\frac{(x-c)^2}{R-b}a+(x-c)^2=0,$$

из этого уравнения определяем неизвестную

$$a=\frac{x-c+\sqrt{(x-c)^2-4(R-b)^2(x-c)}}{2(R-b)} \quad (2.15)$$

Для определения гидродинамических параметров по каналу используем формулу определения среднерасходной скорости и давления при истечении жидкости из канала произвольной формы

$$P=\rho U\left(U-U+8v\int_r \frac{dx}{R^2}\right),$$

$$U=\left(\frac{R}{R}\right)^2 U.$$

С целью вычисления интеграла в данном случае определяем подынтегральную функцию в виде простых дробей

$$\begin{aligned} \frac{1}{R^2} &= \frac{1}{a+h-\frac{a^3}{a^2+(x-c)^2}} = \frac{a^2+(x-c)^2-\frac{a^3}{a+b}+\frac{a^3}{a+b}}{(a+b)\left[a^2+(x-c)^2\right]-a^3} \\ &= \frac{1}{a+b} + \frac{a^3}{(a+b)^2} \frac{1}{a^2+(x-c)^2} - \frac{a^3}{a+b} = \frac{1}{a+b} + \frac{a^3}{a+b} \frac{1}{(x-c)^2+a^2}. \end{aligned}$$

Поскольку в начальном сечении канала  $|x|=-x$  интеграл имеет значение

$$\begin{aligned} \int \left( \frac{1}{a+b} + \frac{a^3}{a+h} \frac{1}{(x+c)^2+a^2h} \right) dx &= \frac{x}{a+b} + \frac{a^2}{a+b} \int \frac{dx}{(x+c)^2+a^2h} = \frac{x-x}{a+b} + \\ &+ \frac{a^2}{\sqrt{b(a+b)}} \left( \operatorname{arctg} \frac{x+c}{a\sqrt{b}} - \operatorname{arctg} \frac{x+c}{a\sqrt{b}} \right) \end{aligned}$$

Поэтому в конце входного криволинейного участка среднерасходная скорость и давление определяется так

$$U_1 = \left(\frac{R}{b}\right)^2 U_2, \quad (2.16)$$

$$P_1 = \rho U_1 \left[ U_2 - U_1 + 8v \left( \frac{x+c}{a+b} + \frac{a^2}{\sqrt{b(a+b)}} \operatorname{arctg} \frac{x+c}{a\sqrt{b}} \right) \right].$$

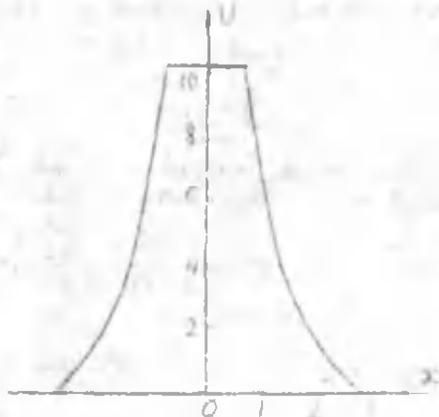
Далее наступает цилиндрический канал, где  $U = U_1$  остается постоянной, а для  $P$  имеем  $P(x) - P_1 = -8v\rho U_1 \frac{x+c}{b^2}$ . (2.17)

Поэтому в конце цилиндрического канала эти параметры определяются по следующему  $P_2 - P_1 = -16v\rho U_1 \frac{c}{b^2}$ , (2.18)

$$U_2 = U_1.$$

Остается определить среднерасходную скорость и давление в конечном расширяющемся участке с входными данными  $P_1$  и  $U_1 = U_2$ . Так как в этом участке  $|x| = x$ , то для давления имеем выражение

$$P(x) - P_2 = \rho U_1 \left[ U_2 - U_1 - 8v \int \frac{dx}{a+b - \frac{a^2}{a^2 + (x-c)^2}} \right]$$



Вычислим интеграл

$$\int \frac{dx}{a+b - \frac{a^2}{a^2 + (x-c)^2}} = \int \left( \frac{1}{a+b} + \frac{a^2}{a+b} \frac{1}{(x-c)^2 + a^2} \right) dx = \left( \frac{x}{a+b} + \frac{a^2}{\sqrt{b(a+b)}} \operatorname{arctg} \frac{x-c}{a\sqrt{b}} \right) =$$

$$= \frac{x-c}{a+b} + \frac{a^2}{\sqrt{b(a+b)}} \operatorname{arctg} \frac{x-c}{a\sqrt{b}}.$$

## 2.6. Расчет основных конструктивных параметров гидропривода

Расчетом определяем площадь поршня силового гидропривода

$$A_n \gg \frac{3 F_n}{2 P_{max}} = 7.75 \text{ см}^2$$

Для расчета принимаем  $A_n = 8 \text{ см}^2$  откуда

диаметр поршня .....  $D = 4 \text{ см}$

диаметр штока .....  $d = 2.4 \text{ см}$  ( $d = 0.6 D$ ).

Коэффициент жесткости «гидравлической пружины» гидроцилиндра

$$C_f = \frac{2EA^2}{V_0} = 2.74 \cdot 10^4 \text{ н/см} \quad (V_0 = 1.2 A_n y_{max} = 27.2 \text{ см}^3);$$

Обобщенная жесткость гидромеханической системы привода

$$C_1 = \frac{C_K C_f}{C_K + C_f} = 1.86 \cdot 10^4 \text{ н/см}$$

Частота собственных колебаний массы нагрузки

$$\omega_c = \sqrt{\frac{C_1 + C_m}{m}} = 45 \text{ с}^{-1}$$

$C_m$  - коэффициент позиционной нагрузки  $C_m = 1770 \text{ н/см}$

Скорость гидропривода, при которой сила нагружения  $F = F_n$

$$V_K = V_M \sqrt{1 - \left( \frac{F_K - F_0}{F_m} \right)^2} = 14.6 \text{ м/с}$$

где, постоянная нагрузка  $F_0 = 10000 \text{ Н}$ ; площадь эллипса нагрузки по оси сил  $F_m = A_2 (C_m - m\omega^2) = 1946 \text{ Н}$ ;  $A_2$  - амплитуда гармонических колебаний нагрузки, приведенная к штоку гидроцилиндра  $A_2 = 0.87 \text{ см}$ ;  $m$  - масса нагрузки ( $m = 1000 \text{ кг}$ );  $\omega$  - частота колебаний ( $\omega = 20 \text{ с}^{-1}$ );  $F_K$  - коэффициент силы нагружения, которая соответствует максимальному значению мощности нагрузки (рис.2.14)

$$F_K = \frac{3}{4} F_0 + \sqrt{\left( \frac{3}{4} F_0 \right)^2 - \frac{1}{2} (F_0 - F_m^2)} = 10330 \text{ Н}$$

Площадь эллипса по оси скорости

$$V_m = A_2 \left( 1 + \frac{C_m}{C_1} \right) \left( 1 - \frac{\omega^2}{\omega_c^2} \right) \omega = 14.9 \text{ м/с}$$

Уравнение эллипса нагрузки

$$\left( \frac{V}{14.9} \right)^2 + \left( \frac{F - 1000}{194.6} \right)^2 = 1;$$

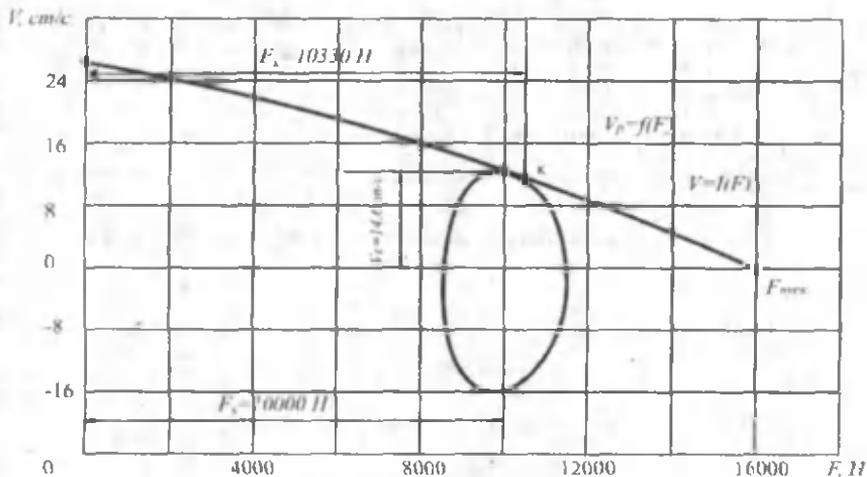


Рис.2.14. График механической характеристики гидропривода, совмещенной с диаграммой нагрузки.

Гидравлическая проводимость управляемого дросселя

$$G_d = \frac{V_k A_{II}}{\sqrt{\frac{1}{2} \left( P_{max} - \frac{F_k}{A_{II}} \right)}} = 6.23 \frac{m^3}{H^{1/2} c}$$

Уравнение механической характеристики гидропривода

$$V_c = \frac{G_d}{A_I} \sqrt{\frac{1}{2} \left( P_{max} - \frac{F_k}{A_{II}} \right)} = 2.44 \sqrt{100 - \frac{1}{16} F}$$

Пусковое значение мощности гидропривода

$$F_{max} = A_{II} P_{max} = 16000 \text{ H}$$

Максимальное значение мощности гидропривода

$$N_{max} = \frac{2 F_{max} V_c}{3 \cdot 100} = 1735 \text{ вт}$$

Скорость гидропривода на холостом ходу ( $F = 0$ )

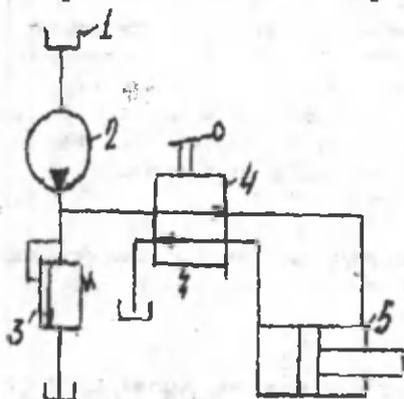
$$V_{c0} = \frac{G_d}{A_{II}} \sqrt{\frac{1}{2} P_{max}} = 24.4 \%$$

### Глава 3. Исследование термодинамики гидравлических силовых систем наземных машин

#### 3.1. Разработка теоретических предпосылок по обоснованию схемы гидропривода с теплогенератором

Рассмотрим простую схему гидропривода, состоящего из бака 1, насоса 2, предохранительного клапана 3, золотника управления 4 и исполнительного механизма 5.

Принципиальная схема гидропривода



При совершении рабочего цикла рабочая жидкость, нагнетаемая насосом, проходит золотник управления и поступает в гидроцилиндр и совершает работу.

При этом РЖ преодолевает сопротивления трубопроводов /31/, шелей золотника управления, кроме того, в насосе и золотнике управления происходят внутренние утечки обратно в зону низкого давления и т.д., одним словом идут потери мощности.

Величина теряемой мощности определяется из выражения

$$N_{\text{пот}} = N_{\text{пол}}(1 - \eta) \quad (3.1)$$

где  $N_{\text{пол}}$  - подводимая мощность;

$\eta$  - полный КПД установки.

Мощность  $N_{\text{пот}}$  и количества тепла  $\bar{T}$  связаны выражением

$$\bar{T} = C N_{\text{пот}} = C(1 - \eta) N_{\text{пол}} \quad (3.2)$$

где  $C$  - коэффициент эквивалентности /для мощности 1 кВт равный 860 ккал/ч, а для 1 л.с. - 630 ккал/ч./

Поскольку течение жидкости является как внутренне равновесный процесс, то изменение энтропии будет полностью определяться действием сил вязкости, /т.е. диссипацией энергии движения/ и теплопроводности.

В случае двухмерного стационарного движения несжимаемой жидкости уравнение для приращения энтропии имеет вид

$$\rho T w \text{grad} S = \lambda \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{\eta}{2} \left( \frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_z}{\partial z} \right)^2, \quad (3.3)$$

где  $w$  - скорость течения;  $\eta$  - коэффициент вязкости;  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности;  $\rho$  - плотность жидкости;  $S$  - энтропия;  $x$  - координата по оси течения;  $z$  - изменение координаты поперек течения.

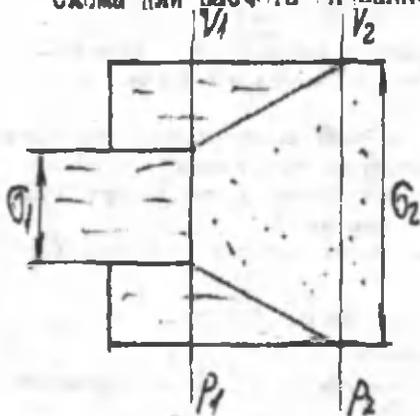
Первый член правой части представляет собой тепло, получаемое единицей массы движения жидкости посредством теплопроводности, а второй член - отнесенную к единице массы энергию, превращенную из-за отсутствия сил вязкости в тепло, т.е. тепло трения.

Кроме того, при внезапном расширении изменения давления, происходящее из-за потерь энергии, т.е. необратимое превращение механической энергии в тепловую будет равно

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho (V_1 - V_2)^2, \quad (3.4)$$

где  $V_1$  - скорость жидкости на выходе;  $V_2$  - скорость жидкости на некотором расстоянии от конца трубы с меньшим диаметром.

Схема для расчета внезапного расширения



Принимая во внимание  $V_1 P_1 = V_2 P_2$ , получим коэффициент потерь при внезапном расширении

$$\zeta_1 = \left( 1 - \frac{V_2}{V_1} \right)^2 = \left( 1 - \frac{\sigma_1}{\sigma_2} \right)^2 = \left( 1 - \frac{1}{n} \right)^2 \quad (3.5)$$

$$\zeta_2 = \left( \frac{V_1}{V_2} - 1 \right)^2 = \left( \frac{\sigma_2}{\sigma_1} - 1 \right)^2 = (n-1)^2$$

Коэффициент местных потерь обычно относится к характерной кинетической энергии. При внезапном расширении потери могут быть выражены в долях кинетической энергии в трубе с большим диаметром, т.е.

$$\Delta p = \zeta_1 \frac{\rho V_1^2}{2} = \zeta_2 \frac{\rho V_2^2}{2} \quad (3.6)$$

По величине потери на расширение значительно превосходят потери на сжатие.

Повышение температуры жидкости при проходе ее дроссельной щели можно приближенно без учета теплоотдачи найти из выражения

$$\Delta \theta = \theta_1 - \theta_0 = \frac{\Delta P}{\gamma C_1 m}, \quad (3.7)$$

где  $\Delta P$  - перепад давления в щели, кг/см<sup>2</sup>;  $\Delta \theta$  - повышение температуры в жидкости, °C;  $\gamma$  - объемный вес жидкости, кг/см<sup>3</sup> /для минеральных масел  $\gamma$  можно принять равным 0,0009 кг/см<sup>3</sup>/;  $C_1$  - удельная теплоемкость жидкости, ккал/кг. град /для масел  $C_1$  можно принять равной 0,45 ккал/кг. град/;  $m$  - механический эквивалент тепла, равный 42700 кг. см/ккал;  $\theta_1$ ,  $\theta_0$  - искомая и начальная температура жидкости.

Постановкой данных в формулу получим

$$\Delta \theta = 0,058 \Delta P \quad (3.8)$$

Как видим изменения температуры прямо пропорционально перепаду давления на дроссели.

Тепло, выделяемое тепловым генератором /дросселем/, распределяется на тепло-содержащее в рабочей жидкости  $T_{РЖ}$ ,  $T_{ИР}$  и рассеивается в окружающую среду  $T_{ОЖ}$

$$T_{ИРТ} = T_{РЖ} + T_{ИР} + T_{ОЖ} = T_1 + T_{ОЖ} \quad (3.9)$$

Если считать, что тепло в окружающую среду уходит через радиаторы или бак привода, то ее можно определить как

$$T_{ОЖ} = K_s F_s (\theta_{РЖ} - \theta_{ОЖ}), \quad (3.10)$$

где  $K_s$  - коэффициент теплоотдачи в окружающую среду, К-15 ккал/м<sup>2</sup> град;  $F_s$  - поверхность бака, омываемая РЖ.

Разность температур  $(\theta_{РЖ} - \theta_{ОЖ})$  определяет уровень теплонапряженности системы, и она является первым стабилизирующим фактором (рис.3.1).

Уровень теплонапряженности системы

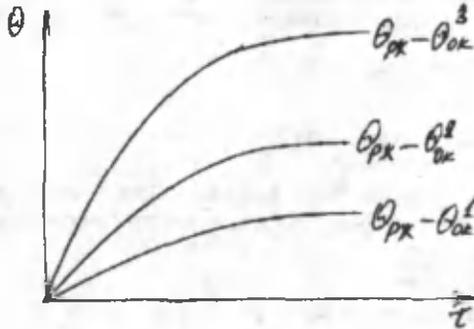


Рис.3.1

Объемные потери энергии в гидроприводе также зависят от вязкости РЖ.

Так, объемный КПД привода определяется как

$$\eta_v = 1 - \frac{\sum Q_{v_i}}{Q_t} = \frac{Q_d}{Q_t} \quad (3.11)$$

где  $\sum Q_{v_i}$  - суммарные внутренние утечки РЖ в гидроприводе;  $Q_d$  - действительная производительность насоса;  $Q_t$  - теоретическая производительность насоса.

Для насосов типа НШ

$$\sum Q_{v_i} = Y_1 + Y_2 + Y_3 \text{ или } \sum Q_{v_i} = \frac{\Delta p b_1 \delta_1^3}{48 \mu' l_1} + \frac{\Delta p b_2 \delta_2^3}{24 \mu' l_2} + 2b_3 \left( \frac{\Delta p \delta_3^2}{12 \mu' z l_3} - \frac{r_{3w} \delta_3}{2} \right) \approx \frac{\Delta p}{\mu'} A \quad (3.12)$$

Более упрощенно имеем

$$\eta_v = 1 - \frac{\Delta p A}{\mu' Q_t} = 1 - \frac{\Delta p B}{\mu'} \quad (3.13)$$

где  $\mu'$  - вязкость РЖ при данной температуре.

Для большинства жидкостей их вязкость зависит от температуры

$$\mu' = \mu_{293} \left( \frac{293}{\theta} \right)^n \quad (3.14)$$

В реальном гидроприводе наблюдаются следующие данные (рис.3.2)

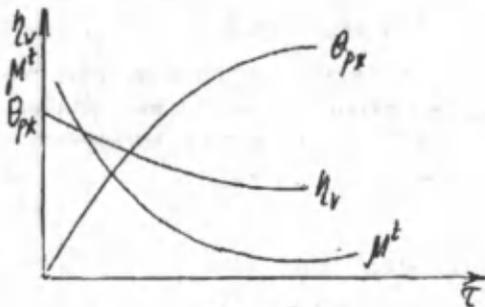


Рис.3.2

Со временем работы гидропривода температура РЖ, время совершения цикла увеличиваются, однако объемный КПД привода и вязкость РЖ уменьшаются.

С уменьшением вязкости РЖ уменьшается и тепловая составляющая потерь энергии, а потому она является вторым стабилизирующим фактором.

Третьим стабилизирующим фактором является тепловая емкость самого гидропривода, включающий в себя РЖ и материалы бака, трубопроводов и агрегатов.

$$T_c = T_{РЖ} + T_{ПР} = C_{РЖ} m_{РЖ} (\theta_{РЖ} - \theta_{ОК}) + C_{ПР} m_{ПР} (\theta_{ПР} - \theta_{ОК}), \quad (3.15)$$

где  $C_{РЖ}$ ,  $C_{ПР}$  - теплоемкость РЖ, металлических и других частей привода;  $m_{РЖ}$ ,  $m_{ПР}$  - масса РЖ, агрегатов и других частей привода.

В гидроприводе будет аккумулировано такое количество тепловой энергии, которое позволит установлению равновесия между притоком тепла за счет потери энергии и оттоком тепла за счет его рассеивания в окружающую среду. До установления этого равновесия аккумулирующая способность гидропривода будет большой, особенно бака.

Необходимые параметры бака, агрегатов и РЖ должны быть найдены из условия выхода системы в установившийся режим.

$$C(1-\eta)N_{ПР}^{СТ} = K_{\delta} F_{\delta} (\theta_{РЖ}^{СТ} - \theta_{ОК}) \quad (3.16)$$

Отсюда

$$\theta_{РЖ}^{СТ} - \theta_{ОК} = \frac{C(1-\eta)N_{ПР}^{СТ}}{K_{\delta} F_{\delta}} \quad (3.17)$$

Можно считать в установившемся режиме  $\theta_{РЖ}^{СТ} = \theta_{ПР}^{СТ}$ .

Тогда количество аккумулированного тепла определяется как

$$T_c = (C_{РЖ} m_{РЖ} + C_{ПР} m_{ПР}) (\theta_{РЖ}^{СТ} - \theta_{ОК}). \quad (3.18)$$

После соответствующей подстановки получим

$$T_i = \frac{C(1-\eta)N_{\text{пол}}^{MCT}}{K_{\lambda}F_{\lambda}} (C_{\text{рж}}m_{\text{рж}} + C_M m_{\text{лп}}). \quad (3.19)$$

Поскольку при выходе в установившийся режим в  $T_i^{CT}$  будет накоплена тепловая энергия кратная к тепловой энергии источника

$T_{\text{ИКТ}} = C(1-\eta)N_{\text{пол}}^{MCT}$ , вводим понятие коэффициента аккумулирующей способности системы

$$K_c = \frac{T_i^{MCT}}{T_{\text{ИКТ}}^{MCT}} = \frac{C_{\text{рж}}m_{\text{рж}} + C_M m_{\text{лп}}}{K_{\lambda}F_{\lambda}} \quad (3.20)$$

Для бака кубической формы имеем:

$$K_c = \frac{1}{K} (0,167C_{\text{рж}}\rho_{\text{рж}}a + C_M h\rho_M), \quad (3.21)$$

где  $\rho_{\text{рж}}$ ,  $\rho_M$  - плотность рабочей жидкости и металлической части;  $a$ ,  $h$  - сторона куба и толщина стенки бака.

Из этой зависимости видно, что с увеличением размеров бака по «а» аккумулирующая способность бака будет увеличена.

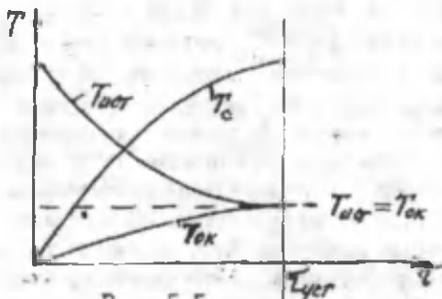
Если будем считать, что часть тепловой энергии будет пропорциональна  $K_c$  и аккумулирована в системе, то остальная  $(1-K_c)$  часть будет рассеяна в окружающую среду, т.е.

$$T_{\text{ИКТ}} = T_c + T_{\text{ок}} = K_c T_{\text{ИКТ}} + (1-K_c) T_{\text{ИКТ}} \quad (3.22)$$

При выходе системы в установившемся режиме

$$T_{\text{ИКТ}}^{MCT} = T_{\text{ок}}^{MCT}, \quad T_c^{MCT} = K_c T_{\text{ИКТ}}^{MCT}, \quad \Delta T_c = 0, \quad \Delta T_{\text{ок}} = 0. \quad (3.23)$$

Графически это представляется нам как



Время и характер выхода системы в установившемся режиме для каждой системы, даже при  $T_{\text{ИКТ}} = \text{const}$  определяется значением  $K_c$ .

Для значений  $K_c^1 < K_c^2 < K_c^3$  соответствующие зависимости будут иметь вид (рис.3.3).

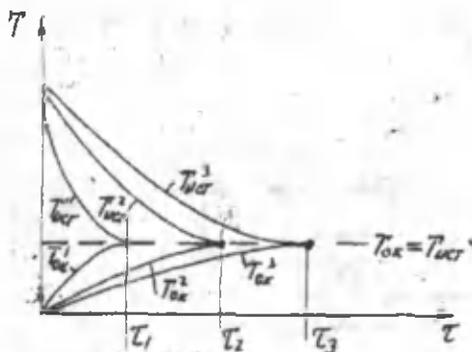
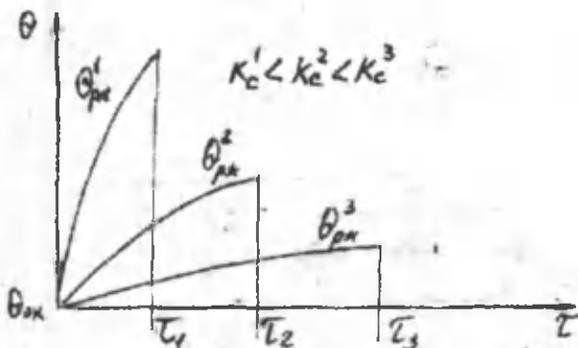


Рис.3.3.

С увеличением  $K_i$  время стабилизации наступит более поздно, соответственно величина температуры  $\theta_{рж}^{K_i}$  также будет низкой, т.е.



Поскольку температура РЖ зависит от  $K_i$  и обратно пропорционально ему, то зависимость  $\theta_{рж}$  от времени работы гидропривода может быть выражена экспоненциальной функцией

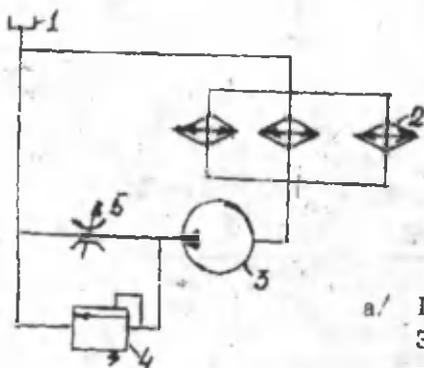
$$\theta_{рж} = A \exp\left(-\frac{K_i}{\tau}\right) + \theta_{ок}, \quad (3.24)$$

где  $A$  - предэкспоненциальный коэффициент, зависящий от временного источника тепла или вязкости РЖ.

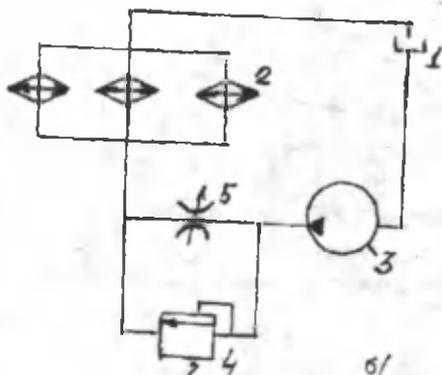
Данная функция описывает выше представленные графические зависимости для разных  $K_i$ .

Исходя из рассмотренного могут быть представлены несколько схем гидропривода с теплогенератором, для использования выделяемого тепла в целях обогрева окружающей среды.

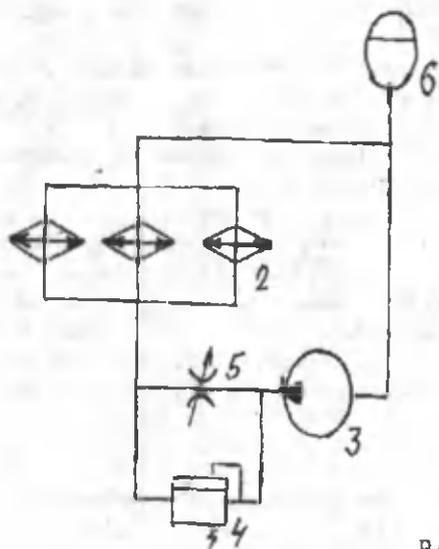
Возможные схемы гидропривода с теплогенератором



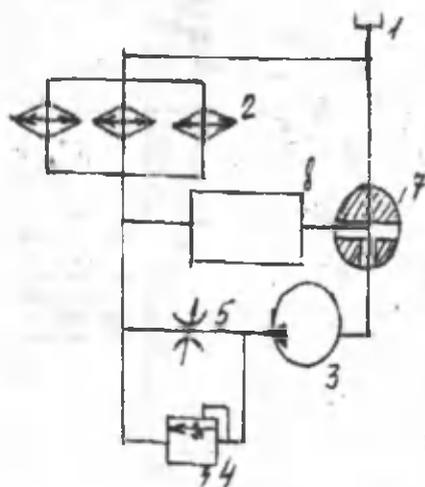
а/ 1 - бак; 2 - радиаторы ;  
3 - насос ; 4 - предохра-  
нительный клапан ; 5 - регу-  
лируемый дроссель



б/



В/ 6 - гидроаккумулятор



Г/ 7 - трехходовой кран ;  
8 - накопительная емкость

Рис.3.4

В приведенных схемах рабочая жидкость под атмосферным давлением истекает через радиаторы (а), под давлением слива (б), под

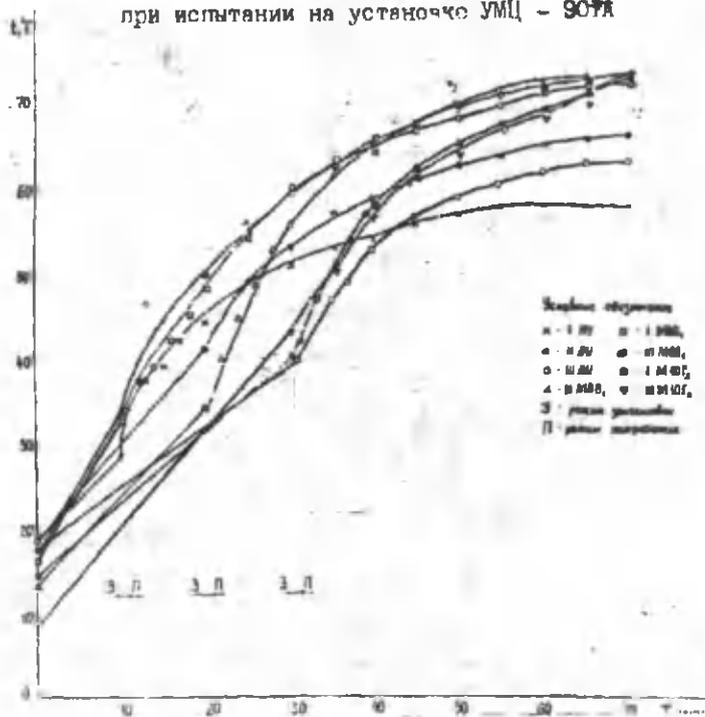
давлением гидроаккумулятора (в) и частичной рециркуляцией через накопительную емкость (г).

Для повышения надежности гидропривода желательно бы иметь систему с низким давлением (а), однако скорость циркуляции, а значит скорость теплообмена лучше в системах (б) и (в).

Особенностью системы (г) является возможность предварительного обогрева РЖ в коротком круге циркуляции.

Ознакомимся с некоторыми результатами исследований, касающихся схемы (г) (рис.3.4). Были испытаны масла АУ, М8В<sub>1</sub> и М10Г<sub>2</sub> в маслоочистительной установке УМЦ-901А. Потребляемая мощность двигателя 2,2 кВт, частота вала центрифуги  $n = 7500 \text{ мин}^{-1}$ , производительность центробежного насоса 35 л/мин. Испытание проводилось с предварительным обогревом РЖ через накопительную емкость в режиме закольцовки с последующим переключением в режим потребителя.

Зависимость температур масел от времени при испытании на установке УМЦ - 901А



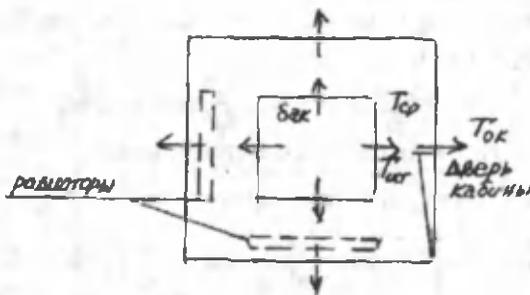
Как видно из данных, все кривые температур по истечении 60 мин работы установки выходят в установившийся режим. Данные для масла АУ лежат ниже, поскольку оно имеет низкую вязкость. С точки зрения достижения высокой температуры эффективным является использование масла большей вязкости и сокращенный режим закольцовки.

Отсутствие данных изменения температуры РЖ в накопительной емкости в режиме закольцовки не позволяет объяснить потери тепла до переключения в режим потребителя. Следует отметить, что высокая исходная температура РЖ сокращает время выхода системы в установившийся режим.

Рассмотрим необходимые условия работы и определим параметры гидропривода с теплогенератором для его использования в качестве обогревателя кабины хлопкоуборочного трактора.

Представив кабину водителя в кубической форме, а обогреватель в форме бака /кубическая/ установленный в центре кабины. В представленной конструкции обогреватель будет изготовлен из радиаторов и установлен впереди кабины под щитком приборов и с боку кабины.

Схема кабины с обогревателем



Изменение температуры в данном направлении теплоотдачи будет иметь следующий вид



Схема изменения температуры при теплоотдаче  
Необходимым условием работы обогревателя является:

1- обеспечение в кабине водителя  $\theta_{cP} = 18^{\circ}\text{C}$  в пределах температуры окружающей среды  $\theta_{OK} = -10 - 0^{\circ}\text{C}$ ;

2- требуется достичь температуры в кабине за короткое время  $\tau_{уст}$ ;

3- в установившемся режиме должно соблюдаться условие равенства тепла источника  $T_{ИК}$  с теплом, отдаваемым в окружающий воздух  $T_{OK}$  *жж*.

Тепло, содержащееся в обогреваемой воздушной среде кабины, будет определяться как

$$T_{cP} = C_{ВО} m_{ВО} (\theta_{cP} - \theta_{OK}) \quad (3.25)$$

Тепло, отдаваемое в окружающий воздух, находится как

$$T_{OK} = K_k F_k (\theta_{cP} - \theta_{OK}). \quad (3.26)$$

Тепло, отдаваемое из бака в кабину, находим из

$$T_{OKB} = K_d F_d (\theta_D - \theta_{cP}) \quad (3.27)$$

В установившемся режиме оно равно теплоте отдаваемым источником, т.е.

$T_{И'Т} = T_{OKB} = K_d F_d (\theta_c - \theta_{cP})$  и оно должно равняться

$$T_{OK} = K_k F_k (\theta_{cP} - \theta_{OK}) = K_d F_d (\theta_c - \theta_{cP}) \quad (3.28)$$

Поскольку температура  $\theta_{cP}$  и  $\theta_{OK}$  задаются, необходимо найти температуру РЖ в баке  $\theta_c$ :

$$\theta_c - \theta_{cP} = \frac{K_k F_k}{K_d F_d} (\theta_{cP} - \theta_{OK}) \quad \text{или} \quad \theta_c = \frac{K_k F_k}{K_d F_d} (\theta_{cP} - \theta_{OK}) + \theta_{cP} \quad (3.29)$$

Задаваясь  $F_{бак}$  находим  $\theta_c^{уст}$ . с другой стороны

$\theta_c = A \exp\left(-\frac{K_c}{\tau}\right) + \theta_{OK}$  и в стационарном режиме

$$\theta_c^{уст} = A \exp\left(-\frac{K_c}{\tau_{уст}}\right) + \theta_{OK} \quad \text{или} \quad \ln \frac{\theta_c^{уст} - \theta_{OK}}{\theta_{OK}} = \ln A + \left(-\frac{K_c}{\tau_{уст}}\right) = \ln A - \frac{K_c}{\tau_{уст}}, \quad (3.30)$$

$$\tau_{уст} = \frac{\ln A - \ln(\theta_c^{уст} - \theta_{OK})}{K_c}$$

Задаваясь  $F_{бак}$  находим  $m_{РЖ}$  и  $m_{ПР}$  и далее  $K_c$ :

$$K_c = \frac{C_{РЖ} m_{РЖ} + C_{ПР} m_{ПР}}{K_d F_d} \quad (3.31)$$

Оптимизацию параметров системы необходимо будет производить исходя из возможных пределов изменения параметров бака.

Время стабилизации температуры  $\theta_{cP}$  можно будет установить из аналогичных зависимостей:

$$\theta_{cP} = A_{cP} \exp\left(-\frac{K_c^{cP}}{\tau}\right) + \theta_{OK}, \quad (3.32)$$

где  $K_c^{cP}$  - коэффициент аккумуляции тепла кабины

$$K_c = \frac{T_{cP}}{T_{нП}} = \frac{T_{cP}}{T_{ок}} = \frac{(C_{вод} m_{вод} + C_m m_k)(\theta_{cP} - \theta_{ок})}{K_k F_k (\theta_{cP} - \theta_{ок})} \quad (3.33)$$

$$\tau_{cP}^{cP} = \frac{\ln A_k - \ln(\theta_{cP}^{ок} - \theta_{ок})}{K_c^{cP}} \quad (3.34)$$

Скорость нарастания температур  $\theta_{рх} - \theta_i$  и  $\theta_i$ , кроме конструктивных параметров зависит от мощности привода насоса, вязкости, теплоемкости, теплопроводности РЖ, системы и других частей привода, теплоотвода от обогревателя-бака и конструкции дроссельной или иной установки, создающей гидравлические сопротивление.

Сравнение некоторых показателей жидкости и металлов для жидкости:

$$\rho_{\text{МАСЛО}} = 0,9 \text{ Мг/м}^3; \quad \rho_{\text{ГЛИЦЕРИН}} = 1,26 \text{ Мг/м}^3; \quad \rho_{\text{ВОДА}} = 0,99 \text{ Мг/м}^3;$$

$$C_{\text{ГЛИЦЕРИН}} = 2,4 \text{ кДн/кг. к}; \quad C_{\text{ВОДА}} = 4,19 \text{ кДн/кг. к};$$

$$\lambda_{\text{МАСЛО}} = 0,12 \text{ Вт/м.к.}; \quad \lambda_{\text{ВОДА}} = 0,65 \text{ Вт/м.к.}; \quad \lambda_{\text{СПИРТ ЭТИЛОВЫЙ}} = 0,17 \text{ Вт/м.к.};$$

$$\lambda_{\text{ГЛИЦЕРИН}} = 0,28 \text{ Вт/м.к.}$$

Для воздуха:

$$\rho_{\text{ВОДУХ}} = 1,29 \text{ Мг/м}^3; \quad C_{\text{ВОДУХ}} = 1,0 \text{ кДн/кг. к}; \quad \lambda_{\text{ВОДУХ}} = 257 \cdot 10^{-4} \text{ Вт/м.к.}$$

Для металлов:

$$\rho_{\text{ЖЕЛЕЗО}} = 7,88 \text{ Мг/м}^3; \quad C_{\text{ЖЕЛЕЗО}} = 0,45 \text{ кДн/кг. к}; \quad \lambda_{\text{ЖЕЛЕЗО}} = 74 \text{ Вт/м.к.};$$

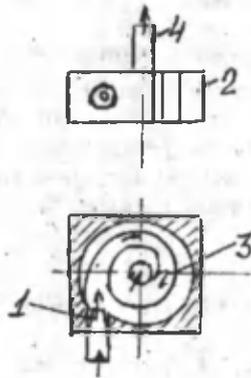
$$\lambda_{\text{ТАЛЬ}} = 45,4 \text{ Вт/м.к.}; \quad \lambda_{\text{ЧУГУН}} = 62,8 \text{ Вт/м.к.}; \quad \rho_{\text{АЛЮМ}} = 2,7 \text{ Мг/м}^3; \quad C_{\text{АЛЮМ}} = 0,88 \text{ кДн/кг. к}; \quad \lambda_{\text{АЛЮМ}} = 209,3 \text{ Вт/м.к.}$$

Вода и органические жидкости как спирт, эфир и масло имеют противоположные теплофизические показатели. Так для обогрева воды потребуется больше энергии, однако она более теплопроводна, а значит скорость обогрева больше. Для органических жидкостей же наоборот.

Из металлов для обогрева алюминия требуется больше энергии, чем для железа, однако алюминий имеет большую теплопроводность. При одинаковых габаритов радиаторов теплоемкость железных или чугунных радиаторов будет большей. Поэтому в технике алюминиевые радиаторы используются для охлаждения систем, а железные или чугунные для обогрева. В качестве рабочей жидкости для обогрева наиболее подходит глицерин, т.к. он еще имеет высокую температуру кипения - 290°C.

Для дросселирования РЖ используются установки с шелевыми и круглыми отверстиями. С учетом того, что наибольшие энергетические потери происходят при расширении потока РЖ, нами предлагается нижеследующая конструкция теплогенератора.

## Предлагаемая конструкция теплогенератора



Рабочая жидкость от насоса поступает в конфузор – 1 и входит в камеру расширения – 2, где далее поток скручивается по спирали – 3 и отводится по трубопроводу – 4 к радиаторам. Потери энергии происходят как при расширении потока РЖ, так и при трении по спиральным каналам теплогенератора.

### Выводы:

1. Главными источниками тепла при работе гидропривода являются внутреннее трение в жидкости, связанное с ее вязкостью, и гидравлическое сопротивление элементов привода.
2. Установившаяся температура в гидроприводе зависит от температуры окружающей среды, вязкости рабочей жидкости и тепловой емкости гидропривода.
3. Температура рабочей жидкости в гидроприводе определяется экспоненциальной зависимостью, где показателем экспоненты является коэффициент, аккумулирующий способности гидропривода, определяемый как отношение суммы теплоемкостей рабочей жидкости и материалов привода к поверхности теплоотдачи.
4. Необходимая для обогрева кабины трактора температура рабочей жидкости в гидроприводе с теплогенератором определяется из отношения площадей теплоотдачи кабины и обогревателя.

### 3.2. Синтез очистителя калиброванных деталей, работающих в контакте с углеводородными жидкостями

Поиск жидкости, супер концентрация которой могла бы заливаться в углеводородное топливо для растворения смолистых выделений, углерода /сажа/, покрывающих в процессе эксплуатации отверстия жиклеров и другие каналы системы питания автотранспортных средств в течение ряда лет является актуальной задачей Физико-химической механики. Метод привлекает специалистов тем, что нет необходимости разборки деталей системы питания двигателей для их очистки, а сам процесс очистки производится прямо на работающем двигателе.

Поскольку синтезированный состав за счет влияния на шероховатость и модификацию рабочей поверхности снижает гидрозрозионный износ деталей системы питания, через которое проходит жидкое углеводородное топливо - повышается работоспособность жиклеров, а в условиях большой разномарочности автотранспортных средств в республике, применение очистителем жидкости дает и значительный экономический эффект.

Был произведен обзор зарубежной литературы и сделана подборка и анализ патентов и изобретений, связанных с очисткой деталей машин.

После этого был синтезирован препарат для очистки жиклеров с целью проведения предварительных испытаний на автомобиле.

Было учтено то обстоятельство, чтобы растворяемая концентрация не повлияла на процесс сгорания в двигателе.

Проведенные дорожные испытания очистителя показали, что топливные жиклеры очищаются после расхода концентрации, составленной на одном полном баке.

После этого увеличивается экономия топлива, улучшается приемистость автомобиля, уменьшаются выбросы из выхлопной трубы за счет более полного сгорания.

Вид жиклера под микроскопом показывает, что поверхность уменьшает шероховатость и становится очищенной.

Тусклая поверхность рабочей части жиклера приобретает блеск за счет растворения поверхностной пленки окислов толщиной до 0,1 мкм.

Теоретические исследования механизма разрушения от загрязняющих покрытий жиклеров и распылителей форсунок позволили определить основные факторы, влияющие на процесс очистки и разработать программу и методику экспериментальных исследований

Как показывают исследования, и практика одним из характерных отказов дизельной топливной аппаратуры /ДТА/ в эксплуатации является закоксовывание распылителей форсунок /РФ/.

При переходе к дизелям с непосредственным впрыскиванием проблема закоксовывания многоструйных распылителей была частично решена путем совершенствования конструкций ДТА, При переходе к дизелям с турбонаддувом, при использовании топлив утяжеленного и

расширенного фракционного состава проблема закоксовывания РФ вновь встает в ряд актуальных. В связи с этим для обеспечения работоспособности № дизелей помимо совершенствования ДТА, необходима организация профилактических мероприятий по очистке РФ и т.д.

Основные задачи исследований, связанных с созданием очистителя, сформированы нами следующим образом:

- Дать теоретические предпосылки разработки очистителя топливных жиклеров карбюраторов;

- Провести теоретические и экспериментальное исследование средней скорости двигателя жидкости через топливный жиклер, обеспечивающий отрыв частиц загрязнений при его очистке.

- Разработать и синтезировать рецептуру нового моющего средства для очистки жиклеров без их разборки.

- Исследовать технологические свойства растворов разработанного моющего средства.

- Изготовить 5 порций моющего средства для добавления в топливо при очистке системы питания автотранспортных средств,

- Провести испытания очистителя на работающем двигателе.

- Дать выводы, рекомендации и заключение.

За показатель, характеризующий эффективность очистки принимаем очищающую способность (ОС) раствора, которая определяется гравиметрическим способом и выражается в процентах

$$ОС = \frac{M - M_0}{M - M_1} 100\%.$$

где  $M$  - масса образца с покрытием до очистки, мг;  $M_0$  - масса образца после очистки, мг;  $M_1$  - масса образца, мг.

Взвешивание образцов производится на аналитических весах модели ВЛР-200 (2-й класс точности).

Экспериментальные исследования проводились с помощью стеклянных шприцов. В качестве загрязнителя применялись частицы масляной краски "встряхнутой" в бензине, при этом получились различные размеры загрязняющих частиц на внутренней стороне шприца.

В качестве промывочной жидкости использовался - бензин марки А-76 при температуре 20-22°C.

Механизм воздействия моющего средства на жиклер и РФ на наш взгляд заключается в следующем:

- в начале происходит адсорбция раствора на поверхности загрязнений и его диффузия в объеме загрязняющей пленки;

- по истечению времени очищающий раствор достигает поверхности подложки /металла/, происходит замещение адгезионных связей подложка-покрытие на связи очищающий раствор-подложка;

- происходит распад химически нестойких связей пленка образующего вещества;
- десорбция продуктов инструкции с рабочей поверхности жиклера в раствор, характеризующиеся уменьшением массы загрязняющей пленки /а, следовательно, и самого жиклера, РФ/.

На основании лабораторных опытов, проведенных на автомобиле ВАЗ-2109 можно сделать следующие выводы по улучшению супер - концентрации очистителя жиклеров:

1. Основа очистителя должна быть углеводородная, поскольку он вливается в углеводородное топливо.
2. В синтезируемых очистителях не должен присутствовать спирт или его компоненты.
3. Очиститель работает эффективнее, когда в его составе имеется керосин, смазочное масло, дистилляты.
4. Концентрация очистителя должна быть такой, чтобы производить смешивание с бензином в пропорции 1:200.
5. Очистка на работающем двигателе должна проходить от 30 до 50 минут.

Выводы:

1. Эрозия по своей природе является дискретным, аккумулятивным процессом. До сих пор остаются неизученными вопросы влияния поверхностных пленок на эрозию.
2. Дается анализ уравнения, из которого можно определить условия соответствия максимального расхода и критического режима истечения из жиклера, а также длину жиклера, при которой достигается критический режим.
3. Приведена зависимость интенсивности изнашивания жиклера от скорости жидкости с абразивом при различных углах соударения. Увеличение скорости соударения приблизительно в 1,8 раза увеличивает интенсивность изнашивания в 4,2 раза. Максимальное значение интенсивности и изнашивания наблюдается при угле соударения  $75^\circ$ , что объясняется свойствами материала, из которого изготавливают жиклер.
4. Определены скорости износа жиклера на основе экспериментальных данных и использования метода определения полиномиальной регрессии. Полученные результаты дали хорошую сходимость.
5. Скорость эрозийного изнашивания имеет 4 четко выделенных периода: инкубационный период /около 160 часов/; период при котором скорость эрозии возрастает до максимального значения /около 720 часов/; период стабилизации эрозийного воздействия /примерно до 840 часов/ и период падения скорости эрозии /после 840 часов наработки/.

### 3.3. Экспериментальные и численные исследования термодинамики гидравлических силовых систем

*Математическое моделирование и численное исследование термодинамики гидравлической системы.* В данной части работы проводится сравнение численных результатов с экспериментальными.

Для математического моделирования данного процесса был использован первый закон термодинамики:

$$Nd\dot{t} = IdT + \phi dt, \quad (3.35)$$

где  $N$  - мощность всех источников тепла,  $I$  - энтальпия всей системы,  $\phi$  - мощность теплопередачи в окружающую среду.

Источниками тепловыделения в системе являются потери мощности в насосе, в гидроцилиндре, на трение по длине труб, на сопротивление дросселя и на необратимый процесс сжатия рабочей жидкости. Потеря мощности в насосе определяется как

$$N_{\text{н}} = W(1 - \eta), \quad (3.36)$$

где  $W$  - мощность насоса,  $\eta$  - к.п.д. насоса. По паспортным данным для данной марки насоса  $W = 1100$  Вт,  $\eta = 0.91$ .

Потери мощности на преодоление трения труб и сопротивления дросселя определяется формулой:

$$N_{\text{д}} + N_{\text{тр}} = \Delta P Q \quad (3.37)$$

здесь  $\Delta P$  - общее падение давления,  $Q$  - объемный расход жидкости.

Что же касается потери мощности в гидроцилиндре, то она происходит в результате трения поршня, следовательно:

$$N_{\text{ц}} = F_{\text{тр}} v, \quad (3.38)$$

где  $F_{\text{тр}}$  - сила трения поршня,  $v$  - скорость поршня. Для нахождения силы трения было найдено давление холостого хода поршня, которое было равно  $P_x = 2$  кг/см<sup>2</sup>. Следовательно

$$F_{\text{тр}} = P_x S, \quad (3.39)$$

где  $S$  - площадь поверхности поршня.

Совершаемая работа при сжатии жидкости определяется:

$$A = p \Delta V, \quad (3.40)$$

$\Delta V$  - изменение объема жидкости в результате сжатия. Известно, что

$$\Delta V = V \left( P + \frac{V_0}{V} B \right) / B. \quad (3.41)$$

здесь  $V$  - объем жидкости,  $V_0$  - объем воздушных пузырей в жидкости,  $B$  - коэффициент сжимаемости масла, равный  $B = 1.7 \cdot 10^9$  Па. Как отмечено, что  $V_0 / V = 0.1$ . Если учесть, что

$$\frac{dV}{dt} = Q \quad (3.43)$$

то получим для мощности следующую формулу:

$$N_{сж} = \frac{dA}{dt} = PQ \left( P + \frac{V_0}{V} B \right) / B \quad (3.44)$$

Данный тепловой процесс будем считать необратимым, поэтому работа, совершаемая при сжатии жидкости, полностью переходит во внутреннюю энергию системы.

При небольших давлениях имеем:

$$N_{сж} = PQ \frac{V_0}{V} \quad (3.45)$$

Теперь рассмотрим правую часть уравнения (3.35). Количество тепловой энергии, которая идет на повышение температуры рабочей жидкости и агрегатов системы (повышение энтальпии) при изменении его на  $dT$  равно:  $1 dT = (C_{ж} M_{ж} + C_{аг} M_{аг}) dT$  (3.46)

$C$  - теплоемкость,  $M$  - масса. Известно, что теплоемкость является функцией от температуры, поэтому при математическом моделировании использовалась аппроксимационная формула, полученная из справочных данных.

Количество тепла, рассеиваемое в окружающую среду, определим по формуле:

$$\Phi dt = kF(T - T_{ср}) dt. \quad (3.47)$$

где  $k$  - коэффициент теплопередачи,  $F$  - площадь поверхности системы,  $T$  - температура рабочей жидкости (температуру агрегата будем считать равной температуре рабочей жидкости). Коэффициент теплопередачи был заимствован:

$$k = 9.3 + 0.047 \cdot (T - T_{ср}) + 7\sqrt{v} \quad (3.48)$$

где  $v$  - скорость воздушного потока.

При численном моделировании необходимые параметры были равны: масса жидкости  $M_{ж} = 12$  кг, масса агрегата  $M_{аг} = 10$  кг, объемный расход жидкости через насос  $Q = 3/16$  л/сек, площадь поверхности охлаждаемой части системы  $F = 0.61$  м<sup>2</sup>, диаметр поршня 4 см<sup>2</sup>.

Для численной реализации уравнения (3.35) был использован явный конечно - разностный метод второго порядка точности. Шаг по времени при интегрировании уравнения был выбран таким, что прогнозируемая ошибка численного метода не превосходила 0,1%.

На рис. 3.7 иллюстрированы экспериментальные и расчетные данные для изменения температуры системы без гидроцилиндра, причем экспериментальные данные представлены в виде аппроксимационной формулы:

$$T = 38 - 12 \text{ EXP}(-t/1800) \quad (3.49)$$

где  $t$  - время (в сек).

В данном случае суммарный перепад давления в дросселе и в трубах был  $\Delta P = 7$  кг/см<sup>2</sup>, температура окружающей среды  $T_{ср} = 17^\circ\text{C}$ , а скорость воздушного потока  $v = 1.2$  м/сек<sup>2</sup>, при этом среднеквадратичная ошибка оказалась 3%, а дисперсия  $0.99^\circ\text{C}$ . На рис. 5.4. показана

аналогичная кривая для системы с гидроцилиндром, оказалось что, результаты с небольшой нагрузкой (10 кг) и без нагрузки отличаются очень мало. Во время эксперимента скорость воздушного потока была равна  $v = 0,7$  м/сек, температура окружающей среды  $T_{\text{ср}} = 5^{\circ}\text{C}$ , скорость поршня 1,4 см/сек, а перепад давления  $\Delta P = 11,4$  кг/см<sup>2</sup>. Для аппроксимации использовалось выражение:

$$T = 36,5 - 20,5 \text{EXP}(-t/2300) \quad (3.50)$$

Полученная среднеквадратичная ошибка 4%, дисперсия  $1,01^{\circ}\text{C}$ .

На рис.3.9 показываются результаты с переменной нагрузкой, причем во время эксперимента температура окружающей среды была равна  $6^{\circ}\text{C}$ , перепад давления  $11,4$  кг/см<sup>2</sup>, скорость воздушного потока  $0,7$  м/сек, а скорость поршня  $0,5$  см/сек.

Аппроксимационная формула:

$$T = 39 - 10 \text{EXP}(-t/1400) \quad (3.51)$$

Среднеквадратичная ошибка оказалась 3%, дисперсия  $1,01^{\circ}\text{C}$ .

Полученные результаты показывают, что расчеты хорошо совпадают с экспериментом, следовательно, математическое моделирование может служить хорошим инструментом при проектировании гидравлических систем машин для оптимизации их термических характеристик.

*Экспериментальные исследования.* При проектировании объемных гидравлических силовых систем необходимо проводить расчет и анализ термодинамических параметров ее различных органов, т.к. в гидравлической переносимая жидкостью энергия передается внешнему потребителю и, кроме того, рассеивается внутри потока, вызывая нагрев жидкости. Данное явление оказывает негативное влияние на функционирования гидравлических систем, т.к. высокая температура увеличивает, скорость коррозии и износа соединения, ухудшает динамические характеристики агрегатов вследствие уменьшения модуля упругости жидкости.

*Краткое описание стенда лабораторных исследований.* Для лабораторных исследований термодинамики гидравлической системы, был построен стенд, состоящий из насоса марки БГ12-41А, масляного бака размером  $0,26 \times 0,3 \times 0,22$  м<sup>3</sup>, предохранительного клапана, дросселя, и гидроцилиндра. Во время эксперимента стенд проветривался воздушным потоком, и в качестве рабочей жидкости использовалось масло, которое являлось смесью трансформаторного масла – 25% и МС-20-75%.

*Основные результаты лабораторных исследований.* Эксперимент был проведен для 4-х процессов: а) без гидроцилиндра, б) с холостым ходом гидроцилиндра, в) с постоянной нагрузкой в гидроцилиндре (10 кг), г) с переменной нагрузкой.

Во всех случаях были получены давления до и после дросселя. Получено давление в рабочей полости гидроцилиндра. Получена температура рабочей жидкости. Получен расход жидкости. Получена скорость движения поршня гидроцилиндра. Измерялась температура окружающей среды. Измерялся полный вес рабочей жидкости и агрегата.

*Устройство.* Стенд (рис.3.5) включает в себя основание 6, на котором смонтированы монтажная стойка 1, насосная установка 9, блок питания 10, пульт управления 11, три силовых цилиндра 29, напорный коллектор 21, сливной коллектор 26, два сдвоенных тройника 25, монтажную панель 27, поддон 18 (рис.3.6).

На панели монтажной стойки 1 размещены - золотник включения манометра 2, манометр 13. В нижней части стенда расположена насосная установка 9, которая включает в себя пластинчатый насос, электродвигатель 3, заливной фильтр 18, соединенный трубопроводом со сливы коллектором 26, шелевой фильтр 17, напорный клапан 5, два маслоуказателя 15, масляный бак 7. Валы электродвигателя масляного насоса соединены между собой упрругой муфтой. Напорный клапан 5 используется в гидросистеме в качестве переливного гидроклапана для поддержания заданного давления путем непрерывного слива в бак избыточной рабочей жидкости во время работы насоса. Заливной фильтр 16 предназначен для фильтрации масла при заправке в бак и сливе из гидросистемы. Для подключения гидроаппаратов к гидросистеме используются гибкие трубопроводы. Золотник включения манометра 2 предназначен для подключения манометра к гидравлической системе в двух точках. Одной является полость напорного клапана (положение «1» рукоятки), что позволяет контролировать давление в линии нагнетания насосной установки, второй точкой (положение «2» рукоятки) может быть любая магистраль, где необходимо замерить давление рабочей жидкости.

1941 PNE CONTROL

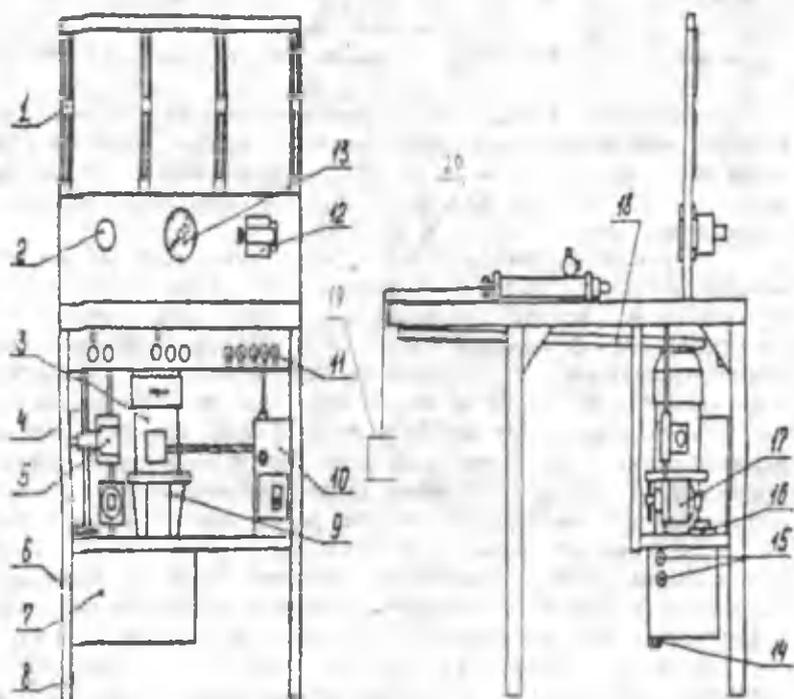


Рис.3.5

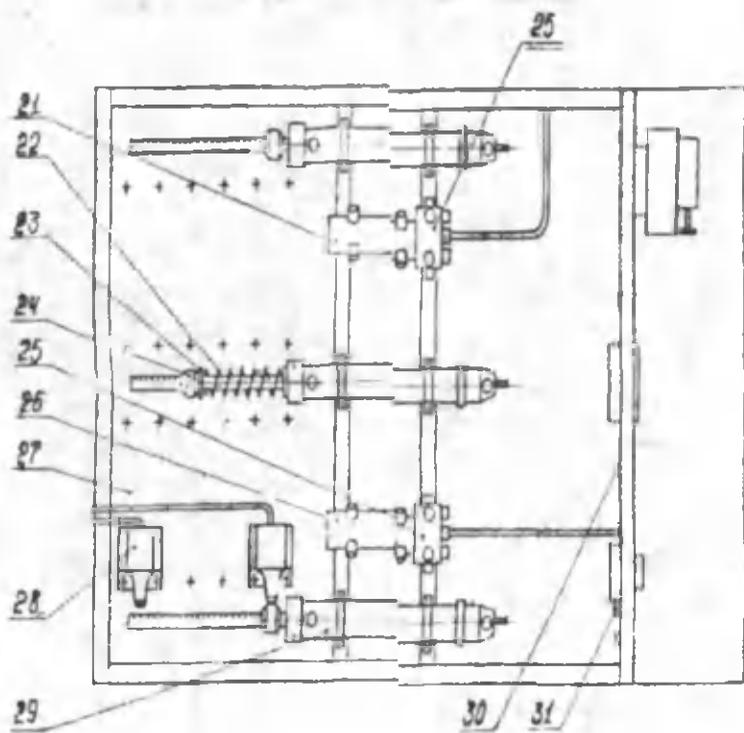


Рис.3.6

Измерения температуры системы в гидроцилиндре  
при переменной нагрузке

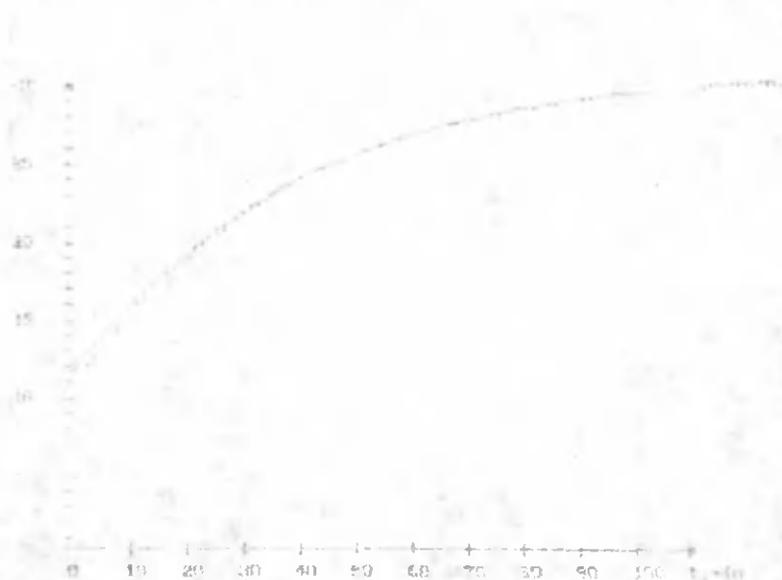


———— численный расчет,

----- аппроксимация экспериментальных данных.

Рис.3.7

Изменения температуры системы с гидроприводом  
без нагрузки



———— численный расчет,

----- аппроксимация экспериментальных данных.

Рис.3.8

















Очевидно, что форма частицы и ее ориентация при контакте являются важными параметрами наряду со скоростью частицы, углом падения и свойствами материала частицы.

Максимальная импульсная нагрузка  $F_m$  зависит от характеристик упругости материала преграды и частицы, а также от плотности  $\rho$ , радиуса  $r$  и скорости  $v$  частицы

$$F_m = (125 \rho r^3 / 48) v^2 (E / E') \sin^2 \alpha \quad (4.3)$$

где  $E$  - модуль юнга преграды

$$k = 9/16 [(1 - \nu_1) + (1 - \nu_2) E / E'] \quad (4.4)$$

безразмерная величина, зависящая от коэффициента Пуассона  $\nu$  преграды и  $\nu$  частицы / и от модуля  $E$  преграды и  $E'$  частицы /

Потери объема вследствие эрозии

$$V = (\mu \rho v k d) g(a), \quad (4.5)$$

где  $m$  - масса частицы;

$v$  - скорость удара;

$k$  - отношение вертикальной составляющей силы воздействия частицы к горизонтальной составляющей;

$d$  - глубина среза;

$g(a)$  - функция, характеризующая влияние угла падения  $a$ .

Этот подход успешно применялся для объяснения многих особенностей эрозии под действием твердых частиц.

Шелдон и Кенер исследуя механизм эрозии пластичных материалов под действием одиночных частиц, получили несколько другое выражение для потерь объема вследствие эрозии:

$$(4.6)$$

где  $d$  - диаметр /сферической/ частицы;

$\rho$  - плотность частицы;

$H$  - твердость материала по Виккерсу.

Критическая скорость, при которой образуются трещины, определится как

$$v_c = (48/125) (H / \rho) \sqrt{7.4 / V} \quad (4.7)$$

где  $y'$  - безразмерная постоянная материала, определяемая экспериментально;  $A_c$  - критический коэффициент интенсивности напряжения материала преграды.

При скоростях частиц меньших этой критической скорости разрушение и, следовательно, эрозия возникать не будет.

Под влиянием работы Кука почти во всех исследованиях по эрозии стали использовать широко известную в настоящее время формулу для давления гидравлического удара

$$p_k = \rho v^2 \quad (4.8)$$

где  $\rho_0$  - плотность жидкости;  $c_0$  - скорость звука в жидкости /в воде и бензине  $c_0 = 1500$  м/с;  $v_0$  - скорость жидкости перед ударом.

Давление гидравлического удара получено в одномерном приближении и соответствует давлению, возникающему между плоскими поверхностями при столкновении полубесконечного объема жидкости с полубесконечным жестким телом. При таком подходе не учитывается форма падающей частицы на характеристики ударной волны, распространяющейся в жидкости.

В некоторых работах отмечается существование связей между скоростями эрозии, с одной стороны, и теплопроводности и удельными теплоемкостями – с другой, по подробным объяснениям этих связей не имеется до настоящего времени.

Влияние температуры на деформацию во многих случаях может быть значительным. В остальном тепловые элементы могут быть существенными только для высокотемпературной эрозии.

Анализ отечественных и зарубежных исследований показывает, что до сих пор остаются неизученными такие вопросы; связанные с эрозией, как:

1. влияние динамических эффектов ударов на материалы
2. реакция сложных микроструктур материалов на удары;
3. влияние прочных поверхностных слоев на эрозию;
4. роль трещиностойкости материала и свойств пластического течения;
5. влияние окружающей среды на эрозию.

Чтобы правильно рассчитать скорость уноса материала в результате воздействия жидкости необходимо:

1. выделить и измерить свойства твердого тела, характеризующие его сопротивление эрозии;
2. выделить и определить интенсивность воздействия среды;
3. разработать модель эрозии, устанавливающую зависимость изменяющейся по времени скорости эрозии от свойств материала и жидкости, а также параметров динамического воздействия среды

Покажем схематично (рис.4.5) общую схему упрощенной модели эрозии и расчета характеристик эрозии и связанных с нею процессов.

Средняя толщина пленки в момент удара капель

$$\delta = [3\eta D / (4\rho v)]^{1/2}, \quad (4.9)$$

где  $D$  - диаметр орбиты образца;  $\eta$  - вязкость жидкости;  $\rho$  - плотность жидкости;  $v$  - скорость.



Для расчета давления на границе капли в момент начала сечения можно использовать интеграл Бернулли для сжимаемого установившегося течения

$$\int \frac{1}{\rho} dP = \frac{1}{2} u^2 + c_0 \quad (4.10)$$

где  $u$  - радиальная скорость, равная  $u = (\alpha c_0 t)$ ;  $c_0$  - скорость звука в воде;  $u$  - скорость удара;  $\alpha$  - числовая константа, характеризующая сферичность капли  $\alpha \approx 0,4$ .

Общая схема расчета характеристик эрозии и связанных с нею процессов представлена на рис.4.6.

Как видно из схмы для расчета характеристик необходимо описание движения жидкости внутри жиклера.

Общая схема расчета характеристик эрозии и связанных с нею процессов



Рис.4.6.

Исходными уравнениями для описания движения жидкости внутри жиклера служат уравнения Бернулли, неразрывности и Клайперона. Уравнение Бернулли с учетом потерь на трение в дифференциальной форме имеет вид

$$\frac{dP}{\rho} + c_0 \alpha \alpha \alpha = -\chi \frac{dx}{d} \quad (4.11)$$

где  $P$  - давление, Па;  $\rho$  - плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $u$  - скорость жидкости в жиклере, м/с;  $x$  - вертикальная координата, м;  $d$  - внутренний диаметр жиклера, м;  $\chi$  - коэффициент сопротивления трения жидкости,

$$\text{Для гидравлического гладкого жиклера } \chi = 0,079 \text{ Re}^{-0,25} \quad (4.12)$$

$\text{Re} = \rho u d / \mu$  - критерий Рейнольдса для потока жидкости

$\mu$  - коэффициент динамической вязкости.

Для удобства математического описания и анализа задачи прибегнем к безразмерной форме записи.

Тогда уравнение (4.11) с учетом соотношения (4.12), а также уравнений Клайперона и неразрывности примет вид

$$DfM^{1/2}X = 1 - P^2 + 2M^2 \ln P \quad (4.13)$$

где  $Df = 0.079 [Pd / \sqrt{RTM}]^{0.25}$  - безразмерный комплекс;  $X = x/d$  - безразмерная вертикальная координата;  $P = P/P_1$  - безразмерное давление;  $M = m(\rho_1/\sqrt{RT})$  - безразмерный массовый расход жидкости.

Из анализа уравнения (4.13) следует, что максимальный расход, соответствующий критическому режиму истечения из жиклера, имеет место при  $P_2 = M$ . Следовательно, при постоянном давлении  $P_2$  за жиклером заданной длины  $l/X = Z/l$  давление  $P_1$ , соответствующее кризису истечения находится из решения (4.13) при подстановке в него  $P = P_2 = M$ . При данных давлениях  $P_2$  и  $P_1$  из уравнения (4.13) может быть найдена длина жиклера, при которой достигается критический режим /обратная задача/.

*Исследование процесса электрогидравлического разряда при сферическом расширении канала разряда с учетом упругой стенки.*

Существующие математические модели электрического разряда в жидкости позволяют рассчитать нестационарные процессы с твердыми стенками. воздействие на упругую стенку подводного электроразряда с учетом движения границ является малоизученным и актуальным.

В настоящей работе рассматривается деформирование упругой стенки при действии на них внешнего действия, создаваемое подводным электрическим разрядом. Стенку считаем линейноупругой, однородной и изотропной. Перемещение такой упругой стенки описывается уравнением

$$\rho_s h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = P - P_1 \frac{E h w}{r_1^2 (1 - \nu_1^2)} \quad (4.14)$$

здесь  $\rho_s$  - плотность стенки;  $h$  - толщина стенки;  $w$  - отношение радиальной деформации  $\Delta r_2$  к расстоянию между мембраной и твердой стенкой в состоянии покоя;  $P_1$  - давление окружающей среды;  $E_1$  - модуль упругости;  $\nu_1$  - коэффициент Пуассона.

Из (4.14) с учетом граничного условия прилипания жидкости и предположением о малости деформации можно получить

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \frac{E_1 h}{r_1^2 (1 - \nu_1^2)} w|_{r=r_1} + \rho_s h \frac{\partial^2 (w|_{r=r_1})}{\partial t^2} \quad (4.15)$$

Движение жидкости в сферических координатах описывается уравнением

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial(r^2 \rho)}{\partial t} + \frac{\partial(r^2 \rho u)}{\partial r} &= 0, \\ \frac{\partial(r^2 \rho u)}{\partial t} + \frac{\partial[r^2(\rho + \rho u^2)]}{\partial r} &= r \rho_1 \end{aligned} \right\} \quad (4.16)$$

где  $r$ -радиальная координата;  $u$ - скорость течения;  $p$ - давление;  $\rho$ - плотность рабочей среды;  $t$ - время.

Уравнение состояния берется в виде /20/

$$p = A(1 + \beta p_0) - B \quad (4.17)$$

где  $\beta = 7$ ;  $A = 3,04 \cdot 10^8$  Па;  $B = A - P_0$ ,  $p_0 = 10^4$  кг/м<sup>3</sup>;  $D = 1,04 \cdot 10^7$  Па гидростатическое давление.

Уравнение баланса энергии в канале разряда /20/

$$\frac{dP}{dt} V + \frac{dV}{dt} P = E \quad (4.18)$$

для сферического расширения канала имеет вид

$$\frac{dP}{dt} + \frac{3x}{a} \frac{dE}{dt} = \frac{3(x^2)}{4\pi r^2} \frac{dE}{dt} \quad (4.19)$$

здесь  $V$ - объем канала;  $P$ , - давление канала;  $E$ - выделяемая энергия;  $a$ - радиус канала

Начальные и граничные условия для скорости и давления жидкости имеют следующий вид

$$\begin{aligned} u &= 0 \quad \text{при } t = 0 \\ D &= P_0, \quad u = da/dt \quad \text{при } r = 0. \end{aligned} \quad (4.20)$$

Таким образом система уравнений движения жидкости и стенки принимает следующий вид

$$\begin{aligned} \frac{d(r^2 \dot{u})}{dt} + \frac{d}{dt} \left( \frac{1}{2} \dot{u}^2 \right) &= 0, \\ \rho \left( \frac{d}{dt} + \frac{u}{r} \right) \frac{d}{dr} \left( \frac{1}{2} \dot{u}^2 \right) &= \frac{1}{D} \end{aligned} \quad (4.21)$$

$$\frac{dD}{dt} = \frac{Eh}{2\pi r(1-\nu^2)} - \frac{\rho \dot{u}^2}{2} \frac{e'u}{di \dot{u} dx}$$

Зависимость нормированной энергии берется в виде

$$\begin{aligned} \frac{E}{\rho g} &= 4\pi r^2 \int_0^z \frac{1}{2} \dot{u}^2 dz \\ \frac{E}{\rho g} &= 4\pi r^2 \int_0^z \frac{1}{2} \dot{u}^2 dz \quad \text{при } 0 < z < 0,5; \\ \frac{E}{\rho g} &= 4\pi r^2 \int_0^z \frac{1}{2} \dot{u}^2 dz \quad \text{при } 0,5 < z < 1; \end{aligned} \quad (4.22)$$

здесь  $\rho g$ - удельный вес жидкости;  $f(t) = E(t)/E_0$ - длительность разряда;  $E_0$ - полная энергия, выделяющаяся в канале.

Введем новую координату

$$\xi = \frac{r}{R} \quad (4.23)$$

где подвижная граница канала соответствует нулевому значению вновь введенной координаты  $\xi$ .

Переходя к новым координатам в уравнениях (4.21), задача решается численным методом по схеме Лакса.

Численные расчеты проводились для двух видов разрядов (табл.4.3)

Таблица 4.3. Электрические параметры контура при образовании сферического канала разряда

$w$	$u$ , кВ	$l$ , см	$\tau_0$ , мксек	$E_0$ , дж	$R_0$ , см
1	1,2	0,3	53	510	1,09
2	1,6	0,1	30	375	0,84



Рис.4.7. 1-для первого разряда;

2-для второго разряда;

3-экспериментальные данные /10/.

Расхождение экспериментальной и теоретической кривой в первые моменты времени, по-видимому, объясняется тем, что гидроизоляция датчиков оказывает существенное влияние на характер деформирования. Последующие взаимодействия волны давления со стенкой показывают, что расчетные и экспериментальные данные качественно совпадают.

Таким образом, совпадение численных расчетов с экспериментальными дает основание о приемлемости составленной математической модели электрического разряда в воде с учетом упругой стенки.

#### Выводы:

1. Составлена математическая модель электрического разряда в жидкости с учетом упругой стенки. Создана и отлажена программа для решения задачи при цилиндрическом и сферическом расширении канала разряда.

2. Проведенные исследования показали, что основная часть энергии расходуется на формирование волны излучения во внешнюю среду, которую успешно можно использовать для различных аппаратов и устройств с упругими элементами, работающих на принципе электрического разряда в жидкости. При этом устойчивость и эффективность работы этих устройств обеспечивается малым временем выделения энергии.

#### 4.4. Исследование силы трения в гидравлическом цилиндре с учетом изменения давления и скорости подвижного элемента

Работоспособность уплотнительных устройств обуславливает возможность нормальной работы гидропривода и обеспечивается рациональным выбором системы герметизации, рабочей жидкости и самих уплотнений при учете взаимовлияния элементов.

Главным требованием к уплотнительному устройству является обеспечение герметичности, а основным параметром, определяющим герметичность, является контактное давление.

Известно [19,8], что в зависимости от режимов работы уплотнений и условий смазки в них могут иметь место граничное, смешанное или гидродинамическое трение. Граничное трение может возникать в уплотнениях при малых скоростях движения и больших нагрузках. Режим смешанного трения возникает при больших скоростях движения. В общем случае можно сказать, что с увеличением рабочего давления и уменьшением скорости движения доля гидродинамического трения уменьшается, а доля граничного трения растет. В области режимов смешанного трения сила трения монотонно уменьшается при увеличении скорости движения. Режим гидродинамического трения наступает, когда нагрузка на уплотнение полностью воспринимается слоем смазки, т.е. когда при движении уплотнения с определенной скоростью относительно штока между движущимися поверхностями возникает гидродинамическое давление, равное прижимающему радиальному давлению уплотнения на штоке, и поверхности трения разделяются слоем рабочей жидкости.

Рассмотрим кольцо круглого сечения, установленное в закрытую канавку. Такие уплотнения обычно устанавливаются в гидроцилиндрах для уплотнения поршня и штока. Здесь контактное давление обеспечивается предварительным поджатием и давлением жидкости, за счет эффекта самоуплотнения [28].

Общее выражение для определения силы трения в уплотнениях силового гидроцилиндра может быть записана в виде:

$$P_{тр} = f_{тр}(P_n + P_A), \quad (4.24)$$

где  $f_{тр}$  - коэффициент трения;

$P_n$  - нормальная сила, возникающая от предварительного поджатия уплотнения;

$P_A$  - нормальная сила, возникающая от действия равновесного давления в полостях гидроцилиндра.

На основании закона Гука для элементарного  $i$ -го участка:

$$P_{iv} = \epsilon_{iv} E F_{iv} = \frac{l_0 - l}{l_0} E F_i, \quad (4.25)$$

где  $\epsilon_{iv}$  - относительная деформация при поджатии  $i$ -го участка сечения уплотнительного кольца;  $l$  - первоначальная длина  $i$ -го участка;  $l_0$  - длина

$i$ -го участка после деформации;  $E$  - модуль упругости;  $F_{1i}$  - площадь по которой действует напряжение в результате поджатия  $i$ -го участка.

Суммарная нормальная сила может быть определена следующим образом:

$$P_{1i} = \pi(r_s + r_{1i})E \int_{y_0}^{y_k} \frac{(r_s - r_{1i})}{i(y)^2} dy, \quad (4.26)$$

где  $r_s$  - внутренний радиус цилиндра;

$r_{1i}$  - радиус посадочной канавки под уплотнение на поршне;

$i(y)$  - текущая высота сечения уплотнения;

$y_0, y_k$  - координаты начального и конечного участка сечения, участвующего в деформации.

Выбрав начало координат в центре сечения уплотнения, после необходимых преобразований, с учетом

$$Y_0 = -Y_k = \frac{1}{2} \sqrt{4r_s^2 - (r_s - r_{1i})^2}$$

$$\text{и} \quad i(y) = \sqrt{r_s^2 - y^2}$$

получим

$$P_{1i} = \pi(r_s + r_{1i})E \left[ \sqrt{4r_s^2 - (r_s - r_{1i})^2} - (r_s - r_{1i}) \arcsin \frac{\sqrt{4r_s^2 - (r_s - r_{1i})^2}}{2r_s} \right] \quad (4.27)$$

где  $r_s$  - радиус окружности сечения уплотнения.

Считая ширину посадочной канавки больше максимального размера сечения уплотнения после деформации, аналогично для всего уплотнения можно записать

$$P_{1i} = \varepsilon E F_{1i}, \quad (4.28)$$

где  $\varepsilon$  - относительная деформация, которая могла бы иметь место при возможности деформации уплотнения в направлении нормальной силы.

Очевидно, что

$$p_0 = E \varepsilon_i = \tau_{1i}, \quad (4.29)$$

где  $\tau_{1i}$  - напряженность;  $p_0$  - давление, МПа;  $\varepsilon_i$  - относительная деформация уплотнения в направлении силы, вызванной давлением.

$$F_{1i} = 4\pi Y_k r_{1i} = \pi \sqrt{4r_s^2 - (r_s - r_{1i})^2} (r_s + r_{1i}) \quad (4.30)$$

На основании закона Пуассона для абсолютных величин относительных деформаций имеем

$$\varepsilon = \mu \varepsilon_{1i}, \quad (4.31)$$

где  $\mu$  - коэффициент Пуассона.

$$P_{1i} = \mu \pi \sqrt{4r_s^2 - (r_s - r_{1i})^2} (r_s + r_{1i}) p_0 \quad (4.32)$$

В связи с трудностью получения достоверных аналитических зависимостей коэффициента трения, воспользуемся эмпирической зависимостью, полученной из экспериментальных исследований. Экспериментальные исследования проводились на специально разработанном стенде. Для получения достоверности результата 0,88 с погрешностью 1,5% были обработаны 11 записей [25] и получена зависимость коэффициента трения в виде полинома 4<sup>ой</sup> степени:

$$f(v) = a_0 + a_1v + a_2v^2 + a_3v^3 + a_4v^4 \quad (4.33)$$

где  $v$  - скорость поршня, м/с.

На рис.4.8, 4.9, 4.10 представлены соответственно зависимости изменения коэффициента трения от скорости, нормальной силы поджатия и нормальной силы давления.

Выводы:

1. В результате исследований получена расчетная формула, учитывающая скорость движения поршня со штоком, давление в полости гидроцилиндра и предварительное поджатие уплотнения, которым адекватно описывает силу трения в гидроцилиндре и может быть использована в инженерных расчетах.

2. Получены зависимости изменения нормальной силы в контакте «уплотнение – стенка цилиндра» от величины предварительного поджатия уплотнения и давления в полости гидроцилиндра.

3. Разработана методика составления математической модели силы трения в гидроцилиндре, учитывающая скорость движения поршня со штоком, давление в полости гидроцилиндра и предварительное поджатие уплотнения, которая может быть использована и для других типов уплотнений.

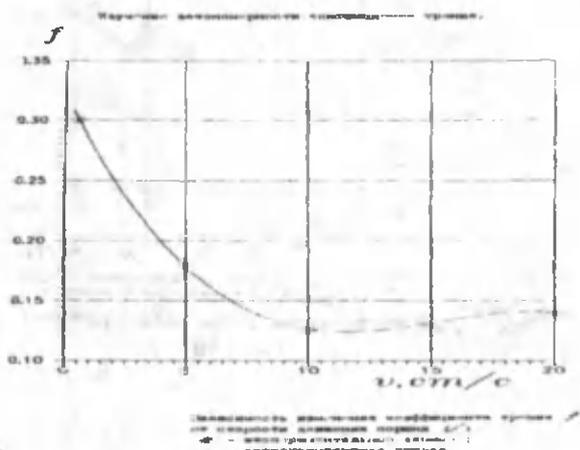
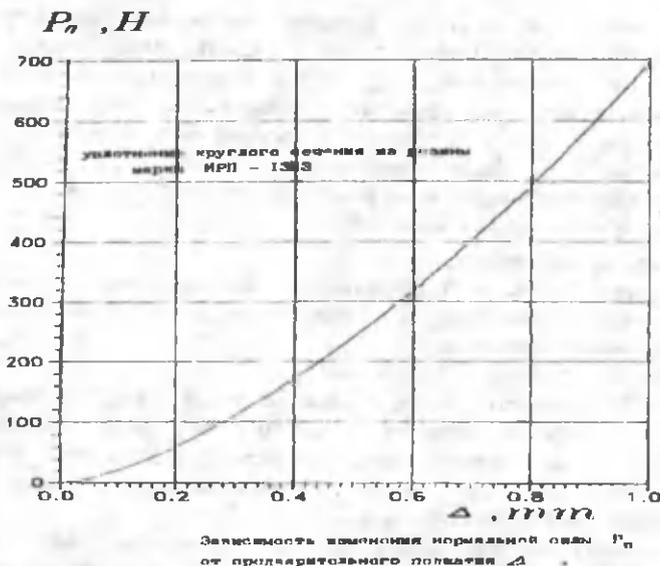
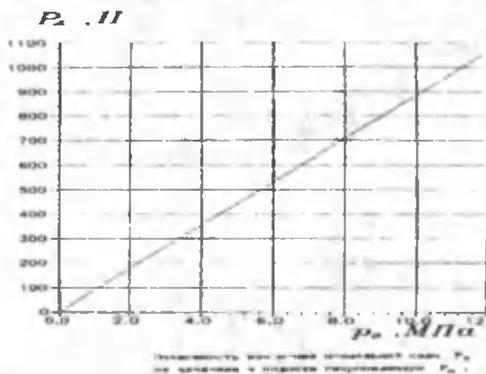


Рис.4.8



Численный анализ нормальной силы в гидроцилиндре  
Рис.4.9



Численный анализ нормальной силы в гидроцилиндре  
Рис.4.10

#### 4.5. Составление математической модели гидроэрозионного износа

Ввиду сложности физико-химических процессов, происходящих при кавитации и кавитационной гидроэрозии, еще ни одному исследователю не удавалось полностью выяснить физическую природу последовательного развития этих явлений.

До сих пор существуют различные мнения о физической природе разрушений гидросистем в результате кавитационной гидроэрозии.

Большинство исследователей соглашается с тем, что первопричиной разрушений является ударное воздействие жидкости на поверхность металла, происходящее при замыкании кавитационных камер. Существенно расходятся мнения исследователей по вопросам, связанным с характером развития последовательных стадий кавитационных повреждений разрушаемых поверхностей и роли электрических факторов в разрушении.

Различны мнения о причинах, приводящих к электрохимическим процессам при кавитации. Предполагается, например, что вследствие высоких температур при захлопывании кавитационных камер наблюдается термоэлектрические эффекты.

Много приверженцев имеет гипотеза о сильном влиянии на течение кавитационных разрушений чисто окислительных процессов.

До сих пор отсутствует гидродинамическая теория кавитационной эрозии, которая позволила бы оценить порядок величин развивающихся усилий и влияния на них таких параметров среды, как скорость, давление и т.д.

При оценке совместного влияния причин вызывающих кавитационную эрозию, в каждом отдельном случае в зависимости от интенсивности вибрации, от гидродинамических свойств потока и общего уровня давлений и температур должны производиться соответствующие расчеты для определения условий образования и захлопывания кавитационных камер. Наиболее объективные данные при этом могут быть получены опытным путем.

Проведенные исследования по определению скорости движения бензина показывают, что она меньше 1 м/сек, т.е. не достигает критических значений, необходимых для развития кавитации и кавитационных разрушений.

Поэтому, основной причиной кавитационной эрозии топливного жиклера являются высокочастотные вибрации.

Кавитационная эрозия или гидроэрозия может возникнуть у деталей, работающих при больших скоростях в воде, углеводородных или других жидкостях. Гидроэрозия жиклеров приводит к: перерасходу топлива в двигателях и приносит большой ущерб автотранспорту республики.

Гидроэрозия развивается сравнительно быстро и зависит от скорости потока или скорости движения детали в жидкой среде. Чем выше скорость

потока или скорость движения детали в жидкости, тем интенсивнее протекает процесс разрушения металла.

Борьба с разрушением металла дает лучший эффект тогда, когда наряду с выбором эрозионностойкого материала стараются устранить само явление кавитации.

Борьба с гидроэрозией металлических деталей автомобильных двигателей /жиклеров, гильз, клапанов/ является актуальной задачей и имеет большое народнохозяйственное значение.

Для изучения гидроэрозии применялись различные приборы и установки. Однако в настоящее время пока нет такой установки, которая отражала бы

полностью реальные условия, в которых протекает гидроэрозия, так как этот вид разрушения металла представляет собой очень сложный процесс, который трудно с достаточной точностью имитировать в лабораторных условиях.

В отличие от твердого тела жидкости обладают способностью при механическом воздействии разрушать отдельные микроучастки металла.

Малая сжимаемость жидкостей объясняется наличием в них большого молекулярного давления, за счет которого они уже сжаты почти до предела. Это свойство особенно сильно проявляется при контактном нагружении. В этих условиях разрушающее действие жидкости локализовано в очень малых объемах, соизмеримых с размерами отдельных микроучастков.

К числу важных показателей, характеризующих разрушающую способность жидкостей в условиях микроударного воздействия; следует отнести вязкость и величину поверхностного натяжения. У разных жидкостей величина поверхностного натяжения колеблется от 15 до 2000 эрг/см<sup>2</sup> /15-2000 мдж/м<sup>2</sup>/. Большое различие величин поверхностного натяжения объясняется разницей в силах межмолекулярного взаимодействия. С увеличением этих сил поверхностное натяжение в жидкостях повышается.

Вязкость у разных жидкостей также сильно отличается по величине. С понижением температуры вязкость значительно увеличивается. Способность жидкости к разрыву определяется объемной прочностью. Под объемной прочностью мы понимаем давление, при котором нарушается сплошность жидкости.

При повышенной температуре жидкость легко подвергается разрыву, в связи, с чем повышается ее способность к образованию кавитации.

Полностью избежать разрушающего действия жидкости практически не представляется возможным.

Поэтому необходим рациональный выбор эрозионного материала и конструкций.

В топливных жиклерах карбюраторов интенсивно происходят разрушения когда бензин в поплавковой камере карбюратора имеет загрязнения в виде твердых частиц.

Исследования показывают, что в результате различного удельного веса бензина и твердых частиц загрязнений имеется различие в скоростях их движения. Это приводит к тому, что перед жидкой частицей, движущейся в потоке, возникают вихри. Образование таких вихрей обусловлено обтеканием взвешенных частиц потоком бензина, подающегося по трубопроводу к карбюратору.

Отставание частиц от жидкости будет тем больше, чем они крупнее и тяжелее. Разная скорость движения частиц приводит к непрерывному хаотическому их соударению, что способствует увеличению нестационарности потока и образованию кавитационных пузырьков.

Эксперименты показывают, что бензин в поплавковой камере карбюратора содержит во взвешенном состоянии некоторое количество твердых частиц. Потому ударное воздействие потока одновременно сопровождается ударами и трением твердых частиц о рабочую поверхность жиклера, создавая условия для отрыва кусочков металла.

При наличии в бензине находящемся в поплавковой камере карбюратора большого количества абразивных частиц разрушения внутренняя поверхность жиклера будет иметь чешуйчатый вид, а при малом их количестве - обычный кавитационный характер /26/.

Вид кривых скорости эрозии может быть у некоторых деталей автомобиля различным (рис.4.11). Так для мокрых гильз цилиндров с наружной стороны характерен рис.4.11, для лопастей водяного насоса автомобиля рис.4.11.в, клапанов двигателя, жиклеров карбюратора рис.4.11.с, d.

Характер кривых в различных зонах зависит от интенсивности кавитационного разрушения /многократных гидравлических ударов при захлопывании пузырьков воздуха образующихся в потоке жидкости или же от отделения частиц металла с поверхности тела под действием движущихся относительно тела жидкости или газа.

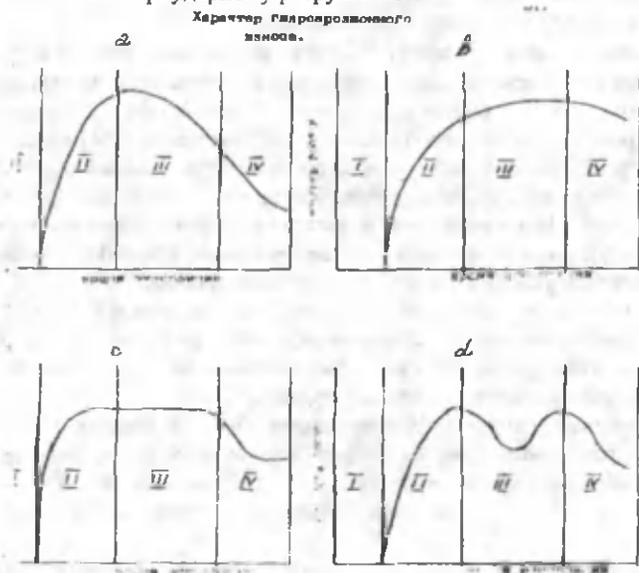
С целью выяснения характерного вида гидроэрозии, нами были проведены экспериментальные исследования на кафедре ПРА Ташкентского автодорожного института. Для этой цели было выбрано одиннадцать топливных жиклеров карбюраторов, которые были установлены под постоянную проливку водопроводной водой со скоростью течения примерно равной  $\approx 2$  м/с. (рис.4.12).

Через каждые пять дней жиклер снимался на 1-2 часа, просушивался, взвешивался, заверялся его диаметр, а затем снова ставился под проливку.

Для того, чтобы можно было сопоставлять данные, полученные на проливке водой с работой системы питания автомобиля, определялась предельная скорость свободного падения капли бензина в зависимости от диаметра капли при давлении 0,1 МПа, температуре 30°C и относительной влажности - 35%, (рис.4.13).

Полученные экспериментальным путем графики скорости износа показывают, что при воздействии жидкости на поверхностный слой в отверстии жиклера вначале происходит пластическая деформация,

приводящая вначале к некоторому упрочнению, а затем к разупрочнению отдельных микрообъемов латунного сплава, из которого изготавливается жиклер. При подборе материала прутка или проволоки, из которых изготавливается жиклер, следует стремиться к возможно высокому сопротивлению микроударному разрушению.



Вид кривых скорости эрозии, полученных различными исследователями.

I- инкубационный период; II- период накопления разрушений при которых скорость эрозии возрастает до максимального значения; III- период характерного эрозионного воздействия; IV- период падения скорости эрозии.

Рис. 4.1



Кривая гидроэрозии жиклера карбюратора.

Рис. 4.12.

Предельная скорость свободного падения капли бензина в зависимости от диаметра капли при давлении 0,1 мПа, температуре и относительной влажности 35%.

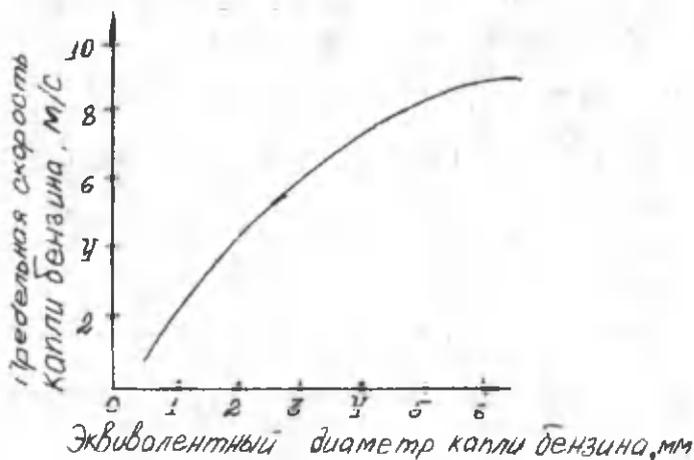


Рис. 4.13.

Таблица 4.4. Значения скорости износа топливного жиклера главного при различном времени экспозиции

время экспозиции в днях /числитель/ скорость износа в мГ/час /знаменатель/									Вес жиклера после 50 дней проливки	Вес жиклера перед проливкой
5 $5 \cdot 10^{-3}$	10 $7 \cdot 10^{-3}$	15 $15 \cdot 10^{-3}$	20 $42 \cdot 10^{-3}$	25 $55 \cdot 10^{-3}$	30 $60 \cdot 10^{-3}$	35 $63 \cdot 10^{-3}$	40 $60 \cdot 10^{-3}$	50 $63 \cdot 10^{-3}$	г 715 мг	г 760 мг
5 $6 \cdot 10^{-3}$	10 $7 \cdot 10^{-3}$	15 $17 \cdot 10^{-3}$	20 $46 \cdot 10^{-3}$	25 $55 \cdot 10^{-3}$	30 $62 \cdot 10^{-3}$	35 $63 \cdot 10^{-3}$	40 $62 \cdot 10^{-3}$	50 $63 \cdot 10^{-3}$	г 865 мг	г 910 мг
5 $3 \cdot 10^{-3}$	10 $5 \cdot 10^{-3}$	15 $15 \cdot 10^{-3}$	20 $40 \cdot 10^{-3}$	25 $53 \cdot 10^{-3}$	30 $58 \cdot 10^{-3}$	35 $62 \cdot 10^{-3}$	40 $52 \cdot 10^{-3}$	50 $62 \cdot 10^{-3}$	г 52 мг	г 90 мг
5 $5 \cdot 10^{-3}$	10 $7 \cdot 10^{-3}$	15 $17 \cdot 10^{-3}$	20 $40 \cdot 10^{-3}$	25 $55 \cdot 10^{-3}$	30 $60 \cdot 10^{-3}$	35 $63 \cdot 10^{-3}$	40 $62 \cdot 10^{-3}$	50 $63 \cdot 10^{-3}$	г 730 мг	г 779 мг
5 $3 \cdot 10^{-3}$	10 $5 \cdot 10^{-3}$	15 $15 \cdot 10^{-3}$	20 $40 \cdot 10^{-3}$	25 $53 \cdot 10^{-3}$	30 $58 \cdot 10^{-3}$	35 $62 \cdot 10^{-3}$	40 $50 \cdot 10^{-3}$	50 $62 \cdot 10^{-3}$	г 52 мг	г 90 мг
5 $3 \cdot 10^{-3}$	10 $5 \cdot 10^{-3}$	15 $15 \cdot 10^{-3}$	20 $41 \cdot 10^{-3}$	25 $52 \cdot 10^{-3}$	30 $58 \cdot 10^{-3}$	35 $60 \cdot 10^{-3}$	40 $48 \cdot 10^{-3}$	50 $60 \cdot 10^{-3}$	г 33 мг	г 75 мг
опыт не получился /жиклер потерял герметичность с началом установочного подвоя/										г 630 мг
5 $7 \cdot 10^{-3}$	10 $10 \cdot 10^{-3}$	15 $20 \cdot 10^{-3}$	20 $48 \cdot 10^{-3}$	25 $57 \cdot 10^{-3}$	30 $64 \cdot 10^{-3}$	35 $68 \cdot 10^{-3}$	40 $62 \cdot 10^{-3}$	50 $65 \cdot 10^{-3}$	г 305 мг	г 350 мг
5 $6 \cdot 10^{-3}$	10 $8 \cdot 10^{-3}$	15 $16 \cdot 10^{-3}$	20 $46 \cdot 10^{-3}$	25 $56 \cdot 10^{-3}$	30 $63 \cdot 10^{-3}$	35 $64 \cdot 10^{-3}$	40 $60 \cdot 10^{-3}$	50 $62 \cdot 10^{-3}$	г 893 мг	г 930 мг
5 $5 \cdot 10^{-3}$	10 $7 \cdot 10^{-3}$	15 $16 \cdot 10^{-3}$	20 $46 \cdot 10^{-3}$	25 $55 \cdot 10^{-3}$	30 $62 \cdot 10^{-3}$	35 $64 \cdot 10^{-3}$	40 $60 \cdot 10^{-3}$	50 $63 \cdot 10^{-3}$	г 868 мг	г 910 мг
опыт не получился /отделились частицы воды/										г 750 мг

Примечание: Опыты проводились при скорости потока  $V \approx 2$  м/с.

Таблица 4.5. Значения диаметров жиклеров перед проливкой

1	1,325 мм	Уже после 200 часов проливки жиклер теряет форму окружности по внутреннему диаметру из-за разъедания поверхности. Под
2	1,348 мм	
3	1,113 мм	

4	1,696 мм	микроскопом видны царапины, вырыв, а поверхность становится более шероховатой. Это создает предпосылки для более интенсивного изнашивания при гидроэрозии. Опыты, проведенные на жиклерах изготовленных из прутка ДКРПШ 10 ЛС-59-1 ГОСТ 2060-73 показали, что необходимо какое-либо химическое покрытие внутренней поверхности для повышения стабильности против гидроэрозии.
5	1,325 мм	
6	1,325 мм	
7	1,286 мм	
8	2,703 мм	
9	1,272 мм	
10	1,272 мм	
11	1,315 мм	

Анализ современной серии эрозионного износа произведем определением спектра составляющих серию частот в виде синусоидальных и косинусоидальных гармоник. Число гармоник примем равным 30.

Используя преобразования Фурье, производим вычисление синусоидальных, косинусоидальных и мощностных /суммарных/ составляющих спектра /гармоник/:  $a[i], c[i] = \sqrt{a[i]^2 + b[i]^2}$  для частот  $i$  от 0 до  $(n-1)/2$ , где  $n$  - размер временной серии.

Интерполяция производится согласно уравнению:

$$F(x) = a[0] + a[1]\cos(x) + a[2]\cos(2x) + \dots + a[m]\cos(mx) + b[1]\sin(x) + b[2]\sin(2x) + \dots + b[m]\sin(mx) \quad (4.34)$$

Синусоидальные и косинусоидальные составляющие представлены красной и зеленой гистограммами, а спектр мощности – ломаной линией.

Таблица 4.6. Результаты спектрального анализа экспериментальных данных эрозионного изнашивания

Гармоника	Cos - коэффициенты	Sin - коэффициенты	Мощность
0	39	0	39
1	-15,9	-25,7	30,2
2	6,22	-6,3	8,86
3	-0,958	-6,56	6,63
4	-1,34	-6,2	6,34
5	-0,533	-3,67	3,71
6	-1,24	-3,55	3,76
7	-0,768	-2,72	2,83
8	-0,997	-2,5	2,69
9	-1,23	-2,25	2,57
10	-0,864	-1,9	2,9
11	-1,1	-1,62	1,95
12	-1,07	-1,56	1,89
13	-0,984	-1,31	1,63
14	-1,07	-1,33	1,71
15	-1,04	-1,1	1,51

16	-1,06	-0,965	1,43
17	-1,12	-0,937	1,46
18	-1,04	-0,809	1,32
19	-0,991	-0,691	1,21
20	-1,07	-0,617	1,23
21	-1,14	-0,531	1,26
22	-1,04	-0,523	1,16
23	-1,09	-0,396	1,16
24	-1,08	-0,4	1,15
25	-1,02	-0,328	1,07
26	-1,11	-0,27	1,14
27	-1,09	-0,227	1,12
28	-1,07	-0,147	1,08
29	-1,11	-5,29E-2	1,12
30	-1,06	-4,11E-2	1,06

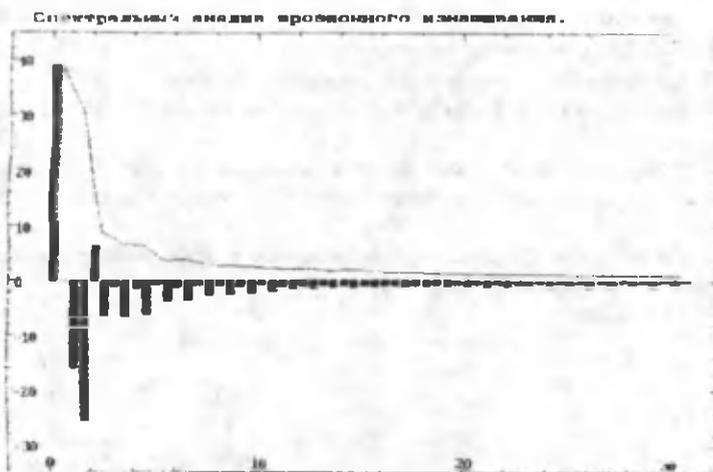
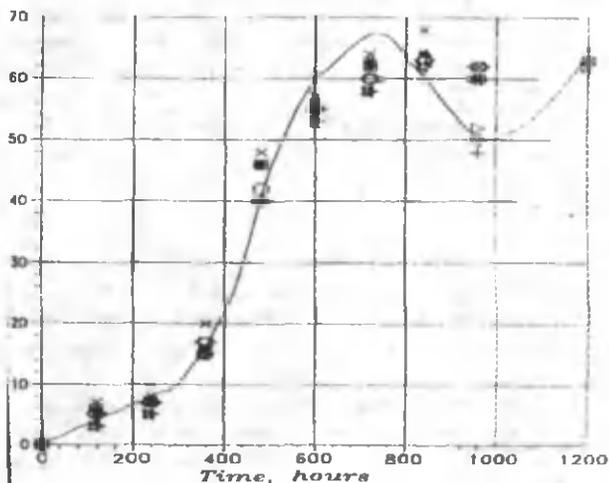


График спектра скорости эрозийного изнашивания.

Рис.4.14

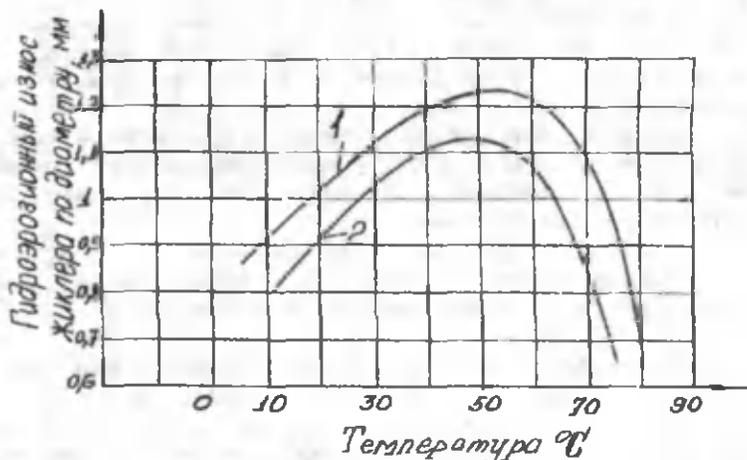
Результаты второго очередного исследования эрозионного изнашивания.



Зависимость скорости эрозионного изнашивания от времени.

Рис.4.15

Гидроэрозионный износ жиклера по диаметру.



Зависимость гидроэрозионного износа топливного жиклера карбюратора от температуры топлива.

1-A-76 2-АИ-93

Рис.4.16

### Физические характеристики бензинов

топливо	$\rho$ при 20°С, кг/м <sup>3</sup>	$\nu$ при 20°С, м <sup>2</sup> /с	$T$ начало кип. °С	$T$ отгонки	$T$ конца кипения	Цетано вос число	Октановое число по моторному методу
бензин	700- 760	0,5- 0,8	30-40	95-125	185-205	24-14	72- 90 <small>нижшая теплота сгорания, кДж кг 44000</small>

Температура, давление, скорость и характер течения потока, теплопроводность энтальпия и вязкость струи, а также /в случае воздействия конденсированной фазы/ размеры и форма частиц, их разнородность и механические свойства сильно сказываются на эрозионной стойкости материала при эрозии.

В случае кавитационной эрозии разрушение металла зависит еще и от механических ударов, которые возникают при быстром "затухании" /уничтожении/ парогазовых кавитационных пузырьков, попадающих в область высоких давлений.

Наличие кавитации с абразивными частицами в 3-5 раз интенсифицирует процесс эрозионного разрушения. При потере устойчивости пузырьков на поверхности образца происходят удары объемов жидкости, содержащих абразивные частицы, что приводит к дополнительному разрушению по сравнению с "чистой" кавитацией.

За последние годы за рубежом было опубликовано много работ, посвященных изучению явления кавитации, а также был проделан ряд исследований по сопровождающему это явление процессу кавитационной эрозии материалов.

Несмотря на это, отдельные вопросы в указанных областях остались не до конца решенными, а по некоторым вопросам высказаны рабочие гипотезы, не имеющие вполне надежного экспериментального подтверждения в автостроении.

Общее на чем сходятся многие исследователи, состоит в том, что кавитационная эрозия является следствием главным образом механического воздействия гидромотора на материал /30, 26/.

Тирувенгаданом А. /США/ в 1963 г. была проделана обобщенная теория кавитационных разрушений, в соответствии с которой определяющим свойством металла при эрозионном разрушении является энергия деформации. Под энергией деформации исследователь понимал площадь, ограниченную кривой напряжения – деформация, полученной при испытании материалов на сжатие /для пластических материалов на растяжение/. Была выведена безразмерная величина, названная «числом кавитационного разрушения»  $C_1$ , представляющая собой отношение энергии, поглощенной материалом при деформации, к энергии,

выделяющейся при разрушении пузырька, Величина  $C_{i,l}$  определялась по формуле

$$C_{i,l} = \frac{\sum i \cdot S_i}{N \cdot P_0 \cdot R_0}, \quad (4.35)$$

где  $\sum i$  - суммарная средняя глубина эрозии;

$S_i$  - энергия деформации;

$N$  - число каверн, /определяемое из соотношения Струхала/;

$P_0$  - давление в жидкости, определяющей пузырек;

$R_0$  - максимальный радиус пузырька.

Эта теория не учитывает последовательность воздействия пузырьков на металл и время между ударами, а также то, что энергия деформации или критерий определяет учет влияния скоростей деформации на механические свойства металла.

В связи с этим общая теория кавитационно-эрозионного разрушения, особенно для загрязненной жидкости, требует своей разработки и дальнейшего подтверждения экспериментальными исследованиями на мобильных машинах.

Необходимо подчеркнуть, что в настоящее время практически имеется возможность составить дифференциальные уравнения по каждому виду взаимодействия среды и материала /уравнения теплопередачи, пластической деформации, распределения температур в потоке и в материале, распределения напряжений в материале скорости образования трещин, скорости уноса вещества и т.п./ . Однако совместное решение всех этих уравнений и, главное, установление граничных условий представляет большие трудности.

Не меньшие трудности представляет и экспериментальная проверка априорных решений.

Поскольку среда может характеризоваться в основном следующими параметрами: температурой  $T_c$ , энтальпией  $I$ , давлением  $P$ , скоростью  $V$ , химической активностью  $W$  и наличием твердых включений с их механическими свойствами  $H$ , то «обобщающей функцией» среды назовем функцию

$$\Phi_1 = K_1 \frac{T_c \cdot P \cdot V \cdot W \cdot H}{I} \quad (4.36)$$

где кроме перечисленных выше параметров находится коэффициент  $K_1$ ; учитывающий соответствие равномерностей.

С ростом  $\Phi_1$  возрастает эрозионное разрушение поверхности материала.

Для пограничного слоя характерными параметрами являются: теплопередача  $\alpha$ , толщина слоя  $\delta$  и вид движения скорости в слое /ламинарный или турбулентный/, определяемый числом Рейнольдса  $R_e$ .

«Обобщающая функция» пограничного слоя примет вид

$$\Phi_2 = K_2 \frac{\alpha R_c}{\delta} \quad (4.37)$$

где также функция  $K_2$  учитывает размерность, а эрозия возрастает с ростом функции  $\Phi_2$ .

Материал, подвергающийся эрозионному разрушению, может в основном характеризоваться температурой плавления  $T_{пл}$ , теплопроводностью  $\lambda$ , теплоемкостью  $C$ , коэффициентом термического расширения  $\beta$ , скрытой теплотой плавления  $q$ , скрытой теплотой испарения  $Q$ , теплотой сублимации  $\xi$ , пределом прочности при распределении /сжатии/  $\sigma_n$ .

«Обобщающая функция» материала тогда запишется в виде:

$$\Phi_3 = K_3 \frac{\beta}{T_{пл} \cdot C \cdot \lambda \cdot q \cdot Q \cdot \xi \cdot \sigma_n} \quad (4.38)$$

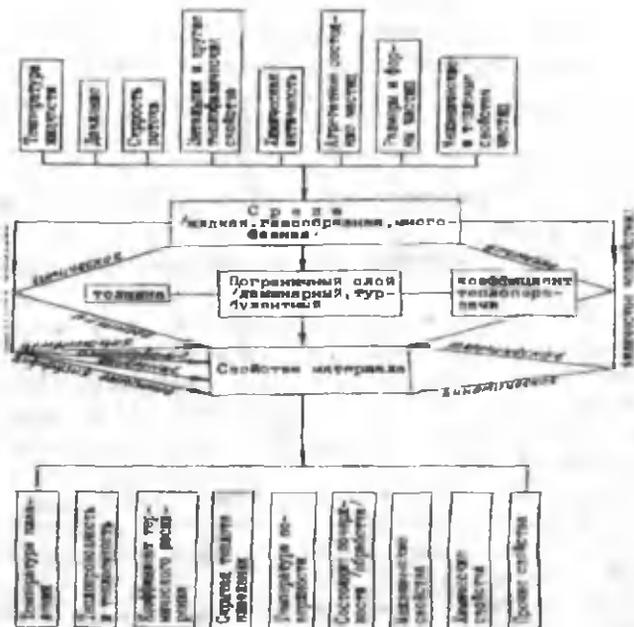
Свойства среды, пограничного слоя и материала в целом условно охарактеризуем «общей обобщающей функцией»:

$$\Phi = \Phi_1 \cdot \Phi_2 \cdot \Phi_3 = \frac{K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot T_c \cdot P \cdot V \cdot W \cdot H_c \cdot \alpha \cdot R_c \cdot \beta}{I \cdot C \cdot \delta \cdot T_{пл} \cdot \lambda \cdot q \cdot Q \cdot \xi \cdot \sigma_n} \quad (4.39)$$

Анализируя общую обобщающую функцию, можно представить механизм эрозии следующим образом. При воздействии внешней среды на поверхности материала начинается процесс упругой, а затем через определенное время пластической деформации. Как правило, этот процесс неравномерный, т.е. поверхностные зерна металла деформируются с различной степенью, т.к. деформация одного из зерен неминуемо влечет за собой деформацию его границ, а, следовательно, и соседних зерен поликристаллического тела.

При повторно-циклическом нагружении вместе с пластическим деформированием начинается процесс образования усталостных трещин, как по телу зерен, так и по их границам.

Условная схема влияния различных факторов при взаимодействии среды и материала в процессе эрозионного разрушения может быть представлена следующим образом.



При расчете гидросистемы машины на эрозионный износ определяются сжимающиеся и тангенциальные усилия, а также потери на удар.

Сжимающее и тангенциальное усилие можно определить из уравнений:

$$P_1 = \left[ \frac{4\sqrt{r}}{3\pi(K_1 + K_2)} \right]^{1/3} \left[ \frac{1 + \xi}{2} \frac{5m}{4} V_1^2 \cos\theta \right]^{1/3} \quad (4.40)$$

$$P_2 = P_1 + P_1 f \theta,$$

где  $r$  – радиус частицы;

$m$  – масса частицы;

$V_1$  – скорость удара частицы;

$\theta$  – угол удара;

$\xi$  – коэффициент восстановления;

$f$  – коэффициент трения между частицей и поверхностью;

$K_1, K_2$  – коэффициенты для частицы и исследуемой поверхности

$$K_1 = \frac{1 - V_1}{\pi \cdot E_1}, \quad K_2 = \frac{1 - V_2}{\pi \cdot E_2} \quad (4.41)$$

$V_1$  – число Пуассона для частицы;

$V_2$  – число Пуассона, на которой происходит эрозия;

$E_1$  – модуль упругости частицы;

$E_2$  – модуль упругости поверхности.

Величину потерь на удар  $W_1$  можно определить как

$$W_1 = \frac{\eta_1 \left[ B \frac{R}{F_{\max}} - \sigma_p \right] (V_1 \cos \theta) F_{\max} \cdot t \cdot d}{\xi} \quad (4.42)$$

где  $W_1$  – к.п.д. деформации от удара, включая эффекты скольжения, разгона и подъема струей;

$B$  – поправочный коэффициент концентрации напряжений на острых краях;

$F_{\max}$  – наибольшая поверхность контакта  $/\pi^2/$  во время удара.

Энергетическое состояние материала дискретных участков фрикционного контакта, подвергаемого циклическому воздействию тепловых и механических нагрузок, определяет природу и закономерности его разрушения и, как следствие, интегральные характеристики процесса трения и изнашивания.

Установлено, что в начальный период трения происходит изнашивание, подобное абразивному с возникновением полос скольжения. Последние в дальнейшем являются областями начала образования микротрещин усталости.

Развитие трещин носит периодический характер. Первоначально появившись, трещина достигает определенной длины, соответствующей установившемуся режиму нагружения. Затем, ее рост останавливается, а происходит лишь расширение благодаря отслаиванию материала по краям и удалению его из зоны трения в виде частиц износа.

Изменение  $V$  от  $10^{-2}$  до  $10$  м/с сопровождается уменьшением коэффициента трения материалов в 1,5 ... 2 раза. Изменение скорости скольжения оказывает существенное влияние на температуру локальных пятен контакта, при этом напряженно-деформированное состояние изнашиваемого материала изменяется в значительно меньшей степени. Это позволяет оценить роль тепловых и механических нагрузок при формировании частиц износа, используя в качестве фактора скорость относительного перемещения трущихся тел.

Потеря веса материала практически пропорциональна концентрации абразива и продолжительности воздействия потока.

Скорость потока оказывает значительное влияние. Интенсивность износа примерно пропорциональна скорости потока во второй степени.

Известно, что точечные дефекты взаимодействуя с деформационными полями дислокаций, формируют вокруг них так называемые атмосферы Коттрела. Это обстоятельство приводит к изменению многих электрических, прочностных, структурных и других характеристик кристаллов. Взаимодействие дислокаций с собственными

точечными дефектами, также с атомами легирующих или диффундирующих в процессе термообработок примесей, очевидно, может влиять на интенсивность эрозионного износа вызванную вариациями поля деформаций дефектов /35/.

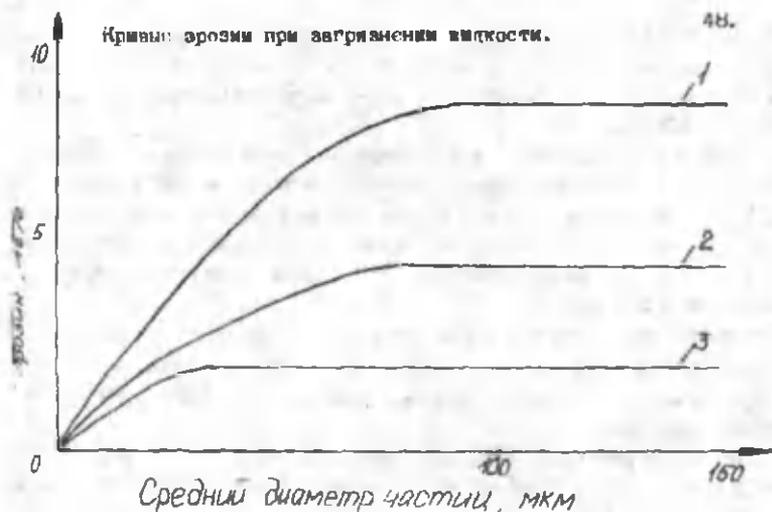
Результаты, полученные для однофазных сплавов на основе меди  $Cu - Si$  и  $Cu - Zn$ , подтверждают гипотезу, согласно которой механизм плоского скольжения, характерный для материалов с низкой энергией дефектов упаковки, обеспечивает хорошую эрозионную стойкость. (рис.4.9.а, в, с, д). Из рисунка хорошо видна корреляция микроструктуры механическими свойствами.

Скорость эрозии значительно выше для сплавов  $Cu - Si$ , имеющих высокую энергию дефектов упаковки /4-20 Дж/м<sup>2</sup>/, чем для сплавов  $Cu - Zn$ , имеющих низкую энергию дефектов упаковки /0,35-4 Дж/м<sup>2</sup>/ при сравнимой твердости.

Менее подверженным эрозии оказывается сплав после термической обработки с целью получения мелкодисперсного распределения  $\alpha$ -фазы в мартенситной матрице.

Сходное поведение тройных и четвертных технических алюминиевых бронз было описано Богачевым и Минцем. Однако эти авторы утверждают, что наиболее эрозионностойкие медные сплавы вначале метастабильны и подвергаются мартенситному превращению под действием кавитации. Таким сплавом являются, например,  $Cu - 4,5\%, Al - 3\% Ni$ . Мартенситная фаза в алюминиевых бронзах не столь прочная, как аналогичная фаза в железных сплавах. Поэтому Богачев и Минц объясняют увеличение эрозионной стойкости упругими свойствами сплава. Однако его можно также объяснить делением зерен на мартенситные ячейки, что приводит к уменьшению эффективной «длины свободного пробега» при движении дислокации.

Сплавы на медной основе в зависимости от характера легирования термической обработки образуют три типа структур:  $\alpha$  - фаза, превращенная  $\beta$  - фаза и структура, состоящая из смеси этих фаз  $\alpha + \beta$ . Каждая из этих структурных составляющих обладает различными вескими свойствами.  $\alpha$  - фаза относительно мягкая, пластичная, характеризуется низкими значениями сопротивления отрыву и предела текучести.  $\beta$  - фаза более твердая, менее пластичная. Это различие в свойствах имеет особое значение при микроударном воздействии. Разрушение  $\alpha$ - фазы начинается с появления следов пластической деформации в виде полос скольжения.



Влияние размера частиц на эрозию топливного жиклера.

1-  $V=30$  м/с    2-  $V=20$  м/с    3-  $V=12$  м/с.

Рис.4.17



Эрозия сплава  $\text{Cu}-10\% \text{Al}$  после термической обработки (по данным К.М.Прис)

△- выдержка в течении 1ч при  $1000^{\circ}\text{C}$  с последующей закалкой в воду (мелкодисперсная  $\alpha$ - фаза + мартенсит).

Рис.4.18

## Оптический анализ медных сплавов.



Оптическая фотография  $\alpha$ -фазы:

а/  $Cu - 2,2Si$ ;

в/  $Cu - 4,3Si$ ;

с/  $Cu - 8,7Si$  показаны зерна и границы зерна;

д/ оптическая микрофотография смеси  $1\alpha + \gamma$  фаз  $Cu - 9,6Si$  показаны зерна, осаждение  $Cu, Si$  на границах зерен и внутри зерен.

Рис.4.19.

Со временем испытания образуется система пересекающихся линий деформации, которые постепено переходят в микротрещины. Разрушение преимущественно начинается по границам зерна и двойников и затем распространяется вглубь зерна.

Разрушение  $\beta$ - фазы происходит несколько иначе и характеризуется в отличие от разрушения  $\alpha$  - фазы большей равномерностью.

Разрушение двухфазной структуры  $\alpha + \beta$  начинается на границах фаз и распространяется в сторону  $\alpha$  - фазы.

Таким образом, стойкость медных сплавов определяется их структурой, фазовым составом, природой фаз и характером легирования твердо раствора. Данные, приведенные в табл.4.7, показывают, что стойкость бронз в  $\alpha$  - фазном состоянии в зависимости от характера легирования находится в широком диапазоне. Полученные данные указывают на то, что твердость ни в коей мере не может являться критерием оценки стойкости сплава.

Таблица 4.7. Сравнительная стойкость бронз в  $\alpha$ - фазном состоянии

Марки бронзы	Термообработка	Потери в весе в мг через каждый час					НВ в кг/мм <sup>2</sup>
		1	2	3	4	5	
Бр. ОЦ-4-3	Закалка от 800° в воду.....	215	446	956	1154	1640	65
Бр. КМЦ 3-4	то же.....	170	351	606	962	1200	57
Бр. Б-2	Закалка от 850° в воду.....	150	214	470	545	700	117
Бр. АЖМЦ 10-3-1,5	Нагрев до 700°, охлаждение печью с	84	188	356	451	580	150
Бр. АМЦ 9-2	Закалка от 1000° в воду, отпуск 480° 2ч., охлаждение в воздухе	29	57	119	240	340	115
Бр. АЖМЦ 6-2-3	Закалка от 800° в воду.....	10	28	42	96	120	240

Так, например, твердость бронз Бр. Б-2 и Бр. АМЦ 9-2 практически одинакова, а стойкость последней почти в 2 раза выше.

Твердость бронзы Бр. АМЦ 9-2 ниже, чем Бр. АЖМЦ 10-3-1,5, а стойкость почти в 1,5 раза выше. Твердость бронзы Бр. АЖМЦ 10-3-1,5 выше твердости бронзы КМЦ 3-1 и стойкость ее больше.

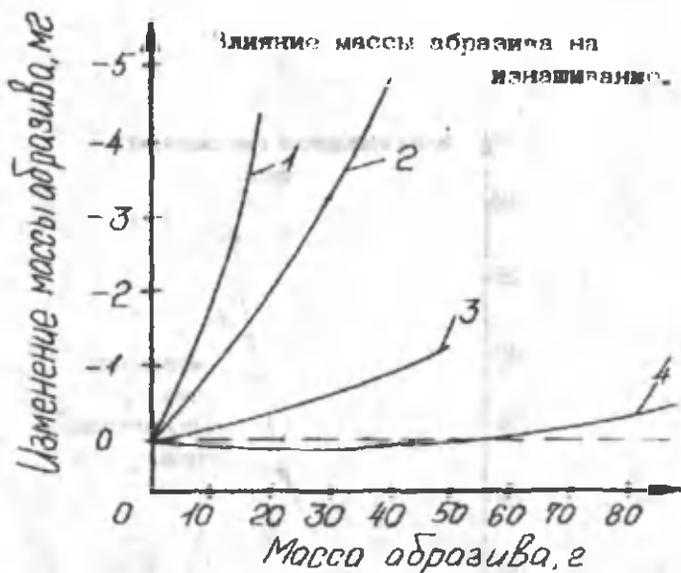
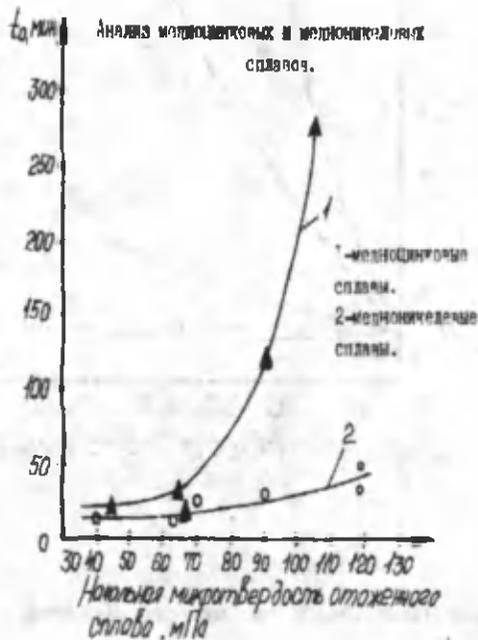


Рис.4.20. Изменение массы медного абразива при накапливаемом воздействии.

1 - 30 м/с при 20°С 2 - 30 м/с при 90°С 3 - 10 м/с при 20°С 4 - 10 м/с при 90°С.



Продолжительность инкубационного периода.

Несмотря на то, что стойкость бронз в  $\alpha$ -фазном состоянии в зависимости от характера легирования колеблется в широких пределах, все же даже лучшая в отношении эрозионной стойкости из этих бронз при сравнении с  $\beta$ -фазной бронзой уступает ей в стойкости (табл. 4.8).

Таблица 4.8. Сравнительная стойкость бронз в  $\alpha$ - и  $\beta$ -фазном состоянии

Марка бронзы	Структурное состояние	Потери веса в мг через каждый час									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
-5,9%	$\alpha$ - фаза	10	28	42	96	120	192	256	301	359	418
-1,8%											
-3,4%											
Бр. АМЦ 9-2	$\beta$ - фаза	6	18	24	33	45	53	65	73	82	90

Увеличение количества  $\alpha$ - фазы в сплаве приводит к снижению его стойкости и, наоборот, увеличение количества  $\beta$ - фазы повышает сопротивление сплава микроударному воздействию.

К увеличению  $\beta$ - фазы и повышению эрозионной стойкости приводит увеличение температуры закалки до определенного предела. Например, если у бронзы Бр. АМЦ 9-2 увеличивать температуру закалки от 850 до 1000 $^{\circ}$ С – это уже приводит к изменению дисперсности превращений  $\beta$ - фазы /от мелкоигольчатой к крупноигольчатой/ и обуславливает понижение стойкости сплава.

Роль  $\alpha$ - фазы можно особенно четко проиллюстрировать на алюминиевых бронзах с содержанием от 5 до 12% Al. В этих бронзах алюминий по своему влиянию подобен углероду в железных сплавах.

Бронзы с 5 и 7% Al являются  $\alpha$ - фазными и обладают сравнительно низкой эрозионной стойкостью (табл.4.9).

Таблица 4.9. Влияние  $\beta$ - фазы на стойкость алюминиевой бронзы при микроударном воздействии

Содержание в бронзе алюминия в %	Термообработка	Структура	Твердость НВ в кг/мм $^2$	Потери в весе в мг за 5ч.
1	2	3	4	5
5	закалка от 850 $^{\circ}$ С	$\alpha$ -фаза	240	551
7	закалка от 850 $^{\circ}$ С	$\alpha$ -фаза	240	369
9	закалка от 850 $^{\circ}$ С	$\alpha + \beta$ - фаза	150	74
12,3	закалка от 850 $^{\circ}$ С	$\beta$ - фаза превращения	210	56

Выводы:

1. Несмотря на различные условия работы и материал деталей машин, подвергающихся кавитационному воздействию, во всех случаях имеет место общий характер состояния изменения свойств и структуры поверхностного слоя металла. Эти изменения выражаются в наличии структурных и фазовых превращений пластической деформации и уплотнении микрообъемов.

В конечном итоге все это обуславливает разрушение микро, а затем макрообъемов.

2. При выборе эрозионностойких сплавов на медной основе необходимо ориентироваться на сплавы, характеризующиеся высокими упругими свойствами и прочностью микрообъемов. Одним из путей создания таких сплавов является выбор твердого раствора, обеспечивавшего метастабильность структуры, которая в результате микроударного воздействия распадается с образованием мартенсита.

3.  $\beta$  - фазные сплавы, обладая высокими механическими свойствами ( $\sigma_B = 110 - 120 \text{ кг/мм}^2$ ,  $\delta = 10 - 12\%$ ), вследствие образования  $\omega$  - фазы при микроударном воздействии, подвергаются охрупчиванию и как результат последнего внезапному разрушению.

4. Потеря веса материала практически пропорциональна концентрации абразива и продолжительности воздействия потока. Скорость потока оказывает значительно большее влияние.

Интенсивность износа примерно пропорциональна скорости потока во второй степени.

5. При подборе материала хорошо противостоящего гидрозрозии следует стремиться к возможно высокому сопротивлению микроударному разрушению.

6. Зависимость скорости изнашивания от времени описывается рядами Фурье вида  $y(t) = \sum_{i=0}^{\infty} (a_i \cos i\pi t + b_i \sin i\pi t)$

7. С повышением температуры от 10 до 65°C теплопроводность жиклера повышается от 0,71 до 0,83 кал/см.сек.град., хотя у большинства металлов она имеет тенденцию к уменьшению.

8. Качество обработки жиклеров также значительно влияет на эрозию. При малых значениях числа Рейнольдса влияние шероховатостей поверхности, омываемой потоков жидкости, вызывает более ранний переход ламинарного потока в турбулентный, что способствует увеличению износа и увеличению расхода топлива. Поэтому с целью уменьшения эрозионного воздействия потока на металл необходима тщательная обработка рабочей поверхности жиклера.

Иначе говоря, эрозионный износ затрагивает и конструкцию и технологию и выработку правильных режимов и методов эксплуатации.

#### 4.6. Изучение подходов определения энтропии динамических систем

Понятие энтропия происходит от греческого «entropia» и обозначает поворот, превращение – это функция состояния, то есть любому состоянию можно сопоставить вполне определенное (с точностью до константы – эта неопределенность убирается по договоренности, что при абсолютном нуле энтропии тоже равна нулю) значение энтропии.

Для обратимых (равновесных) процессов выполняется следующее (следствие так называемого равенства Клаузиуса).

$$S_A - S_B = \int_A^B \frac{\delta Q}{T}, \quad (4.43)$$

где  $\delta Q$  – подведенная теплота,  $T$  – температура,  $A$  и  $B$  – состояния,  $S_A$  и  $S_B$  – энтропия, соответствующая этим состояниям (здесь рассматривается процесс перехода из состояния  $A$  в состояние  $B$ ).

Для необратимых процессов выполняется неравенство, вытекающее из так называемого неравенства Клаузиуса

$$S_A - S_B < \int_A^B \frac{\delta Q}{T} \quad (4.44)$$

Поэтому энтропия адиабатически изолированной (нет подвода или отвода тепла) системы при необратимых процессах может только возрастать.

Используя понятие энтропии Клаузиус (1876) дал наиболее общую формулировку 2-го начала термодинамики: при реальных (необратимых) адиабатических процессах энтропия возрастает, достигая максимального значения в состоянии равновесия (2-ое начало термодинамики не является абсолютным, оно нарушается при флуктуациях).

Энтропия  $S$ , согласно концепции Л.Больцмана (1872 год), связывается с термодинамической вероятностью  $W$  макроскопического состояния соотношением

$$S = k \ln W, \quad (4.45)$$

где  $k$  – постоянная Больцмана. В свою очередь, в теории информации энтропия по К.Шеннону определяется как мера неопределенности опыта с разными исходами. Последние две трактовки энтропии имеют весьма глубокую связь: на базе информационной энтропии, например, выводятся канонические гиббсовские распределения статистической физики.

Случайные события, как известно, характеризуются тем, что у нас нет полной уверенности в их наступлении, то есть мы имеем некую неопределенность при изучении опытов, связанных с такими событиями. Понятно, что степень этой неопределенности в различных случаях может быть разной.

Для практики необходимо уметь численно выражать степень неопределенности различных опытов, чтобы сравнивать их между собой. В качестве меры неопределенности случайного объекта (системы) с

конечным множеством возможных состояний  $A_1, A_2, \dots, A_n$  с соответствующими вероятностями  $p_1, p_2, \dots, p_n$  или дискретной случайной величины  $X$ , принимающей значения  $X_1, X_2, \dots, X_n$  с теми же вероятностями, Клод Шеннон предложил использовать функционал названный им энтропией.

$$H(A) = H(p_1, p_2, \dots, p_n) = -n \sum_{i=1}^n p_i \log p_i \quad (4.46)$$

Отметим, что (4.46) логарифмы берутся при произвольном основании, но оказалось, что в технике удобнее всего использовать логарифмы при основании 2. В этом случае за единицу времени измерения степени неопределенности можно принять неопределенность, содержащуюся в опыте с двумя невероятными исходами. Такая единица измерения неопределенности называется двоичной единицей, или битом. Если использовать десятичные логарифмы, то единицей степени неопределенности будет служить неопределенность опыта с 10 равновероятными исходами (таким является, например, опыт, состоящий в извлечении шара из урны с десятью перенумерованными шарами). Такая единица степени неопределенности называется десятичной единицей, или битом, и она примерно в 3.32 раза больше двоичной единицы, так как  $\log_2 10 = 3.32$ .

Таким образом, согласно Шеннону, состоянию  $A_i$  объекта  $A$  следует приписать неопределенность, равную  $-\log p_i$ , а в качестве меры неопределенности самого объекта принимается среднее значение неопределенности отдельных состояний, то есть среднее значение дискретной случайной величины, принимающей значения, приведенные в табл.4.10. Отсюда следует, что если набору  $A_i, i = 1, 2, \dots, n$ , состояний случайного объекта поставить в соответствие дискретную случайную величину  $X$ , задаваемую табл.4.11, то энтропия такой случайной величины совпадет с энтропией объекта  $A$ . Последнее объясняется тем, что мера Шеннона не может претендовать на полный учет всех факторов, вызывающих неопределенность опыта. Она, например, не зависит от самих состояний  $A_i$  случайного объекта  $A$  или значений  $X_i$  дискретной случайной величины  $X$ . Тем не менее ее удобно использовать при решении некоторых вопросов теории передачи сообщений по линиям связи. Так, для определения времени, необходимого для передачи некоторого сообщения, конкретное содержание сообщения несущественно; это проявляется в независимости энтропии  $H(A)$  от состояний  $A_1, A_2, \dots, A_n$ . К тому же понятно, что вероятности отдельных сообщений, вообще говоря, не различны для теории связи.

Важно различать термодинамический и информационный подходы к пониманию энтропии.

Таблица 4.10

$X_i$	$-\log p_1$	$-\log p_2$	...	$-\log p_n$
$p_i$	$p_1$	$p_2$	...	$p_n$

Таблица 4.11

$X_1$	$X_2$	...	$X_n$
$P_1$	$P_2$	...	$P_n$

Энтропия обладает интересными свойствами, которые подтверждают, что она является разумной количественной мерой неопределенности:

1. Энтропия  $H(p_1, p_2, \dots, p_n) = 0$  тогда и только тогда, когда все вероятности  $p_i$ , кроме одной, равны нулю, а эта единственная вероятность равна единице. Во всех других случаях энтропия положительна.

2. При заданном  $n$  величина  $H$  максимальна и равна  $\log n$ , когда все  $p_i$  равны между собой, то есть  $p_1 = p_2 = \dots = p_n = \frac{1}{n}$ .

3. Если  $A$  и  $B$  - два независимых случайных объекта с числом состояний  $n$  и  $m$  соответственно, то

$$H(AB) = H(A) + H(B) \quad (4.47)$$

Так как вероятность  $r_{ki}$  состояния  $A_i B_j$  в случае независимости  $A$  и  $B$  равна произведению  $p_k q_i$ , то

$$H(AB) = - \sum_{k,i} r_{ki} \log r_{ki} = - \sum_k p_k \log p_k \sum_i q_i - \sum_i q_i \log q_i \sum_k p_k, \quad (4.48)$$

откуда, учитывая условие нормировки для вероятностей состояний объектов  $\sum_i q_i = \sum_k p_k = 1$ , получаем (4.47).

Понятно, что в силу свойства 1 значение  $H$  равно нулю только в случае полной определенности исхода опыта, то есть когда отсутствует всякая неопределенность.

Как следует из свойства 3, информационная энтропия, как и термодинамическая, обладает свойством аддитивности. Принцип аддитивности гласит, что энтропия нескольких сообщений равна сумме энтропий отдельных сообщений.

Определив энтропию как меру неопределенности состояния случайного объекта, мы видим, что в результате получения сведений неопределенность такого объекта может быть разве что уменьшена. Поэтому естественно количество информации измерять уменьшением энтропии такого объекта или системы, для уточнения, состояния которого предназначены сведения. Рассмотрим некоторый случайный объект  $A$  и оценим информацию, получаемую в результате того, что состояние системы  $A$  становится полностью известным. Для получения сведений, то есть априори, энтропия системы равнялась  $H(A)$ , а после получения сведений, то есть апостериори, состояние объекта определилось полностью, и энтропия стала равна нулю. Обозначим через  $I_A$  информацию, получаемую в результате выяснения состояния объекта  $A$ . Ясно, что она равна уменьшению энтропии:

$$I_A = H(A) - 0$$

или

$$I_A = H(A), \quad (4.49)$$

то есть количество информации, приобретаемой при полном выяснении состояния некоторого объекта, равно энтропии этого объекта.

Представим формулу (4.49) в виде

$$I_A = - \sum_{i=1}^n p_i \log p_i, \quad (4.50)$$

где  $p_i = P(A = A_i)$ . Формула (4.50) есть средняя информация частных информаций, получаемых от отдельных сообщений:

$$I_A = - \log p_i, \quad i = 1, 2, \dots, n,$$

и может записана в виде

$$I_A = \sum_{i=1}^n p_i I_{A_i}.$$

Так как все числа  $p_i$  не больше единицы, то, как частная информация  $I_{A_i}$ , так и средняя информация  $I_A$  не могут быть отрицательными. Если все возможные состояния объекта априори одинаково вероятны, то есть  $p_1 = p_2 = \dots = p_n = \frac{1}{n}$ , то, естественно, частная информация  $I_{A_i}$  от каждого отдельного сообщения

$$I_{A_i} = - \log \frac{1}{n} = \log n \quad (4.51)$$

равна средней информации

$$I_A = - n \frac{1}{n} \log \frac{1}{n} = \log n. \quad (4.52)$$

В случае, когда состояния объекта обладают различными вероятностями, информации от разных сообщений неодинаковы: наибольшую информацию несут сообщения о тех состояниях, которые априори были наименее вероятны.

Так как одно и тоже сообщение можно закодировать различными способами, то естественно возникает вопрос об оптимальных или наивыгоднейших в каком то способах кодирования. Будем считать оптимальным такой код, при котором на передачу сообщений затрачивается минимальное время. Если на передачу каждого элементарного символа (например, 0 или 1) тратится одно и тоже время, то оптимальный код на передачу сообщения заданной длины потребует минимального количества элементарных символов.

Для каждой из фаз в локальном объеме смеси выполняется соотношение Гиббса:

$$p_i T_i \frac{d_i S_i}{dt} = p_i \frac{d_i u_i}{dt} - \frac{\alpha_i p_i}{\rho_i^0} \frac{d_i \rho_i}{dt} - p_i \mu_{ik} \frac{d c_k}{dt}. \quad (4.53)$$

здесь  $S_i$  - удельная энтропия  $i$ -й фазы;  $u_i$  - удельная внутренняя энергия  $i$ -й фазы;  $\rho_i^0, \rho_i$  - истинная и средняя плотности  $i$ -й фазы;  $\alpha_i$  - объемная доля  $i$ -й фазы;  $c_k$  - коэффициент  $k$ -го компонента в  $i$ -й фазе.

Энтропия рассматриваемой системы определяется соотношением:

$$\rho S = \rho_1 S_1 + \int_0^R \rho_2^0 f r S_2 dr.$$

здесь  $\rho$  - средняя плотность смеси;  $f(r) dr$  - число включений в единице объёма смеси с размером от  $r$  до  $r + dr$ ;  $R$  - наибольший размер включений.

Изменение энтропии многофазной полидисперсной среды во времени имеет вид:

$$\rho \frac{dS}{dt} = \rho_1 \frac{dS_1}{dt} + \int_0^R \rho_2^0 f r \frac{dS_2}{dt} dr + \int_0^R \rho_2^0 f r \eta (S_2 - S_1) dr \quad (4.54)$$

здесь  $\eta = dr/dt$  - наблюдаемая скорость изменения размера включения.

*Вывод выражения для изменения энтропии системы.* Подставим в формулу (4.54) соотношения Гиббса для каждой из фаз (4.53), а в них - уравнения изменения энергии и концентраций компонентов и, приведя подобные члены, получим

$$\rho \frac{dS}{dt} = \left\{ -\nabla \left( \frac{q_1}{T_1} \right) + \nabla \left( \frac{\mu_k J_{1k}}{T_1} \right) \right\} + \left\{ \frac{1}{T_1} \tau_1^{kl} e_1^{kl} + \frac{q_1}{T_1^2} \text{grad } T_1 + J_k \text{grad } \frac{\mu_k}{T_1} + \right. \quad (4.55)$$

$$\left. + \frac{1}{T_1} \int_0^R \rho_2^0 f r f_{12} (v_1 - v_2) dr + \int_0^R q_{12} \left( \frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) dr + \int_0^R \rho_2^0 f j_{12} \left[ \left( \frac{\mu_k}{T_1} - \frac{\mu_k}{T_2} \right) + i_2 \left( \frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) \right] dr \right\}$$

где  $j_{12}$  - поток массы между сплошной фазой и  $r$ -фазой (для процесса кристаллизации  $J_{12} = \eta$ );  $q_{12}$  - поток тепла между сплошной фазой и  $r$ -фазой, не связанный с фазовыми переходами;  $J_{1k}$  - диффузионный поток  $k$ -го компонента в сплошной фазе;  $q_1$  - поток тепла в сплошной фазе за счет процесса теплопроводности;  $f_{12}$  - сила взаимодействия между сплошной фазой и включениями, возникающая вследствие действия сил трения при контакте фаз;  $\tau_1^{kl}$  - тензор вязких напряжений;  $e_1^{kl}$  - тензор скоростей деформаций несущей фазы;  $i_2$  - энтальпия  $r$ -фазы.

Проинтегрируем соотношение (4.55) по объему  $V$ , занимаемому смесью, используя формулу Гаусса

$$\int_V \text{div } A dV = \int_{F_3} A^* dF_3,$$

где  $A$  - вектор;  $A^*$  - проекция вектора  $A$  на нормаль к поверхности  $F_3$ .

$$\rho \frac{dS}{dt} = \int_V \rho \frac{dS}{dt} dV = \left( \int_V -q_1^* dF_3 + \int_V \frac{\mu_k}{T_1} J_{1k}^* dF_3 \right) + \int_V \left\{ \frac{1}{T_1} \tau_1^{kl} e_1^{kl} + \frac{q_1}{T_1^2} \text{grad } T_1 + J_k \text{grad } \frac{\mu_k}{T_1} + \right. \quad (4.56)$$

$$\left. + \frac{1}{T_1} \int_0^R \rho_2^0 f r f_{12} (v_1 - v_2) dr + \int_0^R q_{12} \left( \frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) dr + \int_0^R \rho_2^0 f r j_{12} \left[ \left( \frac{\mu_k}{T_1} - \frac{\mu_k}{T_2} \right) + i_2 \left( \frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) \right] dr \right\} dV$$

*Структура выражения для изменения энтропии.* Выражение (4.56) для изменения энтропии многофазной полидисперсной среды можно представить в виде суммы двух слагаемых:

$$\rho \frac{dS}{dt} = \rho \frac{dS}{dt} + \rho \frac{dS}{dt} \quad (4.57)$$

Первое слагаемое в выражении (4.57) отражает изменение энтропии рассматриваемой системы за счёт объема энергией и веществом с окружающей средой:

$$\rho \frac{dS}{dt} = - \int_{V_1} q_1^* dF_S + \int_{V_1}^{V_2} J_{1k}^* dF_S$$

где  $q_1^*$ ,  $J_{1k}^*$  - потоки тепла и массы через поверхность системы  $F_S$ .

Второе слагаемое в выражении (4.57) определяет приращение энтропии системы за счёт внутренних необратимых процессов и называется *производством энтропии*  $\sigma$ :

$$\sigma = \rho \frac{d_i S}{dt} = \int_V \left\{ \frac{1}{T_1} \tau_1^{kl} \epsilon_1^{kl} + \frac{q_1}{T_1} \text{grad } T_1 + J_{1k} \text{grad } \frac{\mu_{1k}}{T_1} + \int_{V_1}^R q_{12} \left( \frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) dr + \right. \\ \left. + \frac{1}{T_1} \int_0^R \rho_2^0 f r f_{12} (v_1 - v_2) dr + \int_0^R \rho_3^0 f j_{12} \left[ \left( \frac{\mu_{1k}}{T_1} - \frac{\mu_{2k}}{T_2} \right) + i_2 \left( \frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) \right] dr \right\} dV \quad (4.58)$$

Члены правой части выражения (4.58) описывают следующие необратимые процессы, протекающие в полидисперсных гетерогенных средах: первый – вязкое взаимодействие в сплошной фазе; второй – распространение тепла в сплошной фазе за счёт процесса теплопроводности; третий – перенос массы в сплошной фазе за счёт процесса диффузии; четвёртый – теплообмен между сплошной и дисперсной фазами; пятый – вязкое взаимодействие между сплошной и дисперсной фазами; шестой – массообмен между сплошной и дисперсной фазами.

*Характеристика производства энтропии.*

1. Рассмотрим изолированную систему.

Для изолированных систем обмен энергией и веществом с окружающей средой невозможен; поэтому изменение энтропии изолированной системы равно производству энтропии:

$$\rho \frac{dS_{\text{изол}}}{dt} = \sigma.$$

Согласно второму началу термодинамики энтропия изолированной системы может только возрасть, и, следовательно, изменение энтропии во времени не может быть отрицательным. На основании этого получаем, что производство энтропии – также неотрицательная величина:  $\sigma \geq 0$ .

2. Рассмотрим открытую систему, находящуюся в стационарном состоянии.

В стационарном состоянии все параметры открытой системы, в том числе и энтропия, не меняются во времени:

$$\rho \frac{dS}{dt} = \rho \frac{d_i S}{dt} + \sigma = 0 \quad \Rightarrow \quad -\rho \frac{d_i S}{dt} = \sigma$$

Потоки энергии и вещества, поступающие в систему из окружающей среды, определяют отрицательный поток энтропии  $-\rho \frac{d_i S}{dt}$ , который компенсируется производством энтропии благодаря необратимым процессам, протекающим внутри системы. Отрицательный поток энтропии

$-\rho \frac{d_i S}{dt}$  означает, что в стационарном состоянии система непрерывно увеличивает энтропию окружающей среды.

*Структура производства энтропии.* Производство энтропии системы является *диссипативной функцией* и представляет собой сумму произведений термодинамических потоков  $J_i$  на термодинамические движущие силы  $X_i$  необратимых процессов протекающих в системе

$$\sigma = \sum J_i X_i$$

Под *термодинамической движущей силой* понимают разность каких-либо потенциалов (концентраций, температур, давлений и т.д.), которая вызывает протекание соответствующего процесса, является его причиной. Под *термодинамическим потоком* – количественное выражение процесса, изменение характеризующей его величины за единицу времени.

В состоянии термодинамического равновесия движущие силы всех необратимых процессов, протекающих в гетерогенных полидисперсных средах, равны нулю и все связанные с ними потоки отсутствуют:

$$X_i = 0, J_i = 0.$$

Поэтому естественно предположить, что по крайней мере для состояний вблизи равновесия между потоками и движущими силами существуют линейные однородные соотношения:

$$J_i = L_i X_i, \quad L_i - \text{const.} \quad (4.59)$$

Таким образом, анализируя производство энтропии системы, можно получить в явном виде структуры движущих сил и вблизи равновесия определить потоки, соответствующие этим силам.

Выпишем из соотношения (4.58) потоки и соответствующие им движущие силы, классифицируя их по тензорной размерности

Потоки	Силы
<b>Тензоры</b>	
$\tau_{ij}^k$ – поток вязких напряжений в сплошной фазе	$e_{ij}^k/T_i$ – приведённый тензор скоростей деформаций
<b>Векторы</b>	
$F_{12}$ – поток силы взаимодействия между сплошной фазой и г-фазой: $f_{12} = L_{12} (v_1 - v_2)$	$(v_1 - v_2)$ – движущая сила взаимодействия между сплошной фазой и г-фазой
$q_1$ – поток тепла внутри сплошной фазы: $q_1 = -\lambda \text{ grad } T_1$ – закон Фурье	$-\text{grad } T_1$ – движущая сила переноса тепла в сплошной фазе
$J_{1k}$ – поток массы внутри сплошной фазы: $J_{1k} = L_{1k} \text{ grad } (\mu_{1k}/T_1)$	$\text{grad } (\mu_{1k}/T_1)$ – движущая сила переноса массы в сплошной фазе
<b>Скаляры</b>	

$q_{12}$ - поток тепла между сплошной фазой и г-фазой: $q_{12} = \beta_{12} 4\pi r^2 (T_1 - T_2)$	$(T_1 - T_2)$ - движущая сила теплообмена между сплошной фазой и г-фазой
$j_{12}$ - поток массы между сплошной фазой и г-фазой: $j_{12} = L \left[ \left( \frac{\mu_{1a}}{T_1} - \frac{\mu_{2a}}{T_2} \right) + i_2 \left( \frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) \right]$	$X_{12} = L \left[ \left( \frac{\mu_{1a}}{T_1} - \frac{\mu_{2a}}{T_2} \right) + i_2 \left( \frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) \right]$ движущая сила массообмена между сплошной фазой и г-фазой

Основной закон термодинамики Клаузиуса предсказывает рост энтропии, т.е. беспорядка в замкнутой системе.

В открытых системах, которые постоянно получают из внешней среды отрицательную энтропию и вещество, могут возникать стационарные неравновесные состояния с высокой степенью упорядоченности.

В соответствии с термодинамикой неравновесных процессов новые структуры могут возникать в тех случаях, когда выполняются следующие четыре необходимых условия:

1. система является термодинамически открытой, то есть может обмениваться веществом  $m$  и (или) энергией  $E$  со средой;
2. динамические уравнения системы нелинейны;
3. отклонение от равновесия превышает критическое значение;
4. микроскопические процессы происходят, кооперировано (согласованно), а особые связи ведут к спонтанному возникновению структур.

#### 4.7. Оценка работоспособности узлов гидропривода колесных машин по изменениям энтропии

Известно, что машины подвержены непрерывным качественным изменениям, их направление предопределяется вторым законом термодинамики, согласно которому упорядоченные системы (к ним относятся все технические устройства) имеют тенденцию самопроизвольно разрушаться, т.е. утрачивать упорядоченность, заложенную в них при создании. Эта тенденция проявляется при совместном действии многочисленных дезорганизующих факторов, которые не могут быть одновременно учтены при любом рассмотрении. Поэтому никогда не прекращающийся в машине процесс ее разрушения кажется нерегулярным, случайным.

Закономерности, присущие равновесным состояниям сложных объектов машиностроения, во многом аналогичны закономерностям, имеющим место в термодинамических системах, описываемых уравнениями статистической физики. Для описания поведения системы в целом можно использовать подход, не требующий специальной информации о поведении отдельных элементов системы. Если при этом

учитываются некоторые дополнительные условия, исходящие из конечности ресурсов системы, то такой подход сводится к задаче математического программирования, изоморфной первой вариационной задаче теории информации. В статистической механике ее решение приводит к распределению Больцмана. Согласно решению этой задачи, эволюция замкнутой системы осуществляется в направлении наиболее вероятного распределения элементов. При этом для обратимых процессов приращение энтропии равно нулю.

Применительно к реальным техническим системам справедлив принцип, аналогичный второму началу термодинамики. Возрастание энтропии таких систем описывается уравнением баланса энтропии

$$dH = dH_e + dH_i, \quad (4.60)$$

где  $dH$  - изменение энтропии системы;  $dH_e$  - обратимое изменение энтропии за счет обмена с внешними источниками;  $dH_i$  - изменение энтропии, обусловленное необратимыми процессами внутри самой системы.

При этом следует учитывать, что величина  $dH_i$  в условиях необратимых процессов всегда возрастает

$$dH_i > 0 \quad (4.61)$$

В свою очередь, составляющая  $dH_e$  может быть как положительной, так и отрицательной, в связи с чем общее изменение энтропии системы  $dH$  также может иметь как положительную, так и отрицательную величину.

По-видимому, для большинства реальных технических систем, построенных по иерархической схеме (например, по схеме управляющий механизм — привод — исполнительный механизм), соблюдается более жесткое, чем в термодинамических системах, условие

$$dH_e > 0 \quad (4.62)$$

В пользу такого предположения свидетельствует тот факт, что все реальные механизмы характеризуются прогрессирующим ухудшением своих характеристик в процессе эксплуатации. В этом случае либо

$$dH_e > 0, \quad dH_i > 0$$

$$dH_e > 0, \quad dH_i > 0, \quad dH_i > dH_e$$

В этой связи для большинства реальных технических объектов справедлива приближенная (с точностью до постоянной интегрирования) зависимость, которую можно использовать для прогнозирования возрастания их энтропии во времени:

$$H = \int_0^t H(t) dt \quad (4.63)$$

При этом энтропия  $H$  возрастает со временем и достигает максимума к моменту выхода механизма из строя.

Проиллюстрируем описанные положения на примере исследования состояния гидропривода колесной машины. Эти исследования проводились для шестеренчатых насосов гидропривода. В качестве

координат вектора состояния использовались энтропии двух выходных параметров: величины кинематической погрешности и механический КПД насоса ( $\eta_m$ ). Приращение энтропии кинематической погрешности находилось по следующей формуле:

$$H_1 = \sum_{i=1}^N \frac{n_i}{N} \ln \frac{N}{n_i} + \ln d \quad (4.64)$$

где  $N = 2500$  - число отсчетов за оборот ведомого вала;  $n_i$  - количество попаданий в интервалы;  $d$  - ширина интервалов.

Энтропия КПД вычислялась для значений  $\eta(0) = 0,63$  и  $\eta(f) = 0,59$  по формуле  $H_2 = \log_2 \left( \frac{\sqrt{2\pi e}}{U_{(p)} \Delta P} P_{\text{вых}} \right) \approx \log_2 (1 - \eta_m) = -1,443 \ln (1 - \eta_m) f$ . (4.65)

где  $P_{\text{вых}}$  - выходная мощность на ведомом валу;  $\eta$  - КПД механизма;  $\Delta P$  - ширина интервала отсчетов по мощности;  $U_{(p)}$  - квантиль двухстороннего нормального распределения для величины  $p$ .

Таблица 4.12. Энтропии выходных параметров шестеренчатого насоса

№ п. п	1	2	3	4	5	6
H(F)	3,77	3,75	3,73	3,69	3,66	3,64
H( $\eta_m$ )	1,42	1,40	1,38	1,33	1,29	1,25

В таблице 4.12 представлены значения энтропии кинематической погрешности  $H(F)$  и КПД  $H(\eta_m)$ , полученные при различных уровнях нагружения и разных наработках, а следовательно, различных степенях износа механизмов. Видно, что энтропийные характеристики имеют тесную линейную связь с коэффициентом корреляции, близким к единице

$$H(F) = 2,58 + 0,84H(\eta_m), \quad r = 0,988$$

В то же время сами значения потерь  $(1 - \eta_m)$  и наибольшей кинематической погрешности  $F_{\text{max}}$  оказываются связанными довольно плохо:

$$1 - \eta_m = 0,33 + 0,00189 F_{\text{max}}, \quad r = 0,470$$

Этот факт может быть объяснен тем, что энтропийные характеристики обладают гораздо большей информативностью, чем отдельные значения характеризующего ими фактора. Это связано с тем, что энтропийные характеристики рассчитаны по всему объему исходных данных и учитывают не только среднее значение фактора, но и его шумовые характеристики.

Так, нами исследовалась геометрия износа деталей зацепления *шариковой радиально-плунжерной* передачи с  $U=17$  в условиях интенсивного износа. Интенсификация износа достигалась за счет того, что в смазку добавлялся абразив. Зернистость используемого абразива составляла 32 - 40.

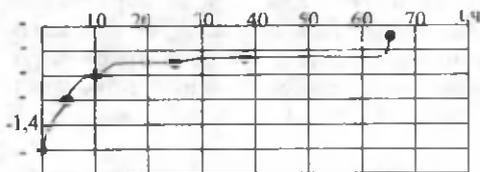


Рис.4.21 График изменения энтропии кинематической погрешности в процессе наработки шестерен насоса

Измерения размеров следов износа и размеров деталей зацепления проводились после приработки передачи в течение 0,5 ч без абразива, а затем после работы в среде абразива в течение 3, 10, 26, 54 и 56 ч (до полного отказа). Одновременно рассчитывалась величина энтропии кинематической погрешности. Из рис.4.21 видно, что энтропия имеет как резкое выделение участка прогрессирующего износа, так и возможность однозначного определения состояния механизма, так как ее величина увеличивается во всем интервале наработки механизма.

Энтропия выходных параметров достаточно чувствительна к изменению размеров деталей зацепления. Так, на рис.4.22 представлен график зависимости энтропии кинематической погрешности от величины износа зубчатого венца. Эта зависимость близка к линейной и имеет коэффициент корреляции, равный  $r = 0.942$ .

Энтропия механизма является параметром, достаточно чувствительным и к появлению в спектре кинематической погрешности высокочастотных гармонических составляющих, что свойственно механизмам при увеличении зазоров в подшипниках и прогрессирующем износе плунжеров. Так, на рис.4.23 представлены графики кинематических погрешностей исследуемой передачи в зоне нормального износа (а) и в зоне прогрессирующего износа (в), а также графики плотностей их распределения (б, г). При отсутствии высокочастотных составляющих (а, б) плотность распределения приближается к плотности распределения нормального закона и имеет вид одномодовой кривой. С увеличением удельного веса высокочастотных составляющих (в, г) плотность распределения приобретает вид кривой с более плоской вершиной (близкой к плотности распределения равной вероятности) или даже многомодовой кривой. Поэтому и энтропия, будучи функцией плотности распределения, улавливает изменения закона распределения кинематической погрешности.

Недостатком параметра является его связь с нагрузочным режимом. Так как при различных нагрузках могут возникать резонансные явления, которые искажают общую зависимость энтропии

от наработки, необходимы дополнительные исследования для выяснения оптимального нагрузочного режима для определения энтропии кинематической погрешности. При этом следует учитывать тот факт, что реальные механизмы не всегда могут быть описаны как замкнутые системы, обладающие свойством увеличения энтропии в процессе их эволюции. По-видимому, этот вопрос нуждается в дополнительном исследовании.

Таким образом, на основе изложенного можно сделать вывод, что по изменению уровня энтропии отдельных параметров можно достоверно судить о состоянии диагностируемого объекта. Это доказывает также правомерность использования энтропии кинематической погрешности и КПД для диагностики гидроприводов строительно-дорожных машин.

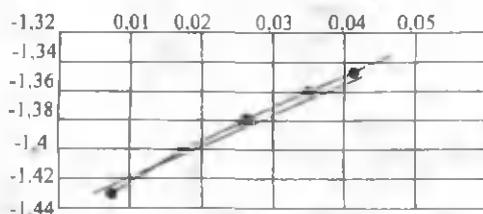
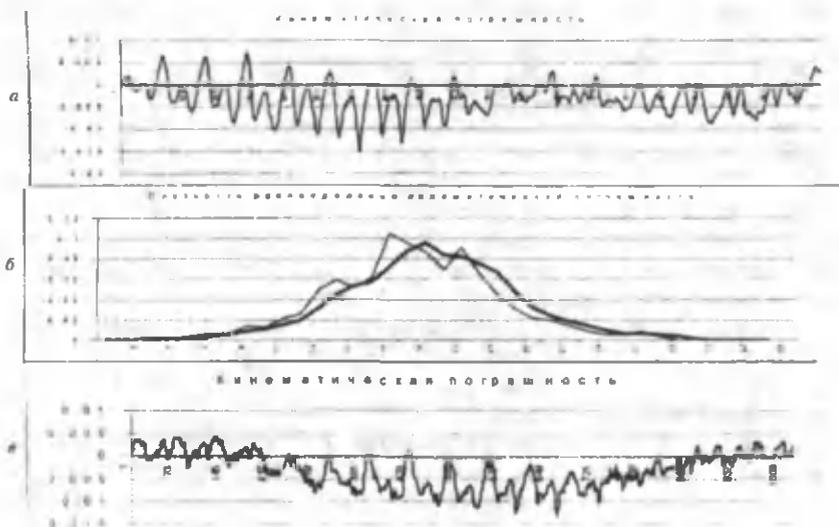


Рис.4.22 График зависимости энтропии кинематической погрешности от величины износа зубьев шестерни гидронасоса и ее линейный тренд



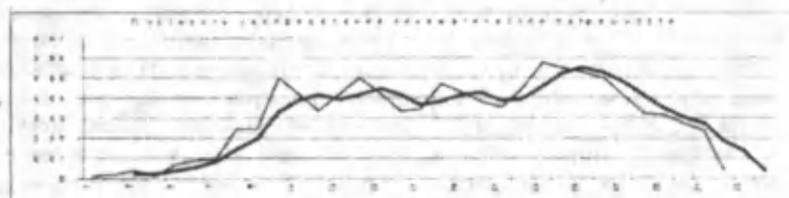


Рис. 4.23. Графики изменения закона распределения кинематической погрешности зуба шестерни насоса в процессе наработки

Следует также отметить, что энтропийные параметры механизмов имеют тесную связь с информационным содержанием сигналов и общим качеством механизма. Пусть измеряемый сигнал  $y$  (например, момент на валу  $M$ ) представляет собой аддитивную сумму полезного сигнала (постоянной составляющей  $x$ ) и нормальной шума (переменной непериодической составляющей  $n$ ), т. е.

$$y = x + n; \quad M_y = M_x + M_n \quad (4.66)$$

Известно, что информация, содержащаяся в сигнале с шумом, относительно шума может быть достаточно просто определена соотношением

$$I = \log_2 \left( \frac{P_{\text{сиг}}}{P_{\text{ш}}}, \right) \quad (4.67)$$

где  $P_{\text{сиг}}$  - общее поле сигнала или апертура;  $P_{\text{ост}}$  - поле остаточных ошибок или разрешающая способность, откуда

$$I = \log_2 \left( \frac{\int [M_x(t) + M_n(t)] dt}{\int M_n(t) dt} \right) = \log_2 \left( 1 + \frac{\int M_x(t) dt}{\int M_n(t) dt} \right) \quad (4.68)$$

С другой стороны, принимаемый сигнал может быть определен через дифференциальные энтропии сигнала  $h(y)$  и шума  $h(n)$

$$I(x/y) = h(y) - h(n) \quad (4.69)$$

Для аддитивного нормального шума

$$h(n) = \log_2 \left( \frac{\sqrt{2\pi\epsilon}}{\Delta X} S \right), \quad (4.70)$$

где  $\Delta X$  - шаг квантования по измеряемому сигналу  $X$ ;  $s$  - его среднеквадратическое отклонение.

Поэтому с учетом зависимостей (4.69), (4.70) получим

$$h(y) = \log_2 \left( \frac{U_{(y)} S + M_x \sqrt{2\pi\epsilon}}{U_{(y)} S \Delta X} S \right) = \log_2 \left( \frac{\sqrt{2\pi\epsilon}}{\Delta X U_{(y)}} M_x \right) \quad (4.71)$$

Рассмотрим сложный механизм как кодер-устройство, кодирующее информацию, содержащуюся в выходных параметрах механизма, например, в его крутящем моменте. Если сигнал на входе кодера расценивать как несущий априорную информацию  $I_{вх}$  относительно входного шума механизма, а сигнал на выходе — как несущий апостериорную информацию  $I_{вых}$ , то передаточные свойства механизма могут быть охарактеризованы величиной потери информации при прохождении сигнала через механизм

$$\Delta I = I_{вх} - I_{вых}$$

$$I_{вх} = \log_2 \left( 1 + \frac{M_{вх}}{U_{(y)} S_{вх}} \right) = h(y_{вх}) - h(n_{вх}) \quad (4.72)$$

$$I_{вых} = \log_2 \left( 1 + \frac{M_{вых}}{U_{(y)} S_{вых}} \right) = h(y_{вых}) - h(n_{вых})$$

Следовательно,

$$\Delta I = \Delta I(y) - \Delta I(n), \quad (4.73)$$

где  $\Delta I(y) = h(y_{вх}) - h(y_{вых})$  - информационные потери, связанные с кодированием сигнала (с его прохождением через механизм);  $\Delta I(n) = h(n_{вх}) - h(n_{вых})$  - информационные потери, связанные с наличием собственных шумов канала (механизма).

С учетом формул (4.72), (4.73) получим (при условии равной точности измерений входного и выходного моментов  $\Delta M$ )

$$\Delta I(y) = \log_2 \left( \frac{M_{вх}}{M_{вых}} \right) = \log_2 \left( \frac{1}{U\eta} \right) \quad (4.74)$$

$$\Delta I(n) = \log_2 \left( \frac{S_{вх}}{S_{вых}} \right) \quad (4.75)$$

$$\Delta I = \Delta I(y) + \Delta I(n) \rightarrow \min \quad (4.76)$$

$$S_{вх} = \sqrt{S_{вх}^2 + \Delta S^2} \quad (4.77)$$

$$\Delta S = \sqrt{S_{вх}^2 - S_{вых}^2}$$

где  $U$  - передаточное отношение;  $\eta$  - КПД механизма.

С учетом формул (4.74), (4.75) соотношение (4.68) получает четкую и очевидную количественную трактовку: наилучшим механизмом может быть признан тот, у которого при наибольшем значении коэффициента усиления  $U\eta$ , т. е. при минимуме  $\Delta I(y)$  одновременно мало значение собственной шума  $S_{вх}$ , т. е. при минимальном  $\Delta I(n)$ .

Собственные шумы механизма  $\Delta S$  могут быть определены при условии нормальности и независимости шумов  $S_{вх}$  и  $S_{вых}$  по правилу квадратического суммирования, а потери  $\Delta I(y)$  разделены на составляющие

$$\Delta I(y) = \log_2 \left( \frac{1}{U\eta} \right) = -\log_2 U - \log_2 \eta = \Delta I(\omega) + \Delta I(p), \quad (4.78)$$

где  $\Delta I(\omega) = -\log_2 U$  - информационные потери, связанные с колебаниями передаточного отношения механизма (наличием кинематических погрешностей);  $\Delta I(p) = -\log_2 \eta$  - информационные потери, связанные с потерями мощности в механизме.

Критерий (4.76) позволяет сравнивать между собой как разнотипные механизмы, так и механизмы одного типоразмера, но имеющие различия, связанные с погрешностями изготовления и процессом эксплуатации. При использовании информационного подхода представляется возможным в одних и тех же единицах (например, битах) представить требования к объекту в целом и каждому его элементу. Этот критерий может использоваться для диагностики состояния механизма по изменению информационной емкости его выходных параметров относительно начальной емкости. Такой вывод представляется очевидным в силу тесной связи понятий энтропии и информации.

Использование информационных характеристик в контрольно-диагностических задачах позволяет построить оценку идентичности объекта и заданного класса, т. е. решать задачу распознавания образов. Так, из условия (4.68) видно, что безусловная энтропия  $h(y)$  разбивается на две составляющие. Первая из них является мерой количества информации о выходной переменной и может быть получена по входной переменной  $X$ , а вторая — мерой априорной неопределенности, вызванной влиянием собственных шумов объекта. В качестве информационной меры принадлежности объекта заданному классу можно принять  $I(x/y)$  или относительноную величину (если  $x$  и  $y$  дискретны)

$$q(x/y) = \frac{I(x/y)}{H(y)} \quad (4.79)$$

Если  $x$  и  $y$  непрерывны, то

$$q(x/y) = \frac{I(x/y)}{\sqrt{1 - (I(x/y))^2}} \quad (4.80)$$

Приведенные результаты анализа позволяют на основе единого информационного подхода строить комплексные критерии качества механических объектов, учитывающие многообразие требований к их статическим и динамическим эксплуатационным характеристикам. Эти критерии позволяют сравнивать разнотипные механизмы, имеющие отличия по принципам работы, а также механизмы одного типоразмера, имеющие различия, связанные с процессами их изготовления и эксплуатации. На основе такого критерия появляется возможность диагностики состояния механизмов.

## Глава 5. Применение мехатронных систем в наземных машинах и анализ их высокочастотных колебаний

### 5.1. Виды и применение мехатронных систем

Мехатроника — это новая область науки и техники, посвященная созданию и эксплуатации машин и систем с компьютерным управлением движения, которое базируется на знаниях в области механики, электроники и микропроцессорной техники, информатики и компьютерного управления движения машин и агрегатов (приложение).

Мехатроника является научно-технической дисциплиной, которая изучает построение электромеханических систем нового поколения, обладающих принципиально новыми качествами и рациональными параметрами.

Обычно мехатронная система является объединением собственно электромеханических компонентов с новейшей силовой электроникой, которые управляются с помощью различных микроконтроллеров, ПК или других вычислительных устройств. При этом система в истинно мехатронном подходе, несмотря на использование стандартных компонентов, строится как можно более монолитно. Конструкторы стараются объединить все части системы воедино без использования лишних интерфейсов между модулями. Это даёт сокращение массогабаритных показателей, повышение надёжности системы и другие преимущества. Любая система, управляющая группой приводов, может считаться мехатронной. В частности, если она управляет двигателями гибридного автомобиля.

Иногда система содержит принципиально новые с конструкторской точки зрения узлы, такие как электромагнитные подвесы, заменяющие обычные подшипниковые узлы. К сожалению, такие подвесы дороги и сложны в управлении и в машиностроении применяются редко. Одной из областей применения электромагнитных подвесов являются турбины, перекачивающие газ по трубопроводам. Обычные подшипники здесь плохи тем, что в смазку проникают газы — она теряет свои свойства.

Мехатронными модулями называют составляющие мехатронной системы. Такие модули могут объединять в одном корпусе несколько компонентов, например, двигатель, редуктор и датчики.

Вообще, многие современные системы являются мехатронными или используют идеи мехатроники, поэтому постепенно, мехатроника становится «наукой обо всём».

Термин мехатроника состоит из двух частей — «меха», от слова механика, и «троника», от слова электроника. До возникновения термина «мехатроника» применялись приборы с названием «мехатроны». Термин «мехатроника» введён японцем TETSURO MORIA (ТЕЦУРО МОРИ) старшим инженером компании Yaskawa Electric (Яскава электрик) в 1969 году.

Сначала данный термин был торговой маркой, но после его широкого распространения компания отказалась от его использования в качестве зарегистрированного торгового знака.

За примерами мехатронных систем далеко ходить не надо: современные стиральные машины-автоматы, пылесосы, автомобили и т. п. Типичная мехатронная система — тормозная система автомобиля с ABS (антиблокировочной системой).

Когда мы сидим перед компьютером мы пользуемся мехатронной системой: ЭВМ, которая содержит массу мехатронных составляющих: жёсткие диски, CD-drives, современные накопители на магнитных лентах (Floppy disk)

В промышленности мехатронными системам являются все современные роботы, станки, роботы-станки, измерительные комплексы (в том числе гексаподы). Такие системы состоят из нескольких приводов, каждый из которых, в свою очередь, является мехатронной системой. В частности, несомненно, мехатронная система типа «мотор-шпиндель» является частью мехатронного станка. Данная система позволяет повысить надёжность системы и уменьшить её массогабаритные показатели, так как исключает понижающие передачи и соединительные муфты из конструкции (масса и габариты могут даже увеличиться за счёт значительного увеличения требуемого момента двигателя, однако преимущества таких систем всё равно перекрывают недостатки).

Использование мехатронных систем в системе управления началось с 90-х годов XX - века. В начале такие системы использовались только в системах зажигания и питания, а потом их начали использовать в системе управления.

Так например, автомобиль BMW 645 Ci запрограммирован на динамизм и высокие скорости, оставаясь при этом комфортабельным и послушным рулю. Причем быстрая езда не требует от сидящего за рулем сколько-нибудь значительного напряжения сил — в его распоряжении масса электронных помощников. Например, *система динамического контроля курсовой устойчивости (DSC)*, которая вместе с антиблокировочной системой (ABS) и системой контроля за торможением в поворотах (CBC) целенаправленно замедляет вращение отдельных колес во избежание заноса. А скажем, «думающая» система Dynamic Drive подавляет склонность кузова к кренам (на 80%). Режим динамического контроля тяги (DTC) способствует эффективности ускорения на скользком покрытии и действует в содружестве с системой *автоматического контроля устойчивости (ASC)*, имитирующей действия блокируемого дифференциала.

Если двигатель для BMW 645 Ci предусмотрен один, то коробок — целых три, все шестиступенчатые. Ручная — в базе, а формульная SMG и адаптивный секвентальный автомат — опционно. Для любой из КП предусмотрен спортивный режим FDC. В автомате при этом переключения искусственно запаздывают, в SMG сокращается время переключений (150

миллисекунд). Во всех трех случаях благодаря усилителю Servotronic возрастает острота рулевого управления. Купе, опционно оснащенное активным рулевым с переменным передаточным отношением, хорошо проявляет себя в штатных режимах, облегчая усилие при парковках и исключая лишние перехватывания руля на высокой скорости.

Ряд моделей фирмы Nissan оборудовано интеллектуальной системой помощи торможению Intelligent Brake Assist с сенсорными датчиками для предотвращения столкновений. Система включает предупредительный сигнал и применяет торможение, когда датчики определяют, что возможно столкновение. Панели кузова выполнены таким образом, чтобы смягчить удар и снизить риск травм головы и ног пешеходов в случае столкновения.

Безопасность достигается за счет повышения эффективности торможения. Система ABS улучшена за счет установки неблокируемых тормозов, разработанных специально для условий бездорожья. В дополнение к четырем датчикам на колесах имеется специальный сенсор, который следит за темпом замедления на поверхности с высоким или низким сцеплением (лед или снег). Эти сенсоры выключаются при скорости ниже 8 км/ч. Помимо увеличения диаметра задних тормозных дисков, применяют электронную систему распределения тормозных усилий (EBD, Electronic Brake Distribution), что позволило в итоге на 8,2 м сократить тормозной путь при остановке со 100 км/ч.

## **1.2. Антиблокировочная система (ABS) тормозов**

### **1.2.1. Назначение и принцип действия ABS**

Сама аббревиатура ABS родилась в Германии, где еще в 1936 году инженерами компании Bosch было разработано и запатентовано дополнительное устройство, предотвращающее блокирование колес при торможении автомобиля.

Назначение антиблокировочных систем – предотвращать блокировку колес транспортного средства, возникающую в результате избыточного действия рабочей тормозной системы преимущественно на дорогах с низким коэффициентом сцепления.

Это позволяет сохранить силы бокового увода колес даже при экстренном торможении. Тем самым гарантируется стабилизация движения и управляемость автомашины или автопоезда (тягач/полуприцеп) в пределах физических возможностей.

С помощью ABS достигается оптимальное сцепление шин с дорожным покрытием при торможении и, в результате этого, оптимальные замедления транспортного средства и тормозной путь.

Системное устройство и принципы управления этой четырехканальной системой с индивидуальным регулированием колес (4 колесных датчика и 4 модулятора), (4S/4M) утвердились на европейском рынке автомобилей и послужили основой для всемирного стандарта.

Сейчас выпускается 4-е поколение ABS с 4-х и 6-ти колесной системой, базирующейся на более эффективных микрокомпьютерах и системах хранения информации.

С увеличением тормозного давления колесо соответственно замедляется (рис.5.1). В точке 1 замедление колеса превышает величину, которую замедление автомобиля физически превысить не может. Базовая скорость, соответствующая до этого скорости колеса, теперь значительно отличается от скорости колеса которая, начиная с точки 2 (превышение порога  $-b$ ) существенно понижается.

В точке 2 порог замедления  $-b$  превывается. Колесо движется в зоне неустойчивого участка кривой проскальзывания  $\mu-\lambda$ . Колесо теперь достигает своей максимальной силы торможения, так, что дальнейшее увеличение тормозного момента увеличивает исключительно замедление колеса, а не транспортного средства. По этой причине тормозное движение быстро понижается и замедление колеса на короткий период времени уменьшается.

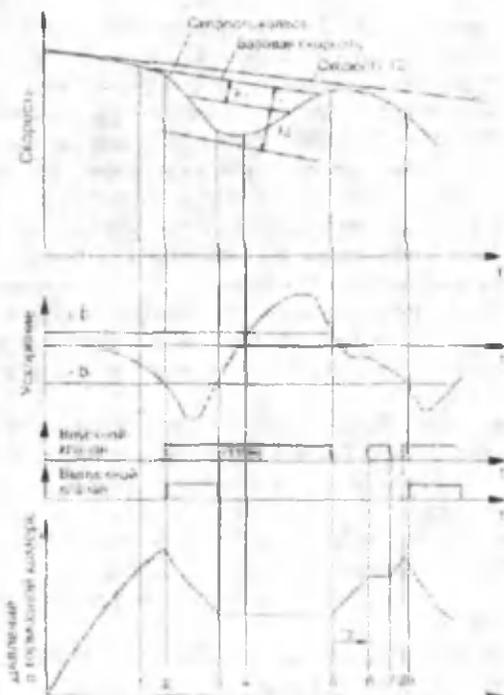


Рис.5.1. Принципиальный цикл работы ABS (с важнейшими рабочими параметрами порога замедления колеса  $-b$ , порога ускорения колеса  $+b$ , а также порога проскальзывания  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$ ).

Время, требуемое для уменьшения замедления колеса, определяется гистерезисом колесного тормоза и характеристикой кривой проскальзывания  $\mu-\lambda$  в неустойчивом диапазоне.

Только после прохождения гистерезиса колесного тормоза дальнейшее понижение тормозного движения ведет к снижению замедления колеса.

В точке 3 сигнал замедления вновь находится в пределах порога  $-b$  и тормозное давление поддерживается на протяжении фиксированного времени  $T_1$  постоянным.

Как правило, ускорение колеса превышает в течение этого времени порог ускорения  $+b$  (точка 4).

На время превышения этого порога тормозное давление поддерживается постоянным.

В точке 5 преодолевается порог ускорения  $+b$ ; колесо находится в стабильной зоне кривой проскальзывания  $\mu-\lambda$ .

Теперь на определенное время  $T_2$  тормозное давление подается со значительным нарастанием для преодоления гистерезиса механизма колесного тормоза. Время  $T_2$  для первого цикла регулировки задается постоянным, а для каждого последующего цикла рассчитывается заново.

Число циклов регулировки определяется динамическими характеристиками всего регулировочного контура, состоящего из: контура управления ABS, колесного тормоза, колеса, дорожного покрытия.

Как правило, имеет место от трех до пяти циклов в секунду.

В дополнение к ABS автомобили и автобусы могут оборудоваться системой противобуксовки ведущих колес ASR, предназначенной для сравнения её с неведущими передними колесами, в диапазоне, обеспечивающем оптимальное тяговое усилие и устойчивость.

Если была зафиксирована пробуксовка ведущих колес, то в зависимости от дорожных условий ASR осуществляет управление двигателем и / или управляет тормозным давлением в контуре ведущих колес.

На однородном дорожном покрытии управление осуществляется в основном посредством снижения оборотов двигателя, при этом за счет управления тормозным давлением колеса будут только синхронизироваться.

Уровень давления в тормозной камере пробуксовывающего колеса контролируется соответствующим клапаном ABS.

Для определения скорости колеса используются различные типы индуктивных датчиков.

Индукцированные напряжения с датчика имеет вид синусоиды.

Измеряемое напряжение датчика фильтруется электронным блоком ABS, поэтому значения, полученные при помощи осциллографа и при помощи диагностического контроллера, могут несколько отличаться.

Электронные блоки АВС поставляются с диагностическим интерфейсом по ISO 9141 или SAE J 1587. По интерфейсу осуществляется передача данных с периодом обновления 500 м сек.

Создать же по-настоящему эффективную систему, способную практически мгновенно оценить дорожную ситуацию и соответствующе отреагировать на нее, удалось лишь в 70-х годах, когда появились микропроцессоры с высоким быстродействием. Первым серийным автомобилем, оснащаемым подобного рода системой, стал "Mercedes Benz S-класса" серии W 116. Произошло это в 1979 году. С тех пор установкой ABS на свои автомобили занимаются все ведущие мировые автопроизводители. Более того, эта система все чаще применяется в качестве стандартного оборудования, а некоторые из функций выполняемые ею активно используются для обеспечения работы других систем комплекса активной безопасности автомобиля, таких как ASR, ESP и т. д. (им нужны те же самые датчики, да и управление тормозами для них также необходимо).

Рассмотрим, что происходит с транспортным средством при необходимости его экстренной остановки. При нажатии на педаль тормоза автомобиль, обычно, начинает замедляться, т. к. на колесо передается тормозной момент, реализуемый путем прижатия тормозных колодок к диску или барабану. Величина этого момента главным образом определяется приложенным к педали усилием. В общем случае, здесь мы могли бы создать достаточно большой тормозной момент способный, казалось бы, остановить автомобиль весьма быстро. Но это не так. По мере возрастания тормозного момента автомобиль замедляется все быстрее. Однако существует определенное значения тормозного момента, при котором все действия водителя, направленные на увеличение эффективности замедления автомобиля, путем вдавливания в пол тормозной педали, успехом не увенчаются. Автомобиль в этом случае уже не будет катиться по поверхности дороги, он будет скользить по ней. При этом машина становится совершенно неуправляемой, т. е. если перед Вами внезапно возникло препятствие любые манипуляции рулем направленные на то, чтобы хоть как-нибудь изменить траекторию движения транспортного средства, уже не помогут. Однако ситуацию еще можно исправить, надо только отпустить педаль тормоза и маневрировав уйти от столкновения.

Объяснение этому явлению довольно простое. Дело в том, что максимальный тормозной момент, реализуемый колесом ( $M_{\max \text{ тр}}$ ), зависит от коэффициента сцепления колеса с дорогой, который может быть реализован им в данных дорожных условиях, и определяется из соотношения

$$M_{\max \text{ тр}} = f \cdot R_z \cdot r,$$

где,  $f$  - коэффициент сцепления колеса с дорогой;  $R_z$  - нормальная составляющая реакции дороги;  $r$  - радиус качения колеса.

Если величина  $M_{тр}$ , передаваемого на колесо, достигнет значения величины, стоящей в правой части уравнения, то колесо мгновенно заблокируется. В результате: в лучшем случае, после ряда таких замедлений, сильно изнашиваются шины, а в худшем - потеря управления может привести к заносу и возникновению ДТП. Причем бывают случаи, когда блокировка наступает даже при легком нажатии на педаль тормоза. Так происходит, например, на обледеневшей дороге. В этом случае коэффициент сцепления весьма невелик.

Таким образом, чтобы избежать аварийной ситуации необходимо, чтобы постоянно, в процессе торможения автомобиля, соблюдалось неравенство:  $M_{max} \cdot r < f \cdot R_z \cdot r$ . А вот этого достичь очень сложно, особенно если необходима экстренная его остановка. Помочь в этой ситуации водителю в силах только ABS. Антиблокировочная система дает возможность водителю не задумываться о том, с какой силой давить на педаль тормоза. При любом усилии она не позволяет колесам автомобиля начать скольжение, балансируя величиной тормозного момента на грани блокировки, и никогда не переходя за эту грань. Таким образом, водитель удерживает педаль тормоза нажатой, а система, то пригормаживает колеса, то снова дает им раскрутиться, тем самым, обеспечивая прерывистое торможение, при котором автомобиль сохраняет свою устойчивость и управляемость.

ABS состоит из электронного блока управления, гидравлического исполнительного устройства (модулятора), датчиков скорости вращения колес. Датчик состоит из катушки индуктивности и зубчатого ротора, прикрепляемого к вращающимся деталям. Система работает при условии поступления сигналов от всех колес, благодаря которым блок управления постоянно следит за скоростью вращения каждого из них. Свои функции современные ABS системы выполняют по следующему алгоритму: электромагнитные датчики непрерывно передают в электронный блок управления информацию о скорости вращения колес автомобиля, тот обрабатывает ее и посылает соответствующие указания на исполнительное устройство, которое непосредственно регулирует давление в тормозной системе. Как только угловая скорость колеса автомобиля уменьшается настолько, что возникает угроза блокировки последнего, ABS моментально дает о себе знать - блок управления подает команду на открытие электромагнитного клапана гидроагрегата, что приводит к уменьшению давления тормозной жидкости в соответствующем рабочем контуре и уменьшению тормозного момента на данном колесе. Как только датчик оповестит блок управления о том, что колесо опять набрало определенную скорость, клапан перекрывается, и давление в тормозном контуре опять повышается. Далее цикл повторяется, причем количество циклов в секунду для современных ABS колеблется в пределах от 10 до 15. Ощутить работу ABS можно по пульсации, передающейся на ногу водителя при нажатии на педаль тормоза.

На сегодняшний день существует множество разработок антиблокировочных систем, но все они подразделяются на: двухканальные, трехканальные и четырехканальные. Двухканальные ABS имеют три датчика, устанавливаемые на передних колесах и на ведущей шестерне главной передачи, но они способны регулировать тормозное усилие только попарно, на каждой оси. В отличие от двухканальных, трехканальные "умудряются" регулировать давление в тормозных механизмах передних колес по отдельности. Наиболее эффективно же свою работу выполняют более дорогие четырехканальные ABS. Они имеют четыре датчика, по одному для каждого колеса, и давление, в каждом из четырех тормозных механизмов, устанавливают индивидуально.

*ABS на практике.* Со времени появления ABS существует устойчивое мнение, что антиблокировочная система не многим уступает опытному водителю в способности остановить автомобиль на сложном покрытии, и вовсе незаменима для начинающих водителей.

Как известно, эффективное управление автомобилем, в том числе его торможение зависит от сцепления колес с поверхностью дороги. При потере сцепления, при торможении с заблокированными колесами увеличивается тормозной путь, автомобиль становится неуправляемым. При торможении на скользкой поверхности опытные водители удерживают колеса на грани блокировки, используя прием прерывистого торможения. Отчасти, "техника" работы ABS заимствовала опыт, накопленный человеком. Если в движении одного из колес автомобиля оборудованного ABS появляются признаки блокировки, частота вращения становится ниже определенного критического значения, блок управления системой на основе сигнала датчика частоты вращения посылает управляющий сигнал к соленоидному распределительному клапану для прекращения роста давления тормозной жидкости в тормозном механизме для предотвращения опасности блокировки. Для создания постоянного давления в тормозной системе используется отдельный насос. Современная антиблокировочная система не просто следит за тем, чтобы то или иное колесо не было заблокировано, но еще и сравнивает работу каждого из колес и регулирует тормозные усилия таким образом, чтобы не допустить потери курсовой устойчивости.

Посмотрим, на примере насколько эффективна антиблокировочная система на автомобиле «Нексия». Два покрытия: укатанный снег с коэффициентом сцепления 0,14 и мокрый асфальт - 0,76. При создавшейся аварийной ситуации возможны следующие варианты действия водителя: работа только рулем без использования тормозов, руль и торможение.

Простейшая ситуация: торможение на прямой со скорости 40 км/ч. На асфальте водителю удается точно дозировать тормозное усилие так, что результаты не позволяют судить о превосходстве электроники. Но стоит попасть на снег, примитивное торможение с педалью "в пол" дает результат тормозного пути 46 метров. Торможение по всем правилам на грани блокировки дает результат 41 метр. При подключении ABS - 37,4. Со

скорости 60 км/час тормозной путь с ABS меньше уже на пять метров по сравнению с опытным водителем.

Теперь более сложное покрытие, так называемый "микст", когда под правыми колесами лед, а под левыми асфальт. Скорость 60 км/ч: с ABS - 37 м, без ABS - 41 м, но основное преимущество электроники не в метрах. Куда важнее поведение автомобиля. Коварство "микста" заключено в том, что из-за разности коэффициентов сцепления возникает разворачивающий момент, который трудно компенсировать вращением рулевого колеса, а для неопытного водителя эта ситуация может привести к ДТП. Стоит ошибиться и машину начнет вращать на дороге.

Еще одна типичная дорожная ситуация. Водитель входит в поворот постоянного радиуса, не рассчитав скорость. Он может просто отпустить газ и, работая рулем пытаться описать дугу в пределах своей полосы движения или же привлечь тормозную систему с опасностью потерять курсовую устойчивость и сойти с дороги. Мокрый асфальт, радиус поворота 35 метров, водитель работает только рулем. Показанная скорость 67 км/час. То же самое, но с торможением без ABS - 69 км/час, с ABS - 79 км/час.

Радиус поворота на льду увеличиваем до 50 метров. Результат без использования тормозов - 61 км/час, с тормозами 69, с тормозами и АБС - 75 км/час. Преимущества ABS очевидны, хотя не так значительны, как на мокром асфальте.

Важно помнить, что приемы вождения с ABS и без нее разнятся. Антиблокировочная система становится, к примеру, эффективной, когда превышено некоторое усилие на педали тормоза. Известно, что в экстренной ситуации водитель может развить на педали тормоза усилие до 50 кгс, при этом необходимое для блокировки колес на льду усилие на педали тормоза у современного автомобиля без АБС составляет 5-8 кгс. При помощи электроники усилие будет оптимизировано. У автомобилей, спроектированных под электронную систему, очень чувствительная педаль тормоза. Это делается специально, чтобы порог блокировки был превышен уже при небольших усилиях на педали.

В 1999 году Bosch и Mercedes-Benz представили разработку, которая отличается принципиально новым уровнем развития: электронная стабилизирующая программа (ESP) (рис.3). Эта система основывается на четырехканальном ABS, то есть может в отдельности управлять каждым колесом. Это предотвращает не только блокировку колес, но может инициировать и активное торможение. Во время движения прибор управления постоянно контролирует правильность курса, который был задан. Для этого датчик угла поворота рулевого колеса постоянно замеряет, насколько вывернуто рулевое колесо и следует ли автомобилю заданному курсу. Для того, чтобы провести сравнение того, что есть и того, что может быть, дополнительно применяется гироскоп. Случайный занос автомобиля ESP сразу распознает и стабилизирует его, активно тормозя одно колесо.

При управлении, когда заносит переднее колесо, которое является внешним по отношению к повороту, или когда заносит заднее колесо, которое является внутренним к повороту, система мгновенно реагирует торможением. Разумеется, что при ремонтах ходовой части автомобиля или рулевого управления необходимо вновь задать параметры, которыми будет руководствоваться ESP. Для того чтобы ESP могла работать безупречно, необходимо точно отрегулировать сенсор угла поворота рулевого колеса. Достичь этого возможно с помощью одного из диагностических приборов серии KTS Bosch с программным обеспечением Esitronic. Прибор позволяет провести инициализацию угла поворота рулевого колеса. При этом сам сенсор и соответствующий прибор управления в определенной мере приспособляются один к другому. Данные по инициализации записываются в EPROM блока управления. Каждый раз, когда сенсор или прибор управления заменяются, или демонтируется рулевое колесо, необходимо провести новую инициализацию.

### 1.2.2. Анализ торможения с помощью ABS

Современный автомобиль заметно отличается от машин тридцатилетней давности. Он потребляет меньше топлива, его выхлоп чище, он комфортнее. Наконец, в случае аварии он надует подушки безопасности и снизит тяжесть ДТП (рис.5.3). Но, пожалуй, самое главное отличие – наличие мехатронных систем облегчающих работу транспортных машин.



Рис. 5.2. Работа системы ESP

Слева: в поворот автомобиль входит со сносом. Обнаруживая это, система подтормаживает левое заднее колесо, стабилизируя движение машины. Справа: в повороте автомобиль заносит. Стабилизация осуществляется за счет приложения дополнительной тормозной силы к правому переднему колесу.

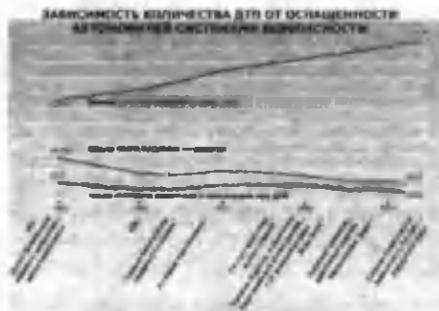


Рис.5.3. Зависимость количества ДТП от оснащённости автомобилей системами безопасности

Несмотря на постоянный рост числа автомобилей, смертность на дорогах за последние 20 лет снизилась более чем вдвое. Этот парадокс объясняется широким внедрением новых систем активной и пассивной безопасности.



Рис.5.4. Система аварийного торможения Brake assist

Когда водитель резко нажимает на педаль тормоза, на блок управления поступает сигнал. По датчикам скорости вращения колес системы ABS определяется степень опасности ситуации, и на переключатель системы поступает сигнал, после которого давление жидкости в тормозной системе возрастает до нужного уровня.

СИСТЕМА ОГРАНИЧЕНИЯ КРЕНОВ  
ROLL STABILITY CONTROL

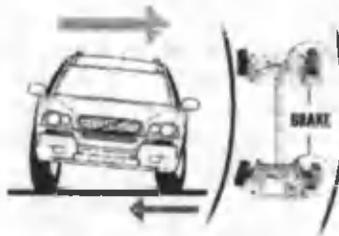


Рис.5.5. Система ограничения кренов ROLL STABILITY CONTROL



использования диагностических приборов	электронных диагностических приборов. Прибор Pro-Link 9000 имеет специальный картридж для диагностики Meritor Wabco ABS/ATS
Индикатор неисправностей	Стандартный индикатор позволяет узнать код неисправности, не прибегая к диагностическим приборам
ABS-лампа	Лампа ABS на панели приборов показывает водителю, что ABS неисправна. В версии D лампа также показывает код неисправности ABS.

Следующим шагом повышения эффективности торможения после ABS стало создание систем, уменьшающих время срабатывания тормозов, так называемых систем помощи при торможении BA (Brake Assist) (рис.5.4), DBS (Dynamic Brake Control), BAS, PA, PABS. ABS делает торможение при полностью нажатой педали максимально эффективным, но не может сработать при легком нажатии на педаль. Усилитель же тормозов обеспечивает аварийное торможение в том случае, когда водитель нажимает на педаль тормоза резко, но недостаточно сильно. Для этого система измеряет, насколько быстро и с каким усилием водитель жмет педаль, после чего при необходимости мгновенно повышает давление в тормозной системе до максимального (рис.5.6).

Автомобиль движется не в идеальных условиях. Дорога имеет продольные и поперечные уклоны, качество поверхности может постоянно изменяться, загрузка автомобиля тоже может быть различной. Для учета всех этих факторов дополнительно к системе ABS устанавливаются системы распределения тормозных сил EBV, EBD (Electronic Brake Distribution). Принцип их действия состоит в том, что тормозное усилие передается на каждое колесо индивидуально и строго дозировано, а электронные датчики и компьютер оценивают состояние автомобиля в реальном масштабе времени и предотвращают заносы корпуса, обеспечивая максимальную эффективность торможения при любых условиях движения.

Прогресс не стоит на месте. Автомобили начинают оснащать системами электронного управления торможением – ECB, Brake by Wire, EBS (Electronic Braking System). Несмотря на разницу в названиях, идея этих систем состоит в том, что педаль тормоза не имеет механической связи с тормозной системой. Ее перемещение преобразуется в электрический сигнал и подается к блоку управления. После обработки информации, поступающей с датчиков, определяющих скорость, нагрузку, поперечное ускорение автомобиля, угол поворота рулевого колеса,

компьютер дает команду исполнительным механизмам, регулирующим давление в контурах тормозной системы.

Для того, чтобы водитель получал обратную связь от автомобиля, устанавливается электрогидравлический симулятор хода, который создает сопротивление на педали тормоза. Для обеспечения экстренной остановки автомобиля, оснащенного системой ECV, в случае выхода из строя основного источника питания используется дополнительный конденсаторный блок.

Антипробуксовочные системы, в зависимости от производителя, имеют различные названия: у Audi – ASR (Anti-Slip Regulation), у Volvo – STC (Stability And Traction Control), у Toyota – TRC (Traction Control). При пробуксовке ведущих колес в момент ускорения система автоматически снижает крутящий момент двигателя и подтормаживает сорвавшееся в пробуксовку колесо, способствуя восстановлению тягового усилия. Действуя совместно с системами ABS и EBD, она облегчает и ускорение, и торможение.

Системы курсовой устойчивости, известные под названиями: VSC (Vehicle Stability Control), ESP (Electronic Stability Program), DSTC (Dynamic Stability And Traction Control), – воздействуют как на дроссельную заслонку двигателя, так и на тормозную систему. С помощью датчиков система улавливает занос из-за резкого поворота руля или недостаточного контакта со скользкой дорогой. Изменяя крутящий момент двигателя и подтормаживая одно из колес, она выводит автомобиль из заноса и помогает водителю стабилизировать траекторию движения.

Системы динамической стабилизации пока являются наиболее эффективными. Они даже способны компенсировать ошибки водителя, нейтрализуя занос, когда контроль над автомобилем уже потерян. Но, если радиус поворота слишком мал или скорость в повороте превышает все разумные границы, даже самая совершенная система стабилизации не поможет.

Для этого автомобили оснащают интегрированной системой контроля движения автомобиля VDIM (Vehicle Dynamics Integrated Management) (рис.5.6).

VDIM включает в себя все существующие системы активной безопасности. Она получает сигналы от огромного количества датчиков и после их обработки распознает намерения водителя и активирует необходимые системы безопасности, делая автомобиль устойчивым и более отзывчивым на управляющее действие водителя. При этом управляющее воздействие от VDIM идет как на тормозную систему, так и на рулевое управление. Это и есть главное достоинство новейшей системы. Особо существенно то, что VDIM работает на предупреждение критической ситуации.



Рис.5.7. Поведение автомобиля при экстренном торможении: без ABS (слева) и с ABS (справа)

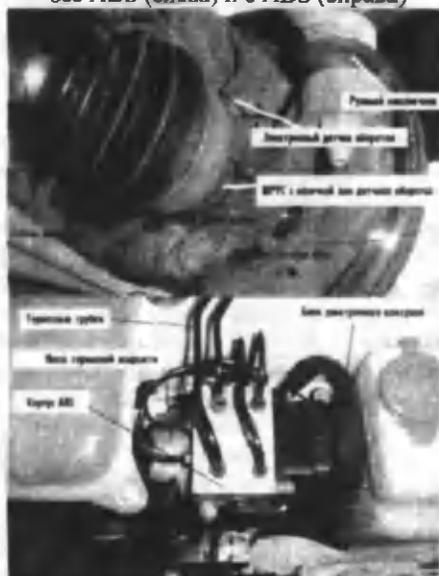


Рис.5.8. Электронная система торможения

Педаль тормоза в EBS не имеет механической связи с тормозной системой (так называемая электронная педаль). Ее перемещение преобразуется в электрический сигнал и подается блоку управления. После анализа информации от различных датчиков (нагрузка, скорость, поперечное ускорение, угол поворота рулевого колеса), электроника самостоятельно дает команду исполнительным механизмам, регулирующим давление в контурах тормозной системы.



Рис.5.9. Система аварийного торможения

Электронная система управления давлением в гидравлической системе тормозов, которая в случае необходимости экстренного торможения и недостаточного при этом усилия на педали тормоза самостоятельно повышает давление в тормозной магистрали, делая это во много раз быстрее, чем на то способен человек.

Электроника гидравлического brake assist распознает, произошёл ли процесс аварийного торможения по скорости движения педали и давлению на педаль. В случае аварийного торможения давление в системе тормозного привода в течение миллисекунд автоматически значительно увеличивается, т.е. уменьшается время на срабатывание тормоза машины в ситуациях, когда все решают мгновения.

При этом и у не очень опытных водителей уменьшается время для реакции даже при максимальной задержке на границе блокирования колёс. Электроника берет управление экстренным торможением на себя и останавливает автомобиль, в максимально короткий срок значительно сокращая тормозной путь, особенно на высоких скоростях движения (рис.9 и рис.5.9).



Рис.5.10. Система динамического контроля за торможением

В экстренной ситуации около 90 процентов всех водителей не в состоянии выполнить экстренное торможение. При этом характерно, что, несмотря на быстрое нажатие педали, они давят на нее с недостаточной силой. "Последующее" увеличение усилия, прикладываемого к педали, лишь незначительно увеличивает тормозную мощность. Тем самым тормозная мощность используется лишь частично, в результате чего в

экстренной ситуации может не хватить нескольких ценнейших метров тормозного пути, которые могли бы спасти жизнь.

Система DBC представляет собой дополнение к системе динамического контроля устойчивости (DSC) (рис.5.10). Система DBC ускоряет и усиливает процесс нарастания давления в приводе тормозов в случае экстренного торможения и обеспечивает - даже при недостаточной силе нажатия педали - минимальный тормозной путь.

В качестве определяющих величин учитываются данные о скорости нарастания давления и усилия, прикладываемаемом к педали.

Система DBC использует принцип гидравлического усиления, а не вакуумный принцип. Подобная гидравлическая система обеспечивает лучшее и значительно более точное дозирование тормозного усилия в случае экстренного торможения.

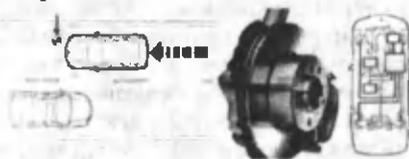


Рис. 5.11. Торможение по проводам

Педали тормоза, которую нажимает водитель, не имеет прямой связи с гидравлической или пневматической тормозной системой (рис.5.11). Нажатие педали воспринимает только блок управления тормозной системой, и именно он, используя данные о положении машины в пространстве, ее скорости и нагрузке, качестве дорожного покрытия, погодных условиях и т. п., рассчитывает необходимое усилие торможения отдельно для каждого конкретного колеса. Это - логическое продолжение и углубление роли цифровых систем в управлении агрегатами автомобиля. Ближайшей перспективой является EMV - электромеханическая система торможения, в которой не будут применяться ни пневматические, ни гидравлические приводы тормозов. Тормозное усилие, строго управляемое бортовым компьютером, будет создаваться с помощью электромоторов.

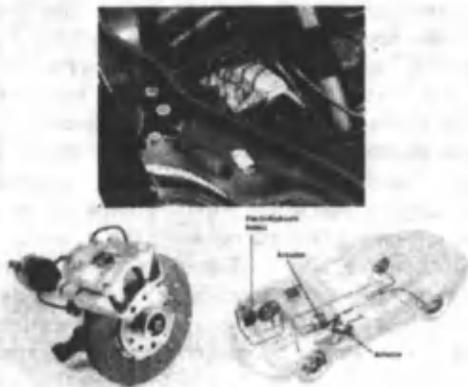


Рис.5.12. Система электронного распределения тормозных сил

Устройство, входящее в состав ABS пятого поколения, контролирует поведение всех колес по отношению друг к другу и с помощью электроники регулирует тормозное усилие в соответствии со степенью нажатия на педаль тормоза и загрузки автомобиля.

Принцип состоит в том, что тормозное усилие передается на каждое колесо индивидуально и строго дозировано, каждое колесо тормозит индивидуально, а электронные датчики и микропроцессор по многим параметрам оценивают состояние автомобиля в реальном масштабе времени и предотвращают заносы корпуса и обеспечивают наибольшую эффективность торможения при любых дорожных условиях даже при торможении с максимальным усилием нажатия на педаль тормоза (рис.5.12).

#### SBC - Sensotronic Brake Control

(Электрогидравлическая тормозная система, руководящая торможением каждого колеса индивидуально)

В традиционных тормозных системах усилие от педали тормоза передается на тормозные барабаны (диски) посредством давления на гидравлическую жидкость через главный тормозной цилиндр.

В системе SBC применены новые решения, где присутствуют единые системы пуска и центральное управление тормозным усилием на каждое колесо индивидуально, что, несомненно, приближает разработчиков и исследователей Mercedes-Benz к реализации идеи о безаварийном движении. В системе Sensotronic Brake Control традиционная механико-гидравлическая связь между педалью тормоза и тормозными дисками прервана. Процесс торможения регулируется и отслеживается электронным путем через центральную систему управления. Тормозное усилие при этом рассчитывается блоком управления SBC при помощи

информации, полученной от приведения в действие педали тормоза. Команды исполнения вводятся в контрольную систему CAN. Сигналы о количестве оборотов колес поступают непосредственно через аппарат управления SBC, после чего, система осуществляет контроль этих сигналов и распределяет тормозное усилие на каждое колесо. Гидроаккумулятор высокого давления предоставляет необходимую энергию для выполнения команд системой, необходимое поддержание давления в системе осуществляет электрогидронасос. При потере электрообеспечения, гидросистема продолжает работать, не допуская разрыва между педалью тормоза и тормозными дисками. Таким образом, автомобиль может произвести торможение обычным способом. Управление систем ABS, ASR и BAS осуществляется аппаратом управления электронной системой стабилизации через систему электрогидравлического тормозного устройства.

Система SBC в своем составе имеет:

- Датчик перемещения педали тормоза;
- Гидроиммитатор тормозного усилия на педаль тормоза;
- Двойной тормозной цилиндр без гидроусиления с целью безопасности функционирования тормозной системы при сбоях электроники;
- Электронную систему управления, которая индивидуально распределяет тормозное усилие на каждое колесо;
- Датчики частоты вращения колес;
- Различные датчики, контролирующие работу системы;
- Электромотор с гидронасосом и гидроаккумулятором высокого давления;
- Разделительные и управляющие клапана;
- Датчики давления тормозной жидкости на каждое колесо.

Таким образом, система SBC - электрогидравлическая система, которая включает в себя дополнительные режимы торможения для различных ситуаций, сокращает тормозной путь при экстренном торможении, быстро и комфортно стабилизирует автомобиль на любом дорожном покрытии, обеспечивает индивидуальное распределение тормозного усилия на каждое колесо независимо от системы привода, подсушку мокрых тормозных дисков путем кратковременных притормаживаний.

### НАН - Handbrake with Automatic Hold

Он помогает водителю при постановке автомобиля на стоянку и в различных дорожных ситуациях, что также способствует повышению безопасности движения (рис.5.13).

Включение стояночного тормоза для обеспечения неподвижности автомобиля при его парковке производится нажатием на кнопку.

"Автоматическая функция стояночного тормоза" автоматизирует процесс торможения в определенных ситуациях; так, например, водитель освобождается от утомительных торможений при движении в режиме частых остановок (функция автоматического торможения).

Стояночный тормоз предотвращает скатывание автомобиля назад при трогании с места на подъеме.

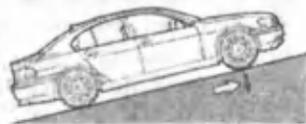


Рис.5.13.Стояночный тормоз с автоматической функцией

### 1.3.Высокочастотные колебания колесной машины под воздействием нагрузки переменной по времени

Численные методы анализа конструкций транспортных машин, их агрегатов и узлов, в настоящее время являются основным инструментом, используемым при проектировании. Эти методы позволяют решать многие задачи, возникающие при проектировании изделий связанные с определением жесткости изделия, его прочности и динамической характеристик. Вопросы проектирования предусматривают решение различных нелинейных и линейных задач динамики автомобиля. В данном разделе рассматривается решение задачи линейного анализа высокочастотных колебаний конструкции под действием сложной, в том числе и негармонической нагрузки.

Подобные задачи представляют интерес с точки зрения виброизоляции агрегатов и узлов, чувствительных к вибрациям (рис.5.14).

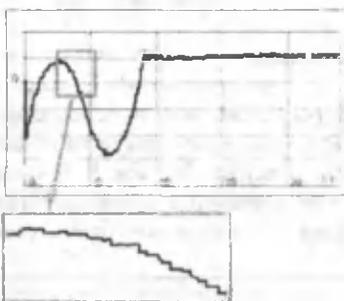


Рис.5.14. Зависимость одного из управляющих воздействий от времени

Вследствие того, что исследуемый диапазон частот содержит большое количество собственных частот колебаний модели (~1300), применение модальной редукции оказалось нецелесообразным с точки зрения сокращения времени счета. Поэтому применялось прямое интегрирование колебаний конструкции. Интегрирование движения проводилось на временном интервале от 0 до 7.5с. с шагом интегрирования 2.5E-4 с. Таким образом, было сделано 30000 шагов интегрирования.

Полученное движение раскладывалось в ряд Фурье. Колебания конструкции с частотами от 300 до 400 Гц выделялись из полного движения посредством суммирования членов ряда Фурье, соответствующих данному частотному диапазону.

Вследствие управляющего воздействия (рис.5.14) конструкция изделия будет испытывать не только высокочастотные колебания, вызванные скачками нагрузки, но и низкочастотное движение. Причем перемещения точек конструкции изделия, обусловленные низкочастотными колебаниями, будут намного порядков выше, чем перемещения, вызванные высокочастотными колебаниями. Полное движение конструкции по одной из степеней свободы агрегата (узла) изображено на рис.5.15.

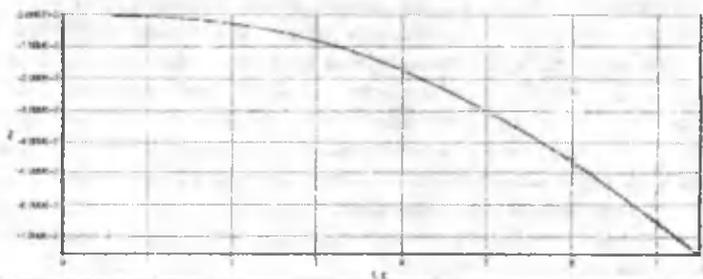


Рис.5.15. Полное движение конструкции по одной из степеней свободы агрегата (узла)

Поскольку найденное движение конструкции включает в себя и высокочастотную и низкочастотную составляющую, существует опасность, что интересующее нас высокочастотное движение уйдет за разрядность числа, используемую в вычислительной технике, и вследствие этого будет найдено неверно. На рис.5.16 приведено высокочастотное движение по одной из степеней свободы агрегата (узла), найденное для нагрузки, включающей в себя низкочастотную составляющую.

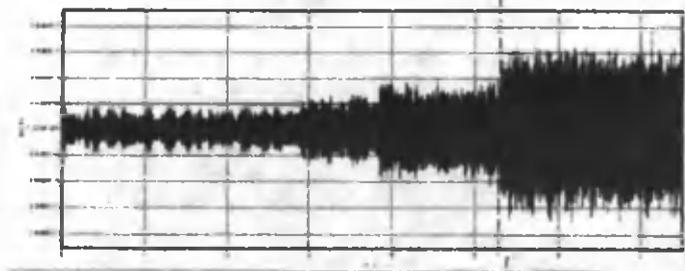


Рис.5.16. Высокочастотная составляющая движения по одной из степеней свободы

агрегата (узла). Прикладывалась нагрузка, содержащая низкочастотную составляющую

На данном рисунке видно, что после момента времени  $t'$  амплитуда высокочастотных колебаний резко возросла, несмотря на то, что нагрузка не содержит в себе особенностей, которые могли бы спровоцировать такой скачок амплитуды колебаний. Из анализа соотношений амплитуды высокочастотных и низкочастотных колебаний выяснилось, что до данного скачка амплитуда высокочастотного движения находилась с точностью три значащие цифры, а после скачка с точностью две значащие цифры. Это произошло из-за роста низкочастотной составляющей перемещения конструкции в исследуемой точке.

Для того чтобы избежать данного явления потребовалась следующая модификация нагрузки. Из управляющего воздействия была исключена низкочастотная составляющая. Данная операция проводилась с помощью разложения нагрузки в ряд Фурье и исключения членов ряда, соответствующих частотам от 0 до 1 Гц. После этого зависимость управляющего воздействия от времени принимает вид, изображенный на рис.5.17

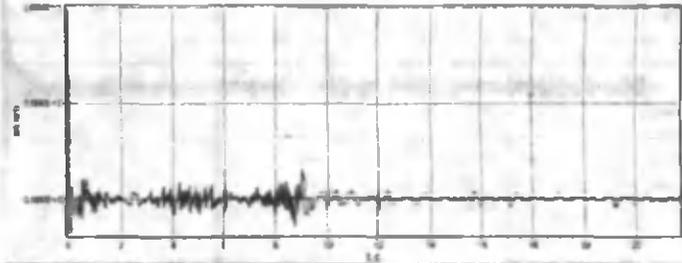


Рис.5.17. Высокочастотная составляющая одного из управляющих воздействий

В данном разделе используется разновидность разложения в ряд Фурье следующего вида

$$u(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cdot \cos\left(\frac{n\pi}{l}t\right),$$

где  $a_0 = \frac{2}{l} \int_0^l u(t)dt$ ,  $a_n = \frac{2}{l} \int_0^l u(t) \cdot \cos\left(\frac{n\pi}{l}t\right)dt$ ,  $u(t)$  - рассматриваемая функция;  $l$  - верхняя граница диапазона изменения  $t$ , на котором производится разложение (нижняя граница -  $t=0$ ).

Ряд Фурье данного вида представляет собой периодическую функцию с периодом

$2l$ . Ряд Фурье и исходная функция схематично изображены на рисунке 19.

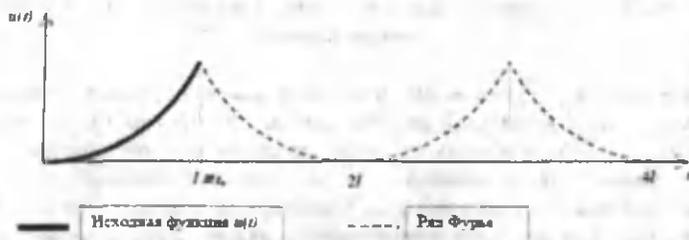


Рис.5.18. Представление функции в виде периодической при разложении ее в ряд Фурье

Как можно видеть из рис.5.18 функция, аппроксимируемая рядом Фурье, имеет разрывы своей первой производной (изломы). Чтобы точно описать функцию в точках изломов требуется очень большое количество гармоник. В данном исследовании учитывались члены ряда с частотами до 400 Гц, чего оказалось совершенно недостаточно для описания изломов с приемлемой точностью.

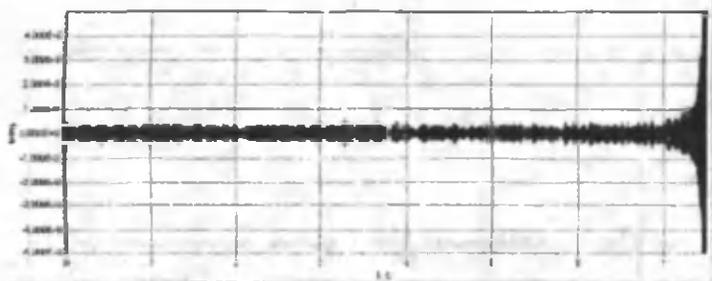


Рис.5.19. Высокочастотная составляющая движения агрегата (узла) по одной из степеней свободы. При выделении высокочастотной составляющей колебаний посредством разложения в ряд Фурье излом зависимости перемещений от времени в конце участка интегрирования не сглаживался.

Ввиду этого, при рассмотрении высокочастотных колебаний, приходится либо исключать из рассмотрения временной отрезок, на котором имеются искажения, либо корректировать функцию таким образом, чтобы, не внося изменений в высокочастотные колебания, сгладить изломы, вызывающие искажения. Первый способ неудовлетворителен с двух точек зрения. Во-первых, вопрос об определении границы ременного отрезка, на котором высокочастотное движение искажено, трудно корректно решить без дополнительных исследований. Во-вторых, временной отрезок, на котором будет получено высокочастотное движение конструкции, станет существенно меньше, что

нежелательно. Учитывая вышесказанное, функция, аппроксимируемая рядом Фурье, изменялась следующим образом. Перед разложением в ряд Фурье из зависимости перемещений от времени,  $u(t)$ , вычиталась функция следующего вида:

$$\varphi(t) = p_0 + p_1 \cdot t + p_2 \cdot t^2 + p_3 \cdot t^3$$

где коэффициенты  $p_0$ ,  $p_1$ ,  $p_2$  и  $p_3$  вычисляются из условия равенства на концах рассматриваемого временного отрезка функций  $\varphi(t)$  и  $u(t)$ , а также их первых производных. С учетом того, что в начальный момент времени и перемещения и скорости равны 0, значения  $a_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$  и  $a_3$  определяются следующим образом

$$p_0 = 0,$$

$$p_1 = 0,$$

$$p_2 = \frac{3 \cdot u(t_k) - u(t_k) \cdot t_k}{t_k^2},$$

$$p_3 = \frac{u(t_k) \cdot t_k - 2u(t_k)}{t_k^3},$$

где  $t_k$  - момент времени, до которого производилось интегрирование.

При разложении в ряд Фурье функции  $u(t) - \varphi(t)$  высокочастотных искажений на концах исследуемого временного отрезка не возникает. Функция  $\varphi(t)$  не содержит значительной высокочастотной составляющей и поэтому ее вычитание из зависимости перемещений от времени практически не искажает высокочастотных колебаний.

В результате расчета было найдено высокочастотное движение агрегата (узла) под действием сложной динамической нагрузки. Высокочастотное движение агрегата (узла) по одной из степеней свободы изображено на рис.5.20-5.21.

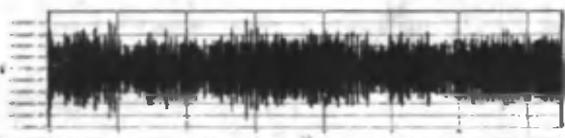


Рис.5.20. Высокочастотная составляющая движения конструкции по одной из степеней свободы агрегата (узла)

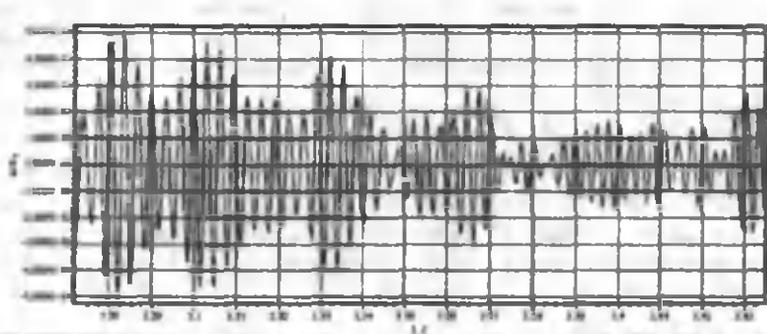


Рис.5.21. Типовые высокочастотные колебания в увеличенном масштабе

Из рис.5.21 видно, что доминирующей частотой высокочастотных колебаний является частота  $\sim 310$  Гц. Данный результат не является неожиданным, поскольку данная частота расположена вблизи от нижней границы рассматриваемого частотного диапазона, и колебания конструкции с данной частотой возбудить легче, чем по более высоким частотам рассматриваемого диапазона.

На рис.5.22 приводится зависимость абсолютных величин коэффициентов Фурье, полученных при разложении движения агрегата (узла), от частоты. Точки, соответствующие отдельным членам ряда Фурье, объединены для наглядности в одну кривую.

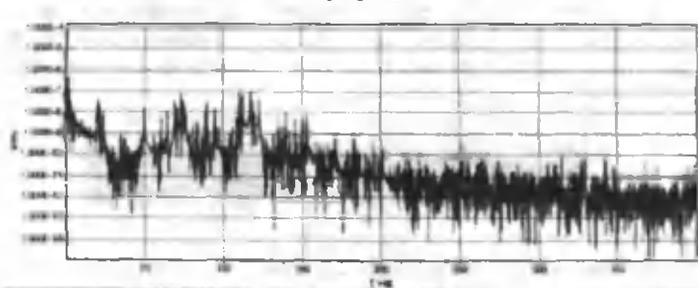


Рис.5.22. Разложение в ряд Фурье движения конструкции по интересующей степени свободы на временном интервале от 0 до 7.5с. Зависимость абсолютных величин коэффициентов Фурье от частоты. Соседние гармоники отличаются по частоте на 0.41888 Гц

Полученные результаты можно использовать при проектировании автомобиля и анализе его устойчивости.

## Литературы

1. Айбиндер А.Б. Камерштейн А.Г. Расчет магистральных трубопроводов на прочность и устойчивость. Справочное пособие. - М.: Недра, 1982.-341с.
2. Both V. W. Instabilität durchströmter Rohre. Jmgenilur-Archiv, Vol.33, №4, 1964, pp. 236-263.
3. Вилле Р. Механические аспекты контакта качения между шиной и деформируемым грунтом //Физическая мезомеханика. 2003 № 6, с.55-60
4. Горячева И. Г. Механика фрикционного взаимодействия. — М.: Наука. — 2001
5. Гидравлические и пневматические силовые системы управления. Под ред. Дж. Блекборга - М.: Иностранная литература, 1962,-614 с.
6. Гусенков А.П., Лукин Б.Ю., Шустов В.С. Унифицированные гибкие элементы трубопроводов. - М.: Изд. стандартов, 1988.-295с.
7. Григоль Э. И., Куликов Г. М., Плотникова С. В. Контактная задача для пневматической шины, взаимодействующей с жестким основанием // Механика композитных материалов.-2004 №5, с.661-674
8. Доценко П.Д. Некоторые результаты исследований собственных колебаний прямолинейных трубопроводов с жидкостью.//Прикладная механика.-1979-Т.XV.с.69-70.
9. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. -М.: Мир. -1989.
10. Жирнов М.В., Иванов А.В. Гидроупругое деформирование сферических и полусферических оболочек при внешнем электровзрывном нагружении. В кн.: Волновые процессы в жидкости и элементах конструкции электрогидравлических установок. – Киев.: Наукова думка, 1990. – с.58-64
11. Кальбус Г.Л. Гидропривод и навесные устройства тракторов. - М.: Колос, 1982.-287 с.
12. Крень А. П., Садовников А. О. Неразрушающий метод определения модуля упругости политетрафторэтилена //Пластические массы. -2005, № 8, 28-31
13. Лебедев О.В., Шермухамедов А.А. Отчет о НИР «Моделирование рабочих процессов новых схем гидроприводов на базе опытных образцов». ИМиСС. –Т. 1994.
14. Лебедев О.В., Худжаев М.К. Отчет о НИР «Динамика и надежность конструкции рулевого управления тягачей, автомобильных поездов в условиях аридной среды ЦАР». ИМиСС. –Т. 1997.
15. Лебедев О.В., Матмуродов Ф.М. Отчет о НИР «Динамика и надежность конструкции рулевого управления тягачей, тракторов, автомобилей в условиях аридной среды ЦАР». ИМиСС. –Т. 1998.
16. Лебедев О.В., Тунгушев М.А. Отчет о НИР «Моделирование истечений и дросселирование рабочих жидкостей в системах приводов». ИМиСС. –Т. 1997.
17. Левин М. А., Фуфаев Н. А. Теория качения деформируемого

колеса. - М.: Наука. -1989.

18.Мардонов Б.М., Хромова Г.А. Гидравлический удар и распространение возмущений в упругих подземных трубопроводах, заполненных жидкостью. Теория распространения волн в упругих и упругопластических средах. – Новосибирск,1987.-17-20 с.

19.Машиностроительный гидропривод /Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др., под редакцией В.Н.Прокофьева/ М.: Машиностроение, 1978, -495.С.

20.Наугольных К.А., Рой Н.А.. Электрические разряды в воде. – М.:Наука, 1917. – 155 С.

21. Païdoussis M.P., Jssid N.I. Dynamic stability of pipes conveying fluid. J.Sound and Vibr., 1974, 33, №3, 267-297.

22.Paidoussis M.P. Vibration of pipes containing flowing fluid. "CANCAM 73. G.r. 4-eme congr. can mec appl." Montreal,1973, 567-568.

23.Пинегин С. В. Трение качения в машинах и приборах. — М.: Машиностроение. 1976.

24.Проблемы современной ушотнительной техники. -М.: Мир, 1967, - 482.с.

25.Поллард Дж. Справочник по вычислительным методам статистики. М.: Финансы и статистика, 1982, - 344.с.

26.Пререльман Р.Г.Эрозионная прочность деталей двигателей и энергоустановок летательных аппаратов. М.: Машино-ние, 1980, - 382.с.

27.Работа автомобильной шины/Под ред. В.И.Кнороза. -М.:Транспорт.- 1976

28.Светлицкий В.А. Механика трубопроводов и шлангов. Задачи взаимодействия стержней с потоком жидкости и воздуха. - М.: Машиностроение, 1982.-280 с.

29.Светлицкий В.А., Купесов Н.К. Параметрические колебания шлангов с пульсирующей скоростью движения жидкости.//Известия вузов. Машиностроение.-1973-№11-22-25 с.

30.Уэйкмен Т., Бабаков В. Экспериментальные исследования эрозии в реактивном двигателе. // -РТ и К, 1980, т. 18, №5, с.183-89.

31.Файзуллаев Д.Ф., Наврузов К.Н. Гидродинамика пульсирующих потоков. –Т. Фан, 1986, -193 с

32.Феодосьев В.И. О колебаниях и устойчивости трубы при протекании через нее потока жидкости.//Инж.сборник.Х.,1951.-169-170 с.

33.Хожметов Г.Х., Хромова Г.А. Сейсmodинамика криволинейного подземного напорного водовода.//Известия АН РУз. 1988. №5 с.43-46.

34.Черноус Д. А., Анфиногенов С. Б. Методика расчета момента сопротивления качению // Трение и износ. - 2005 № 3, с.238-242

35.Шелдон М.. Сходства и различия в эрозионном поведении материала. // - Теоретические основы инженерных расчетов, 1970, №3, с.208...214.

## Приложение

Обозначения  $a$  — полуширина области контакта;  $a_0$  — половина длины горизонтальной площадки, образованной при изменении формы оболочки, наполненной газом;  $A, p$  — параметры экспоненциального ядра релаксации;  $E$  — модуль Юнга материала слоя;  $G$  — нормальная сила, действующая на колесо;  $h$  — толщина вязкоупругого слоя;  $M_c$  — момент сопротивления качению;  $p$  — нормальное давление в области контакта;  $p_0$  — внутреннее давление в оболочке, наполненной газом;  $R(t)$  — ядро релаксации;  $R, b$  — радиус и ширина диска, моделирующего катящееся колесо;  $u$  — максимальное вертикальное смещение точек поверхности, равное смещению (осадке) центра масс колеса;  $u_c$  — осадка колеса, обусловленная только формоизменением оболочки, наполненной газом;  $u_h$  — изменение толщины деформируемого слоя;  $v$  — скорость движения центра масс колеса.



**Лебедев Олег Владимирович**  
**Матмуродов Фарход Маткурбонович**

**Динамические исследования силовых механизмов наземных машин.**

**Т., 2007, 202 с.**

**Подписано к печати 26.02.2007 г. Формат 60x84 1/16.**

**Типография Института информатики АН РУз**

**Тираж 64 Заказ 8**



