САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П.Королева

СНИЖЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ И ШУМА В ПНЕВМОГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

Под редакцией академика РАН В.П. Шорина и
д.т.н., профессора Е.В.Шахматова

Самара 2005

ББК 32.87:32.965.2
С-53
УДК 534:621.54

С-53 Снижение колебаний и шума в пневмогидромеханических системах. / А.А. Иголкин, А.Н.Крючков, Г.М. Макарьянц, А.Б.Прокофьев, С.П.Прохоров, Е.В. Шахматов, В.П.Шорин, Под редакцией В.П.Шорина, Е.В.Шахматова. - Самарский государственный аэрокосмический университет. г.Самара, 2005. - 314 с.

ISBN 5-93424-203-2

В монографии обобщены результаты научных исследований и разработок в области виброакустики пневмогидромеханических систем. Рассмотрены источники колебаний рабочей среды, вибрации механических элементов и шума. Особое внимание уделено анализу виброакустических характеристик насосных агрегатов, трубопроводов, пневмосистем технологического оборудования, стендов для динамических испытаний транспортных средств. Приведены примеры использовнаия разработанных методов и средств снижения виброакустических нагрузок в пневмогидромеханических системах различных технических объектов.

Книга предназначена для специалистов, занимающихся проектированием, производством и эксплуатацией пневмогидромеханических систем, а также для студентов и аспирантов соответствующих специальностей.

Рецензенты: д-р. техн. наук, проф. Загузов И.С.,
д-р. техн. наук, проф. Дилигенский Н.В.

ISBN 5-93424-203-2

© Самарский государственный аэрокосмический университет. 2005.

Условные обозначения

A – коэффициент матрицы передачи устройства;

A_1 - площадь цилиндрической трубки;

A_2 - эквивалентное сечение канала утечек;

A_c - площадь дозирующего сечения;

A_F - амплитуда колебаний силы;

A_G - амплитуда колебаний расхода;

$A_{\Delta P}$ - амплитуда перепада давления;

B – коэффициент матрицы передачи устройства;

b - толщина лопасти шнека;

$b_ш$ - ширина шестерен;

C - коэффициент матрицы передачи устройства;

$C_п$ - окружная составляющая скорости;

$C_н$ - акустическая емкость внутренней полости насоса;

D - коэффициент матрицы передачи устройства;

$D_н$ - относительный диаметр начальной окружности;

$D_о$ - диаметр зоны обратных токов;

$D_ц$ - диаметр цилиндрического участка;

$D_г$ - относительный диаметр окружности головок;

d - диаметр;

F - площадь;

$F_{дин}$ - динамическая сила;

$F_{стат}$ - статическая сила;

f - частота колебаний;

G - постоянная составляющая расхода;

$G_{(s)}$ - передаточная функция;

h - шаг;

$h_з$ - зазор;

h_r - высота головки зуба;

I - момент инерции;

$j = \sqrt{-1}$;

$K_{ВН}$ - коэффициент вносимого затухания;

K_c - коэффициент собственного затухания;

L - инерционность;

L_1 - длина цилиндрической трубки;

L_2 - длина канала утечек;

$L_{ср}$ - длина средней линии;

l - длина;

M - момент;

m - модуль зуба;

n - частота вращения;

P – комплексная амплитуда давления;

p - статическое давление;

p_1 - давление в полости нагнетания;

p_x - давление во внутренней полости;

Q – комплексная амплитуда расхода, объемный расход;

q - параметр режима шнекоцентробежного насоса;

$q_{ик}$ - комплексная амплитуда идеального источника колебаний расхода;

$q_к$ - амплитуда расхода на выходе из насоса;

q_V - амплитуда расхода во внутренней полости;

R - активное сопротивление, радиус;

Re - вещественная часть;

R_e - радиус по окружности головок;

r - радиус;

S - площадь;

s - шаг;

t - время;

$\bar{t}$ - безразмерное время;

V - объем, скорость;

V_1 - объем;

V_x - объем;

X - сила;

Y - проводимость;

Z_B - волновое сопротивление;

Z_{c1} - волновое сопротивление со стороны входа;

Z_{c2} - волновое сопротивление со стороны выхода;

Z - импеданс;

z - число зубьев насоса;

α - угол;

β - угол наклона образующей;

β_o - коэффициент объемного сжатия жидкости;

δ_o - степень неравномерности подачи насоса;

Δh_n - потери напора активного потока;

ΔL - эффективность снижения шума;

ΔP - постоянная составляющая перепада давления;

$\Delta\varphi$ - изменение угла;

φ - фазовый сдвиг;

λ - длина волны;

ρ - плотность;

Θ - угол;

τ - густота решетки шнека;

ω - круговая частота колебаний.

Сокращения

АДТ – агрегат дозировки топлива;
АПВ – агрегат перепуска воздуха;
ГТД – газотурбинный двигатель;
ДВС – двигатель внутреннего сгорания
ДКМ – датчик крутящего момента;
ДЛА – двигатели летательных аппаратов;
ДПЧВ – датчик приведенной частоты вращения;
ДУ – двигательная установка;
ЖРД – жидкостный реактивный двигатель;
ЖРДУ – жидкостная реактивная двигательная установка;
ЗПМ – звукопоглощающий материал;
ЗПЭ – звукопоглощающий элемент;
КПА – коробка приводов агрегатов;
КПД – коэффициент полезного действия;
КПО – кузнечно-прессовое оборудование;
КУ – корректирующее устройство;
ЛА – летательный аппарат;
НД – насос двойной;
ПГА – пневмогидроаккумулятор;
РСК – регулятор сопла и компрессора;
САР – система автоматического регулирования;
ТНА – турбонасосный агрегат;
ТРДД – турбореактивный двухконтурный двигатель;
УДЭ – упруго-демпфирующий элемент.

ВВЕДЕНИЕ

Развитие современной техники связано с ростом мощности и энергонасыщенности всех систем, в том числе и пневмогидромеханических. В то же время расширяется и спектр задач, решаемых такими системами. Гидромеханические системы составляют основу гидропривода, предназначенного для приведения в движение рабочих органов самых различных устройств. Все большее распространение получают пневматические системы. Они взрыво- и пожаробезопасны, просты, дешевы в изготовлении, могут легко комбинироваться в пневмогидравлические, пневмоэлектрические системы. В то же время нельзя не отметить, что развитие и расширение функциональных задач пневмогидромеханических систем приводит к усложнению их структуры, увеличению количества агрегатов, интенсификации процессов в составляющих систему устройствах, гидравлических и механических связях. Одновременно к системам предъявляются все более высокие требования по быстродействию, устойчивости, точности и стабильности работы.

Функциональная и параметрическая надежность пневмогидромеханических систем в значительной мере снижается вследствие виброакустических нагрузок как генерируемых при работе самих систем, так и действующих на них со стороны присоединенных элементов (вращающихся роторов двигателей, колес транспортных средств, матрицы гидропресса и т.п.). Эти динамические нагрузки пульсации давления рабочей среды, вибрация арматуры и агрегатов – являются причиной разгерметизации соединений, усталостных разрушений элементов систем, повышенного износа клапанов, золотников, сервопоршней.

Взаимодействие периодических процессов в трубопроводах систем с рабочими органами механизмов – один из факторов, влияющих на устойчивость их работы. Переменное давление рабочей среды служит источником погрешностей гидроусилителей, следящих систем и является причиной нарушений их начальной настройки.

Современное пневмогидромеханическое оборудование является источником значительных виброакустических нагрузок. Одним из наиболее интенсивных источников динамических нагрузок является гидравлический насос. Он генерирует пульсации давления рабочей жидкости, которые могут распространяться как по линии нагнетания («по потоку»), так и по линии всасыва-

ния («против потока»). Эти волны давления являются особенно опасными в условиях акустического резонанса (т.е. при совпадении частоты вынужденных колебаний с собственной частотой участка гидравлической подсистемы), характеризующегося резким увеличением амплитуды пульсации давления.

Распространяющиеся по трубопроводам пульсации давления обуславливают механизм силового возбуждения вибрации трубопроводной арматуры. Кроме того, сам насос является источником кинематического возбуждения вибрации присоединенных к нему элементов. В пневмогидромеханических системах существует множество других источников и механизмов возбуждения виброакустических нагрузок, которые подробно будут рассмотрены в монографии.

Проблема снижения виброакустических нагрузок и повышения работоспособности пневмогидромеханических систем решается методами коррекции динамических характеристик. Сюда следует отнести различные конструктивные и технологические мероприятия, направленные на совершенствование конструкции источника динамических нагрузок с целью их снижения. Другой метод коррекции – частотная отстройка систем и их элементов. Третий путь – использование специальных корректирующих устройств.

Современные пневмогидромеханические системы являются источником интенсивного шума. Непрерывный рост их энергонасыщенности сопровождается дальнейшим увеличением шума, что оказывает вредное воздействие на организм человека, ухудшает условия его труда. Вопросы снижения шума должны решаться уже на стадии проектирования. Однако систематизированных материалов для выполнения этой задачи пока еще недостаточно.

Виброакустическая нагруженность элементов и систем легковых транспортных средств имеет важное значение в комплексе параметров, определяющих эксплуатационные и потребительские качества автомобилей. Непрерывно ужесточающиеся требования национальных и международных стандартов, ограничивающих шум и вибрацию транспортных средств, актуальность представления на рынок шумовиброкомфортных автомобилей, тенденция постоянного сокращения временных затрат на процесс разработки и доводки объектов испытаний вынуждают производителей автотранспортной техники уделять все возрастающее внимание виброакустической доводке автомобилей.

Комплекс работ по обеспечению виброакустического качества автомобиля должен начинаться вместе с проектированием и проводиться параллельно с ним, используя все имеющиеся возможности, включая опыт разработчиков, математическое моделирование и экспериментальные исследования и оценки. Несмотря на прогресс, достигнутый за последнее время в области компьютерного моделирования, большую роль играют длительные испытания опытных образцов, так как невозможно математически промоделировать все реальные элементы, которые влияют на окончательные величины виброакустических характеристик: от отдельных точек сварки до отделки интерьера и шумоизоляционной обработки. Поэтому одной из важных задач, решение которой определяет эксплуатационные качества разрабатываемого автомобиля в целом, является создание комплекса стендового оборудования для проведения разносторонних видов взаимосвязанных испытаний и доводочных работ по виброакустике легковых транспортных средств.

В соответствии с изложенным и исходя из полученных в последние годы результатов в области виброакустики пневмогидромеханических систем, настоящая монография представляет обобщение научных результатов, посвященных решению проблемы анализа и моделирования процессов виброакустического взаимодействия, снижения виброакустической нагруженности систем.

В первой главе дан обзор по исследованию механизмов возникновения колебаний в пневмогидромеханических системах и анализу источников колебаний и шума.

Вторая глава посвящена моделированию виброакустических процессов в пневмогидромеханических системах. В частности, в ней представлены математические модели насосных агрегатов как генераторов пульсаций рабочей жидкости, вибрации и шума, конечноэлементные модели виброакустических процессов в трубопроводах, методы моделирования процессов звукоизлучения элементами пневмогидромеханических систем.

В третьей главе представлено описание методов и средств снижения колебаний и шума гидромеханических и гидрогазовых систем. Значительное внимание уделено основам теории и схемным решениям гасителей колебаний рабочей жидкости, виброгасителям на основе упруго-демпфирующих элементов и глушителям шума выхлопа технологических энергетических пневмомагистралей.

В четвертой главе рассмотрены вопросы снижения динамической нагруженности систем топливопитания газотурбинных двигателей. Представлена обширная информация по мероприятиям, направленным на снижение кавитации в шнекоцентробежных ступенях насосов, оказывающей значительное влияние на динамическую нагруженность гидромеханических систем.

В пятой главе подробно рассмотрены вопросы создания и доводки стендов для виброакустических испытаний легковых транспортных средств. В частности, представлено описание и некоторые характеристики стенда для виброакустических исследований силового агрегата, стенда с беговыми барабанами для акустических исследований транспортных средств.

В монографии представлены результаты исследований, проводимых на кафедре автоматических систем энергетических установок и в Институте акустики машин Самарского государственного аэрокосмического университета в интересах ОАО «Моторостроитель», ОАО «Самарское конструкторское бюро машиностроения» АО «Агрегат», ОАО «АвтоВАЗ», ОАО «Самараэнерго» и др. Часть работы выполнялась в рамках Федеральной целевой программы « Интеграция науки и высшего образования России на 2002-2006 годы».

1. ИСТОЧНИКИ КОЛЕБАНИЙ И ШУМА В ПНЕВМО- И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

1.1. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПНЕВМО- И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ В ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТАХ. ЭЛЕМЕНТНЫЙ СОСТАВ

Пневмо- и гидромеханические системы с давних пор используются в технике. С изобретением паровых машин и развитием промышленного производства возникла необходимость в передаче энергии на расстояние и в управлении машинами. Сначала для этого использовались механические устройства. В связи с усложнением производственных процессов для передачи энергии стали применяться воздух и жидкости под давлением. Появление электрических машин на некоторое время приостановило развитие гидро- и пневмосистем. Однако в, начале XX века для управления машинами потребовались мощные и быстродействующие приводы. Электрические машины не могли полностью удовлетворять этим требованиям, в связи с чем широкое применение получили различные гидравлические механизмы и машины. Одновременно развивались и усложнялись гидросистемы, обеспечивающие смазку и охлаждение машин и станков.

В настоящее время гидросистемы играют важную роль в самых разнообразных отраслях техники. Потребность в устройствах, более дешевых, чем гидравлические механизмы и машины, а также необходимость создания взрывобезопасных систем для химических производств и систем, не чувствительных к радиации, привели к развитию пневмосистем.

По своему назначению гидро- и пневмосистемы можно разделить на: 1) системы, которые используются при управлении различными машинами, станками, аппаратами, и 2) системы, обеспечивающие рабочий процесс в этих объектах. Примерами систем первого класса могут служить системы, с помощью которых осуществляется управление станками и энергетическими установками. Ко второму классу относятся системы смазки машин, топливные системы двигателей, системы охлаждения машин, системы тепло- и газоснабжения.

Гидро- и пневмосистемы, предназначенные для выполнения операций управления машинами, станками и аппаратами, называются системами управления. При этом под управлением понимается комплекс действий, направленных на достижение в

каком-либо процессе определенной цели. Методы исследования и расчета гидро- и пневмосистем управления в ряде случаев могут быть распространены и на системы второго класса.

Современные гидро- и пневмосистемы управления крайне разнообразны и могут различаться по принципу действия, назначению, конструкции устройств, составляющих систему, и по другим признакам. Не стремясь к подробному и полному обзору всех особенностей гидро- и пневмосистем, остановимся только на тех из них, которые имеют отношение к рассматриваемым в книге вопросам.

В соответствии с выполняемыми функциями в гидро или пневмосистеме управления можно выделить следующие элементы: источники питания, цепи управления и исполнительные устройства [18, 67,139,]. От источника питания производится снабжение остальных частей системы рабочей средой под давлением. Часто источниками питания являются отдельные насосные и компрессорные станции. Известны также системы, которые снабжаются рабочей средой, отбираемой от управляемой машины или аппарата, например, топливом от управляемого двигателя. Источники питания должны иметь контрольно-регулирующую аппаратуру. Кроме того, обычно к ним относят такие вспомогательные устройства, как газогидравлические аккумуляторы, гасители пульсаций давления, фильтры, теплообменники и др.

Цепи управления представляют собой совокупность устройств, предназначенных для преобразования и передачи целенаправленных сигналов от операторов или контролирующих какой-либо процесс автоматических устройств к исполнительным устройствам. В цепях управления, как правило, передаваемые сигналы усиливаются по мощности за счет использования энергии, подводимой с рабочей средой от источника питания.

Цепь управления и исполнительное устройство образуют гидравлический привод (гидропривод), если рабочей средой служит жидкость, и газовый привод, если рабочей средой является газ. Когда рабочей средой служит воздух, приводы сокращенно именуются пневмоприводами. При изучении вопросов расчета и исследования процессов в приводах нет необходимости отдельно рассматривать воздух и какой-либо другой газ, поэтому в дальнейшем приводы, в которых рабочей средой служит любой газ, отнесены к пневматическим (пневмоприводам).

При использовании гидро- и пневмосистем в целях управ-

ления различными машинами, аппаратами или станками возникает необходимость в поддержании, а также в изменении в определенных пределах давлений и расходов рабочих сред. Выполнение этих задач называется регулированием гидро- и пневмосистем. Применяются гидросистемы с дроссельным, струйным, объемным и объемно-дроссельным регулированием [18, 67]. В пневмосистемах могут иметь место только первые два вида регулирования.

Дроссельное регулирование основано на использовании в цепях управления элементов с изменяемыми проходными сечениями. Эти элементы регулируют расходы рабочей среды, а при необходимости меняют направление потоков. Такие операции выполняют: золотниковые распределители различных конструкций, клапаны, устройства в виде сопла с заслонкой и другие аппараты подобного принципа действия. Для иллюстрации этого способа регулирования на рис. 1.1 дана в условных обозначениях схема простой гидросистемы. Цепь управления здесь сведена к одному устройству в виде четырехдроссельного (четырехщелевого) золотникового распределителя (золотника) 1; исполнительным устройством является гидроцилиндр 2. Такая система называется гидроприводом с дроссельным регулированием. Переливной клапан 3 и насос 4 относятся к элементам источника питания.

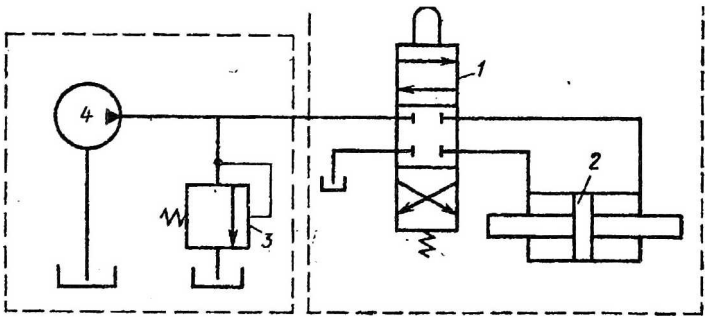


Рис. 1.1. Схема гидросистемы с дроссельным регулированием.

При нейтральном положении золотника, показанном на схеме, напорная и сливная магистрали не соединяются с полостями гидроцилиндра. В случае смещения золотника от нейтрального положения одна полость гидроцилиндра сообщается с напорной магистралью, а противоположная со сливной. Под действием создавшегося перепада давления поршень гидроци-

линдра перемещается, преодолевая приложенную к его штоку внешнюю нагрузку. Расход жидкости, пропускаемой золотником, а следовательно, и скорость движения поршня гидроцилиндра регулируются смещением золотника от нейтрального положения. При малых смещениях золотника площадь открываемых во втулке окон оказывается значительно меньше сечения подводящих и отводящих жидкость каналов. Вследствие этого гидравлическое сопротивление золотникового распределителя оказывается большим, и он пропускает малый расход жидкости. С увеличением смещения золотника его гидравлическое сопротивление уменьшается и при том же перепаде давления увеличивается расход протекающей жидкости.

Если не учитывать потери в магистралях, то перепад давления на золотниковом распределителе будет определяться разностью давления, поддерживаемого переливным клапаном, и перепадом давления в полостях гидроцилиндра, который зависит от действующей на шток поршня нагрузки и рабочей площади последнего. Направление движения поршня гидроцилиндра регулируется направлением смещения золотника от нейтрального положения.

В рассмотренной системе подача насоса должна соответствовать максимальному расходу жидкости, при котором обеспечивается требуемая максимальная скорость движения поршня гидроцилиндра. При движении поршня с меньшими скоростями переливной клапан пропускает из магистрали высокого давления в магистраль низкого давления часть жидкости с расходом, равным разности подачи и расхода жидкости, протекающей через золотниковый распределитель. Такой способ поддержания давления в напорной магистрали является достаточно простым, но приводит к лишним потерям энергии в переливном клапане.

Этот недостаток уменьшен в системе, схема которой дана на рис. 1.2. В системе имеется газогидравлический аккумулятор 1 и автомат разгрузки, состоящий из перепускного клапана 2 и обратного клапана 3. Если давление в аккумуляторе достигает наибольшего допустимого значения, то перепускной клапан открывается и жидкость направляется в сливную магистраль, давление перед клапаном падает и соответственно уменьшается потребляемая насосом мощность. Вытеканию жидкости из аккумулятора через перепускной клапан препятствует обратный клапан. Когда давление в аккумуляторе падает, перепускной клапан закрывается, насос подает жидкость в аккумулятор.

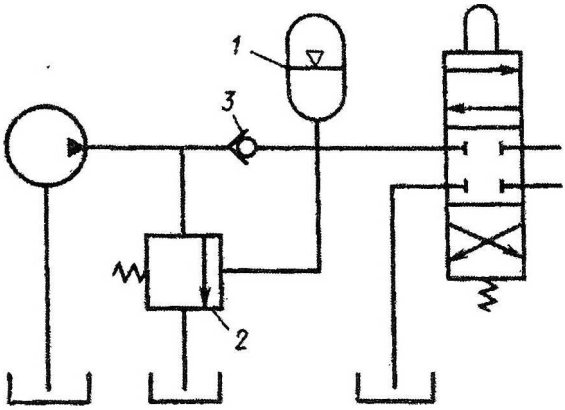


Рис.1.2. Схема гидросистемы с автоматом разгрузки насоса.

Уменьшение энергии, потребляемой насосом, в такой системе зависит от соотношения циклов работы насоса при большом и малом давлениях нагнетания. При продолжительной работе насоса с низким давлением нагнетания может оказаться целесообразной его остановка, например, путем отключения электродвигателя насоса от сети.

Количество потребляемой цепями управления энергии может быть приведено в соответствие с количеством энергии, подводимой к станции питания, в случае применения насоса с регулируемой подачей (рис. 1.3). В такой системе давление в напорной магистрали поддерживается автоматическим регулятором, который уменьшает или увеличивает подачу насоса в зависимости от расхода жидкости, пропускаемой золотниковым распределителем.

Пневмосистемы по сравнению с рассмотренными гидросистемами могут иметь ряд особенностей, связанных прежде всего с типом источника питания. Однако, как для гидросистем, так и для пневмосистем с дроссельным регулированием общим является то, что обычно источники питания обеспечивают цепи управления рабочей средой при малом изменении давления в напорной магистрали и практически неизменными расходами. Кроме того, цепи управления при дроссельном регулировании всегда содержат механизмы с подвижными деталями. При управлении такими механизмами приходится преодолевать си-

лы, приложенные к подвижным деталям со стороны рабочей среды, поэтому при включении гидравлических и пневматических цепей управления в автоматические системы требуются дополнительные усилители сигналов.

При эксплуатации систем в условиях высоких и низких температур окружающей среды, при значительных вибрациях и радиации требуются дополнительные меры, направленные на обеспечение необходимой надежности систем. Один из возможных способов уменьшения числа подвижных деталей в цепях управления состоит в управлении движением рабочей среды

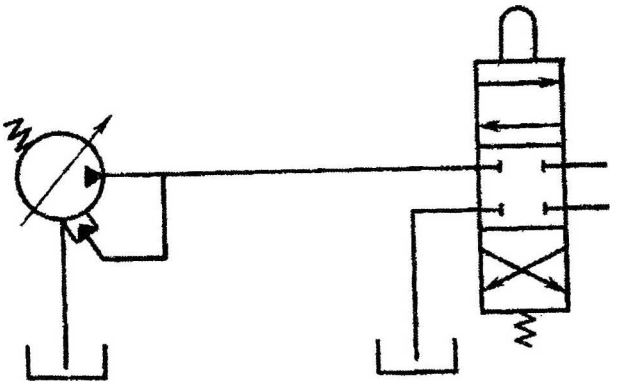


Рис.1.3. Схема гидросистемы с автоматическим регулированием подачи насоса.

электромагнитным полем. Однако созданные по такому принципу устройства управления из-за большей потребляемой мощности пока уступают широко применяемым электромеханическим преобразователям.

Струйное регулирование основано на изменении величин расходов и направлений потоков рабочих сред путем отклонения свободных или ограниченных стенками каналов струй. При таком способе регулирования могут применяться устройства управления как с подвижными деталями, так и без них. Последние устройства называются струйными элементами, а при использовании в качестве рабочей среды газа часто называются элементами пневмоники.

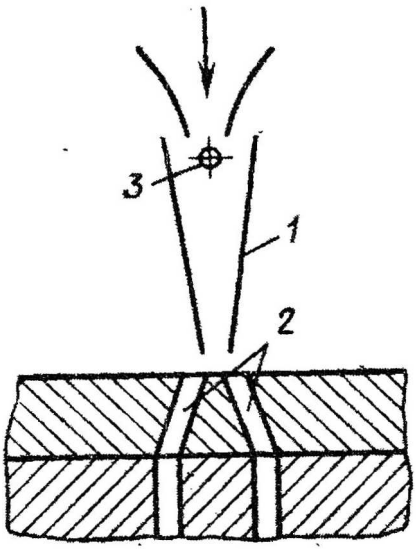


Рис.1.4. Струйная трубка.

Из устройств с подвижными деталями достаточно распространены гидравлические и пневматические усилители со струйной трубкой, в которых рабочая среда под давлением направляется в конфузорную трубку 1 (рис. 1.4). Если струйная трубка занимает среднее положение, то поток рабочей среды делится поровну между двумя приемными каналами 2. При повороте струйной трубки вокруг оси 3 увеличивается поток рабочей среды в тот канал, в сторону которого отклонен конец трубки.

На рис. 1.5 дана схема струйного элемента без подвижных деталей. Элемент имеет один канал питания 1, два управляющих канала 2 и 3 и два выходных канала 4 и 5. В канал питания подводится рабочая среда под давлением. При отсутствии разности давлений в управляющих каналах вытекающая из канала питания струя направлена по оси элемента и поток, как и при струйной трубке, делится поровну между выходными каналами. Отклонение струи осуществляется созданием различных давлений в управляющих каналах, причем струя отклоняется от оси элемента тем больше, чем больше разность этих давлений. Мощность потока рабочей среды, вытекающей из выходных каналов, в несколько раз превышает мощность, необходимую для управления струей, поэтому описанный элемент является усилителем.

Известны и находят все большее применение в различных областях техники струйные элементы, принцип действия которых основывается на различных гидродинамических явлениях: прилипании струи к стенке, турбулизации струи поперечными струями, встречном соударении струй, образовании вихрей [55].

Струйные элементы используются не только как усилители, но и как элементы для выполнения логических и вычисли-

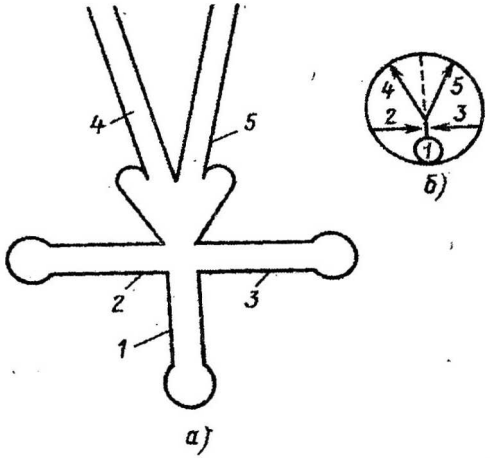


Рис.1.5. Струйный усилитель: а – принципиальная схема; б – условное обозначение.

тельных операций, в качестве реле, генераторов колебаний и выпрямителей.

Струйные элементы могут работать как на газе, так и на жидкостях: воде, керосине, минеральном масле. Наиболее широкое развитие получили пневматические струйные элементы (элементы пневмоники), что связано с простотой снабжения систем воздухом под давлением и возможностью изготовления цепей в виде печатных схем. Пневматические элементы легко изготовить малых размеров, при которых частота пропускания сигналов может достигать 1-2 кГц.

Отсутствие подвижных деталей обеспечивает нечувствительность струйных элементов к вибрациям и перегрузкам. Конструкция элементов позволяет изготовлять их из материалов, выдерживающих высокие и низкие температуры, а также радиоактивные излучения.

Несмотря на такие положительные свойства струйных элементов, собранные из них цепи управления не всегда лучше цепей управления, содержащих элементы с подвижными деталями. Один из недостатков струйных элементов, ограничивающих области их применения, состоит в наличии постоянного расхода рабочей среды, что приводит к увеличению мощности источников питания. Кроме того, струйные элементы при соединении в цепи оказывают существенное взаимное влияние, что требует тщательного согласования их характеристик. Из-за внутренних гидродинамических процессов в цепях со струйными элементами могут возникать шумовые сигналы, снижающие точность управления объектом.

В большинстве случаев применение струйных элементов

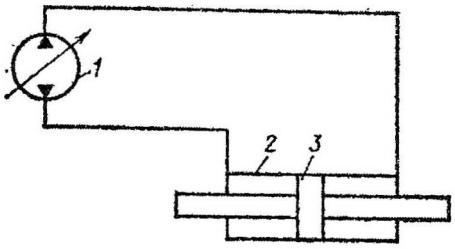


Рис.1.6. Схема гидросистемы с объемным регулированием.

не позволяет полностью исключить из цепи управления элементы с подвижными деталями. Это объясняется, во-первых, тем, что при введении в цепи управления сигналов необходимо преобразовывать различные физические величины в изменения давления рабочей среды, так как только такие величины, как расход, давление, температура могут непосредственно контролироваться струйными элементами. Во-вторых, для приведения в действие большинства регулирующих органов управляемых объектов необходимо сигналы в виде давлений и расходов газов или жидкостей преобразовывать в каких-либо исполнительных устройствах (гидроцилиндрах, гидромоторах) в линейные или угловые перемещения.

Может оказаться целесообразным совместное использование струйных элементов и устройств для дроссельного регулирования. Например, струйные элементы позволяют сравнительно просто осуществлять логические операции, которым подчиняется действие цепей с дроссельным регулированием.

Струйные элементы оказываются полезными также в качестве управляющих устройств в отдельных звеньях цепей с дроссельным регулированием, когда требуется обеспечить их высокую надежность.

Как дроссельное, так и струйное регулирование сопровождается дополнительными потерями энергии в устройствах, которыми регулируется поток рабочей среды. Более полное использование мощности источника питания достигается при объемном регулировании. Этот способ регулирования основан на применении объемного насоса с регулируемой подачей, присоединяемого непосредственно к гидроцилиндру или к другому гидродвигателю объемного типа (рис. 1. 6). Таким образом, при объемном регулировании источник питания объединяется с цепью управления. Такое соединение называется гидроприводом с объемным регулированием.

При регулировании подачи насоса 1 вследствие измене-

ния расхода жидкости, нагнетаемой в одну полость гидроцилиндра 2 и отбираемой из противоположной полости, достигается необходимая скорость движения поршня 3. В гидроприводе с объемным регулированием потери энергии уменьшаются благодаря высоким значениям к. п. д. объемных гидромашин. Однако насосы с регулируемой подачей сложны по устройству, а для управления регулирующими органами таких насосов требуются дополнительные усилители. В самом способе объемного регулирования заключается необходимость питания рабочей жидкостью от одного насоса только взаимосвязанных исполнительных устройств, в связи с чем гидроприводы с объемным регулированием обычно применяются при автономном управлении тяжелонагруженными объектами.

Способ объемного регулирования может быть совмещен с дроссельным регулированием. В этом случае осуществляется объемно-дроссельное регулирование. В пневматических системах объемное регулирование не применяется из-за большой сжимаемости рабочей среды.

В зависимости от выполняемых гидро- и пневмосистемами функций сигналы в цепи управления могут вводиться с помощью различных по конструкции и принципу действия устройств. Наиболее часто с этой целью используются механические и электромеханические устройства. Находят применение пневмогидравлические цепи управления, в которых сигналы управления формируются в пневматических устройствах, а затем усиливаются гидравлическими устройствами.

Передача сигналов в цепях управления может осуществляться только от начала цепи (входа) к исполнительному устройству (выходу). Такие цепи управления называются разомкнутыми. Приведенная на рис. 1.1 схема является примером системы с разомкнутой цепью управления. Здесь входом будет перемещение золотника, а выходом перемещение штока гидроцилиндра. Вполне определенными в этой системе могут быть только крайние положения поршня. Различные промежуточные положения поршень занимает в зависимости от продолжительности открытия золотника, действующих на шток сил, утечек из гидроцилиндра и других факторов.

В замкнутых цепях управления имеется обратная связь от выхода к входу. На рис. 1.7 дана схема гидросистемы с замкнутой цепью управления, в которой датчик обратной связи 1 преобразует перемещение штока поршня гидроцилиндра в электри-

ческий сигнал. Этот сигнал в электронном или электромагнитном усилителе 2 сравнивается с входным сигналом и пропорционально выявленной разности сигналов (ошибке) электромагнитное устройство 3 смещает золотник от нейтрального положения. В результате поршень гидроцилиндра перемещается до тех пор, пока ошибка не достигнет допустимого значения. В такой системе положение штока поршня гидроцилиндра всегда с необходимой точностью задается сигналом управления. Гидро- и пневмосистемы с замкнутыми цепями управления широко применяются в качестве следящих приводов, а также служат основой для построения различных автоматических регуляторов.

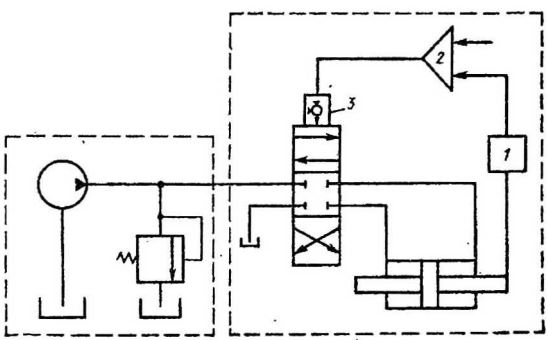


Рис.1.7. Схема гидросистемы с замкнутой цепью управления.

Все рассмотренные гидро- и пневмосистемы объединяет то, что в основе их действия лежат общие законы гидромеханики, и то, что они предназначаются для выполнения операций управления. Вследствие этого гидро- и пневмосистемы должны удовлетворять требованиям, которые предъявляются к современным системам автоматического управления.

Требуемые режимы обеспечиваются регулированием гидро- и пневмосистем описанными выше способами. Естественно, что проектирование какой-либо системы является сложной комплексной задачей, правильное решение которой зависит от многих факторов, в том числе и от знания свойств создаваемой системы.

Работа гидравлических приводов машин сопровождается волновыми колебательными процессами, возникающими вследствие неуравновешенности и износа движущихся частей гидро-

привода, изменения нагрузок, перераспределения энергии при изменении направления движения или турбулизации потока рабочей жидкости. Эти волновые колебательные процессы являются источниками вибрации и шума агрегатов гидравлического привода.

1.2. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В ПНЕВМОГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

Эксплуатация всех без исключения пневмогидромеханических систем сопровождается наличием колебательных явлений различной природы. Колебания представляют собой процесс, в котором состояния системы многократно повторяются.

С точки зрения характера и степени повторяемости колебания могут быть:

- периодические – в этом случае каждое значение колеблющейся величины повторяется неограниченное число раз через одинаковые промежутки времени;
- затухающие – когда значение колеблющейся величины с течением времени постепенно уменьшается и стремится к нулю.

Механические колебания деталей, трубопроводов, машин, систем и т. п. с амплитудами от нескольких микрон до нескольких миллиметров, происходящие с частотой от одного колебания в секунду и выше, носят название вибрации.

Особую форму колебательного движения представляют акустические колебания в упругой среде в форме волнового движения.

При эксплуатации пневмогидромеханических систем возникают и механическая вибрация и акустические колебания. Все многообразие динамических нагрузок в элементах пневмогидромеханических систем по своей физической природе может быть сведено к двум группам сил.

Первая группа – силы механического происхождения – обусловлена остаточными неуравновешенностями роторов, дефектами механической обработки деталей вращения (шеек роторов, полумуфт и др.), подшипников и их деталей, асимметричностью жесткостей роторов в главных плоскостях изгиба, технологическими и эксплуатационными дефектами в линии вала (расцентровка, излом, прогиб вала, динамические несоосности), возмущениями от соударения деталей и т. д.

Вторая группа – силы аэро- и гидродинамического происхождения в насосах, турбинах, компрессорах и вентиляторах.

Установление характера силового воздействия внутри элементов пневмогидромеханических систем, связи между вибрационными силами и энергетическими параметрами системы, кинематики движения элементов ее рабочих узлов – одна их основных задач конструкторов малошумных и надежных систем. Однако физика шумо- и виброобразования чрезвычайно сложна. Для большинства систем и процессов в них не удается установить точных теоретических соотношений между энергетическими и виброакустическими параметрами и дать расчетные методы определения действующих динамических нагрузок. Поэтому актуальной задачей является построение моделей, описывающих виброакустические процессы в элементах пневмогидромеханических систем.

Анализ динамических процессов в гидромеханических и топливных системах двигателей и энергетических установок показывает, что надежность двигателей и систем в значительной степени зависит от вибрационных и пульсационных нагрузок, действующих в их элементах и агрегатах (рис. 1.8-1.11). В работах [63, 132] установлена взаимосвязь колебаний рабочей жидкости, генерируемых плунжерным насосом жидкости в запертом объеме шестеренных насосов также влияет на их вибрационные характеристики и шум. В свою очередь механические узлы авиационных двигателей имеют свой собственный спектр колебаний [83]. Так, например, спектр вибраций коробки приводов самолетных агрегатов ГТД расположен в диапазоне частот (0,5... 10) кГц, а диапазон частот пульсаций жидкости, генерируемых топливным шестеренным насосом, составляет на различных режимах (0,1...10) кГц (см. рис. 1.8-1.11). Поскольку указанные диапазоны частот перекрываются, то на отдельных режимах возможно совпадение частот колебаний механического привода и пульсаций за насосом, что может привести к резонансу в гидромеханической системе. С учетом того, что привод самолетных агрегатов осуществляется с определенным передаточным отношением от ротора ГТД, можно определить взаимодействие частот вращения ротора и привода агрегатов. Например, подача топлива насосом к регулятору и в камеру сгорания может воздействовать на частоту вращения ротора ГТД. Процесс взаимодействия гидромеханических элементов двигателя может быть условно представлен в виде схемы, изображенной

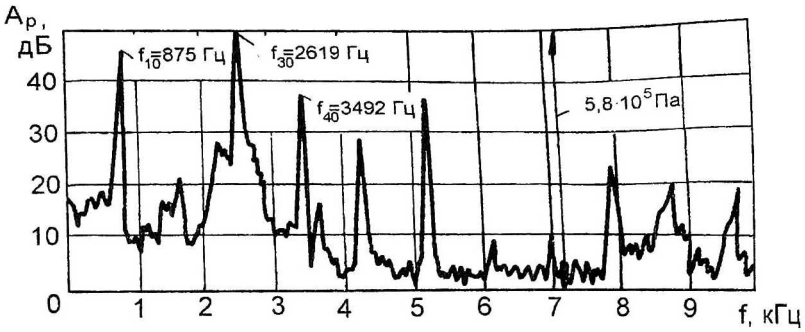


Рис. 1.8. Спектрограмма пульсаций давления топлива на выходе из шестеренного насоса 4016Т при частоте вращения привода n=5240 об/мин и среднем давлении $P_{ср}$=10,7 МПа.

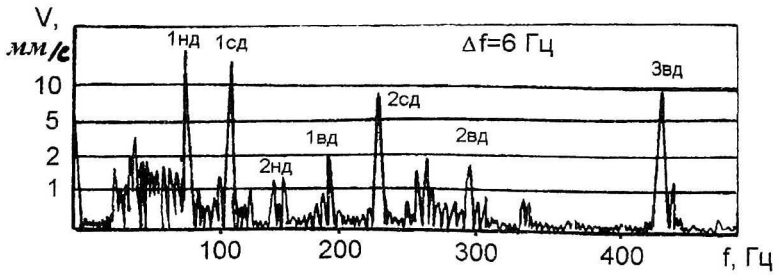


Рис. 1.9. Спектрограмма роторной вибрации трехвального ТРДД.

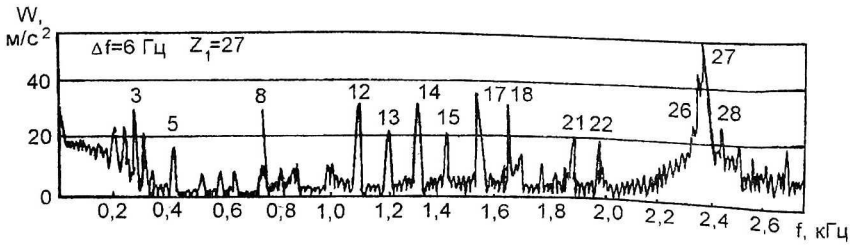


Рис. 1.10. Спектрограмма вибрации вентилятора ТРДД.

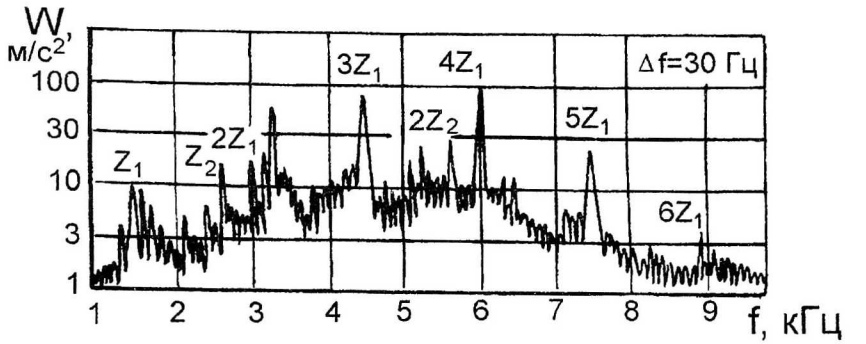


Рис. 1.11. Спектрограмма вибрации коробки приводов самолетных агрегатов.

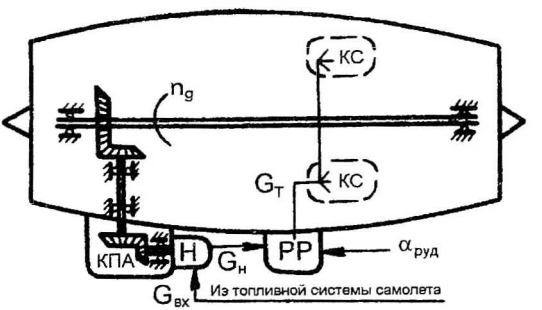


Рис. 1.12. Схема взаимодействия гидромеханических элементов системы топливопитания ГТД: КПА - коробка приводов агрегатов; Н - топливный насос; РР - регулятор расхода топ-

на рис.1.12. Низкочастотные колебания частоты вращения ротора могут передаваться через всю гидромеханическую систему в камеру сгорания, и, таким образом, может быть образован замкнутый колебательный контур (рис. 1.13). А в отдельных (местных) контурах, например "КПА - топливный насос", могут возникать повышенные высокочастотные колебания.

Аналогичные механизмы возникновения колебаний характерны и для ЖРДУ [64] (рис. 1.14). Так диапазон частот 0,5...10

Гц является опасным для корпуса ЛА, упругого в продольном направлении. Упрощенное представление о механизме развития колебаний, описание которого возможно с помощью системы линейных дифференциальных уравнений, можно пояснить следующим образом. Случайные колебания давления на входе в насосы ТНА при частоте 0,5...10 Гц проходят через двигательную установку и превращаются из колебаний давления в колебания тяги. Колебания тяги замыкают динамическую систему двигатель - корпус ЛА. При этом в зависимости от согласования или рассогласования частотных характеристик цепи динамическая система может быть либо устойчивой, либо неустойчивой, т.е. колебания тяги и корпуса ракеты, воздействующие на входные давления, будут либо затухать, либо увеличиваться. В последнем случае возможно разрушение корпуса ЛА.

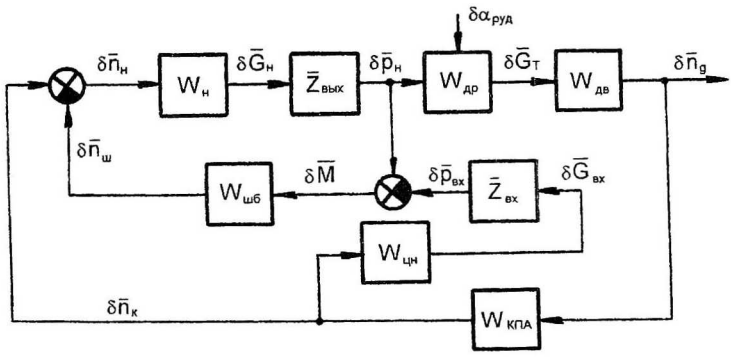


Рис. 1.13. Структурная схема системы топливопитания ГТД: $W_{дв}$,$W_{КПА}$, $W_{ЦН}$, $W_{ШБ}$, $W_{Н}$, $W_{др}$ - передаточные функции соответственно двигателя, коробки приводов агрегатов, центробежного насоса, шестеренного блока, насоса, дроссельной иглы; $\overline{Z}_{вх}, \overline{Z}_{вых}$ - относительные импедансы присоединенных гидравлических цепей.

Для уменьшения амплитуд низкочастотных колебаний в магистрали подачи топлива устанавливают демпферы или гасители колебаний, настроенные на опасный для корпуса диапазон частот [64, 81]. Разработчиками ЖРДУ должны быть проведены мероприятия по устранению кавитационных автоколебаний в этом диапазоне частот. Совместными усилиями разработчиков

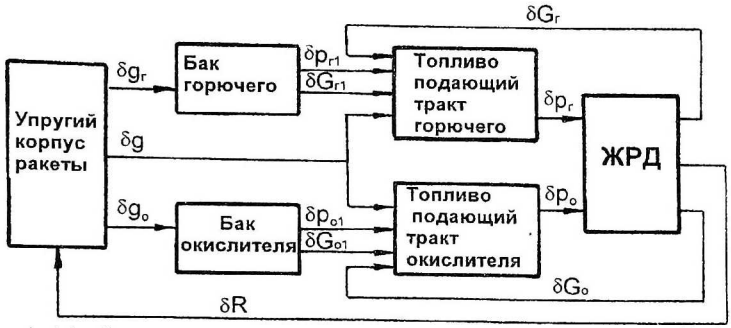


Рис. 1.14. Схема взаимодействия упругого корпуса ракеты с ЖРД при продольных колебаниях ракеты.

ЛА и двигателя должны быть согласованы частотные характеристики ЛА и ЖРДУ так, чтобы при их динамическом взаимодействии система «двигатель-корпус ЛА» была устойчивой. В низкочастотной области колебаний участвуют все агрегаты ЖРДУДиапазон частот 10...30 Гц присущ контурам управления ЖРДУ и часто называется «регуляторным». Именно в этом диапазоне частот, близком к собственным частотам регуляторов, контуры управления могут потерять устойчивость и генерировать колебания, сдерживаемые по амплитуде диссипативными силами. Причины зарождения неустойчивости контуров управления, методы анализа и обеспечения их устойчивости подробно рассмотрены в работах [64, 81, 91]. Однако потеря устойчивости регулятора на практике чаще всего обусловлена недостаточным демпфированием его подвижных элементов или присутствием в них нелинейной знакопеременной силы трения покоя.

В области колебаний «регуляторной» частоты участвуют все агрегаты ЖРДУ, и если амплитуда колебаний в камере и газогенераторах находится в допустимых пределах, то такая система считается работоспособной. Гораздо сложнее обстоит дело с колебаниями газовых редукторов систем наддува баков. Их собственные частоты лежат в пределах 100...400 Гц в зависимости от размеров и жесткости настроечных пружин. В конечном итоге колебания подвижных частей газовых редукторов воспринимаются газовыми подушками баков и, как правило, не распространяются по всем агрегатам ДУ Однако в колебания вовлекаются обратные клапаны, а иногда и дренажные клапаны баковой арматуры. Поскольку собственные частоты подвижных час-

тей редукторов высокие, то при длительной работе ДУ они успевают выработать свой циклический ресурс и выходят из строя. По этой причине в космической ДУ в качестве резервных агрегатов устанавливают два или три газовых редуктора. Причины возникновения колебаний газовых редукторов те же, что и в регуляторах. Однако трудностей в демпфировании подвижных частей и устранении нелинейного трения покоя в газовых регуляторах гораздо больше, чем в гидравлических регуляторах, так как в первых больше степеней свободы из-за большей объемной податливости газовой среды по сравнению с жидкостной.

Диапазон частот 500... 2000 Гц реализуется в камерах и газогенераторах ЖРДУ вследствие реализации механизма колебаний расхода топлива и газа, при измененииим давления в камере. Этот механизм связывает расходные характеристики системы подачи топлива с изменением давления в камере.

В диапазоне частот 2...20 кГц колебания реализуются в камерах ЖРД и газогенераторах с учетом акустических свойств этих агрегатов в продольном, поперечном и окружном направлениях [85].

Кроме негативного влияния динамических нагрузок на надежность и работоспособность пневмогидромеханических систем в последнее время все большего внимания заслуживают вопросы воздействия шума и вибрации на обслуживающий подобные системы персонал.

С особой силой влияние шумо-вибрационного раздражителя проявляется в тех случаях, когда по интенсивности и характеру он превышает физиологические границы приспособляемости организма и выходит за пределы его адаптации к окружающей среде, зависящей от состояния центральной нервной системы.

Воздушный шум оказывает неблагоприятное воздействие на центральную нервную систему человека, в значительной мере определяющую его умственную и физическую работоспособность. Установлено влияние шумовой обстановки на условно-рефлекторную деятельность и произвольно-двигательные функции, которое проявлялось в замедлении темпа работы и в других показателях гиподинамии. Воздействием шума, в том числе его ультразвуковых компонент, на нервную систему в значительной мере определяются жалобы рабочих, подвергающихся действию интенсивного шума, на эмоциональную неустойчивость и раздражительность, повышенную утомляемость, голов-

ную боль, ухудшение памяти, сонливость или, наоборот, бессонницу, боли в области сердца, понижение аппетита. Чрезмерный шум нарушает ритм сердечной деятельности. Шум действует также на желудочно-кишечный тракт, что проявляется в уменьшении числа и амплитуд сокращений желудка, нарушении его секреторной функции.

Влияние вибрации на организм человека в значительной мере обусловлено его непосредственным контактом с вибрирующими поверхностями и хорошей проводимостью вибрации тканями организма, особенно костной. При действии на организм вибрации очень скоро наступает сонливость и апатия.

В отличие от слуховой чувствительности человека, имеющей максимум в диапазоне частот 2-4 кГц, наибольшая чувствительность к вибрации находится в диапазоне частот 100-300 Гц.

При совместном действии вибрации и воздушного шума, обычном при работе пневмогидромеханических систем, наблюдается взаимное усиление эффектов в результате их суммирования, а нередко и потенцирования, т. е. возведения в степень.

Таким образом, проблема снижения динамических нагрузок имеет важное значение для гидромеханических систем двигателей, летательных аппаратов, энергетических установок, машин и оборудования. При этом большое внимание уделяется исследованию источников гидромеханических колебаний.

1.3. ИСТОЧНИКИ ПУЛЬСАЦИЙ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ

Одним из основных источников колебаний в гидромеханической системе является гидравлический или топливный насос. Наличие пульсационной составляющей производительности объемного насоса обусловлено самим механизмом перекачивания жидкости, а также сопутствующими этому процессу эффектами. Колебания давления от насоса могут передаваться по напорной гидролинии к отдельным агрегатам и исполнительным органам. При совпадении частот этих колебаний с резонансными частотами гидролинии, клапанов и регуляторов они могут быть многократно усилены. Образование стоячих волн в системе вызывает увеличение давления в напорной магистрали в момент подачи насосом очередной порции рабочей среды и, как следствие, резкое повышение потребной мощности насосного агрегата, снижение его КПД. Увеличение знакопеременных нагрузок на подвижные части насоса и систему его привода ведет

к их преждевременному износу и снижению надежности как отдельного агрегата, так и изделия в целом.

Результаты научных исследований, приведенные в работах [23, 25, 49, 60, 63, 78, 88, 92, 145, 147] показали, что гидронасосы являются основными источниками колебаний давления рабочей среды, амплитуда которых может достигать 50% от среднего уровня давления. Шестеренные насосы находят все более широкое применение в различных отраслях промышленности как у нас в стране, так и за рубежом. Это объясняется простотой их конструкции, надежностью и долговечностью работы в эксплуатационных условиях, малыми габаритами и небольшой массой, минимальной трудоемкостью изготовления, удобством обслуживания, а также возможностью непосредственного соединения с быстроходными двигателями по сравнению с другими типами объемных насосов.

Основные недостатки шестеренных насосов: чувствительность к механическим примесям в перекачиваемой жидкости, неуравновешенность радиальных сил давления жидкости на шестерни, постепенный рост зазоров в процессе эксплуатации насоса из-за износа деталей и связанное с этим увеличение внутренних утечек, неравномерность подачи жидкости.

Неравномерность подачи шестеренного насоса зависит от числа зубьев шестерен и угла зацепления. Чем больше зубьев у шестерен, тем меньше неравномерность подачи. Однако при этом уменьшается производительность насоса при тех же габаритах (рис. 1.15). Пульсации подачи повторяются при повороте шестерен на угол, соответствующий одному шагу. На рис. 1.16 представлена осциллограмма выходного давления шестеренного насоса с параметрами: число зубьев шестерен $z = 8$; модуль зуба $m = 0{,}398$; угол зацепления $\alpha = 30^0$, ширина шестерен $b_ш = 21{,}2$ мм. Спектральный анализ осциллограмм, снятых при различных частотах вращения привода насоса, показывает, что преобладающей является первая гармоника спектра (рис.1.16) с зубовой частотой $f_0 = \frac{n}{60} z$, где n - частота вращения привода в мин$^{-1}$. Остальные гармоники дают в сумме не более 30% от основной составляющей. Амплитуда пульсаций давления увеличивается с увеличением частоты вращения ротора и уменьшением вязкости жидкости (рис. 1.17).

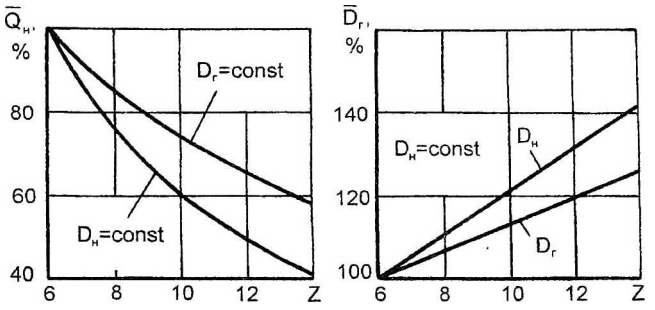


Рис. 1.15. Зависимость относительной производительности шестеренного насоса $\overline{Q_н}$ *и относительных диаметров начальной окружности* $\overline{D_н}$ *и окружности головок* $D_г$ *от числа зубьев шестерен.*

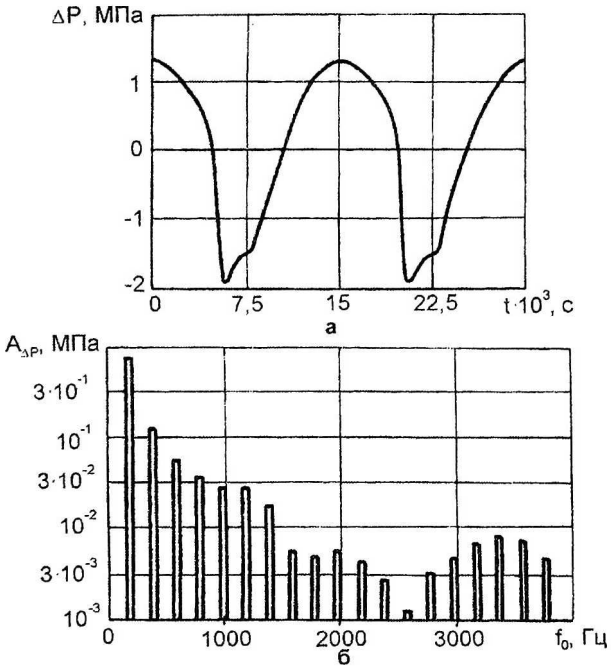


Рис. 1.16. Осциллограмма (а) и спектр (б) пульсаций давления нагнетания шестеренного насоса при n = 400 мин$^{-1}$.

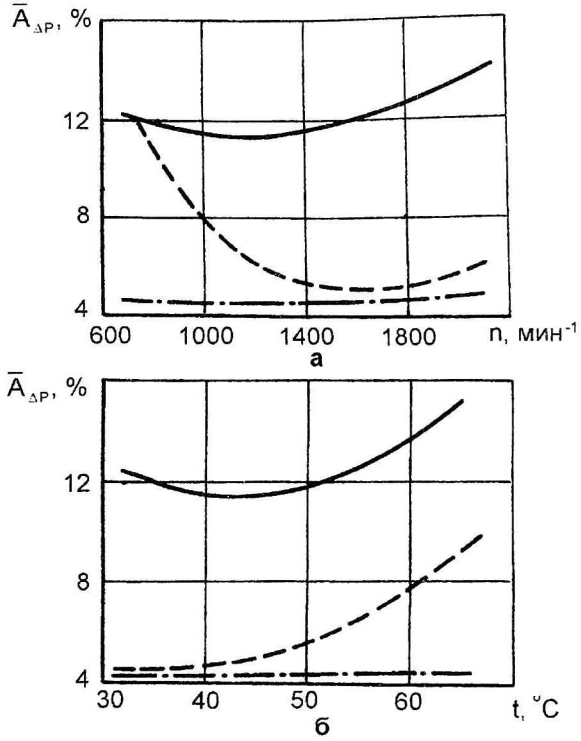


Рис. 1.17. Относительная амплитуда пульсаций выходного давления в функции частоты вращения привода насоса (а) и температуры рабочей жидкости (б):

——— – шестеренный насос с внешним зацеплением;
– – – – – шестеренный насос с внутренним зацеплением;

Проведенный анализ позволяет выделить основные факторы, влияющие на колебания гидромеханических параметров в шестеренном насосе с внешним зацеплением: сама организация рабочего процесса насоса, предопределяющая генерирование колебаний жидкости; явление запирания жидкости в межзубовом пространстве; процесс выравнивания давления между двумя полостями при перемещении межзубовой впадины из переход-

ной зоны в полость нагнетания; утечки жидкости по линии контакта зубьев двух шестерен, обусловленные погрешностью изготовления; радиальные и торцевые утечки жидкости из полости нагнетания в полость всасывания; процесс изменения во времени зацепления зубьев. В зависимости от выбранной схемы или конструкции шестеренного насоса степень влияния перечисленных факторов может быть различной. Однако в любом случае они практически всегда имеют место, поэтому для точной оценки пульсационного состояния насоса необходимо рассмотреть каждый фактор в отдельности.

С точки зрения классической теории зубчатого эвольвентного зацепления мгновенная подача шестеренного насоса с двумя одинаковыми шестернями определяется выражением [108, 147]

$$Q_x = b_ш \omega (2rh_г + h_г^2 - x^2), \qquad (1.1)$$

где $b_ш$ ширина шестерен; ω - угловая скорость вращения; r - радиус начальной окружности; $h_г$ - высота головки зуба; x - координата перемещения.

Из этой формулы следует, что максимальная подача имеет место при $x = 0$, т.е. в момент касания зубьев в полосе зацепления, и по мере удаления точки зацепления от полюса подача убывает по параболическому закону (рис. 1.18).

Максимальная подача составляет

$$Q_{max} = b_ш \omega (2rh_г + h_г^2). \qquad (1.2)$$

Минимальная подача при $x = \pm \frac{t_0}{2}$

$$Q_{min} = b_ш \omega (2rh_г + h_г^2 - \frac{t_0^2}{4}) \qquad (1.3)$$

Максимальная амплитуда пульсаций расхода

$$\Delta Q = Q_{max} - Q_{min} = b_ш \omega \frac{t_0^2}{4}. \qquad (1.4)$$

Среднее значение подачи

$$Q_н = b_ш \omega (2rh_г + h_г^2 - \frac{t_0^2}{12}). \qquad (1.5)$$

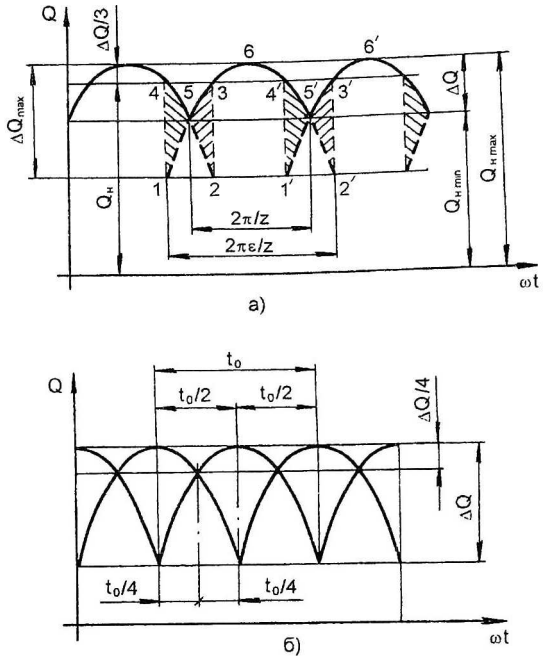


Рис. 1.18. Теоретические пульсации расхода для однопоточной (а) и двухпоточной (б) схем шестеренного насоса.

Степень неравномерности подачи оценивается коэффициентом, который равен отношению разности между наибольшей и наименьшей подачами к средней величине

$$\sigma_0 = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_н} = \frac{t_0^2}{4\left(2rh_z + h_z^2 - \frac{t_0^2}{12}\right)}. \qquad (1.6)$$

Для шестерен с нулевым смещением рейки, когда $2r = mz$, и при коэффициенте высоты головки, равном единице ($n = m$), шаг по основной окружности $t_0 = \pi m \cos\alpha_0$, тогда формула (1.6) принимает вид

$$\sigma_0 = \frac{\pi^2 \cos^2\alpha_0}{4(z + 1 - \frac{\pi^2 \cos^2\alpha_0}{12})} \qquad (1.7)$$

Таким образом, степень неравномерности уменьшается с увеличением угла зацепления передачи и с увеличением числа зубьев.

Выгодной с точки зрения снижения пульсаций является двух- или многопоточная схема шестеренного насоса, если при его сборке обеспечить соответствующее смещение качающих узлов таким образом, чтобы начало зацепления одной пары зубьев соответствовало моменту прохождения точки зацепления второй пары через полюс (см. рис. 1.18,б). При этом максимальная амплитуда пульсаций уменьшается в четыре раза при увеличении частоты колебаний в два раза [35] (см. рис.1.17).

Оценке влияния закупоривания жидкости в межзубовом пространстве на пульсационную производительность насоса посвящено большое число исследований [23, 35, 36, 111, 157, 159]. Анализ этого явления с точки зрения классической теории зацепления дан в работе [147].

Величина максимальной производительности Q_{max} (см. рис. 1.18) зависит от конструктивных особенностей насоса. Обычно для улучшения герметичности и плавности хода шестерни выполняют с перекрытием зацепления, т.е. так, что угол поворота, соответствующий контакту двух зубьев (1-2 на рис.1.18,а) превышает угловой шаг $2\pi/z$. Тогда на протяжении части цикла зацепления (1-2 и 1'-2') в контакте находятся одновременно две пары зубьев. Объем жидкости между ними оказывается запертым. Вступление в контакт каждой последующей пары зубьев вызывает скачкообразное изменение мгновенного расхода Q_x (4-1 на рис.1.18,а), при этом пульсации подачи будут максимальными (ΔQ_{max}).

На рис.1.18,а процессу уменьшения запертого объема соответствует площадь 4-1-5, а процессу увеличения - площадь 2-3-5.

Важным фактором, влияющим на пульсационную производительность насоса, является процесс выравнивания давления при перемещении недозаполненной межзубовой впадины из переходной зоны в полость нагнетания [108, 147]. Неполное заполнение межзубовых впадин жидкостью является следствием больших окружных скоростей шестерен, так как, во-первых, при этом впадины быстро проходят полость входа и при недос-

таточном давлении в этой полости вязкая жидкость не успевает заполнить впадину, во-вторых, заполнению впадин препятствуют центробежные силы, развивающиеся в жидкости при вращении роторов насосов. В результате действия центробежной силы на жидкость абсолютное давление у основания впадины может оказаться ниже давления на входе в насос, вследствие чего во впадинах может возникнуть локальное кипение (кавитация) жидкости с выделением из нее паров и газов. При перемещении такой впадины из полости всасывания в полость нагнетания происходит ударное дозаполнение межзубового пространства жидкостью, что приводит к схлопыванию пузырьков пара и газа и кавитационному разрушению деталей насоса [108]. Кроме того, при этом в нагнетающей магистрали возникает обратный поток жидкости, создающий пульсирующую нагрузку на шестерни и их подшипники, а также пульсирующее давление в системе. Давление во впадине шестерни вследствие гидравлического удара может в несколько раз превысить рабочее давление и вызвать разрушение деталей насоса. Полнота заполнения впадин шестерен жидкостью зависит не только от окружной скорости и давления в полости входа, но и от других условий [108, 147]: протяженности полости входа; форм и размеров каналов, подводящих жидкость к впадинам; наличия в жидкости воздуха и газов; величины пространства впадины, не участвующей в подаче жидкости.

Значительное влияние на уровень пульсаций, генерируемых шестеренным насосом оказывают особенности технологии изготовления шестерен.

Погрешности изготовления зубьев приводят к тому, что в полюсе зацепления на линии контакта шестерен образуется клиновая щель, обуславливающая импульсные утечки жидкости из полости нагнетания в полость всасывания. На практике такие утечки сводятся к минимуму путем выбора оптимального значения ширины шестерни и увеличения точности изготовления профиля зубьев. Тем не менее, их невозможно устранить совсем, и поэтому, наряду с импульсными утечками через разгрузочные канавки, они оказывают заметное влияние на уровень пульсаций шестеренного насоса [159].

Производительность насоса, при прочих равных условиях, зависит от величин торцевого и радиального зазоров между шестернями и корпусом. Перетеканию жидкости через радиальный зазор препятствуют шестерни, вращающиеся в направле-

нии, противоположном ее течению. В торцевом зазоре утечки в основном происходят по радиусу шестерни от донышка впадины до подшипника и далее на сторону входа, а также частично поперек зубьев, находящихся вблизи полюса зацепления. В обоих случаях жидкости приходится преодолевать только узкий поясок, причем вращение шестерен здесь не препятствует перетеканию. Торцевые и радиальные утечки в разной степени влияют на уровень пульсаций давления нагнетания шестеренного насоса. Изменение величины радиальных утечек по углу поворота шестерни обусловлено различным количеством зубьев шестерни, находящихся в переходной зоне, в каждый отдельный момент времени. Пульсации расхода, вызванные изменением радиальных утечек, зависят от числа зубьев шестерен и величины радиального зазора.

Изменение торцевых утечек по углу поворота невелико и обусловлено неточностью изготовления деталей, непараллельностью поверхностей торца шестерни и корпуса, односторонним смещением шестерен в колодцах корпуса под действием давления нагнетания и т.д. [147, 159].

1.4. КОЛЕБАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМ

В работах многих авторов [60, 63, 64, 111, 145] показано, что насосные агрегаты не только генерируют в гидравлических системах интенсивные пульсации давления рабочей среды, но также являются причиной возникновения повышенных вибраций и шума.

Причем в ряде исследований показано, что увеличение амплитуд колебаний давления рабочей жидкости приводит к увеличению виброакустической активности насоса. В работах [50, 111, 147] даны упрощенные динамические модели шестеренных насосов и указаны возможные пути снижения их виброакустической активности. Однако механизм взаимодействия колебательных процессов в гидравлических и механических элементах шестеренных насосов изучен недостаточно.

Большое влияние на вибрацию насоса и присоединенных к нему элементов системы оказывает явление запирания жидкости. Кроме того, оно вызывает кавитационную эрозию зубьев и ударную нагрузку на подшипники.

Значительное влияние на уровень вибрации оказывает сам механизм зацепления. Вибрации возникают в результате воздействия переменных сил, которые характерны для зубчатых передач, и обусловлены изменением во времени зацепления зубьев.

Из-за деформации зубьев вращение носит «толчковый» характер, вследствие чего динамические нагрузки нередко значительно превышают статические (рис.1.19). Резкий подъем коэффициента динамичности до 3...4 объясняется явлением резонанса. Изменение условий зацепления зубьев во времени приводит к ударным нагрузкам на опоры шестерен и к их деформации. На поверхности зубьев в зоне контакта действует переменная сила, амплитуда изменения которой зависит от числа зубьев и коэффициента перекрытия. Кроме того, к усиленным вибрациям приводят неточности изготовления зубчатых передач. Например, погрешность в делении, даже при работе без нагрузки, приводит к ударам в зацеплении.

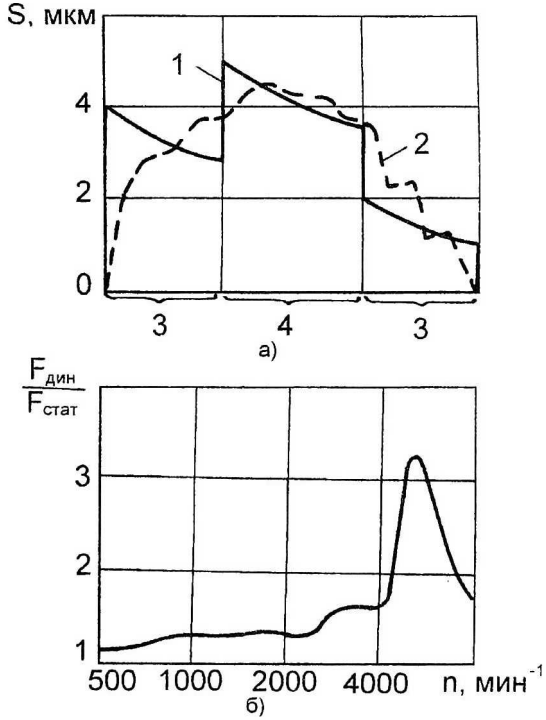


Рис. 1.19. Зависимость деформации зубьев S от вида зацепления (а) и дополнительные динамические силы, действующие на зубья (б) при различных частотах вращения привода насоса:
1 теоретическая деформация; 2 - замеренный прогиб; 3 - двойное зацепление; 4 - одинарное зацепление.

Таким образом, на уровень вибрации зубчатого зацепления влияют: изменения коэффициента перекрытия зубьев; деформация передачи под на-

грузкой; соотношение собственной частоты колебаний шестерни и частоты зацепления зубьев; погрешности изготовления шестерен и погрешности сборки передачи в целом. Применительно к шестеренным насосам эти факторы определяют повышенный уровень пульсаций давления, колебаний механических элементов, а, следовательно, снижение надежности его работы.

Вибрационные нагрузки аксиально-поршневого насоса возникают под действием переменных сил - внутренних и внешних по отношению к насосу.

К внутренним силам относятся силы давления жидкости на поршни насоса. Эти силы могут быть представлены в виде осевой силы X_P и трех моментов M_P. Поскольку конструкция насоса обладает определенной податливостью, то действие переменных во времени внешних и внутренних сил вызывает относительное перемещение точек механизма насоса, что выражается в вибрации насоса. К внешним силам относятся силы давления жидкости в трубопроводах насоса.

Поскольку характер источников вибрации элементов конструкции насоса зависит от конкретной схемы, в которой работает данный насос, от параметров его рабочего цикла, то анализ источников вибрации насоса рассматривается на конкретном примере гидропривода (рис.1.20) [63], состоящего из нерегулируемого насоса *6,* приводимого во вращение электродвигателем *9* и нагружаемого гидромотором *3* с нагружающим устройством *1.* Насос *6* и гидромотор *3* с помощью упругих угольников *2* и *7* установлены на жестком фундаменте. Гидропривод работает по разомкнутой схеме. Полости высокого давления насоса и гидромотора соединены между собой гибким коротким шлангом *4,* линии низкого давления представляют собой короткие шланги большого диаметра, опущенные в бак *5.* Вибрация насоса *6* в направлении оси его вала замеряется на передней крышке насоса, где установлен датчик вибрации *8.*

В табл. 1.1 приведены амплитуды составляющих спектра осевой силы X_P, полученные для семицилиндрового насоса при перепаде давления p_2-p_1= **90** кг/см^2 и частоте вращения вала 1000 *об/мин.*

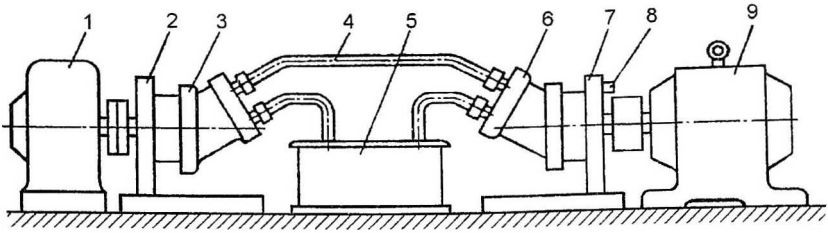


Рис. 1.20. Разомкнутая схема гидропривода:
1 - нагружатель; 2 - угольник; 3 - гидромотор; 4 - нагнетательный трубопровод; 5 - бак; 6 - насос; 7 - угольник; 8 - акселерометр; 9 - электродвигатель.

Таблица 1.1.

№ гармоники	Частота в *Гц*	Амплитуда составляющей спектра в *Н* при угле растяжения индикаторной диаграммы в *град*	
		0	3
1	117	1020	1010
3	351	339	321
5	585	286	172
7	819	158	118
9	1053	113	68
11	1287	92,4	41,2
13	1521	78,1	22,6
15	1755	68,4	10,37
17	1989	60,1	0,51

Там же приведены величины амплитуд составляющих частотного спектра осевой силы X_P для диаграммы изменения давления прямоугольной формы. Из сравнения обоих спектров видно, что уже небольшой наклон фронта изменения давления реальной индикаторной диаграммы дает заметное снижение вибрационных составляющих спектра осевой силы X_P, особенно в диапазоне частот выше 1000 *Гц*. Аналогично можно получить частотные спектры внутренних моментов для индикаторной диаграммы любой формы.

Вторым источником вибрации аксиально-поршневой гидромашины являются переменные во времени силы давления жидкости в трубопроводах, являющиеся внешними по отноше-

нию к насосу и раскачивающие его на упругом кронштейне. Переменное во времени давление имеется как в нагнетательной, так и во всасывающей магистрали.

Исследования показали, что на низких частотах (первые две гармоники спектра) внешние силы колебания давления в трубопроводе имеют большее влияние на вибрацию машины. На более высоких частотах вибрация насоса вызывается в основном внутренними усилиями, действующими в насосе.

Взаимодействие рабочей жидкости с механическими звеньями приводит к изменению динамических характеристик исполнительных элементов гидропередач. Наличие высокочастотных колебаний давления и скорости рабочей жидкости (помех), связанных с несовершенством рабочего процесса гидромашин и возбуждением вибрации отдельных механизмов гидросистемы, приводит к изменению вибрационных характеристик гидромашин.

Так, нелинейная зависимость нагрузочного момента от угловой скорости вращения выходного вала гидромотора приводит к зависимости резонансных свойств колебаний вала от формы и частоты высокочастотной помехи. К аналогичным явлениям приводит взаимодействие рабочей жидкости с клапаном, золотником и другими гидравлическими механизмами, причем некоторые свойства динамического взаимодействия жидкостных и механических звеньев гидропередачи проявляются лишь при учете нелинейностей, присущих характеристикам гидравлических элементов.

Процессы взаимодействия жидкостных и механических звеньев в гидропередачах оказывают существенное влияние на частотный диапазон спектра вибраций исполнительного органа гидропередачи. Гармонические составляющие вибраций, связанные с рабочим процессом насоса, распространяются по рабочей жидкости соединительных магистралей и обогащают спектр вибрации исполнительного органа (гидромотора) высокочастотными составляющими. Уровни вибраций гидромотора на этих частотах обычно достаточно велики, что хорошо видно из спектрограмм, показанных на рис. 1.21. При вращении приводного вала питающего девятипоршневого насоса со скоростью n_1 = 1500 об/мин в спектре вибраций гидромотора, вал которого вращается со скоростью n_2 = 900 об/мин, имеются гармоники на частотах 225: 450; 675 *Гц* и т. д., связанные с рабочим

процессом насоса. Аналогично (рис. 1.22) в спектре вибраций гидромотора большого момента, вал которого вращается со скоростью n_2 = 40 об/мин, имеются гармоники на частотах 150; 300; 450; 600 Гц и т. д., связанные с рабочим процессом питающего девятипоршневого насоса, приводной вал которого вращается со скоростью n_1 = 1000 об/мин.

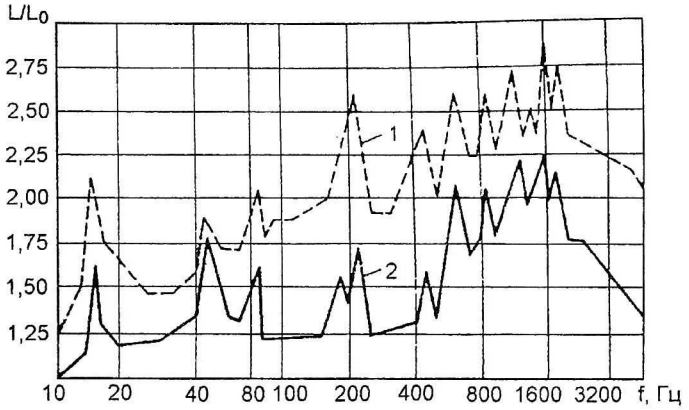


Рис. 1.21. Спектры вибрации гидромотора ПМ-20 при p*=60 кГ/см*^{2}*,* n_1*=1500 об/мин;* n_2*=900 об/мин:*
1 на лапе гидромотора; 2 - на раме после амортизаторов АКСС-60И.

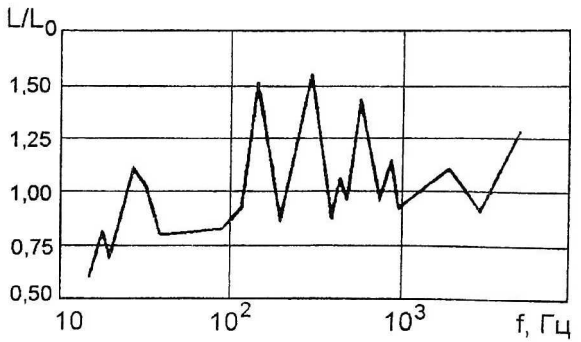


Рис. 1.22. Спектр вибрации гидромотора ГБМ при p=60 кГ/см^2*, n*$_1$*=1000 об/мин; n*$_2$*=40 об/мин.*

Для уменьшения уровня вибраций гидромотора на указанных частотах необходимо, с одной стороны, облагораживание рабочего процесса питающего насоса, а с другой — анализ характера распространения высокочастотных помех по рабочей жидкости соединительных магистралей и разработка средств фильтрации помех на выходе из насоса.

В работах [49, 50, 68] указывается на возможность снижения виброчувствительности гидромеханических регуляторов путем увеличения демпфирования их подвижных частей. Одновременно с этим отмечается, что такой путь является весьма ограниченным, поскольку жестко лимитируется требованиями обеспечения необходимого быстродействия регулятора.

В свою очередь, слабое демпфирование золотников может приводить к неустойчивой работе регуляторов [71] и возникновению пульсаций рабочей среды. Поэтому важным вопросом при обеспечении надежности агрегатов гидромеханических САР авиационных двигателей является изучение автоколебательных процессов. Автоколебания клапанов, золотников топливной автоматики приводят к их преждевременному износу и поломкам [52]. Особенностью автоколебательных процессов в САР является постоянство частоты колебаний при изменении режима работы двигателя. Так, например, при экспериментальных исследованиях топливной системы двигателя НК-25 были обнаружены колебания давления с частотой, практически не изменяющейся при увеличении режима работы двигателя от малого газа до максимального. Амплитуда пульсаций давления на выходе из агрегата дозировки топлива достигала 0,7МПа, а в первом контуре топливных форсунок - 0,15МПа в узком диапазоне частот 90...100 Гц. Установлено, что причиной данного явления служила потеря устойчивости клапана постоянного перепада давления на дозирующей игле регулятора.

Неустойчивая работа отдельных контуров САР авиационных двигателей может привести также к отклонению характеристик систем, в частности, на переходных режимах. Повышенные колебания давления и вибрации золотника ограничителя нарастания давления агрегата НР-49 приводили к зависанию золотника и увеличению времени приемистости на 7,5 с. При этом наблюдались пульсации давления с частотой 40 Гц, амплитуда которых достигала 0,45 МПа на выходе из насоса и 0,25 МПа в первом контуре форсунок.

При стендовых испытаниях топливных агрегатов 4065, 4066 наблюдались колебания давления в гидравлических цепях с частотой 10...30 Гц, что приводило к "зависанию" двигателя на режиме малого газа. Исследованиями установлено, что причиной возникновения автоколебаний в САР изделия являются нелинейная зависимость площади проходного сечения золотника ограничителя нарастания давления от его перемещения и наличие воздушных включений в полости перепускного клапана.

Кроме гидронасоса источником колебаний в гидромеханических системах питания и управления ДЛА могут быть и другие агрегаты, в частности агрегат, содержащий центробежный чувствительный элемент [52, 69]. В работе [69] показано, что за счет неравномерности частоты вращения привода агрегата, обусловленной отступлением от теоретической схемы зацепления сопряженно работающих пар шестерен в коробке приводов (наличие эксцентриситета, биения начальной окружности относительно оси шестерни и др.), происходят колебания золотника управляющего давления, приводимого от центробежного чувствительного элемента. Частота колебаний золотника равна частоте вращения привода, а размах колебаний достигает 1 мм, что соответствует величине рабочего хода золотника. Аналогичный механизм возникновения пульсаций был выявлен авторами при исследовании датчика приведенной частоты вращения (ДПЧВ) системы управления механизацией сопла и компрессора ГТД. Причем было установлено, что размах колебаний золотника и размах пульсаций командного давления в значительной степени зависят от характеристик присоединенной к агрегату ДПЧВ системы. Повышенные пульсации командного давления на выходе из агрегата ДПЧВ привели к поломкам усталостного характера гидроцилиндра агрегата перепуска воздуха (АПВ) и хомута привода регулируемого направляющего аппарата в регуляторе сопла и компрессора (РСК). Пульсации давления в гидравлических магистралях явились причиной износа ролика регулятора степени повышения давления в компрессоре двигателя, что привело к предпомпажному состоянию изделия и преждевременному съему агрегата с двигателя. Экспериментально установлено, что пульсации командного давления в ДПЧВ обусловлены отрицательным перекрытием рабочих кромок золотниковой пары из-за неблагоприятного сочетания допусков при изготовлении ее деталей.

Исследования, проведенные в работе [79], показали, что в гидромеханических регуляторах вибрационное воздействие может вызывать следующие эффекты:

- изменение режима работы регуляторов, например, воздействие вибраций частотой 94 Гц на регулятор 935М приводит к уменьшению расхода жидкости через агрегат до 40% от номинального значения, а воздействие вибраций на агрегат РСФ-53Б увеличивает расход топлива через него на 16%;
- возбуждение повышенных колебаний рабочей среды с частотой, кратной частоте вибрации агрегатов, что наблюдалось, например, на агрегате РР-15А во время стендовой отладки;
- возбуждение низкочастотных колебаний в системе при совместном воздействии вибраций и пульсации вследствие детектирующих свойств гидравлических сопротивлений, имеющих нелинейную расходную характеристику.

Аналогичные результаты были получены при исследовании систем топливопитания двигателей Д18Т, НК-25, НК-32 [38].

Таким образом, колебания рабочей среды и механических элементов оказывают существенное влияние на характеристики и надежность функционирования гидромеханических систем.

1.5 ШУМОИЗЛУЧЕНИЕ ПНЕВМОГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

ГОСТом 12.1.003-83 установлена следующая классификация шумов [18].

По характеру спектра шумы делятся на:

- широкополосные (со спектром шириной более октавы) и
- тональные (с одним или несколькими дискретными тонами).

По степени и характеру временной изменчивости шумы подразделяются на:

постоянные (изменяющиеся за 8- часовой рабочий день не более, чем на 5дБА) и

- непостоянные, которые, в свою очередь, бывают колеблющимися во времени (непрерывно меняющимися), прерывистыми (изменение на 5 дБА и более происходит ступенчато, но постоянный уровень сохраняется более, чем 1 секунду) и, наконец,
- импульсивными (состоящими из одного или нескольких сигналов, длительностью менее 1с каждый, с отличием в уровнях не менее 7 дБ).

Характеристикой постоянного шума на рабочих местах являются уровни звукового давления L в дБ в октавных полосах от 31,5 Гц до 8000 Гц. Для ориентировочной оценки допускается использование уровня звука в дБА. Характеристика непостоянного шума - эквивалентный по энергии уровень звука в дБА.

Допускается в качестве характеристик непостоянного шума использовать дозу шума или относительную дозу шума.

Для тонального и импульсивного шумов уровень на 5 дБ менее, чем для постоянного. Кроме того, максимальный уровень непостоянного шума не должен превышать 110 дБ А, а импульсивного - 125 дБ.

Гидравлические системы являются одним из источников промышленного шума. К элементам системы, создающим шум, относятся регулирующие клапаны, трубопроводные системы, компрессоры и насосы [139]. Шум, создаваемый регулирующими клапанами, является основным источником шума в большинстве гидравлических систем. Шум регулирующего клапана возникает в результате турбулентности потока жидкости из-за потерь напора в клапане. На рис. 1.23 приведены три типа конструкции клапана.

Основными источниками шума клапанов являются:

1) механические вибрации элементов клапана;

2) гидравлический шум (гидродинамический и аэродинамический шум).

Механический шум образуется в результате вибрации элементов клапана. Вибрация элементов клапана вызвана случайными флуктуациями давления в корпусе клапана или столкновением жидкости с подвижными и гибкими частями. Преобладающим источником шума, возникающего в результате механической вибрации, является поперечное перемещение плунжера клапана относительно направляющих поверхностей. Звук, образуемый этим типом вибрации, обычно имеет частоту меньше 1500 Гц и часто воспринимается, как металлическое дребезжание.

Ранее в регулирующих клапанах обычно использовали плунжеры, имеющие юбки с отверстиями для прохода потока, полученные механической обработкой. Эти юбки направляют плунжер в отверстии корпуса клапана. Относительно большие зазоры между юбками и направляющими корпуса способствуют вибрации. После усовершенствования направляющая перемещается от юбки к стойке, встроенной в каждом конце плунжера.

Эти стойки перемещаются с помощью втулок, жестко прикрепленных к кожуху и заглушке корпуса. Для снижения вибрации увеличивают диаметр стоек и уменьшают зазоры. Последние конструкции регулирующих клапанов имеют направляющую, подобную обойме подшипника. Эта направляющая имеет отверстия для прохождения потока жидкости, жестко прикреплена к корпусу клапана, и подвижный плунжер плотно перемещается по внутреннему диаметру клапана. В результате усовершенствования конструкций клапанов проблемы вибрации, возникающей в результате поперечного движения плунжера, может быть сведена до минимума.

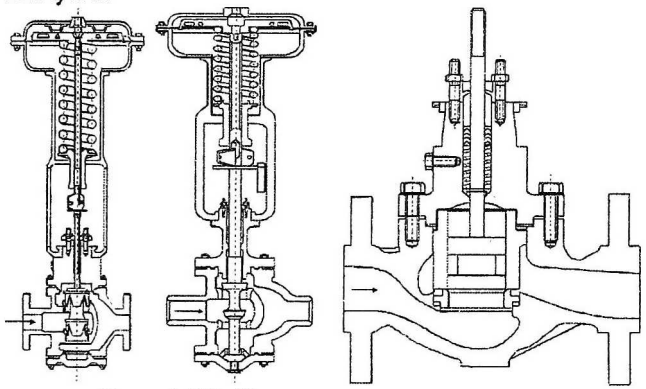


Рис. 1.23. Конструкции клапанов:
а – с направляющей юбкой;
б – с направляющей стойкой;
в - с направляющей обоймой

Второй источник шума, возникающий при механической вибрации, - резонанс элементов конструкции на собственной частоте. Резонансная вибрация элементов клапана образует тон с частотой 3000-7000 Гц. Резонансная вибрация создает высокие уровни напряжения, которые могут быть причиной усталостного разрушения вибрирующей детали. Резонанс наиболее часто возникает в плунжерах клапана, имеющих полые юбки и гибкие детали, подобные металлическому уплотнительному кольцу шарового клапана.

Следует сказать, что шум, являющийся побочным результатом механической вибрации элементов клапана, не поддается оценке, и в большинстве случаев устраняется при усовершенствовании конструкции клапана. Уровень шума низок по сравнению с другими источниками. Поэтому повреждению плунжера

клапана или соответствующих направляющих поверхностей в основном уделяется большее внимание, чем излучаемому шуму.

Шум, образованный потоком, называется гидродинамическим, и его можно отнести к определенной категории, если дело касается конкретной классификации потока или характеристики источника шума. Движение жидкости можно разделить на три категории: некавитационное; кавитационное; пульсирующее.

Некавитационный поток жидкости обычно образует очень низкие уровни шума. Образующийся шум является функцией турбулентного потока, и этот шум обычно называют рейнольдсовским напряжением. Турбулентность в регулирующих клапанах возникает как результат быстрого замедления жидкости по потокосужающейся струе вследствие резкого уменьшения сечения.

Основным источником гидродинамического шума является кавитация. Шум образуется разрывом пузырьков водяного пара, появляющихся при кавитации (см. рис. 1.24, 1,25). Кавитация возникает в клапанах, регулирующих жидкость, когда статическое давление в потоке клапана больше, чем давление пара и в некоторой точке в клапане местное статическое давление или вследствие высокой скорости, или интенсивной турбулентности меньше или равно давлению пара жидкости. Пузырьки водяного пара образуются в области минимального статического давления и исчезают по мере прохождения по потоку в область более высокого статического давления.

Шум от кавитации имеет широкий диапазон частот и часто воспринимается как дребезжащий звук подобно тому, если бы в потоке жидкости присутствовал гравий. Кавитация может вызвать сильное повреждение твердых поверхностей, ограничивающих кавитирующую жидкость, и поэтому кавитационный шум имеет второстепенное значение. На рис. 1.26 показана характеристика гидродинамического шума.

Наряду с механическими и гидродинамическими источниками клапана, значимым источником шума клапана является аэродинамический шум. Этот шум создается без взаимодействия жидкости с внешними источниками энергии. В результате возникновения рейнольдовских напряжений или сдвигающих сил, создаваемых в потоке, вследствие его замедления, расширения или столкновения. Аэродинамическим источником шума в регулирующем клапане является область, расположенная непо-

средственно по потоку сужающиеся струи, где поток характеризуется интенсивной турбулентностью и смешением, и имеет хаотичную характеристику.

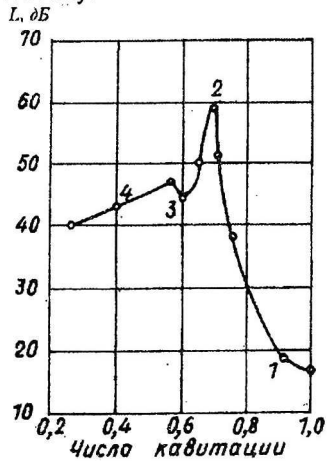


Рис. 1.24. Суммарный уровень шума в потоке, набегающем на профиль в зависимости от числа кавитации

1 – начало кавитации;
2 – критическое число кавитации;
3 – начало флаттера;
4 – срыв потока.

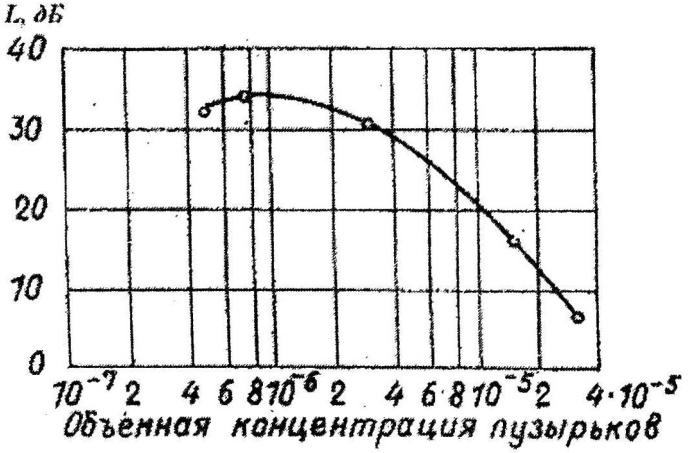


Рис. 1.25. Зависимость суммарного уровня кавитационного шума в набегающем на профиль потоке от объемной концентрации кавитационных пузырьков.

Основной причиной звукоизлучения насоса является переменное давление, создаваемое в перекачиваемой насосом жидкости [67].

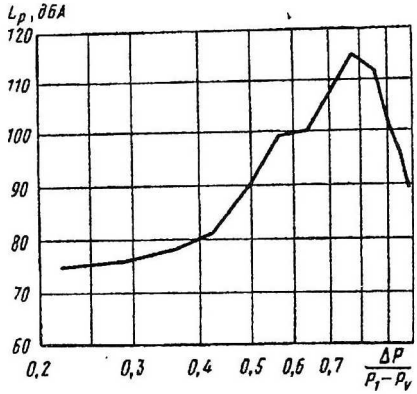


Рис. 1.26. Характеристика шума, создаваемого потоком жидкости

ΔP *- перепад давления через препятствие;*

P_1 *- абсолютное статическое давление;*

P_V *- давление пара перед препятствием.*

Выделяют три основных механизма шумообразования гидростатических насосов:

1. Кавитация и выделение газов при всасывании;
2. Периодические колебания объема транспортируемой жидкости и связанные с этим изменения скорости потока;
3. Импульсные процессы выравнивания давления при столкновении объемов жидкости с различным давлением.

Шум, обусловленный звуковыми вибрациями, возбуждаемыми при движении механических передаточных элементов (привод, зацепления, подшипники и т. д.) как правило значительно ниже шума генерируемого тремя основными механизмами. При уменьшении давления всасывания из перекачиваемой жидкости выделяется газ в виде пузырьков, образуя газожидкостную смесь, что приводит к усиленному звукоизлучению. Однако более неприятным, чем шум от выделения газа, является шум кавитации.

С помощью насосов транспортируются в основном небольшие, отдельные один от другого объемы переносимой среды, находящиеся в замкнутых полостях (рабочие цилиндры

поршневых насосов, впадины между зубьями шестерен и т. д.), которые претерпевают постоянные незначительные изменения. За счет этого на основную скорость потока накладывается переменная скорость ***V(t)***, которая и является причиной шумообразования.

Импульсные процессы выравнивания давления в потоке обусловлены тем, что на стороне разрежения между лопастями пластинчатого насоса или между зубьями шестеренного насоса образуется небольшой объем жидкости (рабочий объем), который затем транспортируется на сторону давления. Там он мгновенно соединяется с жидкостью, находящейся под высоким давлением, при этом возникает шум.

Причиной шумообразования центробежных насосов является также процесс прохождения лопасти рабочего колеса мимо одной из стационарных направляющих лопастей или около кромки выходного отверстия, при котором в транспортируемой жидкости возникают пульсации давления, являющиеся причиной шумообразования.

На рис. 1.27 приведены спектры шума некоторых насосов в транспортируемой жидкости на стороне давления в типичном для них режиме работы. Частота основного фона всех спектров определяется произведением количества перекачиваемых объемов жидкости за один оборот на частоту вращения.

Шум, обусловленный короткими импульсами выравнивания давления, характерный для пластинчатых и аксиально – поршневых насосов, содержит большое число обертонов. Импульс давления, вызываемый изменением потока шестеренных, винтовых и центробежных насосов, более длителен, и шум этих насосов определяется прежде всего основным тоном.

Если шум в основном характеризуется кавитацией, то он имеет широкополосный спектр, дискретные частоты которого менее заметны.

Пульсации давления перекачиваемой жидкости, генерируемые насосом, возбуждают вибрацию стенок трубопровода, которая затем суммируется с вибрацией, обусловленной колебаниями корпуса насоса. Зная характеристики насоса и коэффициенты излучения трубопроводов, можно оценить звукоизлучения системы трубопроводов.

В настоящее время пневматические устройства, принцип действия которых основан на использовании энергии сжатого воздуха, получили широкое применение в различных отраслях

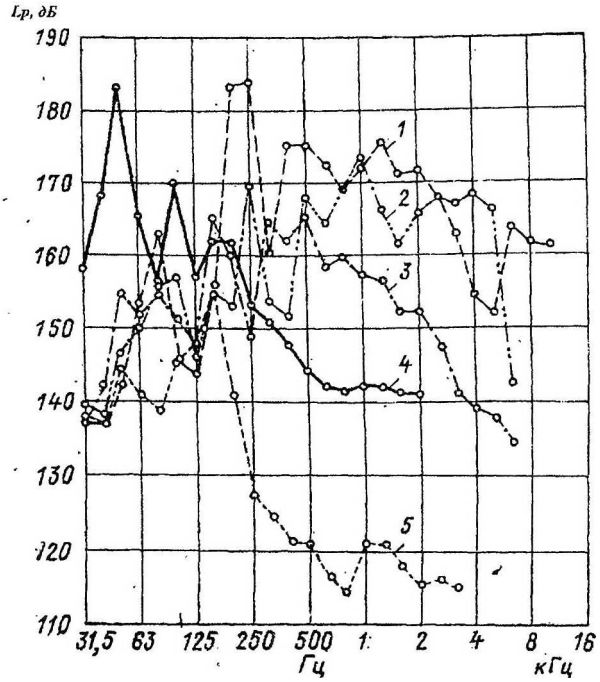


Рис. 1.27. Третьоктавные спектры шума насосов на стороне нагнетания при частоте вращения около 1500 об/мин.

1 – шестеренный насос;
2 – пластинчатый насос;
3 – аксиально-поршневой насос;
4 – винтовой насос;
5 – центробежный насос.

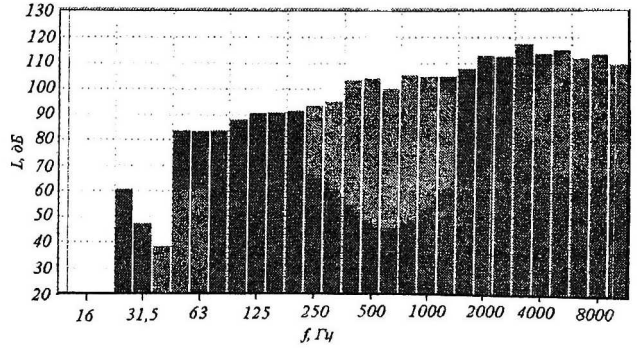


Рис. 1.28. Спектр выхлопа импульсной струи

промышленности, в частности, в металлургии и машиностроении, на кузнечно-прессовом оборудовании на механических прессах. Это пневмоклапаны системы пневмоуправления пресса - пневматические муфты включения, тормоз и пневмоклапаны пневмоприводов средств автоматизации и механизации пресса.

Для установки заготовок при механической обработке широко применяют станочные приспособления, питающиеся от сети сжатого воздуха и обеспечивающие высокую производительность труда. Повышение их энергоемкости и быстродействия привело к резкому увеличению интенсивности шумов, сопровождающих различные производственные процессы (табл.1.2). Шум пневмосистем возникает в основном при истечении сжатого воздуха из пневмоустройств в атмосферу вследствие турбулентного смешения выходящего с большой скоростью потока сжатого воздуха с наружным воздухом. Так как режим истечения сжатого воздуха в атмосферу, как правило, надкритический и скорость потока близка к скорости звука, то уровень звука при выхлопе из пневмоцилиндров, и при сбросе воздуха через предохранительные клапаны может достигать 120...130 дБА. Причем частотный спектр струи имеет выраженный высокочастотный характер с максимумом в диапазоне выше 1000 Гц (см. рис 1.28).

Частота следования звуковых импульсов соответствует числу рабочих ходов пресса и обычно составляет от 70 до 90 циклов в минуту, таким образом шум выхлопа из пневмоклапанов пресса относится к группе прерывистых или импульсных шумов. На рис. 1.29 представлены спектры шума, создаваемого при работе технологического оборудования.

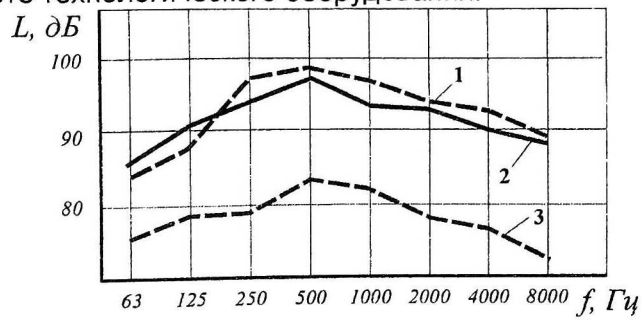


Рис. 1.29. Уровень шума пресса при работе

1. *система «пуансон – заготовка - матрица»*
2. *пневмосистема*
3. *электродвигатель*

Таблица 1.2

Происхождение шума	Наименование источника шума	Наименование технологических устройств и процессов	Вид шума
Аэродинамический шум	Выхлоп отработанного воздуха	Цилиндры, пневмоинструмент ударного действия, пневмосистемы производственного оборудования	Прерывистый или импульсный широкополосный высокочастотный
		Пневмодвигатели с постоянным режимом	Постоянный тональный
		Пневмодвигатели с постоянным режимом работы	Непостоянный тональный
	Сброс сжатого воздуха через аварийные и предохранительные устройства	Предохранительные клапаны	Прерывистый широкополосный высокочастотный
		Редукционные клапаны с клапаном сброса давления	Прерывистый или импульсный широкополосный высокочастотный
	Рейнольдсовы напряжения или сдвигающие силы, создаваемые в потоке, в следствие его замедления, расширения или столкновения	Регулирующие клапаны, компрессоры, насосы	Прерывистый широкополосный
	Использование кинетической энергии струи сжатого воздуха	Обдувочные, распушающие и смешивающие устройства с переменным режимом работы	Колеблющийся или прерывистый широкополосный высокочастотный
	Пограничный слой движущегося потока	Проточные устройства (аппаратура, арматура, трубопроводы, соединения)	Постоянный широкополосный
	Пульсация давления движущегося потока		Колеблющийся тональный
	Пневматический удар при переключение задвижек, большой массе подаваемого воздуха и наличии конденсата	Межцеховые и цеховые магистральные линии	Импульсный широкополосный
Механический шум	Удар подвижных частей	Двигатели, инструмент, клапаны, поршни, золотники	Импульсный тональный
	Случайные флуктуации давления в корпусных деталях элементов гидросистемы	Регулирующие клапаны, компрессоры, насосы.	Импульсный тональный
Гидродинамический шум	Флуктуация турбулентного потока	Регулирующие клапаны, компрессоры, насосы, турбоприводы	Постоянный широкополосный
	Кавитация	Регулирующие клапаны, компрессоры, насосы	Постоянный широкополосный
	Гидравлический удар	Напорные и сливные магистрали гидросистемы	Импульсный широкополосный

Шум гидравлического удара в пневмосистемах возникает при резком переключении распределителей и задвижек, большой массе подаваемого воздуха и наличии конденсата. Шум в пневматических устройствах возникает также при ударах поршней, золотников, клапанов и других подвижных элементов.

Как уже было показано основным источником шума пневмомеханических систем является выхлоп сжатого воздуха.

Шум струи по современной классификации относится к звукам аэродинамического происхождения. Аэродинамический звук можно определить как звук, возникающий в результате воздействия воздушного потока на окружающую среду, т. е. причиной шумообразования являются нестационарные процессы в газовом потоке. Установлено, что основными источниками шума в струе являются турбулентные пульсации, особенно на границе струи с окружающей атмосферой, и колеблющиеся скачки давления в ядре струи.

2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПНЕВМОГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

2.1. МОДЕЛИРОВАНИЕ ИСТОЧНИКОВ ПУЛЬСАЦИЙ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ

Изучению процессов возникновения пульсаций давления, нагнетаемого шестеренными насосами, посвящено большое количество исследований, однако лишь немногие из них содержат математическое описание полученных экспериментальных данных [159]. Многие модели носят полуэмпирический характер и не претендуют на высокую точность результатов. Тем не менее, они характеризуют уровень развития математического моделирования шестеренных насосов.

В работе [59] исследуется модель шестеренного насоса, в которой помимо теоретического расхода Q_{th} учитывается влияние утечек по боковым стенкам Q_1, влияние утечек через зазоры Q_2 и влияние утечек через разгрузочную канавку (рис.2.1). Считая каналы между полостью нагнетания и внутренними сторонами боковых стенок цилиндрическими трубками и рассматривая их в сосредоточенных параметрах, авторы вводят следующую систему уравнений движения и неразрывности струи

$$\begin{cases} \dfrac{dQ_x}{dt} = \dfrac{A_1}{\rho L_1}(P_1 - P_x) - R_1 Q_x, \\ Q_1 - Q_x = \beta_0 L_1 A_1 \dfrac{dP_x}{dt}, \\ Q_x = \beta_0 V_x \dfrac{dP_x}{dt}, \end{cases} \tag{2.1}$$

где Q_1 и Q_x расходы на входе и выходе принятых цилиндрических трубок; P_1 - давление в полости нагнетания; P_x - давление во внутренней полости торцевых уплотнений; V_x - объем этой полости; A_1 и L_1 сечение и длина принятых цилиндрических

трубок; R_1 - коэффициент сопротивления канала; ρ - плотность жидкости; β_0 - коэффициент объемного сжатия жидкости.

Рассматривая канал утечек через зазоры в виде цилиндрического трубопровода в сосредоточенных параметрах, уравнение движения записывается в следующем виде

$$\frac{dQ_2}{dt} = \frac{A_2}{\rho L_2} P_1 - R_2 Q_2 \qquad (2.2)$$

В установившемся режиме уравнение (2.2) принимает вид

$$\overline{Q_2} = K_n \overline{P_1}, \qquad (2.3)$$

где K_n определяется следующим образом

$$K_n = \frac{kh_3}{\rho} = \frac{A_2}{\rho L_2 R_2}. \qquad (2.4)$$

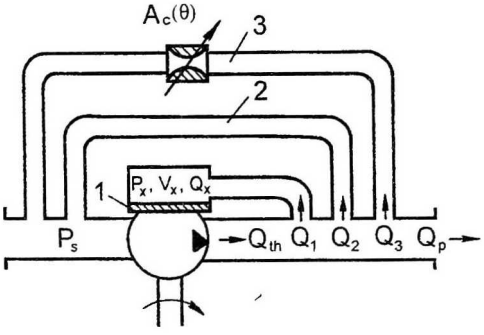


Рис. 2.1. Расчетная схема насоса: 1 - расходы противотоков по торцевым зазорам; 2 - утечки через зазоры; 3 - утечки через разгрузочную канавку.

Здесь h - эквивалентный зазор; L_2 - длина канала утечек; A_2 и R_2 - эквивалентное сечение и коэффициент сопротивления канала утечек; $\overline{Q_2}$ и $\overline{P_2}$ - средние значения величин P_2 и Q_2.

Утечки через разгрузочную канавку носят импульсный характер. Они рассматриваются как утечки через расходомерное отверстие и определяются выражением

$$Q_3 = A_c(\theta)\sqrt{P_1}, \qquad (2.5)$$

где θ - угол поворота шестерен.

Характер изменения дозирующего сечения $A_c(\theta)$ представлен на рис. 2.2,а. Значение $A_c(\theta)$ выражается с помощью ряда Фурье

$$A_c(\theta) = b_0 - \sum_{m=1}^{\infty} b_m \cos(m\omega t) - \sum_{m=1}^{\infty} c_m \sin(m\omega t). \qquad (2.6)$$

В упрощенном виде

$$A_c(\theta) = b_0 - \sum_{m=1}^{\infty} b_m \cos(m\omega t). \qquad (2.7)$$

Пренебрегая в этом выражении членами высшего порядка (со степенью больше 2), а также используя принцип суперпозиции, утечки через разгрузочную канавку записываются в следующем виде

$$Q_3 = b_0\sqrt{P_1} + \frac{b_0}{2\sqrt{P_1}}\Delta P_1 - \sqrt{P_1}\sum_{m=1}^{m=2} b_m \cos(m\omega t), \qquad (2.8)$$

где ω - угловая частота пульсаций; ΔP_1 - амплитуда изменения давления нагнетания P_1

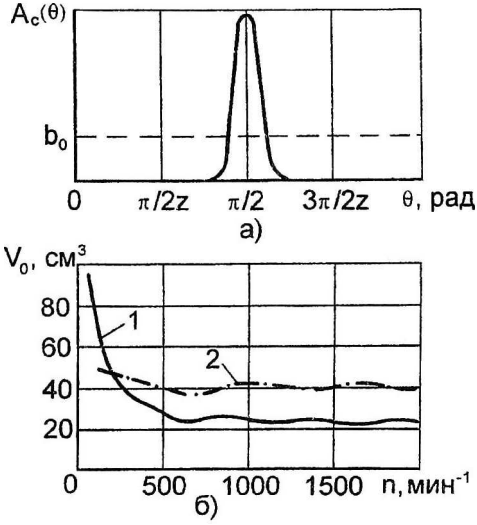


Рис. 2.2. Зависимость изменения площади дозирующего сечения разгрузочной канавки от угла поворота шестерен (а) и зависимость изменения эквивалентного объема полости нагнетания от частоты вращения привода насоса (б):

1 - P_1=4 МПа; 2 - P_1=6 МПа

Теоретическая производительность насоса определяется системой уравнений

$$\begin{cases} Q_{th} = \overline{Q_{th}} + \sum_{m=1}^{\infty} a_m \cos(m\omega t), \\ \overline{Q_{th}} = \dfrac{V_{th}\omega}{2\pi z}, \\ a_m = \dfrac{4 b_w R_0^2 \omega (-1)^{m+1}}{m^2 z^3}, \end{cases} \qquad (2.9)$$

где V_{th} - теоретическая производительность насоса за один оборот шестерен; R_0 - диаметр основной окружности; b_w ширина шестерен: z - число зубьев.

Реальная производительность насоса Q_p на основании схемы (рис. 2.1) определяется выражением

$$Q_p = Q_{th} - Q_1 - Q_2 - Q_3 - \beta_0 V_1 \frac{dP_1}{dt} = Q_{th1} - Q_1 - Q_2 - Q_{31} - \beta_0 V_1 \frac{dP_1}{dt}, \qquad (2.10)$$

где V_1 - объем полости нагнетания насоса.

В этом выражении

$$\begin{cases} \overline{Q_{th}} = \overline{Q_{th1}} + q_{th1}, \\ \overline{Q_{th1}} = \overline{Q_{th}}, \\ q_{th1} = \sum_{m=1}^{\infty} (a_m + b_m \overline{P_1}) \cos(m\omega t), \\ Q_{31} = \overline{Q_{31}} + q_{31}, \\ \overline{Q_{31}} = \overline{Q_3} = b_0 \overline{P_1}, \\ q_{31} = (b_0 / 2 \overline{P_1}) \Delta P_1. \end{cases} \qquad (2.11)$$

Среднее значение нагнетаемого расхода $\overline{Q_p}$

$$\overline{Q_p} = \overline{Q_{th1}} - \overline{Q_2} - \overline{Q_{31}} = \frac{V_{th}}{60} n - K_n \overline{P_1} - b_0 \sqrt{\overline{P_1}}, \qquad (2.12)$$

где n - число оборотов ротора насоса в мин$^{-1}$

С учетом уравнения (2.10) передаточная функция системы $G(S)= P_1(S)/Q_{th1}(S)$ равна

$$G(S) = \frac{1}{G_1(s) + G_2(S) + G_{31}(S) + \beta_0 V_1 S + G_p(S)}. \qquad (2.13)$$

Из выражения (2.1)

$$G_1(S) = \frac{Q_1(S)}{P_1(S)} = \frac{\beta_0 (L_1 A_1 + V_x) A_1 S}{\rho \beta_0 V_x L_1 (R_1 + S) S + A_1}, \qquad (2.14)$$

Из выражения (2.2)

$$G_2(S) = \frac{Q_2(S)}{P_1(S)} = \frac{A_2}{\rho L_2 (S + R_2)} = \frac{K_n R_2}{S + R_2} \qquad (2.15)$$

Из выражения (2.11)

$$G_{31}(S) = \frac{Q_{31}(S)}{P_1(S)} = \frac{b_0}{2\sqrt{\overline{P_1}}}. \qquad (2.16)$$

Величина $G_p(S)$ соответствует характеристике присоединенной нагрузки и для системы трубопровода и дроссельного клапана в сосредоточенных параметрах имеет вид

$$G_p(S) = \beta_0 V_2 S + \frac{\overline{Q_p}}{2P_1}. \qquad (2.17)$$

Подставляя выражения (2.14) ...(2.17) в (2.13), получаем

$$G(S) = \frac{1}{\beta_0 (V_x + V_1 + V_2) S + K_n + \frac{b_0}{2\sqrt{\overline{P_1}}} + \frac{\overline{Q_p}}{2\overline{P_1}}} =$$

$$= \frac{1}{\beta_0 (V_x + V_1 + V_2) S + \frac{2\overline{Q_{th}} - \overline{Q_p} - b_0 \sqrt{\overline{P_1}}}{2\overline{P_1}}}. \qquad (2.18)$$

С учетом деформации корпуса насоса под действием нагнетаемого давления сумму $V_x + V_1$ можно представить в виде единого эквивалентного объема V_1 величина которого зависит как от частоты вращения ротора насоса, так и от давления в полости нагнетания. Тогда выражение (2.18) примет вид

$$G(S) = \frac{1}{\beta_0(V_1 + V_2)S + \dfrac{2\overline{Q_{th}} - \overline{Q_p} - b_0\,\overline{P_1}}{2\overline{P_1}}}. \qquad (2.19)$$

Выражение, описывающее закон изменения нагнетаемого давления, с учетом (2.19) записывается в виде

$$P_1 = \overline{P_1} + \sum_{m=1}^{\infty} a_m |G(j\omega m)| \cos(m\omega t + \psi_m). \qquad (2.20)$$

Результаты расчетов, проведенных с использованием выражений (2.19) и (2.20), достаточно хорошо согласуется с экспериментальными данными, однако модель имеет ряд существенных недостатков:

- приняты достаточно грубые допущения, позволяющие рассматривать двумерное течение жидкости между торцем шестерни и корпусом насоса в виде одномерного течения по цилиндрическому трубопроводу;
- коэффициенты, входящие в уравнения (2.19) и (2.20), определяются экспериментальным путем в предположении квазистационарности внутренних утечек насоса;
- модель не охватывает всех явлений, имеющих место в процессе работы шестеренного насоса;
- не учитывается влияние изменения конструктивных параметров и погрешностей изготовления деталей насоса.

Суммируя всё сказанное, можно сделать вывод об адекватности данной модели только конкретной конструкции шестеренного насоса, когда по результатам проведенных ранее экспериментов можно вычислить коэффициенты уравнений (2.19) и (2.20) и когда заранее известно, какими факторами можно пренебречь. Для комплексных исследований по определению влияния различных параметров шестеренного насоса на его пульсационную производительность эта модель не пригодна.

Еще более зависимой от экспериментальных данных является модель, предложенная в работе [159].

Кроме того, ни одна из известных моделей не учитывает динамического взаимодействия гидравлических и механических элементов шестеренного насоса.

Таким образом, существующие математические модели не позволяют в полной мере проводить оптимизацию конструкции шестеренного насоса с целью снижения уровня генерируемых им гидромеханических колебаний.

При расчете динамических характеристик топливных и гидравлических систем важным является степень адекватности расчетной модели насоса как источника колебаний рабочей среды реальным процессам. Учитывая сложность процессов, протекающих в насосе, иногда целесообразно воспользоваться его полуэмпирической расчетной моделью. При идентификации шестеренного насоса как источника колебаний можно применить метод динамических аналогий [25, 87], согласно которому возможна замена участка гидравлической цепи с насосом эквивалентным генератором колебаний давления или расхода. В общем случае гидравлический насос с учетом механических связей, а также входных и выходных магистралей описывают уравнениями для активного шестиполюсника. Однако для расчета колебаний давления и расхода достаточно представить насос в виде активного двухполюсника с внутренним импедансом $Z_и$ Исследования пульсаций давления в системах с шестеренными насосами показывают, что в спектре колебаний помимо основной гармоники, определяемой частотой зацепления зубьев шестерен, присутствуют высшие гармоники. Сложный спектр колебаний давления в системе обусловлен механизмом их возбуждения, в основе которого лежат указанные выше процессы. При условии независимости динамических процессов во входном и выходном гидравлических трактах для каждой из составляющих спектра колебаний рабочей среды на выходе из насоса можно определить отдельный идеальный источник колебаний расхода или давления (рис.2.3). При предположении линейности коэффициента объемной податливости внутренней полости насоса и сосредоточенности параметров выходного канала для каждого из выделенных источников можно написать следующее условие неразрывности потока:

$$q_{uq}^{(r)}\, exp(\, j\omega_r t) = \left(q_v^{(r)} + q_к^{(r)}\right) exp(\, j\omega_r t)$$
$$r = 1,2,\ldots,R, \qquad (2.21)$$

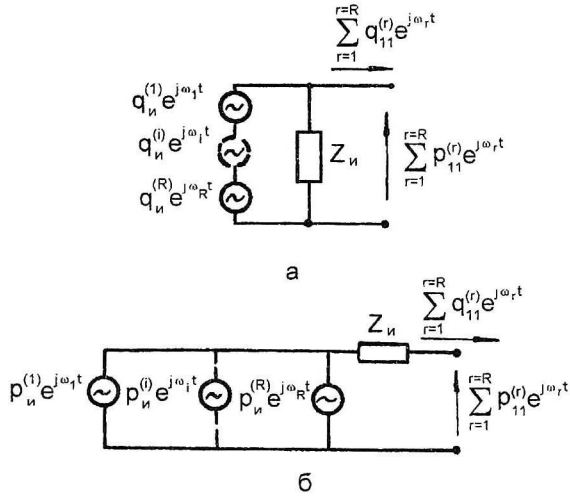


Рис. 2.3. Схема шестеренного топливного насоса как эквивалентного источника колебаний расхода (а) и давления (б).

где $q_{uq}^{(r)}$ - комплексная амплитуда r-го идеального источника колебаний расхода; $q_{\hbar}^{(r)} = \left[P_n^{(r)} - P_{11}^{(r)}\right] / Z_{\hbar}^{(r)}$, $q_v^{(r)} = jC_{,}\omega_r P_n^{(r)}$ r-ые составляющие комплексных амплитуд колебаний расхода на выходе из насоса и во внутренней его полости; $P_n^{(r)}, P_{11}^{(r)}$ r-ые составляющие комплексных амплитуд колебаний давления во внутренней полости и на выходе насоса; $Z_к^{(r)} = R_к + j\omega_p L_к$ - импеданс выходного канала; $C_{н}$ - акустическая емкость внутренней полости насоса. Подставляя соответствующие выражения для $q_к^{(r)}$ и $q_v^{(r)}$ в (2.21) с учетом того, что $q_к^{(r)} = q_{11}^{(r)}$, получим

$$q_{uq}^{(r)} = \left(1 + jZ_к^{(r)} C_н \omega_r\right) q_{11}^{(r)} + jC_н \omega_r P_{11}^{(r)}, \quad r = 1,2,\ldots,R. \tag{2.22}$$

При представлении топливного насоса в виде эквивалентного источника колебаний расхода или давления на основании равенства (2.22) можно записать

$$q_u^{(r)} = q_{11}^{(r)} + P_{11}^{(r)} / Z_u ; \qquad (2.23)$$

$$p_u^{(r)} = q_{11}^{(r)} Z_u + P_{11}^{(r)} , \qquad (2.24)$$

где $P_u^{(r)} = q_{uq} /(jC,\omega_r), q_u^{(r)} = q_{uq}^{(r)} / \left[1 + jZ_к^{(r)} C_н \omega_r\right]$ - r-е составляющие производительности эквивалентного источника колебаний давления и расхода с внутренним импедансом $Z_u^{(r)} = \left[1 + jZ_к^{(r)} C_н \omega_r\right] / \left(jC_н \omega_r\right)$. При представлении топливного насоса эквивалентным источником облегчается процесс его идентификации. Учитывая существенный разброс пульсационной производительности гидравлических насосов, можно принять $P_u^{(r)}$ или $q_u^{(r)}$ при расчете статической характеристики систем переменными величинами. Так как геометрические параметры насоса (объемы внутренних полостей, диаметры и длины каналов) в процессе работы изменяются несущественно, то для данного типа насоса $Z_u^{(r)}$ можно считать неизменным. В работе [21] экспериментально определен импеданс шестеренного топливного насоса, который по основной

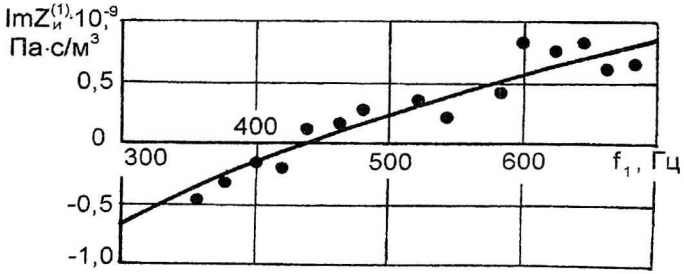


Рис. 2.4. Зависимость мнимой составляющей внутреннего импеданса насоса 4016Т от частоты основной гармоники колебаний рабочей среды ("зубовой" частоты):

● - *эксперимент;*

——— - *аппроксимация.*

гармонике аппроксимируется зависимостью (рис.2.4)

$$Z_{и}^{(1)} = -j\left(1 - L_{к}C_{н}\omega_{1}^{2}\right) / C_{н}. \qquad (2.25)$$

Акустическая индуктивность и емкость насоса, определенные в результате аппроксимации экспериментальных данных (см. рис.2.4), равны $L_{к}$ =5,02·10^{-7} кг/м^{4}, $C_{н}$ =3,7·10^{-13} м^{4}с^{2}/кг.

Для эффективного решения задачи совершенствования динамических характеристик шестеренных насосов необходимо разработать математическую модель, основанную на более полном теоретическом описании шестеренного насоса с учетом взаимосвязи процессов в гидравлических и механических элементах.

Рассмотрим систему насосной подачи жидкости, состоящую из шестеренного насоса, подсоединенной по входу и выходу гидравлической нагрузки. Гидравлическую нагрузку при этом можно представить в виде сочетания участков трубопровода, емкостных и дроссельных элементов.

В качестве объекта моделирования примем шестеренный насос с внешним зацеплением шестерен и эвольвентным профилем зуба с произвольным коррегированием, оснащенный компенсаторами торцевых зазоров (рис. 2.5). Компенсатор каждой шестерни состоит из двух подпятников: подвижного и неподвижного, причем давление поджатия дифференцировано по углу поворота шестерен, т.е. реализуется концепция "следящего" поджима. Особенностью конструкции объекта моделирования является функциональное объединение каждой шестерни и ее цапфы в одну деталь.

При переходе от физической модели к математической необходимо принять во внимание следующие условия:

1. Рабочий процесс шестеренного насоса имеет циклический характер, т.е. представляет собой совокупность повторяющихся рабочих циклов. Поэтому практически все динамические характеристики насоса представляют собой периодические функции с периодом, равным длительности рабочего цикла. Таким образом, при моделировании динамических характеристик шестеренного насоса можно ограничиться моделированием одного рабочего цикла и затем распространить результаты на весь рабочий процесс.

2. Шестеренный насос относится к классу насосов объемного типа, т.е. его рабочий процесс основан на вытеснении некоторого количества жидкости в единицу времени. Одновремен-

но внутренние утечки насоса зависят от уровня давления в полостях всасывания и нагнетания, которое, в свою очередь, является функцией присоединенной к насосу акустической нагрузки. Таким образом, система уравнений, описывающая состояние объекта моделирования, должна замыкаться уравнениями нагрузки, присоединенной к нему со сторон всасывания и нагнетания.

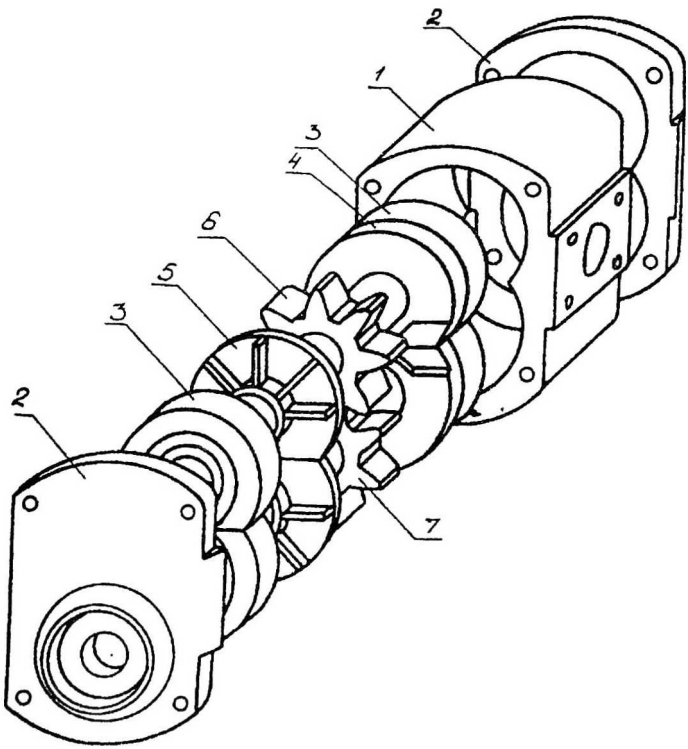


Рис. 2.5. Конструктивная схема шестеренного насоса, выбранная в качестве объекта моделирования:
1 - корпус насоса; 2 - крышка корпуса; 3 - подшипники; 4 - неподвижный подпятник; 5 - подвижный подпятник; 6 - ведомая шестерня; 7 - ведущая шестерня.

3. Если принять максимальный характерный размер объекта моделирования (например, диаметр шестерен по окружности головок), равный $l_{max} = 0{,}2$ *м*, то в диапазоне реальных значе-

ний частот вращения привода насоса (около 6000 об/ мин.) получим $\lambda >> l_{max}$, где λ - длина волны генерируемых насосом колебаний давления. Таким образом, исследуемый в этих условиях насос можно рассматривать как систему, описываемую уравнениями в сосредоточенных параметрах.

4. В зависимости от геометрических размеров присоединенные гидравлические цепи могут рассматриваться как системы с сосредоточенными либо с распределенными параметрами. Критерием смены моделей является отношение длины волны генерируемых колебаний к длине гидравлической цепи. Если это отношение $\frac{\lambda}{l} \le 6$, то волновыми явлениями можно пренебречь; в противном случае их учет необходим.

При формировании математической модели шестеренного насоса приняты следующие основные допущения:

- течение рабочей жидкости в дросселирующих элементах ламинарное, при этом реализуется квазистационарный закон гидравлических потерь;
- рабочая жидкость несжимаемая;
- зубья шестерен абсолютно жесткие;
- погрешности эвольвентного профиля и деления зубьев шестерен пренебрежимо малы.

С учетом принятых допущений и ограничений объект моделирования можно представить в виде эквивалентной разветвленной гидравлической цепи (рис. 2.6), в которую входят:

контуры периферийных утечек, цепь утечек в зоне зацепления, а также цепи нагрузки со стороны всасывания и нагнетания. Гидравлические цепи утечек выделены особо, так как они подвержены структурным изменениям с течением времени, т.е. за время одного рабочего цикла шестеренного насоса меняется их состав и число элементов. Контуры периферийных утечек практически идентичны, т.е. они состоят из одних и тех же элементов (межзубовых впадин и радиальных зазоров между ними), но могут отличаться количеством последних. Реальные и эквивалентные расходы рабочей жидкости показаны стрелками. Индексы *"Z"* относятся к параметрам ведущей шестерни, индексы *"W"*- к параметрам ведомой.

С учетом принятых допущений для полостей всасывания и нагнетания можно записать следующие уравнения баланса расходов рабочей жидкости (см. рис. 2.6):

$$Q_в - Q_{тв} - Q_{av} - Q_{вв} - Q_{вс} + Q_{az} + Q_{в1} + Q_{aw} = 0, \qquad (2.26)$$

$$Q_н - Q_{тн} + Q_{нv} - Q_{пн} - Q_{нc} + Q_{нz} + Q_{нl} + Q_{нw} = 0\,, \qquad (2.27)$$

где $Q_в$, $Q_н$ - расходы жидкости на входе и выходе из насоса соответственно; $Q_{тв}$, $Q_{тн}$ - теоретическая производительность насоса со сторон входа и выхода; $Q_{вv}$, $Q_{нv}$ параметры, учитывающие податливость корпуса насоса; $Q_{вв}$, $Q_{нн}$ параметры, учитывающие податливость парогазовых включений в жидкости, а также процессы абсорбций и десорбций газа; $Q_{вс}$, $Q_{нс}$ - утечки из полостей всасывания и нагнетания по линии контакта

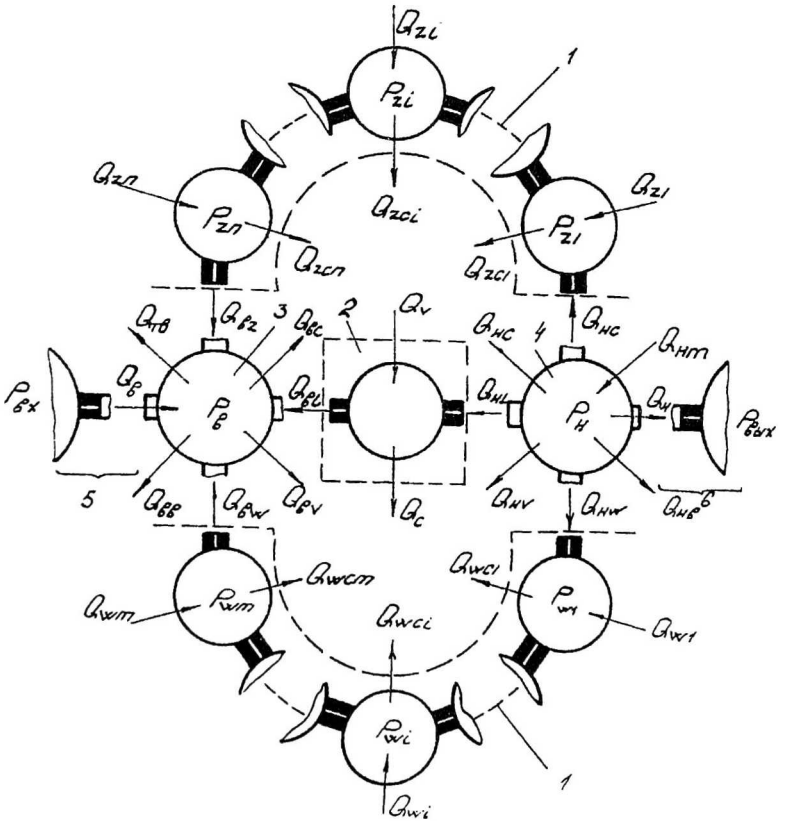


Рис. 2.6. Эквивалентная схема шестеренного насоса:
1 - контуры периферийных утечек; 2 - контур утечек в зоне зацепления; 3 - полость всасывания; 4 - полость нагнетания; 5 - цепь нагрузки на входе в насос; 6 - цепь нагрузки на выходе из насоса.

элементов торцового уплотнения; $Q_{в1}$, $Q_{н1}$ - утечки в зоне зацепления; $Q_{вz}$, $Q_{нz}$ - периферийные утечки по зазорам ведущей шестерни; $Q_{вw}$, $Q_{нw}$ - периферийные утечки по зазорам ведомой шестерни.

Исходя из классической теории зубчатого эвольвентного зацепления мгновенная подача шестеренного насоса с двумя одинаковыми шестернями определяется выражением [147]

$$Q_{тн} = b_ш \omega (R_e^2 - r^2 - x^2) , \qquad (2.28)$$

где $b_ш$ ширина шестерни (длина зуба); ω угловая скорость вращения ротора (шестерни); R_e - радиус по окружности головок; r - радиус начальной окружности; x - расстояние от точки зацепления до полюса. Из этой формулы следует, что максимальная подача имеет место при $x = 0$, т.е. в момент касания зубьев в полюсе зацепления, и по мере удаления точки зацепления от полюса подача убывает по параболическому закону (рис. 2.7, а). Величина минимальной производительности насоса $Q_{тн\ min}$ зависит от конструктивных особенностей насоса. Если шестерни выполнены с перекрытием зацепления, то на протяжении части цикла зацепления (на рис. 2.7,а.) в контакте находятся одновременно две пары зубьев. При этом объем жидкости между ними оказывается запертым. Вступление в контакт каждой последующей пары зубьев вызывает скачкообразное изменением мгновенного расхода $Q_{тн}$ (3 - 4 и 3' - 4' на рис. 2.7,а).

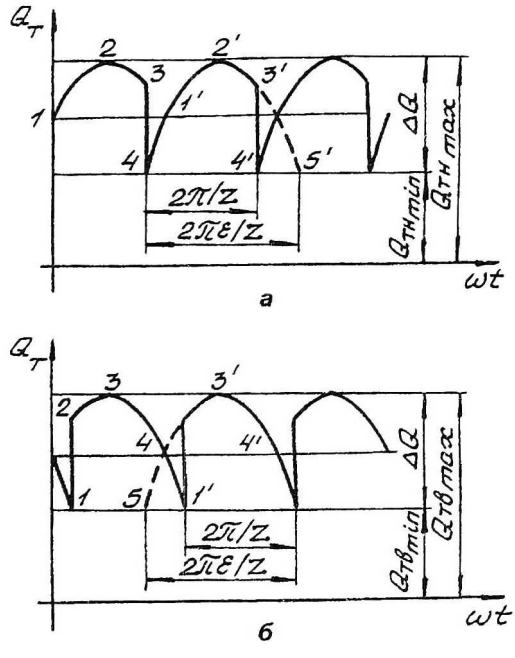


Рис. 2.7. Теоретическая производительность шестеренного насоса со стороны нагнетания (а) и всасывания (б).

Аналогично производительность насоса со стороны полости всасывания $Q_{тв}$ определяется по формуле (2.38), однако характер изме-

нения этого параметра несколько иной (рис. 2.7,б). Здесь двупарному зацеплению шестерен соответствует участок 5 1', при этом скачок значения $Q_{mв}$ (1-2) происходит в момент выхода из зацепления пары зубьев, находящихся в полости всасывания.

Рассмотренные соотношения справедливы для пары шестерен, вращающихся с постоянной скоростью. При работе насосов в реальных условиях такое допущение несправедливо, так как в этом случае механическая связь между приводом и ротором насоса не является абсолютно жесткой, что в сочетании с переменным моментом трения приводит к колебаниям скорости вращения ротора насоса.

В простейшем случае систему привода, например, топливного насоса ГТД, можно представить в виде колебательной системы четвертого порядка (рис. 2.8). При этом принимаются следующие допущения:

- обе шестерни в первом приближении представлены в виде единой массы с моментом инерции, равным сумме моментов инерции шестерен, т.е. $I_{\Sigma} = I_{m1} + I_{m2}$ (основной для такого допущения является тот факт, что благодаря существенному перепаду давления между полостями всасывания и нагнетания шестерни прижаты с большим усилием друг к другу и образуют единую жесткую систему);

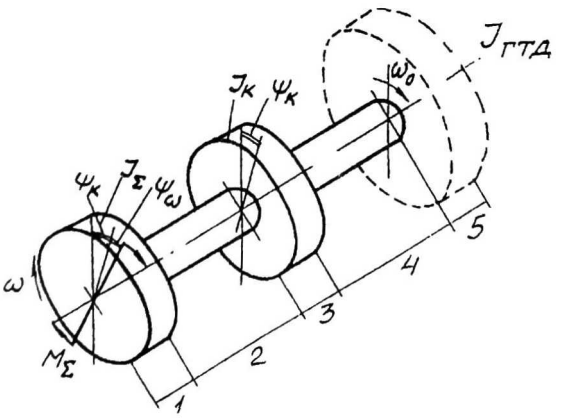


Рис.2.8. Схема эквивалентной механической системы привода насоса:
1 - блок шестерен; 2 - рессора привода насоса; 3 - эквивалентная масса редуктора КПА; 4 - рессора привода КПА;
5 - ротор ГТД.

- собственно привод насоса (систему "ротор ГТД рессора - коробка агрегатов") можно представить в виде эквивалентной механической системы, состоящей из двух масс с моментом инерции $I_{ГТД}$ и $I_К$ (соответственно, ротора ГТД и редуктора коробки приводов агрегатов), соединенных упругим валом (рессорой); принимая во внимание тот факт,

что $I_{ГТД} >> (I_K + I_\Sigma)$, можно допустить, что скорость вращения ротора ГТД ω_0 постоянна и не зависит от приложенной к нему со стороны насоса нагрузки;

- предполагается, что в отсутствие внешнего возмущающего воздействия вся система совершает вращательное движение вокруг продольной оси с некоторой постоянной скоростью ω_0 (см. рис. 2.8). Действие внешних сил и моментов приводит к отклонению системы от равновесного положения на некоторый угол $\Psi_\Sigma = \Psi_Ш + \Psi_K$, при этом скорость вращения системы $\omega = \omega_0 + (d\Psi_\Sigma / dt)$. С учетом всех принятых допущений движение эквивалентной колебательной системы описывается двумя дифференциальными уравнениями

$$I_\Sigma \frac{d^2\Psi_Ш}{dt^2} + K_\Sigma \frac{d\Psi_Ш}{dt} + C_\Sigma(\Psi_Ш - \Psi_K) = M_\Sigma,$$
$$I_K \frac{d^2\Psi_K}{dt^2} + K_K \frac{d\Psi_K}{dt} + C_K\Psi_K = C_\Sigma(\Psi_Ш - \Psi_K), \qquad (2.29)$$

где I_Σ, I_K - момент инерции блока шестерен и привода насоса; K_Σ, K_K - коэффициенты демпфирования блока шестерен и привода насоса; C_Σ, C_K - жесткость приводной рессоры насоса и эквивалентная жесткость привода; $\Psi_Ш$, Ψ_K - угол отклонения от равновесного положения блока шестерен и ротора привода насоса; M_Σ - суммарный момент сопротивления вращению на валу насоса.

Наибольшие трудности при расчете коэффициента демпфирования блока шестерен K_Σ возникают при определении градиентов $df / d\omega$ и $df_N / d\omega$. В ряде работ, посвященных исследованию торцовых уплотнений, показано, что для каждой фрикционной пары, работающей в определенной жидкости, существует закон изменения функции $f_{тр} = f(G)$, где $G = \mu\upsilon/P_к$ [66, 74, 82]. Для фрикционных пар "сталь-бронза" и "сталь-сталь", работающих в керосине, эта функция нелинейная и имеет четко выраженный экстремум. Однако, если пара "сталь-бронза" ("шестерня-подпятник") работает в широком диапазоне контактных давлений, то для пары "сталь-сталь" ("шестерня-шестерня") характерно постоянное высокое значение $P_к$, что определяет граничный режим трения между элементами этой пары и относительную стабильность значения коэффициента трения. Поэтому ве-

личину f_N можно считать постоянной и равной в среднем 0,15 [66].

В общем виде момент сопротивления вращению каждой шестерни определяется выражением

$$M = M_{\Delta p} + M_{mp} + M_p, \qquad (2.30)$$

где $M_{\Delta p}$ момент, обусловленный перепадом давлений между полостями всасывания и нагнетания; M_{mp} момент сил трения; M_p - момент сил, действующих на шестерни в зоне зацепления. Величина первого слагаемого практически не зависит от условий зацепления и определяется выражением

$$M_{\Delta p} = \frac{1}{2} b(P_н - P_в)(R_e^2 - R_i^2). \qquad (2.31)$$

Момент сил трения

$$M_{mp} = \frac{1}{2}(R_e + r_y)P_k S_k f \pm \frac{x}{|x|} R_N f_N F_N \sin(\alpha - \beta) + \\ + \frac{4\pi}{Z} R_e^3 вr\mu \sum_{i=1}^{i=z} \frac{1}{h_i},$$

$$R_N = \sqrt{(r + x\sin\alpha)^2 + x^2\cos^2\alpha}, \qquad (2.32)$$

$$\beta = \arcsin\frac{x\cos\alpha}{2r - x\sin\alpha},$$

где знак "плюс" перед вторым слагаемым ставится при определении момента трения ведомой шестерни; знак "минус" - при определении момента трения ведущей шестерни.

Момент сил давления, действующих на шестерни в зоне зацепления, зависит от угла поворота шестерен, величины запертого объема и градиента его изменения, конфигурации разгрузочных канавок и т.д.

Более подробно расчет моментов сил сопротивления вращения изложен в работе [30].

В шестеренных насосах торцовые уплотнения применяются для устранения утечек по торцам зуба из одной межзубовой полости в другую, а также для герметизации рабочих полостей насоса по окружности впадин шестерен. Тем не менее, благода-

ря влиянию различных факторов (шероховатости, волнистости, биению трущихся поверхностей и т.д.), утечки по линии контакта элементов уплотнения могут достигать значительной величины [66, 74, 82]. Несмотря на актуальность этой проблемы, в настоящее время не существует единой теории, адекватно описывающей рабочий процесс торцового уплотнения. Поэтому оправданным является применение полуэмпирических и эмпирических методов расчета, предложенных, например, в работе [66]. Следует отметить, что течение жидкости в очень узких щелях ($h \leq 2мкм$) не соответствует вязкому ламинарному течению несжимаемой жидкости. При таких размерах щели, характерных для торцовых уплотнений, значительно возрастает влияние молекулярных сил взаимодействия между стенками и прилегающими слоями жидкости, что приводит к снижению утечек жидкости по линии контакта элементов уплотнения [31].

При выборе конструкции объекта моделирования отмечалось, что исследуемый насос содержит двухэлементное торцовое уплотнение шестерен, состоящее из подвижного и неподвижного подпятников. Кроме того, особенностью конструкции насоса является выполнение шестерни и ее цапфы в виде единой детали. При таком исполнении неизбежно возникает биение торца шестерни относительно продольной оси детали, которое может достигать 5-10 мкм. Наличие биений приводит к тому, что в процессе приработки шестерен и подпятников на поверхности последних возникают кольцевые и сегментные проточки, глубина которых зависит от величины и взаимного расположения максимумов торцовых биений (рис. 2.9).

Таким образом, зазор и утечки жидкости между шестернями и подпятниками определяются, преимущественно величиной торцовых биений шестерен. Поэтому с достаточной степенью точности можно считать, что в отсутствии торцовых биений, когда зазор между элементами уплотнений h_0 зависит от параметров режима работы уплотнения (P_k, ϑ, S_k), утечки по линии контакта трущихся поверхностей равны нулю. При наличии торцовых биений шестерен утечки пропорциональны $(h - h_0)^3$, где h величина зазора, определяемая величиной биений.

Гидродинамический зазор h_0 для фрикционной пары, работающей в керосине, определяется выражением [66]

$$h_o = 0{,}75(R_1 + R_2) + C_o \sqrt{\omega\, r\mu / P_k^{0,5}}, \qquad (2.33)$$

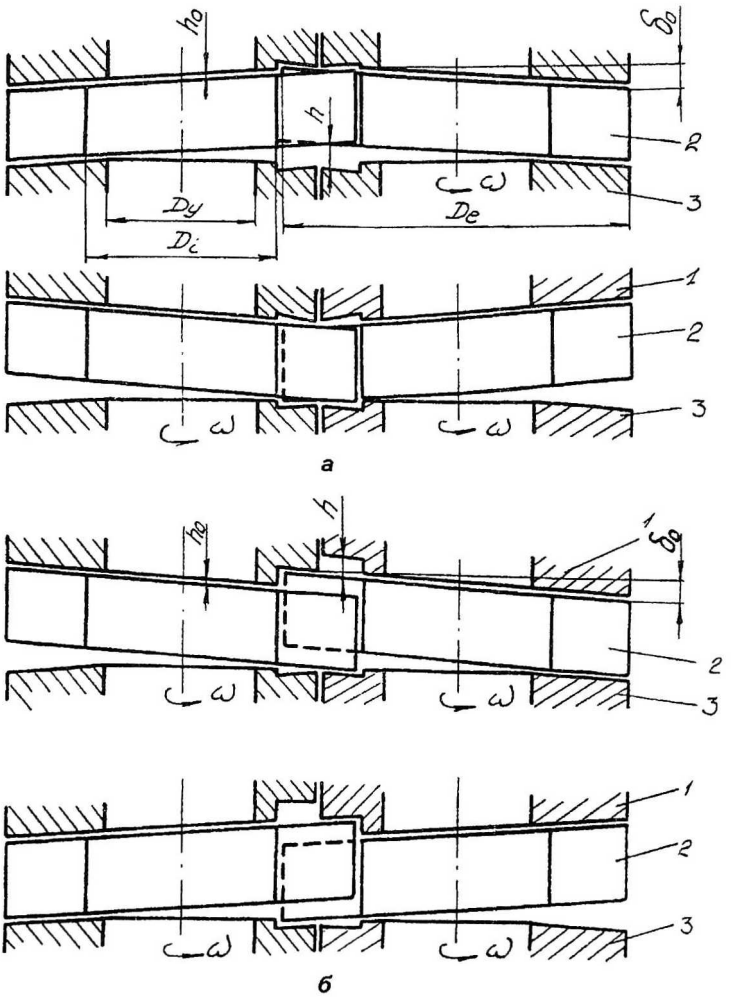


Рис. 2.9. Конфигурация и глубина проточек в подпятнике при вращении шестерен с торцевым биением δ_0 в противо-фазе (а) и синфазно (б):

1 - подвижный подпятник;

2 - шестерня;

3 - неподвижный подпятник

где R_i - шероховатость трущихся поверхностей; C_0 - коэффициент пропорциональности, равный для керосина $2 \cdot 10^{-5}$ [20].

Глубина проточек на поверхности подпятников h равна величине торцового биения шестерен и составляет в реальных конструкциях 5-10 мкм

Для рассматриваемых полостей всасывания и нагнетания весьма важным является определение утечек жидкости из этих полостей к основанию шестерен (и далее к подшипникам), так как эти утечки будут определять величину пульсаций нагнетаемой и всасываемой жидкости с частотой, равной (кратной) частоте вращения шестерен. Из рис. 2.10 видно, что герметизация полостей происходит по поверхности узкого пояска шириной $R_i - r_y$; максимальная величина зазора при этом составляет

$$h = \delta_o \frac{R_i + r_y}{2R_e} + h_o, \qquad (2.34)$$

где δ_0 - величина торцового биения шестерни по окружности головок радиусом R_e. Тогда утечки из полостей будут равны :

- из полости всасывания

$$Q_{вс} = \frac{\pi r_y (P_в - P_c)}{G\mu (R_i - r_y)} \left[(h_{zв} - h_o)^3 + (h_{wв} - h_o)^3 \right] \frac{\varphi_в}{2\pi}, \qquad (2.35)$$

- из полости нагнетания

$$Q_{нс} = \frac{\pi r_y (P_н - P_c)}{G\mu (R_i - r_y)} \left[(h_{zн} - h_o)^3 + (h_{wн} - h_o)^3 \right] \frac{\varphi_н}{2\pi}, \qquad (2.36)$$

где r_y - внутренний радиус торцового уплотнения (подпятника); P_c - давление слива (у основания шестерен за уплотнением); $h_{zв}$, $h_{wв}$ - величины зазоров по торцам ведущей и ведомой шестерен в пределах полости всасывания; $h_{zн}$, $h_{wн}$ - то же в пределах полости нагнетания; $\varphi_в$, $\varphi_н$ - угловая протяженность полостей всасывания и нагнетания в радианах.

При определении пульсационной производительности шестеренного насоса весьма важным является вопрос о величине утечек в зоне зацепления шестерен. Ряд исследований, посвященных этой проблеме, показал, что эти утечки носят преимущественно импульсный характер и могут в значительной степени повлиять на уровень пульсаций рабочей жидкости как на входе в насос, так и на выходе из него [35, 59,147, 157]. Основной причиной высокого уровня амплитуды утечек является большой градиент давлений, характерный для этой зоны. Кроме того, при наличии торцевого биения шестерен контактное уп-

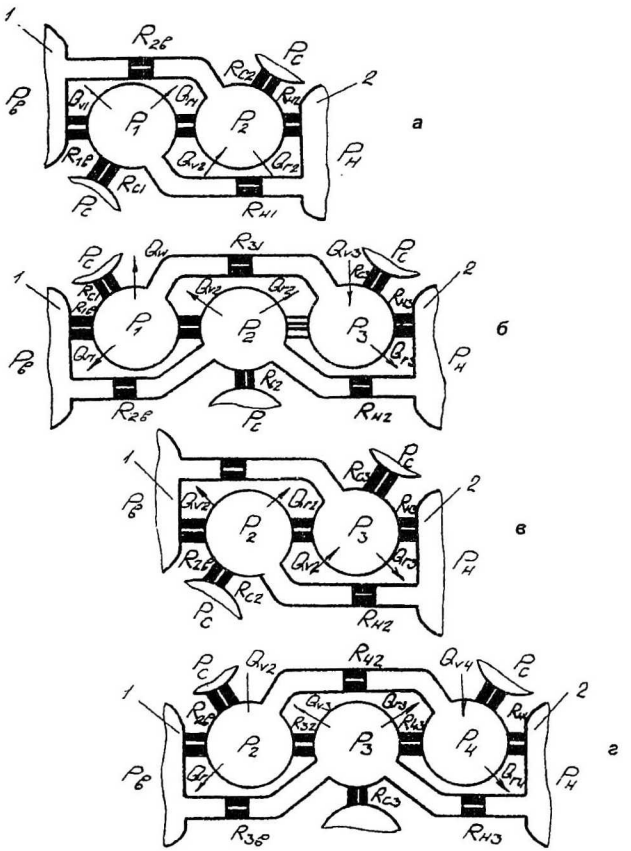


Рис. 2.10. Эквивалентные гидравлические цепи утечек в зоне контакта шестерен на первом (а), втором (б), третьем (в) и четвертом (г) этапах зацепления:

1 - полость всасывания; 2 - полость нагнетания.

лотнение не обеспечивает эффективной герметизации полостей всасывания и нагнетания, что приводит к утечкам как по линии контакта шестерен, так и по линии контакта подпятника и шестерни.

Основной проблемой, возникающей при определении величины утечек в зоне зацепления, является то, что в течение одного рабочего цикла шестеренного насоса в этой зоне в разные моменты времени находится различное число рабочих эле-

ментов - зубьев и межзубовых впадин. За время поворота шестерен на один зуб в зоне зацепления формируется в общей сложности четыре запертых объема, образующих плотную гидравлическую цепь, соединяющую полости всасывания и нагнетания. Каждому этапу зацепления соответствует определенная конфигурация цепи утечек (рис. 2.10), состоящей из полостей и дросселей. Необходимо отметить тот факт, что помимо взаимной связи через дроссели R_{ij} каждая полость через дроссель сопротивлением R_{ci} соединяется со сливом (с пространством за торцевым уплотнением), а через дроссели $R_{iв}$ или $R_{нi}$ - с полостью всасывания или нагнетания. Это соответствует реальной конструкции, в которой утечки из запертого (или запираемого) объема происходят как по линии контакта элементов уплотнения, так и по зазорам и разгрузочным канавкам в полости всасывания и нагнетания, а также в соседние запертые объемы.

При формировании математической модели приняты следующие допущения:

- гидравлические сопротивления, обладающие существенно нелинейной характеристикой (например, кромки разгрузочных канавок), линеаризованы по формуле

$$R_{дp} = \frac{1}{\mu S_{дp}} \sqrt{\frac{\rho}{2} \Delta P} \ , \qquad (2.37)$$

где μ - коэффициент расхода; $S_{дp}$ - дозирующее сечение дросселя; ΔP- перепад давления на дросселе; ρ - плотность жидкости;

- на всех сопротивлениях реализуется квазистационарный закон гидравлических потерь;

- рабочая жидкость абсолютно несжимаемая.

С учетом принятых допущений, для гидравлической цепи утечек, соответствующей первому этапу зацепления, можно записать следующую систему уравнений баланса расходов (см. рис. 2.12)

$$\begin{aligned} Q_{н2} - Q_{2в} - Q_{21} - Q_{c2} + Q_{v2} - Q_{r2} = 0 \ , \\ Q_{21} - Q_{1в} + Q_{н1} - Q_{c1} + Q_{v1} - Q_{r1} = 0 , \end{aligned} \qquad (2.38)$$

где Q_{ij} - расход жидкости, перетекающий из i-ой в j-ю полость; Q_{ci} - утечки в полости слива; Q_{vi} - эквивалентный расход, связанный с изменением объема i-ой полости; Q_{ri} - эквивалентный расход, связанный со сжимаемостью парогазовой каверны в i-ой полости.

Ранее было отмечено, что высота зазоров между шестерней и подпятниками складывается из двух частей: гидродинамического зазора h_0 и зазора h, обусловленного торцевым биением шестерен. Помимо этого следует учитывать тот факт, что один из подпятников является подвижным и может совершать колебательные движения под действием переменных сил давления, возникающих при запирании межзубовой впадины. Таким образом, общий зазор складывается из трех слагаемых

$$h_\Sigma = h_0 + h + \Delta h \,. \qquad (2.39)$$

Для определения величины динамической составляющей Δh необходимо рассмотреть систему сил, действующих на подвижный подпятник (рис. 2.11). Считая в первом приближении, что все силы действуют на центр масс подпятника, можно записать следующее уравнение

$$\Delta h = \sqrt[3]{\frac{G}{P_k S_k + (P_k - P_v) S_v}} - h_o \,, \qquad (2.40)$$

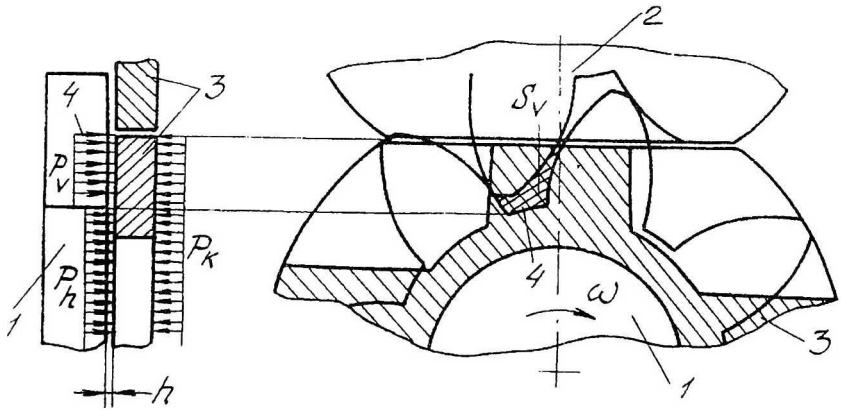


Рис. 2.11. Схема распределения нагрузок (давлений) на подпятник при наличии запертого объема:
1 - ведущая шестерня; 2 - ведомая шестерня; 3 - подвижный подпятник; 4 - зона запертого объема.

Таким образом, гидравлические сопротивления каналов, имеющих форму щели, можно определить из уравнения (2.37) с учетом (238) и (2.39), подставляя в него соответствующие размеры. Гидравлические сопротивления дросселей, образованных

кромками разгрузочных канавок и кромками зубьев шестерен, определяются выражением (2.37).

Решая совместно уравнения (2.37) - (2.40), можно определить давления P_i в запертых полостях на первом этапе зацепления. При этом искомые значения расходов Q_{BL} и Q_{HL}, входящих в уравнения (2.26) и (2.27), определяются следующим образом

$$Q_{BL} = \frac{1}{R_{1B}}(P_1 - P_B) + \frac{1}{R_{2B}}(P_2 - P_B),$$
$$Q_{HL} = \frac{1}{R_{H1}}(P_H - P_1) + \frac{1}{R_{H2}}(P_H - P_2). \qquad (2.41)$$

Результаты теоретических и экспериментальных исследований внутренних утечек шестеренного насоса показали, что при наличии торцовых уплотнений наибольшее виляние на интегральные характеристики насоса (объемный и общий КПД и др.) оказывают именно периферийные утечки, поэтому методика их расчета является важной частью математической модели.

Шестеренный насос имеет два контура периферийных утечек соответственно, ведомой и ведущей шестерен. Эти контуры практически идентичны, т.е. они состоят из одних и тех же элементов (межзубо-вых впадин и щелевых зазоров между ними), но могут отличаться количеством последних. Число межзубовых впадин в каждом контуре можно определить по формуле

$$N = int(\frac{\varphi_n Z}{2\pi}), \qquad (2.42)$$

где φ_n угловая протяженность контура периферийных утечек (рис. 2.12,а). Так как отношение в правой части уравнения (2.42) практически всегда бывает дробным, то реальное число межзубовых впадин в каждом контуре в различные моменты времени колеблется от N до $N+1$. Благодаря конструкционному и функциональному подобию контуров ведущей и ведомой шестерен, методику расчета периферийных утечек можно показать на примере модели одного из контуров.

За время одного рабочего цикла шестеренного насоса в формировании цепи утечек участвуют в общей сложности $n=N+1$ межзубовых впадин (рис. 2.13). Необходимо отметить тот факт, что помимо взаимной связи через дроссели R_{ij} и R_{yj} каждая полость через дроссель сопротивлением R_{ci} соединяется со сли-

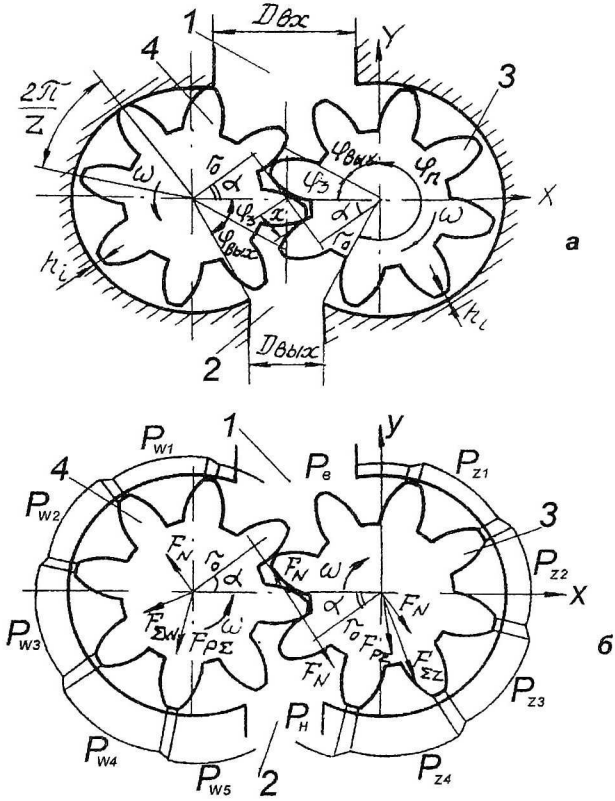


Рис. 2.12. Основные геометрические (а) и физические (б) параметры для расчета периферийных утечек:
1,2 - полость всасывания и нагнетания;
3,4 - ведущая и ведомая шестерни.

вом. Это соответствует реальной конструкции, в которой утечки из межзубовых впадин происходят как по радиальным зазорам (сопротивление R_{ij}), так и по линии контакта элементов торцового уплотнения (R_{ci}). Гидравлическая связь межзубовых впадин через поджатия подпятников учитывается введением в эквивалентную цепь сопротивлений R_{yi} (см. рис. 2.13).

При формировании математической модели приняты следующие допущения:

- гидравлические сопротивления, обладающие существенно нелинейной характеристикой (например, образованные

головкой зуба и кромкой колодца корпуса), определяются по формуле (2.37);

- на всех сопротивлениях реализуется квазистационарный закон гидравлических потерь;

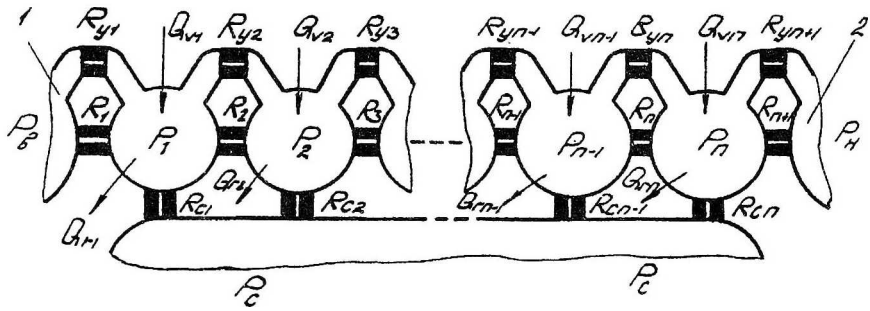


Рис. 2.13. Схема эквивалентной гидравлической цепи контура периферийных утечек:
1 - полость всасывания; 2 - полость нагнетания.

- давление жидкости постоянно по всему объему межзубовой впадины.

С учетом принятых допущений параметры цепи периферийных утечек будут описываться системой из n уравнений баланса расходов

$$Q_2 + Q_{yz} - Q_1 - Q_{y1} - Q_{c1} + Q_{v1} - Q_{r1} = 0,$$

. . . . . .

$$Q_{i+1} + Q_{yi+1} - Q_i - Q_{yi} - Q_{ci} + Q_{vi} - Q_{ri} = 0, \qquad (2.43)$$

. . . . . .

$$Q_{n+1} + Q_{yn+1} - Q_n - Q_{yn} - Q_{cn} + Q_{vn} - Q_{rn} = 0,$$

где Q_i - расход жидкости, перетекающей из $i+1$ в i-ю полость; Q_{ci} - утечки в полости слива; Q_{yi} - утечки через полость поджатия; Q_{vi} - эквивалентный расход, учитывающий изменение объема i - ой полости; Q_{ri}- эквивалентный расход, учитывающий сжимаемость парогазовой каверны в i - ой полости.

Для решения системы уравнений (2.43) необходимо определить значения гидравлических сопротивлений R_i, R_{ii} и R_{ij}, и объем полостей V_i. Величину сопротивления каналов, имеющих форму узкой щели, при ламинарном режиме течения можно определить по формуле (2.37). При этом следует помнить, что ве-

личина зазора между корпусом и головкой зуба складывается из четырех компонентов

$$h_i = h_0 + \Delta h_{ei} + \Delta h_{ri} + \Delta h_t \,, \qquad (2.44)$$

где h_0 - конструкционный среднестатистический зазор; Δh_{ei} - величина радиального биения шестерни; Δh_{ri} - изменение зазора в процессе деформации цапфы шестерни под действием сил нагрузки; Δh_t - изменение зазора вследствие температурных деформаций. Параметры h_0 и Δh_{ei} задаются при формировании исходных данных моделей. Для определения величины составляющей Δh_{ri} необходимо рассмотреть систему сил, действующих на цапфу шестерни (см. рис. 2.12б). Для этого необходимо просуммировать проекции на координатные оси сил давления от каждой межзубовой впадины и проекции усилия, передаваемого зубчатым зацеплением

$$F_X = \sum_{i=1}^{i=z} \left(\frac{2\pi R_e b}{Z} P_i \cos \Theta_i\right) + F_N \sin\alpha,$$
$$F_Y = \sum_{i=1}^{i=z} \left(\frac{2\pi R_e b}{Z} P_i \sin \Theta_i\right) + F_N \cos\alpha, \qquad (2.45)$$

где b - ширина шестерни; Z - число зубьев; P_i - давление в i- ой межзубовой впадине; Θ_i - угловое положение центра i - ой межзубовой впадины; α - угол зацепления. Под действием переменных сил F_X и F_Y цапфа шестерни совершает колебательные движения в двух взаимно перпендикулярных плоскостях

$$m\frac{d^2H_X}{dt^2} + K\frac{dH_X}{dt} + cH_X = F_X,$$
$$m\frac{d^2H_Y}{dt^2} + K\frac{dH_Y}{dt} + cH_Y = F_Y, \qquad (2.46)$$

где m масса цапфы и шестерни; K - коэффициент жидкостного трения; c жесткость цапфы на изгиб; H_X и H_Y - перемещение шестерни в плоскости вращения в направлении осей OX и OY. При известных значениях H_X и H_Y величина Δh_{ri}, входящая в уравнение (2.44), определяется следующим образом:

$$\Delta h_{ri} = - H_x \cos \Theta_i - H_y \sin \Theta_i \,, \qquad (2.47)$$

где Θ_i - угловое положение i - го зазора (головки зуба).

Решая совместно уравнения (2.43) (2.47), можно определить давления P_i в полостях, составляющих цепь периферийных

утечек. При этом искомые значения расходов Q_{BZ} и Q_{HZ}, входящие в уравнения (2.26) - (2.27), определяются по формулам

$$Q_{BZ} = \frac{R_1 + R_{y1}}{R_1 R_{y1}}(P_1 - P_B),$$
$$Q_{HZ} = \frac{R_{n+1} + R_{yn+1}}{R_{n+1} R_{yn+1}}(P_H - P_n). \qquad (2.48)$$

Расчет параметров контура периферийных утечек другой шестерни производится аналогичным образом.

Формирование математической модели насоса должно завершаться заданием граничных условий, т.е. система уравнений (2.26) - (2.27) должна замыкаться уравнениями, описывающими процессы в присоединенных к насосу цепях гидравлической нагрузки (рис. 2.14).

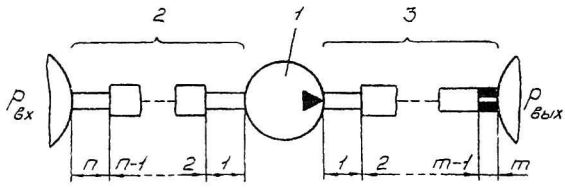


Рис. 2.14. Схема гидравлической цепи "насос - присоединенные нагрузки":

1 - насос; 2 - цепь нагрузки со стороны полости всасывания; 3 - цепь нагрузки со стороны полости нагнетания.

В настоящей работе принята модель нагрузки, основные компоненты которой рассматриваются как элементы с сосредоточенными параметрами. Взаимосвязь входных и выходных параметров указанных элементов описывается следующими уравнениями:

- отрезок трубопровода

$$Q_{i+1} = Q_i,$$
$$P_{i+1} = P_i - R_i Q_i - L_i \frac{dQ_i}{dt}, \qquad (2.49)$$

- проточная емкость

$$P_{i+1} = P_i,$$
$$Q_{i+1} = Q_i - C_i \frac{dP_i}{dt}, \qquad (2.50)$$

- дросселирующий элемент

$$Q_{i+1} = Q_i,$$
$$P_{i+1} = P_i - R_i Q_i, \qquad (2.51)$$

где R_i, L_i, C_i - соответственно, активное сопротивление, индуктивность и акустическая емкость i - го элемента цепи нагрузки; P_i, P_{i+1} - давление жидкости, соответственно, на входе и на выходе i - го элемента цепи; Q_i, Q_{i+1} - расход жидкости, соответственно, на входе и на выходе из i - го элемента цепи. Формирование граничных условий завершается заданием уровня статического давления в емкостях, расположенных на внешних концах цепей гидравлической нагрузки (см. рис. 2.14). Таким образом, система уравнений нагрузки (2.49) - (2.51) связывает давления и расходы рабочей жидкости в любой момент времени в любом сечении исследуемой гидравлической цепи и, замыкая систему уравнений (2.26) - (2.48), завершает процесс формирования математической модели одноблочного шестеренного насоса.

Шестеренные насосы, имеющие несколько параллельно подключенных качающих узлов, конструкционно и функционально подобны, поэтому при разработке динамической модели двублочного шестеренного насоса можно использовать математический аппарат, наработанный при создании динамической модели одноблочного насоса. Объект моделирования может быть представлен в виде двух качающих узлов, взаимосвязь параметров каждого из которых описывается той же системой уравнений , что и взаимосвязь параметров одноблочного шестеренного насоса. Для разработки полной динамической модели двублочного шестеренного насоса к полученной системе добавляются уравнения, описывающие взаимное влияние качающих узлов по линиям механической и гидравлической нагрузок (рис. 2.15, 2.16).

В отличие от динамической модели одноблочного насоса, цепи гидравлической нагрузки представляют собой разветвленные трубопроводные системы, объединяющие два источника

пульсаций расхода жидкости (качающих узлов), ограниченные с внешней стороны емкостями.

Так как в течение шага интегрирования по времени нагрузки являются линейными системами, то для их расчета может быть применен принцип суперпозиции.

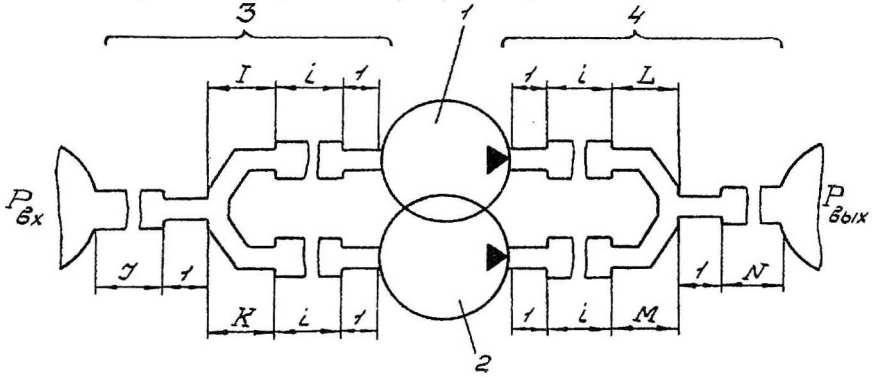


Рис. 2.15. Расчетная схема гидравлической цепи двублочного шестеренного насоса:

1,2 - качающие узлы; 3 - цепь нагрузки со стороны полости всасывания; 4 -цепь нагрузки со стороны полости нагнетания.

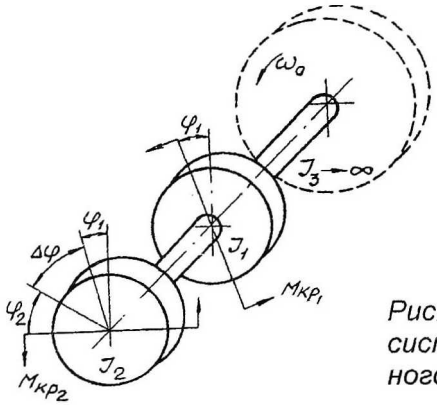


Рис. 2.16. Расчетная схема системы привода двублочного насоса.

Механическая система привода насоса представлена в виде колебательной системы четвертого порядка, объеди-

няющей два источника колебаний крутящего момента (см. рис. 2.16). Динамические процессы в такой системе описываются уравнениями

$$J_1\ddot{\varphi}_1 + K_1\dot{\varphi}_1 + C_1\varphi_1 = M_{kp_1} - C_2(\varphi_2 - \varphi_1),$$
$$J_2\ddot{\varphi}_2 + K_2\dot{\varphi}_2 + C_2(\varphi_2 - \varphi_1) = M_{kp2}, \qquad (2.52)$$
$$(\varphi_2)_o - (\varphi_1)_o = \Delta\varphi,$$

где J_1, J_2 - моменты инерции роторов качающих узлов; K_1, K_2 - коэффициенты демпфирования; C_1, C_2 - жесткости приводной и промежуточной рессор соответственно; $(\varphi_1)_0$, $(\varphi_2)_0$, φ_1, φ_2 - начальные и текущие значения углов отклонения шестерен качающих узлов от равновесного положения; $\Delta\varphi$ установочный угол разворота шестерен качающих узлов. Величины коэффициентов демпфирования и крутящих моментов для каждого качающего узла определяются по методике, изложенной в [30].

Таким образом, система уравнений (2.26) - (2.52) представляет собой математическую модель, позволяющую рассчитывать статические и динамические характеристики одноблочного и двублочного шестеренных насосов, а также определять параметры рабочей среды в цепях всасывания и нагнетания.

Приведенная выше модель шестеренного насоса, позволяет производить расчет динамических и статических характеристик гидромеханической системы, где гидравлическую нагрузку по присоединенным к насосу цепям можно задать, используя набор стандартных гидравлических элементов (трубопровод, емкость, дроссель), и определить законы изменения давления и расхода в интересующем сечении.

Приведенная математическая модель системы подачи рабочей среды с шестеренным насосом легла в основу пакета прикладных программ “PUMP” и “NDSYS”. Рассмотрим их подробней.

Программа "PUMP" предназначена для расчета статических (интегральных) и пульсационных характеристик шестеренных насосов при заданных параметрах качающего узла и присоединенной гидравлической нагрузки и выбранном режиме работы (скорости вращения привода насоса, давления рабочей жидкости на входе и выходе из системы и т.д.).

Исходные данные условно разделены на следующие группы:

- параметры рабочей жидкости;
- параметры режима работы;
- параметры шестерен (задаваемые и расчетные);
- параметры разгрузочных канавок;
  параметры привода насоса;
  параметры присоединенной нагрузки.

Ввод исходных данных можно осуществлять как вручную, так и пользуясь встроенными библиотеками.

Параметры присоединенной нагрузки разделены на два основных блока: параметры нагрузки со стороны всасывания и нагнетания соответственно. Сначала задаются параметры нагрузки со стороны полости всасывания. Цепь нагрузки с каждой стороны не имеет разветвлений и может содержать до 10 стандартных элементов типа:

- трубопровод (общим числом до 10 штук; задаются длина и диаметр);
- емкость (до 6 штук; приведенный объем);
- дроссель (до 6 штук; линейное и нелинейное сопротивление);
- датчик давления (до 2 штук; без параметров);
- гаситель пульсаций давления (до 2 штук; 4-х типов: *RL*-типа, типа ответвленный резонатор, типа параллельный резонатор и с активным волновым сопротивлением).

Результаты расчета сгруппированы в два основных блока результатов: интегральные (средние) характеристики насоса и пульсационные характеристики.

Интегральные характеристики насоса, кроме расчета его фактической и теоретической производительности, средних значений давлений, включают в себя данные по температуре рабочей среды, средней температуре шестерен, угол закрутки приводной рессоры, рассчитанные моменты трения и сопротивления вращению шестерен. Результаты расчета включают в себя мощность привода, объемный, механический и суммарный к.п.д. насоса.

Кроме графиков и табличных данных изменения интересующего параметра в заданных точках системы пользователю предоставляются значения следующих параметров:

Wsr - скорость вращения привода насоса в рад/сек.;
Asr - среднее значение отображаемого параметра;
Akv - среднеквадратичная амплитуда изменения параметра;
Ymn - минимальное значение параметра.

Программа осуществляет также спектральный анализ выходных данных.

В дополнение к пульсационным характеристикам программа производит расчет дополнительных значений :

-утечки из-за сжимаемости имеются ввиду импульсные расходы жидкости, появляющиеся благодаря сжимаемости рабочей среды и наличию нерастворенного воздуха в полостях всасывания и нагнетания насоса;

-перемещение подпятника шестерни - в нормальных условиях подпятник "плавает" над торцем шестерни на высоте $h = 1 \ldots 10$ *мкм* в зависимости от режима трения, в результате запирания жидкости в межзубовой полости образующееся там высокое давление способствует отжатию подпятника от шестерни тем большему, чем больше импульс давления в межзубовой полости;

-прогиб цапфы шестерен - под действием перепада давления в полостях всасывания и нагнетания и усилия зацепления шестерен цапфы шестерен прогибаются, указанный прогиб разложен на составляющие;

-скорость скольжения зубьев по профилю - имеется ввиду взаимная скорость перемещения зубьев шестерен в точке их контакта;

-интенсивность износа профиля зубьев - относительная величина, равная произведению мгновенного значения скорости скольжения зуба на напряжение в точке контакта зубьев, позволяет в общем виде определить зоны профиля зуба, наиболее подверженные износу.

Программа "NDSYS" предназначена для расчета переходных и пульсационных характеристик топливной системы изделий с комбинированными насосами (рис. 2.17), которые состоят из подкачивающей шнекоцентробежной ступени и шестеренной ступени.

Возмущающим воздействием в системе при расчете переходных характеристик (рис. 2.18) является прикрытие дозирующей иглы 10 (с номинала до нуля) (рис. 2.19), источниками пульсаций являются шестеренная и шнекоцентробежная ступени насоса.

В исходные данные, необходимые для расчета, в отличие от программы PUMP, добавлены следующие группы:

- параметры шнекоцентробежной ступени;
- параметры гидравлической системы;

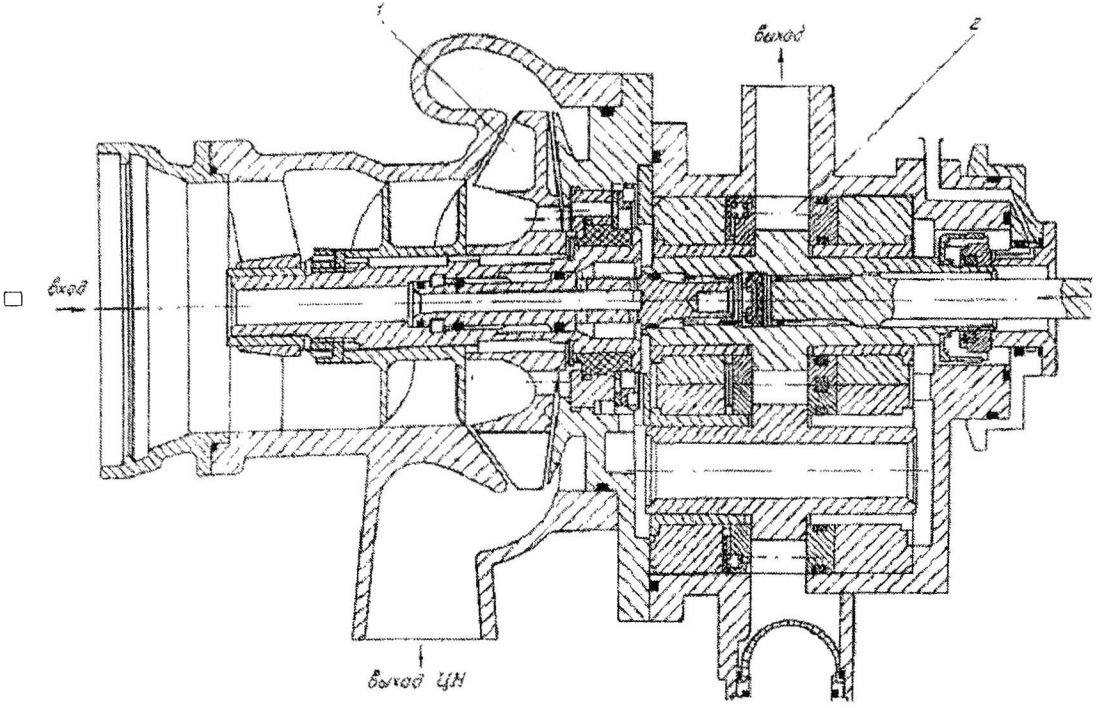


Рис. 2.17. Конструктивная схема комбинированного насосного агрегата
1 – центробежная ступень (ЦН); 2 – шестеренная ступень (ШН)

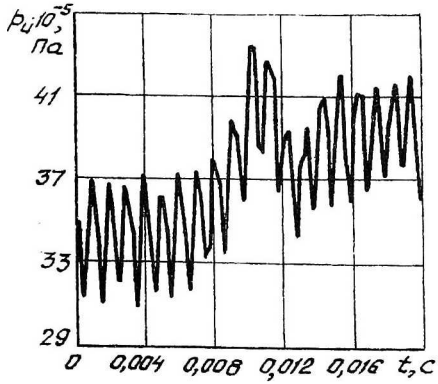


Рис. 2.18. Изменение давления топлива перед дозирующей иглой при останове двигателя с режима "МГ" (закрытии стоп-крана за Δt =0,01с.).

Интегральные характеристики, рассчитанные программой "NDSYS" для интересующего сечения системы топливопитания, содержат те же параметры, что и в программе "PUMP" Дополнительно рассчитывается среднее значение осевого усилия, действующего на ротор шнекоцентробежной ступени.

Программа "NDSYS" позволяет определить пульсации давления (рис. 2.20) и расхода рабочей жидкости в любой точке исследуемой системы, а также изменение осевого усилия на шнекоцентробежной ступени и величины крутящих моментов на шнекоцентробежной и шестеренной ступенях насоса. Данные

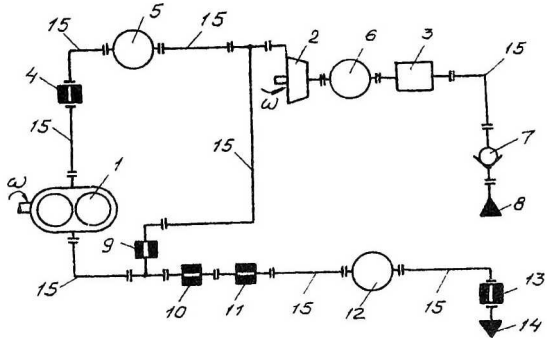


Рис. 2.19. Расчетная схема насоса в составе топливной системы изделия:
1 - шестеренная ступень насоса; 2 центробежная ступень; 3 - шнековый насос; 4 подпорный клапан; 5 ФНД; 6 внутренняя полость насоса; 7 обратный клапан; 8 подача топлива из бака; 9 - перепускной клапан; 10 - дозирующая игла; 11 стоп-кран; 12 - ТМП; 13- распределитель топлива; 14 - подача топлива к форсункам; 15 - трубопроводы.

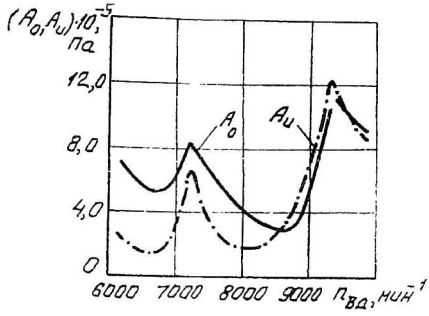


Рис. 2.20. Зависимость среднеквадратичных амплитуд пульсаций давления топлива в полости нагнетания шестеренной ступени (A_0) и перед дозирующей иглой

шнекоцентробежной ступени и величины крутящих моментов на шнекоцентробежной и шестеренной ступенях насоса. Данные расчета позволяют анализировать изменение угла отклонения и угловой скорости вращения роторов шнекоцентробежной и шестеренной ступеней. Блок расчета пульсационных характеристик системы топливопитания включает в себя определение дополнительных параметров, как и для программы "PUMP"

Как уже отмечалось, основным подходом при моделировании любых гидромеханических агрегатов (в частности, насосов) является комплексный анализ динамических процессов в гидравлических магистралях и механических системах. Проиллюстрируем данный подход на следующем примере динамического анализа работы насосов, используемых в аэрокосмических системах. Так, в гидросистемах самолетов и гидравлической системе рулевых приводов ракетоносителя "Энергия" применя-

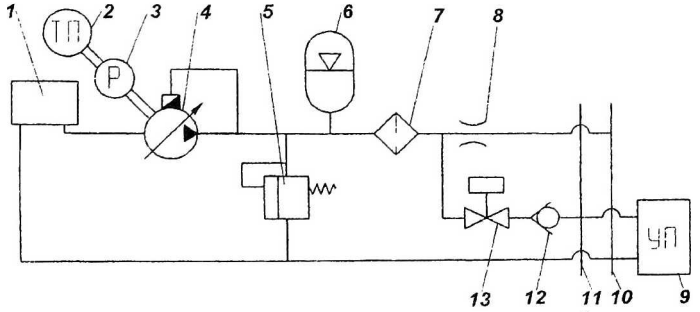


Рис. 2.21. Гидравлическая схема рулевого привода
1 - бак с рабочей жидкостью; 2 - трубопровод; 3 - редуктор; 4 - насос НП-113; 5 - предохранительный клапан; 6 - пневмогидроаккумулятор; 7 - фильтр; 8 - дроссель; 9 - узел привода; 10 - коллектор слива; 11 - коллектор нагнетания; 12 обратный клапан; 13 - электроуправляемый клапан.

ются аксиально-плунжерные насосы НП-113 высокого (до 20 МПа) давления, приводимые от ротора ГТД или газовой турбины через редуктор (рис.2.21).

Насос ПН-113 является сложным агрегатом (рис. 2.22) переменной производительности, содержащим, помимо качающего узла, регулятор давления и обратный клапан в линии нагнетания. С точки зрения динамики данный агрегат можно рас-

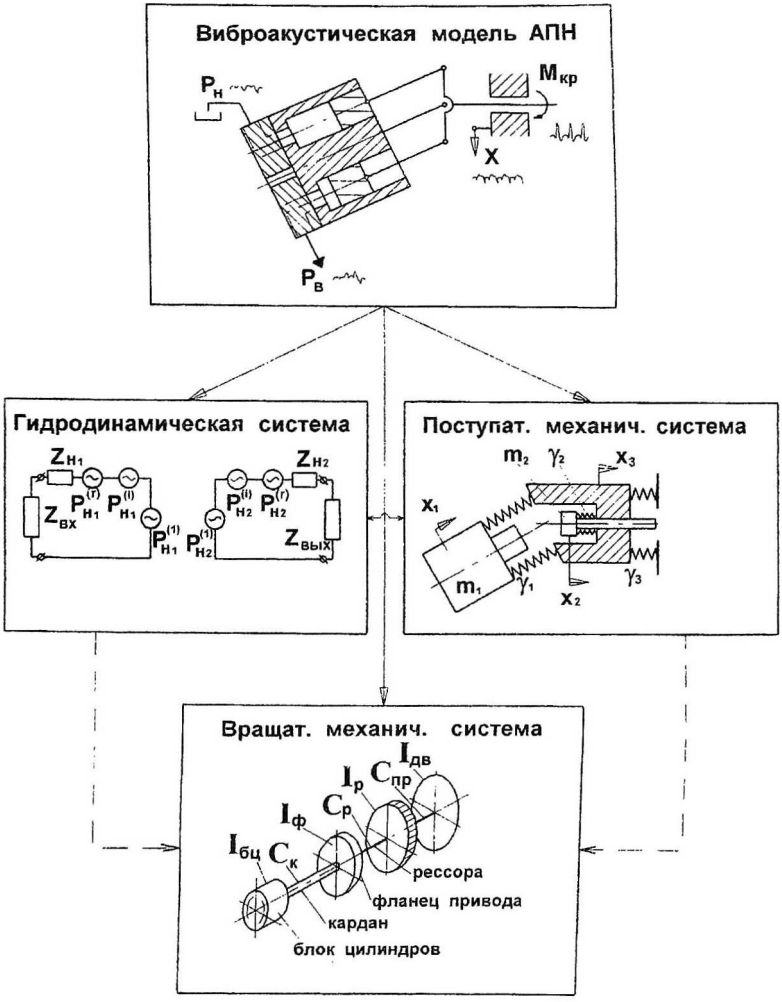


Рис. 2.22. Схема взаимодействия систем аксиально-плунжерного насоса (АПН).

сматривать как сложную виброакустическую систему, состоящую из ряда подсистем:

- гидравлической подсистемы, включающей массу жидкости в рабочих камерах насоса, взаимодействующей через распределительное золотниковое устройство со всасывающей линией (состоящей из трубопровода и бака) и линией нагнетания (трубопровод, предохранительный клапан, гидроаккумулятор, трубопровод, фильтр, обратный клапан, дроссель, коллектор нагнетания);

- механической вибросистемы, состоящей из сосредоточенных масс (корпус, крышка, ротор, золотник регулятора и т.д.), совершающих колебательные движения на упругих опорах, причем к корпусу и крышке присоединены всасывающая и выходная магистрали со своими упруго-массовыми характеристиками;

- механической вращательной системы, включающей ротор насоса, приводную рессору, соединенную через редуктор и приводной вал с ротором турбины.

Перечисленные динамически взаимодействующие элементы определяют сложную картину протекающих процессов в элементах насоса, а если учесть, что на изделии имеется несколько насосных узлов, между которыми реализуется динамическое взаимодействие через общие коллекторы нагнетания и слива, то понятно, насколько это сложная виброакустическая система. Причем неучет взаимного влияния указанных выше подсистем может привести к усталостным разрушением механических элементов (рессор, шестерен, подшипников и т.п.), износу золотников, разгерметизации стыков и т.д.

Таким образом, любые гидравлические или топливные насосы авиационно-космических, наземных и других объектов, обладающие, как правило, большой энерговооруженностью и малой удельной массой, возбуждают интенсивные пульсационные и вибрационные процессы, зачастую приводящие к разрушениям гидромеханических элементов. Поэтому проблема разработки математических моделей и исследования динамики насосов с учетом взаимного влияния механической и гидравлической систем в широком спектре частот является актуальной и важной. С другой стороны, элементы моделей насосных агрегатов, описывающие динамическое взаимодействие указанных систем, могут быть применены и для расчета виброакустических характеристик других узлов.

Рассмотрим описание динамических процессов в аксиально-поршневых насосах (АПН. К особенностям АПН следует отнести определенную сложность конструкции (особенно для АПН с регулируемой наклонной шайбой), обуславливающую многофакторность указанных процессов. Виброакустические характеристики АПН определяются следующими основными колебательными процессами:

- самим рабочим процессом, обуславливающим порционность, дискретность подачи рабочей жидкости вследствие конечного числа плунжеров;

особенностями наполнения цилиндра, сопровождающегося явлениями сжатия (компрессии) жидкости и возбуждаемыми при этом высокочастотными (1-2 кГц) колебаниями;

роторной механической вибрацией вследствие статической и динамической неуравновешенности вращающихся элементов АПН;

- механическими колебаниями элементов АПН, возбуждаемыми неравномерным крутящим моментом на ведущем валу, центробежными силами поршней; прецессией приводного вала в подшипниках; ударными импульсами при качении шариков (роликов) по волнистым беговым дорожкам.

Подача насоса в нагнетательный трубопровод складывается из двух составляющих - кинематической подачи и подачи сжатия, обусловленной сжимаемостью рабочей жидкости. Кинематическая подача определяется конструкцией машины, ее кинематикой. Теоретическая подача одного (j-го) цилиндра в пределах одного оборота вала насоса ($0 < \varphi_j < 2\pi$) запишется в виде

$$Q_{kj}(\varphi) = \begin{cases} \omega F r \sin\gamma \sin\varphi_j, & 0 \le \varphi_j < \pi, \\ 0, & \pi \le \varphi_j < 2\pi, \end{cases}$$

где F - поперечная площадь цилиндра; r - радиус оси цилиндра; γ - угол между осями блока цилиндров и приводной рессоры; φ_j - текущий угол j-го цилиндра, определяемый по формуле

$$\varphi_j = \varphi + (j-1)\frac{2\pi}{i},$$

где φ - текущий угол первого цилиндра.

Представим теоретическую подачу j-го цилиндра (с периодом 2π) в виде ряда Фурье

$$Q_{kj} = \omega Fr \sin\gamma \cdot$$

$$\cdot\left\{\frac{1}{2} + \frac{1}{2}\sin\varphi_j + \frac{2}{\pi}\sum_{l=1}^{\infty}(-1)^l \frac{1}{4l^2-1}\sin\left[2l\varphi_j - \frac{\pi}{2}\right]\right\}.$$

Суммарная кинематическая подача насоса запишется в следующем виде:

$$Q_k = \sum_{j=1}^{i} Q_{kj} = i\omega Fr \sin\gamma \cdot$$

$$\cdot\left\{\frac{1}{2} + \frac{2}{\pi}\sum_{i=1}^{\infty}(-1)^{il} \frac{1}{4i^2l^2-1}\sin\left[2il\beta - \frac{\pi}{2}\right]\right\}. \quad (2.53)$$

Коэффициенты ряда (2.81) представляют собой спектр кинематической подачи АПН. В таблице 2.1 приведен пример расчета спектра $Q_к$ насоса ПД № 2,5 при частоте вращения вала 1000 об/мин [131].

Таблица 2.1

СПЕКТРЫ КОЛЕБАНИЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПОДАЧИ И ПОДАЧИ СЖАТИЯ НАСОСА ПД № 2.5, РАБОТАЮЩЕГО ПРИ ЧАСТОТЕ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА 1000 об/мин И ПРИ $P_H - P_B$ = 90 кгс / см^2

№ гармоники	Частота, Гц	Амплитуда составляющей в см^3/с	
		Кинематической	Сжатие
1	117	-	56.2
2	234	5,06	55.1
3	351	-	53.7
4	468	1,26	51.6
5	585	-	48.9
6	702	0,565	45.7
7	819		42.3
8	936	0,317	38.2
9	1053		34.2

№ гармоники	Частота, Гц	Амплитуда составляющей в $см^3/с$	
		Кинематической	Сжатие
10	1170	0,203	28.8
11	1287	-	25.3
12	1404	0,141	20.7
13	1521	-	16.3
14	1638	0,1035	12
15	1735	-	7.85
16	1872	0,0797	4.01
17	1989		0.475

Подача сжатия цилиндра имеет следующие особенности. При переходе верхней мертвой точки (ВМТ) цилиндр соединяется с полостью высокого давления. Давление в цилиндре не сразу поднимается до P_H, а лишь после поворота на некоторый угол φ_0. При прохождении цилиндром промежутка $0 \le \varphi \le \varphi_0$ давление в нем $p(t)$ растет, т.е. жидкость сжимается. Подача цилиндра в это время в полость нагнетания меньше теоретической на величину, определяемую сжатием жидкости в цилиндре и называемую подачей сжатия. Поскольку подача сжатия в реальных машинах велика, то в промежутке $0 \le \varphi \le \varphi_0$ поток жидкости направлен из полости высокого давления в цилиндр. В области нижней мертвой точки (НМТ) подача сжатия отсутствует, поскольку давление в цилиндре падает от P_H до P_B уже после того, как цилиндр перешел НМТ и соединился со входной магистралью. В области НМТ имеет место подача сжатия во входную магистраль за счет разности давления $P_H - P_B$..

Для вычисления расхода сжатия j-го цилиндра применяем следующее выражение

$$Q_{сжj} = -\frac{\omega V_j \, dp}{\chi \, d\varphi},$$

где V_j - объем цилиндра в НМТ; χ - модуль сжимаемости жидкости.

Приняв для простоты трапецеидальную форму индикаторной диаграммы с линейным изменением давления по углу поворота блока цилиндров

$$p(\varphi)=\begin{cases}(p_H-p_B)\dfrac{\varphi}{\varphi_0}+p_b & при \quad 0\le\varphi<\varphi_0,\\ P_H & при \quad \varphi_0\le\varphi<\pi,\\ (p_H-p_B)\dfrac{\pi-\varphi}{\varphi_0}+p_H & при \quad \pi\le\varphi<\pi+\varphi_0,\\ p_b & при \quad \pi+\varphi_0\le\varphi<2\pi,\end{cases}$$

запишем подачу сжатия *j*-го цилиндра в пределах одного оборота вала

$$Q_{сжj}=\begin{cases}\dfrac{\omega V_j}{\chi}\dfrac{p_H-p_B}{\varphi} & при \quad 0\le\varphi_j<\varphi_0,\\ 0 & при \quad \varphi_0\le\varphi_j<2\pi.\end{cases} \qquad (2.54)$$

Разложение последнего равенства в ряд Фурье дает следующее уравнение:

$$Q_{сжj}=-\frac{\omega V_j}{\chi}\frac{p_H-p_B}{\varphi_0}\left[\frac{\varphi_0}{2\pi}+\frac{2}{\pi}\sum_{l=1}^{\infty}sin\frac{l\varphi_0}{2}sin(l\varphi_l-\frac{\varphi_0}{2})\right].$$

Складывая подачи сжатия отдельных цилиндров, получаем подачу сжатия всего насоса. Спектр подачи сжатия запишется в виде:

$$Q_{сж}(\varphi)==\sum_{j=1}^{i}Q_{сжj}=$$

$$=-\frac{\omega V}{\chi}i\frac{p_H-p_B}{\varphi_0}\left[\frac{\varphi_0}{2\pi}+\frac{2}{\pi}\sum_{i=1}^{\infty}\frac{1}{li}sin\frac{li\varphi_0}{2}sin(li\varphi-\frac{\varphi_0}{2})\right].$$

Для насоса ПД № 2,5, работающего при p_H-p_B=90 *кг/см*^{2} с частотой вращения вала 1000 об/мин, амплитудный спектр показан в табл. 2.1. Сравнение спектров (амплитуд) кинематической подачи и подачи сжатия показывает, что колебания кинематической подачи пренебрежимо малы по сравнению с колебаниями подачи сжатия.

Все вышеуказанное говорит о том, что АПН необходимо рассматривать как сложную виброакустическую систему, содержащую взаимодействующие гидравлическую и механические

подсистемы (см. рис. 2.22). Причем изменение граничных условий в любой из указанных подсистем может существенно влиять на остальные. Так, изменение жесткости привода (за счет сменных пластин торсионов) насоса ПД N 2,5 позволило существенно (до 30%) уменьшить амплитуду пульсаций давления. При рассмотренном подходе можно качественно и количественно оценить влияние тех или иных факторов виброакустического взаимодействия гидравлической и механической систем. Например, возможно учесть неравномерность вращения привода насоса из-за наличия упругой связи между роторами насоса и приводного двигателя, а также вследствие неравномерного вращения ротора насоса. Возникающие при этом динамические явления существенно (особенно при гибкой рессоре) усложняют механизм возбуждения колебаний жидкости.

2.2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМАХ

Для создания математической модели виброакустического взаимодействия в трубопроводных системах необходимо составить уравнения движения механической и гидравлической подсистем, сформулировать граничные условия, выбрать способ решения и найти их совместное решение.

На рисунке 2.23 представлены основные компоненты математической модели виброакустического взаимодействия в трубопроводных системах. Рассмотрим их более подробно.

Модель гидравлической подсистемы включает в себя математическое описание волновых процессов в рабочей жидкости. Граничными условиями являются: воздействие механической подсистемы, обусловленное податливостью стенки и условиями отражения волн от неё и воздействие присоединённой гидравлической цепи.

Рассмотрим течение рабочей жидкости при её движении по трубопроводной системе на некотором установившимся режиме работы качающих узлов. Такой режим движения жидкости можно описать следующей зависимостью давления (или скорости) от времени:

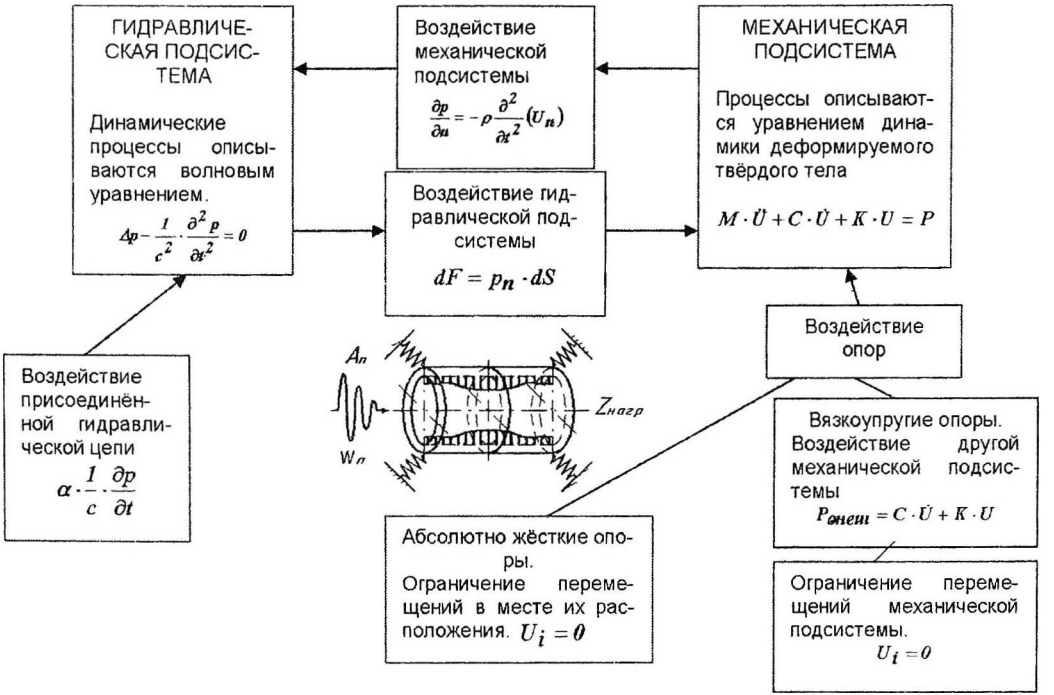


Рис. 2.23. Основные компоненты математической модели виброакустического взаимодействия в трубопроводных системах.

$$P = P_{стац} + \sum_{i=1}^{n} P_{A_i} \cdot sin(\omega_i t + \varphi_i), \qquad (2.55)$$

где $P_{стац}$ – средний уровень давления;
P_A – амплитудная составляющая давления;
ω – круговая частота;
φ – фаза;
n – число гармоник.

Здесь и в дальнейшем будут рассматриваться в основном линейные системы, для которых справедлив принцип суперпозиции. Тогда представляется возможным отделение постоянной составляющей от пульсационной компоненты и раздельное исследование их влияния на виброакустические характеристики системы.

Моделирование воздействия среднего уровня давления на виброакустические характеристики не входит в рамки проводимого исследования и относится к задаче более детального нелинейного анализа. Однако учёт влияния подобного рода нелинейности на наиболее важные виброакустические характеристики трубопроводной системы, такие как скорость звука, вязкоупругие свойства среды можно произвести, используя экспериментальный материал.

С учётом вышесказанного движение жидкости в трубопроводной системе, генерируемое насосными агрегатами, можно трактовать как распространение акустических волн. Движение жидкости в общем случае описывается основными законами сохранения и уравнением состояния. Для рассматриваемого вида движения гидравлической подсистемы законы сохранения примут следующий вид.

Закон сохранения импульса – уравнение Эйлера – представляет собой уравнение движения частиц под действием сил упругости среды:

$$\rho \frac{d\bar{v}}{dt} + \nabla p = 0, \qquad (2.56)$$

где $\nabla = \frac{\partial}{\partial x}\bar{i} + \frac{\partial}{\partial y}\bar{j} + \frac{\partial}{\partial z}\bar{k}$

Если помимо сил давления на среду действуют сторонние силы, распределённые с плотностью $\bar{f}$ на единицу объёма, то уравнение Эйлера примет вид:

$$\rho\frac{d\bar{v}}{dt}+\nabla p=\bar{f}\ . \tag{2.57}$$

Уравнение движения среды есть нелинейное векторное уравнение первого порядка относительно характеристик среды p, v, ρ. С учётом разложения ускорения на конвективную и локальную составляющие уравнение Эйлера можно записать следующим образом:

$$\rho\frac{\partial v}{\partial t}+\rho(v\nabla)v+\nabla p=0 \tag{2.58}$$

Закон сохранения массы описывается уравнением неразрывности, которое можно записать в следующем виде

$$\frac{\partial\rho}{\partial t}+\nabla(\rho v)=0 \tag{2.59}$$

Уравнение неразрывности скалярно и, как и уравнение Эйлера, нелинейно относительно характеристик среды.

Уравнение состояния связывает давление, плотность и температуру среды. Это уравнение не имеет какого-либо стандартного вида для всех веществ. Поэтому запишем его в самом общем виде:

$$f(p,\rho,T)=0\ . \tag{2.60}$$

Уравнение состояния также нелинейно. Если при данном движении среды плотность однозначно связана с давлением, то уравнение состояния можно записать в следующем виде:

$$\rho=\rho(p)\ \text{или}\ s=s(p). \tag{2.61}$$

Таким образом, получается полная система уравнений гидродинамики:

$$\begin{aligned}&\rho\frac{\partial v}{\partial t}+\rho(v\nabla)v+\nabla p=0\\&\frac{\partial\rho}{\partial t}+\nabla(\rho v)=0\\&f(p,\rho,T)=0\end{aligned} \tag{2.62}$$

Полная система уравнений гидродинамики удовлетворяется при любых движениях жидкости; значит распространение пульсаций, генерируемых насосным агрегатом или акустических волн можно описать этими уравнениями. Однако для их решения требуются значительные вычислительные и временные ресурсы. В работах [58, 64, 72] показано, что линеаризация данной системы позволяет упростить задачу. При этом как показано в работах [34, 40, 64] данное упрощение лишь незначительно снижает точность решения.

Применив процедуру кинематической линеаризации для рассматриваемых систем рекомендованную в работе, [58] получим уравнение Эйлера в следующем виде:

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \nabla p = 0 \qquad (2.63)$$

При этом пренебрежение конвективным ускорением снимает необходимость учёта влияния расхода рабочей среды на виброакустические характеристики трубопровода. Уравнение неразрывности примет следующий вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho_0 \nabla v = 0 . \qquad (2.64)$$

Используя понятие сжатия s, как обратной величины плотности ρ, можно записать полученное уравнение в следующем виде:

$$\frac{\partial s}{\partial t} + \nabla v = 0 . \qquad (2.65)$$

Для уравнения состояния применяется процедура динамической линеаризации, т.е. зависимость между давлением и сжатием, также можно линеаризовать для любых сред, кроме сред типа порошка:

$$s = \beta \cdot p . \qquad (2.66)$$

Сжимаемость β можно представить в виде:

$$\beta = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dp} . \qquad (2.67)$$

Сжимаемость β связана со скоростью в плоской волне:

$$\beta = \frac{1}{\rho c^2} \qquad (2.68)$$

Линеаризованную связь между давлением и сжатием можно трактовать как обобщённый закон Гука для объёмного сжатия среды с модулем упругости $K = \rho c^2 = \frac{1}{\beta}$

Ошибки кинематической и динамической линеаризации накапливаются по мере распространения волны. Линеаризация тем точнее, чем меньше акустическое сжатие рабочей среды. Достаточная малость s означает, что на данном участке распространения волны ошибка не успевает накопиться до существенной в рассматриваемой задаче величины. Для сильно разреженных и податливых рабочих тел, таких как газ, главная ошибка линеаризации – кинематическая линеаризация. Для жидкостей в большей степени точность будет определять динамическая линеаризация.

Полученные уравнения гидродинамики не учитывают силы вязкости в рабочей среде, т.к. для большинства акустических колебаний силы вязкости невелики по сравнению с силами упругости в жидкости. Эта составляющая ошибки растёт и накапливается при увеличении длины трубопровода, что приводит к завышению результатов по сравнению с истинными их значениями.

Исключим сжатие из уравнения неразрывности, тогда полная система уравнений акустики сведётся к двум уравнениям следующего вида:

$$\begin{cases} \rho_0 \cdot \dfrac{\partial v}{\partial t} + \nabla p = 0 \\ \beta \cdot \dfrac{\partial p}{\partial t} + \nabla v = 0 \end{cases} \qquad (2.69)$$

Для удобства нахождения решения системы (2.69) в работах [58, 64, 72] рекомендуется привести её к одному единственному уравнению относительно величины давления:

$$\Delta p - \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0, \qquad (2.70)$$

где $\Delta = \nabla^2 = div\ grad = \dfrac{\partial^2}{\partial x^2} + \dfrac{\partial^2}{\partial y^2} + \dfrac{\partial^2}{\partial z^2}$

При этом в выражения для скорости звука входит адиабатическаое значение сжимаемости.

Это так называемое волновое уравнение для давления. Если в той или иной задаче удалось найти решение для давления в волне как функции координат и времени, то скорость частиц определяется при помощи соотношения:

$$\boldsymbol{v} = -\frac{1}{\rho_0}\nabla\int_{t_0}^{t}\boldsymbol{p}\cdot d\boldsymbol{t}\,. \tag{2.71}$$

Граничными условиями гидравлической подсистемы при решении задачи связанных колебаний трубопровода являются:

- акустическая нагрузка на входе и выходе;
- силы взаимодействия жидкости с податливой стенкой трубопровода.

При моделировании участка трубопроводной системы акустическую нагрузку на входе можно задавать в виде гармонической зависимости пульсаций давления от времени. На выходе акустическая нагрузка обычно задаётся в виде импеданса присоединённой нагрузки.

Выход трубопровода можно рассматривать как некое препятствие для волны пульсаций давления, тогда падающую волну в этом случае следует записать в виде $\boldsymbol{p} = \boldsymbol{p}\left(\boldsymbol{t} - \frac{\boldsymbol{z}}{\boldsymbol{c}}\right)$, а отражённую – в виде $\tilde{\boldsymbol{p}} = \boldsymbol{p}\left(\boldsymbol{t} + \frac{\boldsymbol{z}}{\boldsymbol{c}}\right)$. В силу причин описанных выше ограничимся рассмотрением гармонических волн. Пусть препятствие помещено в точку ***z=0***. Падающая волна есть $\boldsymbol{p} = \boldsymbol{p}_0 \cdot \boldsymbol{e}^{(i\cdot\omega t + i\cdot kz)}$, а отражённая $\tilde{\boldsymbol{p}} = \boldsymbol{v}\cdot\boldsymbol{p}_0\cdot\boldsymbol{e}^{(-i\cdot\omega t - i\cdot kz)}$, тогда результирующее давление и скорость частиц на границе препятствия:

$$\left(\boldsymbol{p}+\tilde{\boldsymbol{p}}\right)_{z=0} = \left(\boldsymbol{1}+\boldsymbol{V}\right)\cdot\boldsymbol{p}_0\cdot\boldsymbol{e}^{-i\omega t}; \tag{2.72}$$

$$\left(\boldsymbol{v}+\tilde{\boldsymbol{v}}\right)_{z=0} = \frac{\boldsymbol{1}}{\rho c}\cdot\left(\boldsymbol{1}-\boldsymbol{V}\right)\cdot\boldsymbol{p}_0\cdot\boldsymbol{e}^{-i\omega t} \tag{2.73}$$

Отношение скорости к давлению на границе не зависит от времени. Оно называется проводимостью препятствия для данной частоты:

$$\boldsymbol{Y} \equiv \left(\frac{\boldsymbol{v}+\tilde{\boldsymbol{v}}}{\boldsymbol{p}+\tilde{\boldsymbol{p}}}\right)_{z=0} = \frac{\boldsymbol{1}}{\rho c}\cdot\frac{\boldsymbol{1}-\boldsymbol{V}}{\boldsymbol{1}+\boldsymbol{V}}; \tag{2.74}$$

или

$$V = \frac{1/\rho c - Y}{1/\rho c + Y}. \qquad (2.75)$$

Во многих задачах удобнее пользоваться не проводимостью, а обратной величиной – импедансом препятствия:

$$Z = \frac{1}{Y} \qquad (2.76)$$

Коэффициент отражения гармонической волны выражается через импеданс препятствия:

$$V = \frac{Z - \rho c}{Z + \rho c} \qquad (2.77)$$

Импеданс свободной границы равен нулю, её проводимость - бесконечность. Импеданс жёсткой стенки бесконечность, проводимость – ноль. Если модуль импеданса $|Z|$ мал по сравнению с волновым сопротивлением среды ρc, то коэффициент отражения близок κ *-1* (случай "практически" свободной границы). Если модуль импеданса велик по сравнению с волновым сопротивлением среды, то коэффициент отражения близок κ *+1* (случай "практически" абсолютно жёсткой стенки).

В общем случае проводимость препятствия может быть комплексным числом $Y=R+iX$. Тогда коэффициент отражения равен

$$V = \frac{1 - i \cdot \rho c \cdot X - \rho c \cdot R}{1 + i \cdot \rho c \cdot X + \rho c \cdot R} = |V| \cdot e^{-i\varepsilon}, \qquad (2.78)$$

где $|V| = \sqrt{\frac{(\rho c \cdot X)^2 + (1 - \rho c \cdot R)^2}{(\rho c \cdot X) + (1 + \rho c \cdot R)^2}}$,

$$tg(\varepsilon) = \frac{2\rho c \cdot Y}{R^2 + Y^2 - (\rho c)^2}.$$

Рассматривая нагружение гидравлической подсистемы, следует обратить внимание на два предельных случая:

– нагрузка на неотражающее воздействие ($Z=\rho c$);
– полное отражение волны ($Z=\infty$).

Эти случаи удобнее описывать коэффициентóм поглощения волны α, который связан с модулем коэффициента отражения следующим образом:

$$\alpha = 1 - |V|^2 \qquad (2.79)$$

Задание акустической нагрузки коэффициентом поглощения позволяет представить её как препятствие, на котором происходит рассеяние энергии волны. Учёт такого рода потерь был произведён в работе [152] при помощи введения дополнительного слагаемого в классическое волновое уравнение:

$$\frac{1}{c^2}\cdot\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \Delta p + \alpha\cdot\frac{1}{c}\cdot\frac{\partial p}{\partial t} = 0\,. \qquad (2.80)$$

Воздействие колебаний механической подсистемы при условии непроницаемости границы предложено в работе [56]

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -\rho\frac{\partial^2}{\partial t^2}(U_n).$$

Модель механической подсистемы включает в себя уравнение, описывающее колебания деформируемого твёрдого тела и граничные условия: воздействие гидравлической подсистемы и воздействие опор.

Рассмотрим движение механической подсистемы – стенки трубопровода. Перемещение произвольной точки тела в направлении координатных осей определим матрицей-столбцом $U=U(x, y, z, t)$.

В соответствии с принципом Даламбера можно рассматривать тело как находящееся в равновесии, добавляя при этом к внешним силам силы инерции. Инерционные силы, действующие в направлении перемещений U на элементарный объём $d\tau$, определяются матрицей $-\rho\frac{\partial^2 U}{\partial t^2}d\tau$, где ρ – плотность материала [86]. Разделив их на $d\tau$, получим силы, приходящиеся на единицу объёма. Обозначая матрицу этих сил через $R_{ин}$, получим:

$$R_{ин} = -\rho\cdot\ddot{U} \qquad (2.81)$$

Тогда уравнение движения механической подсистемы в общем случае можно записать в следующие виде [32]:

$$M\cdot\ddot{U} + C\cdot\dot{U} + K\cdot U = P\,, \qquad (2.82)$$

где M – коэффициент инерции;
C – коэффициент трения;
K – коэффициент восстановления;
P – вектор внешних сил.

Воздействие гидравлической подсистемы моделируется путём введения в уравнение (2.82) силы давления рабочей жидкости $dF = p_{\text{ж}} \cdot dS$

Помимо сил воздействия гидравлической подсистемы, на механическую подсистему наложены связи обусловленные действием опор. По разработанной модели задание граничных условий, обусловленных воздействием опор, разделяется на две задачи:

- абсолютно жёсткие опоры;
- опоры, обладающие вязкоупругими свойствами.

Абсолютно жёсткие опоры моделируются ограничением перемещений в месте их расположения. Податливые опоры моделируются воздействием другой механической подсистемы, имеющей в общем случае свои упругие и вязкостные характеристики. При этом ограничение перемещений накладывается уже на новую механическую подсистему.

Таким образом, на основе известных уравнений динамики рабочей жидкости и деформируемого твёрдого тела разработана математическая модель, позволяющая проводить моделирование виброакустических характеристик трубопроводных систем.

В качестве метода моделирования выбирается метод конечных элементов.

Надежность элементов трубопроводных систем существенно снижается вследствие действия протекающих в них динамических процессов, в том числе генерируемых насосами пульсаций рабочей жидкости. Поэтому важным является создание алгоритма расчета виброакустических характеристик элементов трубопроводных систем произвольной пространственной конфигурации при их силовом возбуждении.

Эксплуатация гидравлических систем различных технических объектов всегда сопровождается наличием динамических процессов в рабочей жидкости, обусловленных, например, дискретным характером работы качающих узлов насосных агрегатов. Пульсационные процессы в жидкости определяют силовое возбуждение, действующее на элементы трубопроводных систем, которое вызывает их вибрацию. Механические колебания трубопроводов приводят к снижению надежности и работоспособности систем, сопровождаются их поломками и разгерметизацией. Таким образом, описание и исследование процессов взаимодействия пульсирующего потока жидкости и оболочки

(стенки) трубопроводов представляет серьезную задачу, имеющую большую практическую значимость.

Известны аналитические модели, описывающие вибрацию трубопроводов гидравлических систем при их силовом возбуждении пульсациями давления рабочей жидкости [19, 40, 64, 94, 148]. Рассмотрим основные упрощения и допущения, принятые при построении данных моделей:

- упрощение (идеализация) формы трубопровода – как правило, исследуется поведение прямолинейных участков;
- упрощение граничных условий как гидравлической, так и механической подсистем. В большинстве случаев в качестве опор трубопровода рассматривается либо жесткая заделка, либо шарнир. Граничные условия гидравлической подсистемы, которые для установившихся колебаний следует задавать в виде импедансов присоединенных цепей, либо не учитываются вообще, либо идеализируются случаями акустически закрытого или акустически открытого конца;
- не учитывается распределенность параметров и волновые свойства рабочей жидкости гидросистем;
- не принимаются во внимание резонансные свойства механической подсистемы трубопровода.

Представленные выше упрощения, используемые при построении аналитических моделей, делают невозможным расчет виброакустических характеристик разветвленных пространственных трубопроводных систем (например, гидравлических и топливных систем авиационной техники).

Развитие вычислительной техники и методов численного моделирования открывает новые перспективы в области исследования виброакустических характеристик сложных пространственных трубопроводных систем. Одним из эффективных способов решения рассматриваемой задачи является применение метода конечных элементов. На базе использования программного комплекса ANSYS была разработана методика решения задачи расчета виброакустических характеристик трубопроводов произвольной пространственной конфигурации. В данной работе она описана на примере коленообразного трубопровода. В качестве объекта исследования рассмотрен трубопровод, схема и геометрические характеристики которого представлены на рисунке 2.24. Материал трубопровода – сталь 12Х18Н9Т. Рабочая жидкость – АМГ-10 (плотность ρ = 870 кг/м^3, скорость

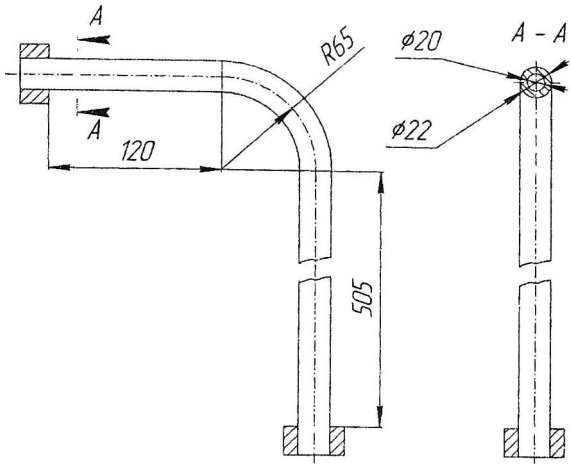


Рис. 2.24. Геометрические характеристики исследуемого трубопровода.

звука в среде c=1280 м/с, модуль объемной упругости среды E=1450 МПа). Рассматриваемая достаточно простая пространственная конфигурация трубопровода выбрана потому что, с одной стороны, существующие аналитические модели не позволяют осуществить расчет параметров его вибрации в случае силового возбуждения пульсациями рабочей жидкости, с другой стороны, разработанная методика моделирования может быть проиллюстрирована на данном примере в полном объеме.

Исследование процессов виброакустического взаимодействия пульсирующей жидкости и стенки трубопровода возможно только на базе построения подробной трехмерной модели.

При этом для моделирования жидкости использовался восьмиузловой пространственный элемент FLUID30 [76]. Данный элемент предназначен для описания акустических свойств жидкой среды, а также её динамического взаимодействия с упругой конструкцией. Узлы элемента имеют четыре степени свободы: перемещения по координатам X, Y, Z и давление. Математическое описание элемента этого типа базируется на дискретизации волнового уравнения. Для моделирования стенки трубопровода (при реализации регулярной сетки), использовался восьмиузловой пространственный элемент SOLID45. Этот элемент применяется для трёхмерного моделирования деформируемых твёрдых тел. Его узлы имеют три степени свободы: пе-

ремещения по осям X, Y, Z. Математическое описание элемента базируется на дискретизации уравнения динамики деформируемого твёрдого тела [164]. Вязко-упругие свойства опор трубопровода моделируются при помощи элемента MATRIX27.

Первым шагом моделирования на этом этапе является построение твёрдотельного трёхмерного геометрического образа стенки трубопровода и находящейся внутри рабочей жидкости. Для построения одноветочной трубопроводной системы достаточно средств геометрического моделирования представляемых программой ANSYS. При создании модели сложных многоветочных трубопроводов целесообразно использовать специальные CAD-программы, например, Solid Works, Unigraphics.

Пространственная область трубопровода разбивается сеткой трёхмерных конечных элементов. Применение нерегулярной сетки (подразумевающее использование элементов пирамидальной формы с треугольником в основании) может упростить процесс разбивки, а в некоторых случаях даже немного повысить точность решения, но при этом время расчётов сильно увеличивается. Поэтому, в целях оптимизации процесса решения, более предпочтительно использование регулярной сетки с тетраэдральными призматическими элементами. Однако, там где её реализация сопряжена со значительными временными затратами (т.е. в областях сложной формы – тройники, сочленения нескольких трубопроводов, другие фасонные элементы) следует применять нерегулярную сетку.

Остановимся подробнее на технологии построения конечноэлементной модели одноветковой трубопроводной системы сложной пространственной конфигурации. На первом шаге производится построение плоского профиля – поперечное сечение трубопровода (стенка и рабочая жидкость). Геометрия одноветкового трубопровода допускает разбивку регулярной сеткой. Поскольку используемые при этом конечные элементы содержат четырёхсторонние грани, то и разбиваемые ими области должны отвечать этому требованию. Поэтому строящееся поперечное сечение разделяется на четырёхгранные области, как показано на рисунке 2.25.

Далее осуществляется построение траектории средней линии трубопровода и разметка сетки по ее длине. Для окончательного построения объемного геометрического облика моделируемой системы применяется операция вытягивания об-

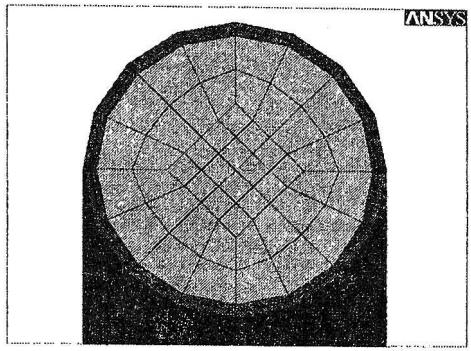


Рис. 2.25. Конечноэлементная сетка твёрдотельной модели.

ластей поперечного сечения вдоль заданной траектории. При этом каркас геометрической модели получается полностью автоматически размеченным. Таким образом, построенный объем готов для разбивки сеткой конечных элементов.

Задание сетки конечных элементов также осуществляется поэтапно. Это связано с тем, что в модели используются конечные элементы нескольких типов, причем элементы одного типа имеют различные свойства. Вся область трубопроводной системы разбивается объемными элементами, моделирующими свойства деформируемого твердого тела. Затем элементам, занимающим объем рабочей жидкости, присваивается тип акустических элементов со свойством «взаимодействия со структурой» (в данном случае под «структурой» понимается стенка трубопровода). Моделирование динамического взаимодействия жидкости и податливой стенки трубопровода осуществляется при помощи процедуры FLUID STRUCTURE INTERACTION, математическое описание которой сводится к совместному решению волнового уравнения и уравнения, описывающего динамику стенки трубопровода [165]. Далее вид матриц акустических элементов, прилегающих к концам трубопровода меняется на несимметричный. Эта операция производится для задания граничных условий гидравлической подсистемы – импедансов на входе и выходе трубопровода. Граничные условия механической подсистемы задаются путем ограничения соответствующих степеней свободы в узлах расчетной схемы, исходя из реальных условий креплений участков трубопроводов. Последним этапом построения модели является задание гидродинамической на-

грузки в виде амплитуды и частоты пульсаций рабочего давления на входе в систему (для случая решения задач силового возбуждения трубопровода колебаниями рабочей среды).На базе разработанной модели трубопроводной системы были проведены расчетные исследования виброакустических характеристик трубопровода при его силовом возбуждении пульсациями давления рабочей жидкости. При этом импеданс в выходном сечении принимался равным бесконечности (что на практике реализуется достаточно жесткой заглушкой), во входом ечении задавались амплитуда и частота пульсаций давления рабочей среды. Результаты расчета коэффициента динамической возбудимости рассматриваемых сечений трубопровода, определяемого как отношение амплитуды виброускорения в анализируемой точке к амплитуде пульсаций давления на выходе, представлены на рисунке 2.26 в виде частотной характеристики для точек, схема расположения которых представлена на рисунке 2.27. На амплитудной частотной характеристике рисунка 3 можно выделить три резонансные зоны (175, 264 и 383 Гц), со-

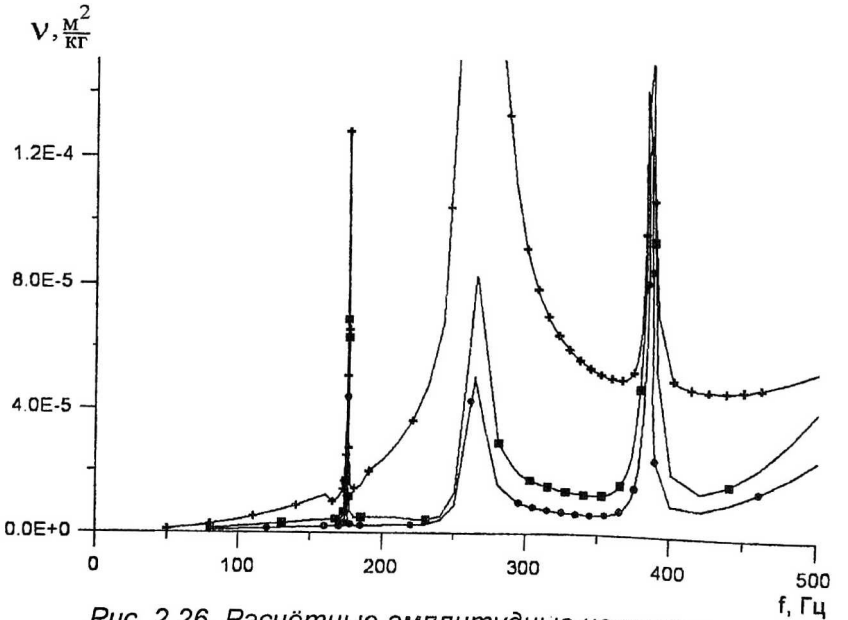


Рис. 2.26. Расчётные амплитудные частотные характеристики относительного виброускорения исследуемого трубопровода.
● *– точка 1;* ✚ *– точка 2;* ■ *– точка 3.*

ответствующие собственным частотам трубопровода [75]. Частота третьего резонанса (383 Гц) несколько отличается от третьей собственной частоты (363 Гц), что объясняется влиянием формы сформировавшейся стоячей волны давления, являющейся источником силового возбуждения колебаний трубопровода.

Для оценки адекватности результатов моделирования осуществлялась их экспериментальная проверка на специальном стендовом оборудовании. Условно стенд для исследования виброакустических характеристик трубопроводных систем можно разделить на: блок подготовки рабочей жидкости; блок генерации колебаний с устройствами акустической развязки; блок объекта испытаний с системой акустических нагрузок. Блок подготовки рабочей жидкости и блок объекта испытаний выполнены по традиционным схемам. Блок генерации колебаний содержит: генератор колебаний сиренного типа с электроприводом; систему емкостей и трубопроводов, обеспечивающих акустическую развязку.

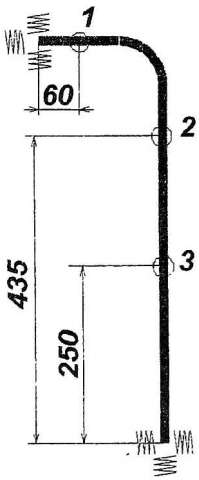


Рис. 2.27. Схема расположения расчётных точек.

Стендовое оборудование позволяет проводить экспериментальные исследования виброакустических характеристик трубопроводных систем в диапазонах параметров: частота основного тона колебаний рабочей среды – от 30 до 800 Гц; статическое давление – до 20 МПа; амплитуда пульсаций давления – до 1 МПа.

При цифровой обработке экспериментально полученных временных реализаций динамических процессов использовался следующий алгоритм:

1. удаление постоянной составляющей сигнала;
2. быстрое преобразование Фурье (число анализируемых отсчетов - 2^{12});
3. выделение наиболее значимых составляющих спектра (гармоник пульсатора). При этом рассматривалось не более 3 - 4 составляющих, имеющих наибольшую амплитуду. Процедуры 3 пункта выполнялись как для канала виброускорения, так и для канала пульсаций давления.

4. расчет для каждой выделенной гармоники относительного виброускорения по формуле:

$$v_i = \frac{W_i}{P_i},$$

где W_i - амплитуда виброускорения, регистрируемого вибропреобразователем (см. рисунок 2.28), $м/с^2$;

P_i - амплитуда пульсаций давления, регистрируемых датчиком, на акустически закрытом конце (см. рисунок 2.28), Па.

При определении относительного виброускорения брались параметры пульсаций давления в выходном сечении трубопровода, так как в случае акустически закрытого конца максимальная амплитуда пульсаций реализуется в этом сечении и именно она во многом определяет пульсационную нагруженность гидравлической системы в целом.

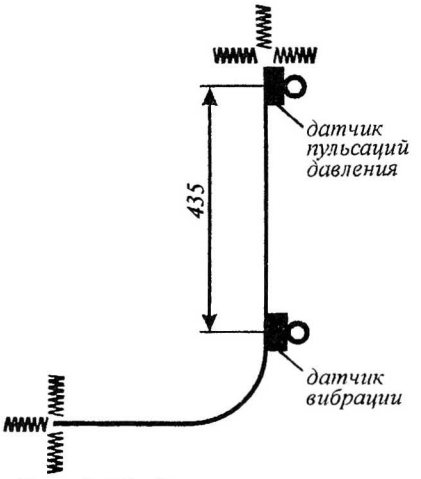


Рис. 2.28. Схема расположения датчиков при экспериментальных исследованиях.

Большое значение при проведении исследований виброакустических характеристик трубопровода уделялось обеспечению формы временной реализации сигнала по давлению близкой к синусоидальной. Для этого было реализовано специальное программирование окон пульсатора сиренного типа, а также предусмотрена система развязывающих емкостей. Коэффициент нелинейности пульсатора, определяемый как отношение амплитуды пульсаций давления на частоте основного тона к среднеквадратичному значению высших ультрагармонических составляющих, изменялся при варьировании частот в достаточно широком диапазоне – от 2,5 до 41,5. Следует отметить, что при величине этого коэффициента менее 3, сигнал по давлению следует рассматривать как

полигорманический. При величине коэффициента нелинейности порядка 10 и выше по форме сигнал практически не отличим от синусоидального и является моногармоническим. Тем не менее на ряде исследованных частот основного тона пульсатора сигнал был полигармоническим. В этих случаях в спектре виброускорения легко выделить амплитудные пики, соответствующие по частоте гармоникам пульсатора. Однако соотношение амплитуд этих гармоник различно и определяется:

а) соотношением амплитуд гармоник в спектре пульсаций давления;

б) совпадением или несовпадением рассматриваемой гармоники с какой-либо собственной частотой механической подсистемы трубопровода;

в) частотой гармоники (на низших частотах достаточно сложно ожидать получения больших значений виброускорения);

г) формой колебаний на данной частоте;

Результаты обработки экспериментальных данных в виде частотной зависимости относительного виброускорения ν представлены на рисунке 2.29, где нанесена расчетная кривая отно-

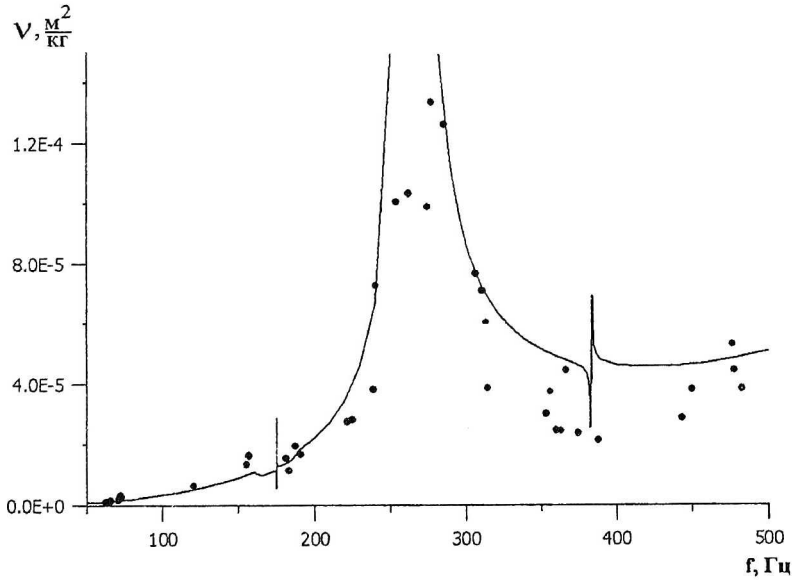


Рис. 2.29. Амплитудная частотная характеристика относительного виброускорения ν исследуемого трубопровода. — результаты моделирования; ● – экспериментальные данные.

сительного виброускорения, полученная на базе использования МКЭ и алгоритма, описанного выше. Из графика видно хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных, как количественное, так и качественное (адекватность оценивалась при помощи критерия Фишера). Из графиков рисунка 2.29 можно выделить 3 резонансные зоны. Наиболее интенсивный резонанс (f = 265 Гц) соответствует собственной частоте второй формы колебаний рассматриваемого трубопровода. Колебания трубопровода по второй форме происходят в его плоскости [75]. Вибропреобразователь при проведении исследований устанавливался таким образом, чтобы в наибольшей мере регистрировать колебания именно в плоскости трубопровода – ось однокомпонентного датчика была параллельна этой плоскости. Оставшиеся 2 резонансные зоны соответствуют первой, третьей собственным формам, когда колебания происходят в направлении перпендикулярном плоскости трубопровода. Здесь следует отметить, что при расчетах использовалась линейная модель, не учитывающая потери на трение в опорах и в материале трубопровода. Этим объясняется, что в резонансной области 250 Гц полученные экспериментально значения относительного виброускорения меньше, чем расчетные величины.

Значительный интерес представляет частотная характеристика приведенного относительного виброускорения ν', определяемого отношением амплитуды виброускорения, регистрируемого вибропреобразователем, к амплитуде пульсаций давления в сечении установки вибродатчика:

$$\nu_i' = \frac{W_i}{P_i'},$$

где P_i' - амплитуда пульсаций давления в сечении установки вибродатчика, Па.

Установка датчика пульсаций давления в месте расположения вибропреобразователя потребовала бы применения специальных переходников, что нарушило бы однородность рассматриваемой трубопроводной линии и ставило под сомнение корректность проведения эксперимента. В то же время широко известны апробированные методики расчета распределения пульсаций давления по длине трубопровода для различных динамических характеристик присоединенных гидравлических цепей [93, 95]. Таким образом, амплитуда пульсаций давления в

сечении установки вибропреобразователя определялось расчетным путем. Частотная характеристика приведенного относительного виброускорения рассматриваемого сечения трубопровода представлена на рисунке 2.30. Сравнение расчетных и экспериментальных значений приведенного относительного виброускорения показывает их хорошую сходимость. АЧХ приведенного относительного виброускорения (см. рисунок 2.30) и относительного виброускорения (см. рисунок 2.29) в области частот до 400 Гц различаются несущественно. Это связано с тем, что в области низких частот амплитуды пульсаций давления рабочей жидкости отличаются незначительно (в том числе и в случае стоячей волны) для различных сечений, удаленных друг от друга менее чем на длину ¼ волны. Некоторое расхождение между графиками АЧХ υ и υ' наблюдается в диапазоне частот 400...500 Гц. Значение относительного виброускорения в указанном частотном диапазоне изменяется несущественно – в пределах $(4{,}2...4{,}9)\cdot 10^{-5}\,\frac{м^2}{кг}$ Величина же приведенного относительного виброускорения монотонно возрастает от $6{,}8\cdot 10^{-5}\,\frac{м^2}{кг}$ до $11{,}5\cdot 10^{-5}\,\frac{м^2}{кг}$ Объясняется это тем, что с увеличением частоты колебаний давления рабочей жидкости узел сформировавшейся стоячей волны приближается к акустически закрытому концу. При частоте:

$$f = \frac{c_{пр}}{4l} = \frac{1210}{4\cdot 0{,}435} = 695\ Гц, \qquad (2.83)$$

узел волны попадет в сечение расположения вибропреобразователя и значение приведенного относительного виброускорения $\upsilon' \to \infty$. В соотношении (1) через l обозначено расстояние от сечения установки вибропреобразователя до акустически закрытого конца трубопровода.

На частотах ниже 695 Гц при увеличении частоты колебаний рабочей жидкости в рассматриваемом сечении происходит снижение амплитуды пульсаций давления относительно акустически закрытого конца, что и объясняет экспериментально зарегистрированное увеличение величины приведенного относительного виброускорения.

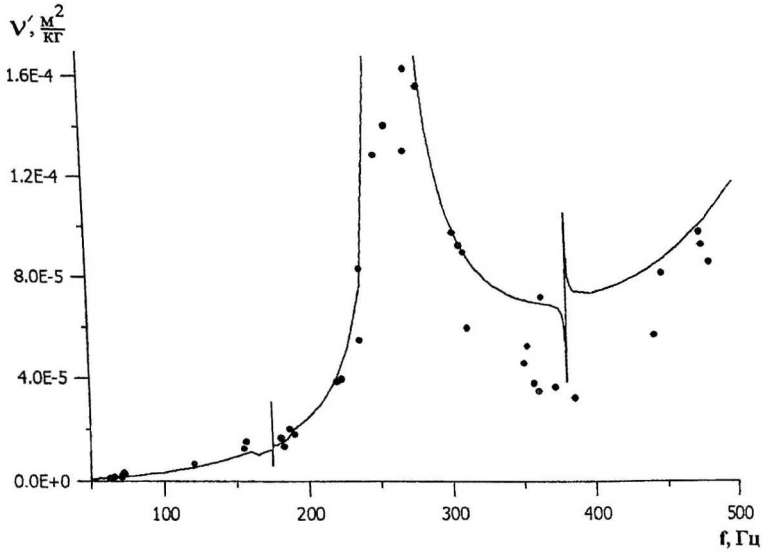


Рис. 2.30. Амплитудная частотная характеристика приведенного относительного виброускорения ν исследуемого трубопровода.

— результаты моделирования; ● – экспериментальные данные.

Таким образом предложена методика описания процессов виброакустического взаимодействия в трубопроводной системе с использованием программного комплекса ANSYS и решения задачи моделирования виброакустических характеристик коленообразного трубопровода при его силовом возбуждении пульсациями давления рабочей жидкости, заданными во входном сечении. Экспериментальные исследования показали хорошую сходимость результатов численного моделирования и натурных испытаний в частотном диапазоне до 500 Гц. Методика позволяет моделировать в указанном частотном диапазоне и другие трубопроводы произвольной сложной пространственной конфигурации, что предоставляет возможность решения задачи снижения виброакустических нагрузок в трубопроводных системах с пульсирующей жидкостью за счет исключения на базе моделирования резонансных режимов эксплуатации путем подбора оптимальной конфигурации трубопровода.

Представлены результаты исследования на базе использования метода конечных элементов вибропараметров колено-

образного трубопровода при его силовом возбуждении пульсациями давления рабочей жидкости для различных случаев динамических характеристик присоединенных к выходному участку гидравлических цепей. Показана существенная зависимость виброакустических характеристик трубопровода от динамической нагрузки присоединенной гидравлической подсистемы.

Эксплуатация гидравлических систем различных технических объектов всегда сопровождается наличием динамических процессов в рабочей жидкости, обусловленных, например, дискретным характером работы качающих узлов насосных агрегатов. Пульсационные процессы в жидкости определяют силовое возбуждение, действующее на элементы трубопроводных систем, которое приводит к их вибрации. Механические колебания трубопроводов снижают надежность и работоспособность систем, сопровождаются поломками и разгерметизацией. Одним из эффективных методов борьбы с данными виброакустическими нагрузками является применение гасителей колебаний давления [40, 145]. Установка в гидравлическую систему гасителя колебаний приводит не только к уменьшению амплитуд колебаний, но и к изменению формы волны давления [145]. В то же время вопрос оценки влияния формы волны давления в жидкости на вибрационную нагруженность участков трубопроводных цепей остается открытым. В настоящей работе представлены результаты расчетного исследования влияния динамических характеристик присоединенных гидравлических цепей на вибрационные характеристики трубопроводов.

В качестве объекта исследования принят коленообразный участок трубопроводной системы, геометрические характеристики которого представлены на рис. 2.31. Рассматриваемая достаточно простая пространственная конфигурация трубопровода выбрана потому, что, с одной стороны, известные аналитические модели не позволяют осуществить расчет параметров его вибрации в случае силового возбуждения пульсациями давления рабочей жидкости, а с другой стороны, используемые методы моделирования могут быть проиллюстрированы на этом примере в полном объеме. В качестве основного метода моделирования использовался метод конечных элементов. Методика построения модели на базе применения программного комплекса ANSYS описана в работах [75, 76]. Основные допущения разработанной модели: линеаризация уравнений, описывающих виброакустические процессы; пренебрежение вязкими потерями

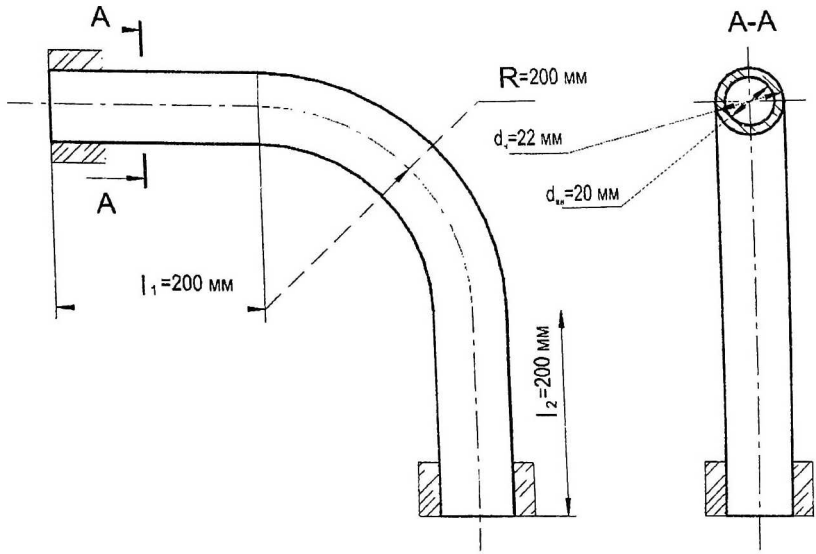


Рис. 2.31. Форма и основные геометрические характеристики исследуемого трубопровода.

в рабочей жидкости; отсутствие постоянной составляющей расхода жидкости; адиабатичность волновых процессов; постоянство массовых коэффициентов, коэффициентов демпфирования и податливости гидравлической и механической подсистем; пренебрежение эффектами теории тонких оболочек. В качестве граничных условий решаемой задачи задавались: для механической системы – условия закрепления концов трубопровода (для конкретного рассматриваемого случая – жесткая заделка); для гидравлической подсистемы – импеданс в выходном сечении, амплитуда и частота колебаний давления во входном сечении трубопровода. Внешний вид конечноэлементной модели представлен на рис. 2.32.

В данной работе результаты исследования вибрационных характеристик трубопровода ограничены рассмотрением двух крайних случаев динамической нагрузки выходного участка:

– акустически закрытый конец;

– нагрузка на неотражающее сопротивление.

Результаты расчета представлены в виде зависимостей распределения относительной виброскорости по длине трубопровода для различных частот и характеристик нагружения (рис. 2.33).

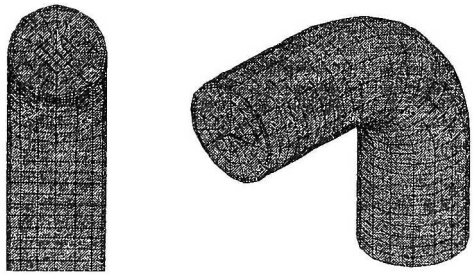


Рис. 2.32. Конечноэлементная модель исследуемого трубопровода.

Под относительной виброскоростью $\bar{V}$ понимается отношение виброскорости в анализируемой точке к амплитуде пульсаций давления во входном сечении.

Анализ полученных зависимостей позволяет отметить следующие особенности.

1. В исследуемом диапазоне частот независимо от акустической нагрузки на выходе наблюдается тенденция увеличения максимальной относительной виброскорости с ростом частоты и приближением ее к резонансной области механической подсистемы.
2. В диапазоне частот от 50 до 200 Гц максимальное значение относительной виброскорости для случая нагрузки на неотражающее сопротивление несколько больше, чем для акустически закрытого конца. В некоторых поперечных сечениях трубопровода разница между ними достигает 50....70 %. Объясняется это тем, что из-за сдвига фаз в различных точках бегущей волны на трубопровод воздействуют местные повышенные изгибающие моменты, в то время как в стоячей волне в частотной области до первого гидравлического резонанса все точки колеблются софазно и нагружение является более равномерным. Форма колебаний трубопровода для обоих случаев схожа.
3. С увеличением частоты в диапазоне от 250 до 700 Гц максимум относительной виброскорости, а также и общая вибронагруженность в случае нагрузки на акустически закрытый конец резко возрастает по сравнению со случаем нагрузки на неотражающее сопротивление. Это связано с близостью первого гидравлического резонанса 424 Гц, когда в стоячей волне увеличивается амплитуда пучности, расположенной в сечении акустически закрытого конца.

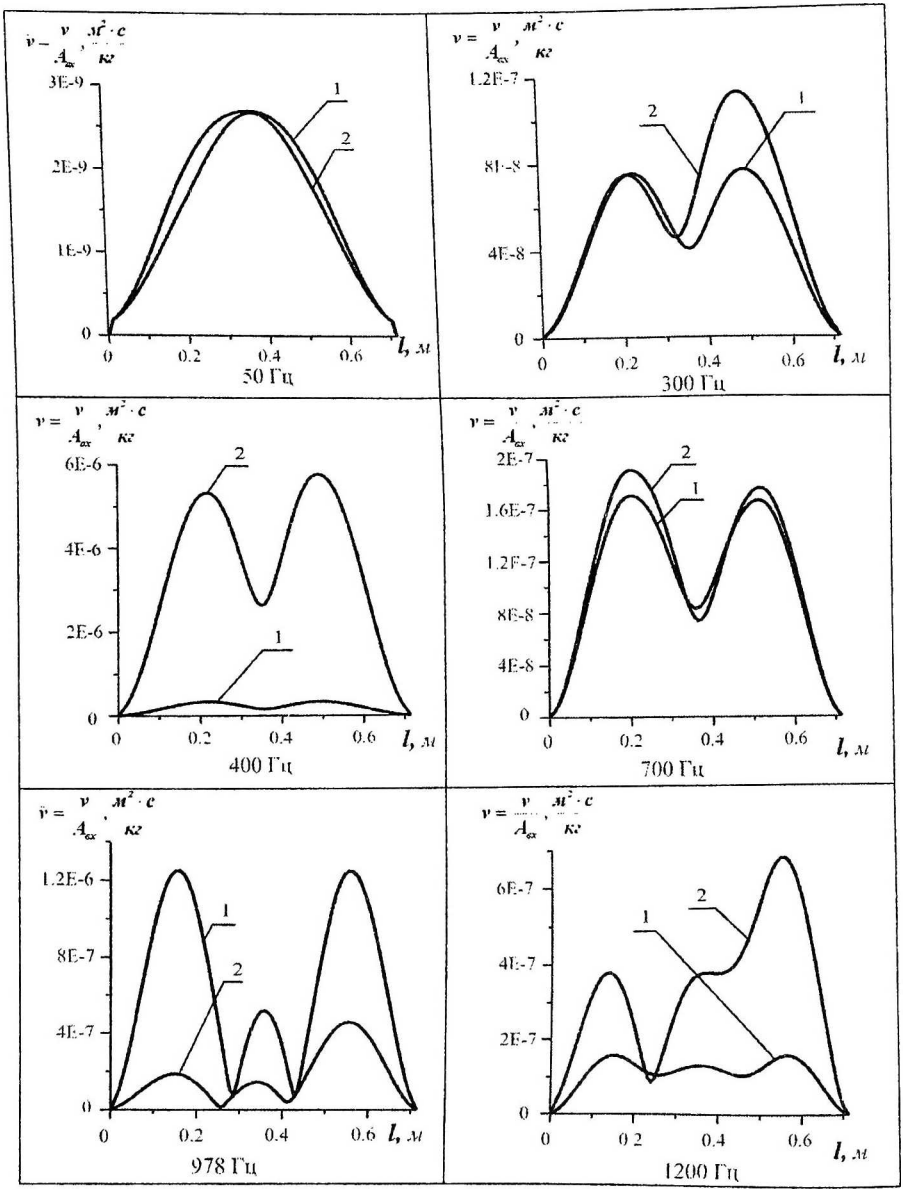


Рис. 2.33. Распределение относительной виброскорости по длине коленообразного трубопровода:
1 – нагрузка на выходе – неотражающее сопротивление,
2 – нагрузка на выходе – акустически закрытый конец

4. В диапазоне частот от 200 Гц до частоты первого гидравлического резонанса положение глобального максимума относительной виброскорости для случая стоячей волны давления плавно перемещается от середины трубопровода к выходу с увеличением частоты возбуждения. При этом во входном участке отмечено появление двух дополнительных экстремальных точек по $\overline{v}$: локального минимума и максимума. С увеличением частоты возбуждения и приближением ее к гидравлическому резонансу локальный максимум перемещается в сторону входного сечения, а минимум смещается к центру. Картина распределения приобретает несимметричный характер (например, частота 300 Гц, рис. 2.33). Похожая картина наблюдается и для бегущей волны давления. Однако, в данном случае распределение носит симметричный характер относительно середины трубопровода. В частотном диапазоне выше гидравлического резонанса глобальный максимум относительной виброскорости для случая нагрузки на акустически закрытый конец перемещается с выхода на вход трубопровода. Это связано с изменением формы волны давления (рис. 2.34).
5. В окрестности частоты механического резонанса 977 Гц общий уровень относительной виброскорости для трубопровода с неотражающим сопротивлением на выходе больше, чем для трубопровода с акустически закрытым концом. Это связано с тем, что при одинаковой амплитуде пульсаций давления на входе в трубопровод, в случае стоячей волны колебания давления по длине трубопровода несколько меньше, чем в бегущей волне – реализуется так называемый «полуволновой антирезонанс» (рис. 2.35).
6. В частотном диапазоне 750...1250 Гц изменяется форма вибрации и появляется второй локальный минимум относительной виброскорости.
7 В районе второго гидравлического резонанса на частоте 1270 Гц также отмечено возрастание относительной виброскорости по длине трубопровода с акустически закрытым концом и ее существенное увеличение по сравнению с трубопроводом, нагруженным на неотражающее сопротивление на выходе.

Представленные данные позволяют сформулировать следующие выводы:

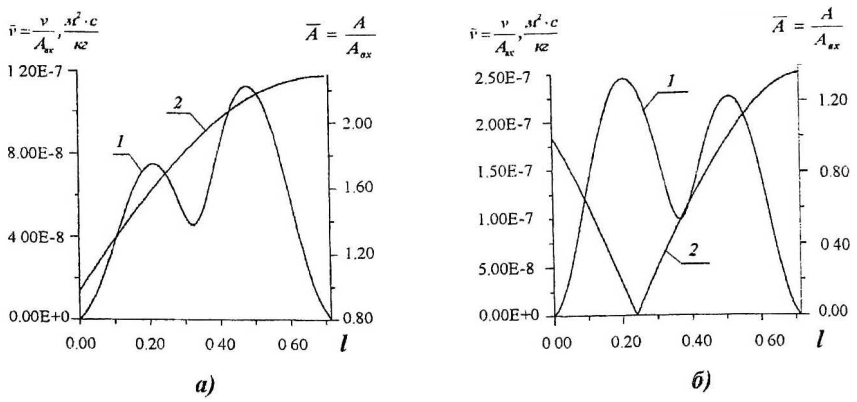


Рис. 2.34. Динамическая нагруженность коленообразного трубопровода при частоте пульсаций рабочей жидкости 300 Гц (а) и 650 Гц (б) для случая нагрузки на акустически закрытый конец:

1 – относительная виброскорость,

2 – относительная амплитуда пульсаций давления

- С увеличением частоты возбуждающей силы и приближением ее к резонансной области механической подсистемы возрастает общий уровень вибронапряженности системы. При этом изменяется форма эпюры распределения вибропараметров по длине трубопровода. С увеличением частоты увеличивается количество пучностей и узлов. При приближении к собственной частоте колебаний механической подсистемы характеристика распределения относительной виброскорости качественно повторяет собственную форму колебаний трубопровода. В межрезонансных областях распределение относительной виброскорости и формы колебаний трубопровода представляет собой взвешенную суперпозицию собственных форм колебаний механической подсистемы.

- Акустическая нагрузка на выходе трубопровода оказывает значительное влияние на его вибронагруженность. В диапазоне частот, находящихся вне зон гидравлического резонанса, максимальный уровень вибронагружения трубопровода с неотражающим акустическим сопротивлением на выходе несколько больше, чем у трубопровода с акустически закрытым концом. Однако с приближением к области гидравлического резонанса картина меняется на прямо противоположную. Если трубопро-

вод имеет симметричную (относительно середины) форму, то нагрузка пульсациями давления в виде бегущей волны приводит

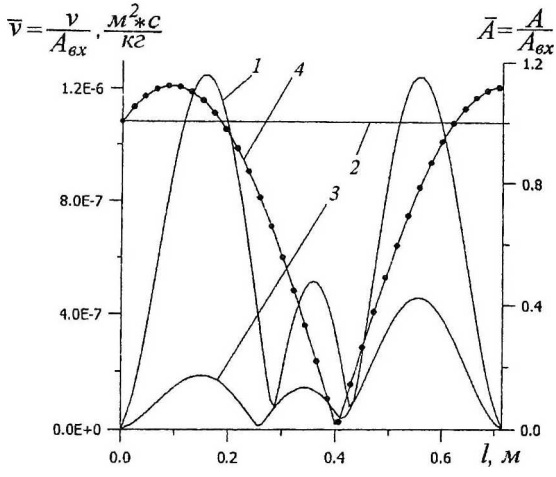


Рис. 2.35. Виброакустические характеристики коленообразного трубопровода при частоте пульсаций рабочей жидкости 977 Гц:

1 - относительная виброскорость при нагрузке на неотражающее сопротивление;

2 - относительная амплитуда пульсаций давления при нагрузке на неотражающее сопротивление;

3 - относительная виброскорость при нагрузке на акустически закрытый конец;

4 относительная амплитуда пульсаций давления при нагрузке на акустически закрытый конец

к симметричному распределению виброскорости по его длине. Для случая динамической нагрузки на акустически закрытый конец симметричность распределения виброскорости нарушается. При этом в межрезонансной области характерно смещение глобального максимума относительной виброскорости к выходу или ко входу в зависимости от эпюры распределения пульсаций давления по длине трубопровода.

2.3. МЕТОДЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ЗВУКОИЗЛУЧЕНИЯ ЭЛЕМЕНТАМИ ПНЕВМОГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Для гидрогазовых систем основными источниками шума является вибрация механических элементов и пульсационные процессы в жидкостях и газах.

Определяющим фактором для виброакустики пневмогидромеханических систем является динамическое взаимодействие механических элементов систем и газожидкостных рабочих сред.

В работе [140] описан общий подход к решению задач виброакустического взаимодействия, который основан на том, что физические процессы в гидро и пневмомеханических системах могут быть описаны как частные случаи обобщенного дифференциального уравнения в частных производных второго порядка:

$$a_1(x,y)\frac{\partial F}{\partial x^2}+a_2(x,y)\frac{\partial^2 F}{\partial x\partial y}+a_3(x,y)\frac{\partial^2 F}{\partial y^2}+a_4(x,y)\frac{\partial F}{\partial x}+ \\ +a_5(x,y)\frac{\partial F}{\partial y}+a_6(x,y)F=f(x,y) \qquad (2.84)$$

где $a_i(x,y)$ - коэффициенты, зависящие от параметров конструкции и физических свойств материала (для механических элементов) или свойств рабочей среды (для гидрогазовых линий); $F = F(x,y)$ - искомая функция, например, напряжение и момент на валу привода агрегата, давление или расход рабочей среды; $f(x,y)$ - возмущающее воздействие, или функция, определяющая воздействие соответствующих элементов (механического с гидравлическим или наоборот); x,y - заданные аргументы (координаты, время).

Рассмотрим эти задачи подробнее.

Явление излучения звука элементами пневмогидромеханических систем имеет сложный, характер. Этому способствует сложная пространственная конфигурация излучающих поверхностей элементов: агрегатов, трубопроводов, арматуры, разнообразие (динамических) процессов в них, а также динамическое взаимодействие элементов. Однако, во многих случаях сложные динамические процессы и источники излучения можно представить упрощёнными моделями. Применение упрощенных моде-

лей существенно облегчает анализ шумовых характеристик агрегатов и позволяет определять эффективные пути снижения виброакустических нагрузок.

Сложность определения акустических характеристик источников звука заключается в том, что не существует общей теории излучения поверхностями произвольной пространственной конфигурации с произвольным же распределением перемещений (скорости) по поверхности. Точные математические решения найдены только для случаев плоского излучателя и ряда идеализированных источников [58, 115] (см. Табл. 2.2–2.3). Достаточно точно можно рассчитать акустические характеристики источников, которые корректно представляются в виде суперпозиции идеализированных источников: квадруполи (два диполя с определенным моментом), различные системы монополей и диполей [58].

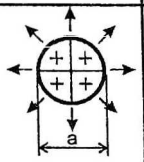
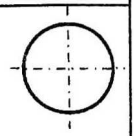
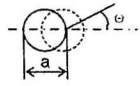
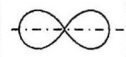
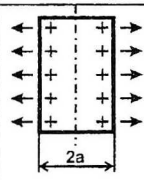
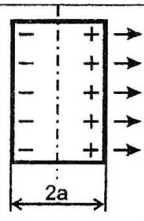
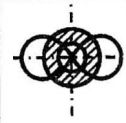
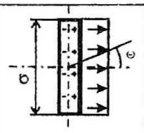
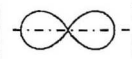
Таблица 2.2

Коэффициенты излучения простейших источников звука

Тип излучателя	Коэффициент излучения
Монополь	$\sigma = \dfrac{k^2 a^2}{1 + k^2 a^2}$
Диполь	$\sigma_1 = \dfrac{k^4 a^4}{4}$ $\sigma_2 = \dfrac{2}{3}$
Цилиндрический пульсирующий излучатель	$\sigma_1 = \pi\, k\, a / 2$ $\sigma_2 = 1$
Жесткий цилиндрический излучатель	$\sigma_1 = \pi\, k^3 a^3 / 2$ $\sigma_2 = 1$
Дисковый излучатель	$\sigma_1 < 1$ $k\, a \approx 1;\ \sigma_2' \approx 1$ $k\, a > 1;\ 1 \le \sigma_2 \le 5 \div 7$

Таблица 2.3

Акустические характеристики идеализированных источников звука

Тип источника	Описание источника	Кинематическая схема	Акустические характеристики излучателя	
			Выражения для акустических характеристик излучателя	Характеристики направленности
Монополь	Шар, пульсирующий со скоростью U_m		$p = 4\pi a^2 U m \frac{jw\rho_0}{1+jka}\frac{1}{4\pi r}e^{-ik(r-a)+jwt}$ $W = \frac{\rho_0 c}{2} 4\pi a^2 \frac{k^2 a^2}{1+k^2 a^2} U_m^2$	
Диполь	Жесткий шар, колеблющийся как целое вдоль оси		$p_1 = -2\pi a^3 U_m \cos\Theta \frac{\rho_0 \omega^2}{4\pi r c}\left(1+\frac{1}{jkr}\right)e^{-jkr+jwt}$ $W_1 = \frac{\rho_0 c}{2} 4\pi a^2 \frac{U_m^2}{2}\frac{k^4 a^4}{12};$ $p_2 = \rho_0 c U_m \cos\Theta \frac{a}{r} e^{-jk(r-a)+jwt}$ $W_2 = W_1 = \frac{\rho_0 c}{2} 4\pi a^2 \frac{U_m^2}{3}$	
Цилиндрический пульсирующий излучатель	Цилиндр длиной $kl >> 100$, пульсирующий со скоростью U_m		$p_1 = \pi k a \frac{\rho_0 c}{2} U_m H_0^{(2)}(kr) e^{-jwt}$ $W_1 = \frac{\rho c}{2}\pi^2 k a^2 l U_m;$ $p_2 = \rho_0 c U_m \sqrt{\frac{a}{r}} e^{-jk(r-a)+jwt}$ $W_2 = 2\rho_0 c \pi a l U_m^2$	
Жесткий цилиндрический излучатель	Жесткий цилиндр длиной $kl >> 100$, колеблющийся как целое,		$p_1 = -\frac{\pi k^2 \rho_0 c}{2} U_m \cos\Theta H_1^{(2)}(kr) e^{jwt}$ $W_1 = \frac{\pi^2}{4}\rho_0 c a^4 k^3 l U_m^2;$ $p_2 = \rho_0 c U_m \cos\Theta \sqrt{\frac{a}{r}} e^{-jk(r-a)+jwt}$ $W_2 = \frac{\pi}{2}\rho_0 c a l \frac{U_m^2}{2}$	
Дисковый излучатель	Жесткий диск колеблющийся как целое в акустическом экране		$p_2 = \frac{j\omega\rho_0 a^2 U_m}{r} e^{-jkr} \frac{J_1(ka\sin\Theta)}{ka\sin\Theta} e^{jwt}$ $W_2 = \frac{\rho_0 c}{2}\pi a^2 U_m^2 [1 - J_1(2ka)/ka]$	
Индексы «1» относятся к ближнему звуковому полю, «2» - к дальнему.				

Зачастую оценку излучаемого агрегатом звуковой мощности W проводят по следующей формуле:

$$W = \rho_0 c \frac{v^2}{2} S\sigma ,$$

где $\rho_0 c$ - волновое сопротивление воздуха; v - скорость колебаний точек поверхности агрегата; S - площадь поверхности агрегата; σ - коэффициент излучения, определяемый характером колебаний рассматриваемой поверхности.

Величины коэффициентов излучения представлены в таблице 2.2.

В таблицах 2.2, 2.3 приняты следующие обозначения: p комплексное звуковое давление, ρ_0 - плотность среды, куда излучает источник, c - скорость звука в этой среде, $k = \frac{\omega}{c}$ - волновое число, r - расстояние от источника, U_m - комплексная колебательная скорость источника (поверхности источника), t - время, ω - частота, W - звуковая мощность источника, $H_n^{(2)}$ - функция Ханкеля второго рода, S_1 функция Бесселя 1-го рода, $j = \sqrt{-1}$ - мнимая единица.

К сожалению, реальные объекты не всегда можно представить в виде совокупности точечных и пластинчатых источников звука. Этот вывод подтверждает то, что даже современные программы расчета характеристик звуковых источников, основанные на этом принципе, не обеспечивают достаточной точности расчетов.

Кроме звуковой вибрации, существенный вклад в шумоизлучение гидрогазовых систем вносит поток рабочей среды.

Наиболее простой моделью излучения является модель «поршневого излучения» плоских одномерных волн протяжённой пластины. Термин «поршневое излучение» подразумевает синфазность колебаний всех точек пластины, что во многом соответствует, например вибрациям «толстых» металлических стенок картера агрегата. При таком излучении в среде возбуждается плоская звуковая волна, амплитуда звукового давления A_p в которой прямо пропорционально амплитуде колебательной скорости пластины A_v:

$$A_p = \rho \cdot c \cdot A_v$$

Плоская синфазно колеблющаяся протяжённая пластина - самый эффективный из всех известных излучателей звука, звуковое давление в поле которого полностью определяется колебательной скоростью поверхности пластины.

В акустике чаще используется понятие простейших (физических) источников звука, представляющих собой неподвижные материальные точки, в которых происходит попеременное движение жидкости по тому или иному закону. Простейшим является точечный сферический источник, излучающий звук равномерно по всем направлениям. Физически ему соответствует синфазно пульсирующая сфера, диаметр которой значительно меньше длины излучаемой волны. Потенциал такого источника:

$$\varphi = -\frac{[Q]}{4\pi r},$$

где $[Q]$ – количество жидкости, подаваемой источником в единицу времени (расход) в функции аргумента $\left(t - \frac{r}{c}\right)$; r – расстояние до источника.

В случае гармонических колебаний с частотой ω и амплитудой расхода Q_m имеем:

$$\varphi = -\frac{Q_m e^{j(\omega t - kr)}}{4\pi r},$$

На расстоянии r источник возбуждает колебательную скорость среды V_r, определяемую по формуле:

$$V_r = \frac{\partial \varphi}{\partial r} = \frac{1}{4\pi}\left(\frac{[Q]}{r^2} + \frac{1}{cr}\left[\frac{\partial Q}{\partial t}\right]\right).$$

Отметим, что источник возбуждает сферическую волну, в которой реализуются продольные радиальные колебания частиц среды.

Разложим скорость V_r на 2 составляющие:

$$\left.\begin{aligned} V_r &= V_{r1} + V_{r2} \\ V_{r1} &= \frac{[Q]}{4\pi r^2} \\ V_{r2} &= \frac{1}{4\pi e r}\frac{\partial [Q]}{\partial t} \end{aligned}\right\}$$

Составляющая V_r соответствует вытеснению жидкости пульсирующей сферой, имеющей поверхностный расход вытесняемой жидкости

$$Q = 4\pi r^2 V_{r1},$$

Т.е. при малых r течение, возбуждаемое точечным источником соответствует течению несжимаемой жидкости. С ростом r течение в поле источника отличается от течения несжимаемой жидкости тем, что возмущение от источника приходит на расстояние r не мгновенно, а через время $\frac{r}{c}$.

Звуковое давление в поле точечного источника:

$$p = \rho_0 \frac{\partial \varphi}{\partial t} = \frac{\rho_0}{4\pi r}\left[\frac{\partial Q}{\partial t}\right].$$

В случае гармонического источника:

$$\begin{cases} V = \dfrac{1}{4\pi} Q_m e^{j(\omega t - kr)}\left(\dfrac{1}{r^2} + \dfrac{jk}{r}\right) \\ p = \dfrac{j\rho_0 \omega}{4\pi r} Q_m e^{j(\omega t - kr)} \end{cases}$$

Гидродинамическая V_{r1} и акустическая V_{r2} составляющие скорости равны друг другу при $kr=1$, т.е. $r = \dfrac{\lambda}{2\pi}$

Интенсивность звука, создаваемого пульсирующей сферой:

$$I = \frac{p^2}{\rho_0 c} = \frac{1}{16\pi^2 \rho^2}\frac{\rho_0}{c}\left(\frac{\partial [Q]}{\partial t}\right)^2 = \frac{\rho_0 \omega^2}{32\pi^2 r^2 c} Q_m^2$$

Звуковая мощность

$$W = 4\pi r^2 I = \frac{1}{4\pi}\frac{\rho_0}{c}\left(\frac{\partial [\bar{Q}]}{\partial t}\right)^2 = \frac{\rho_0 \omega^2}{8\pi c} Q_m^2.$$

Расчет шумов аэродинамического происхождения основывается на теории Лайтхилла [160], описывающей генерацию шума дозвуковым турбулентным потоком:

$$\Delta p - \frac{1}{C^2}\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \sum_{i,j=1}^{3}\frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \qquad (2.85)$$

где T_{ij} - тензор Лайтхилла, главным членом которого является:

$$T_{ij} = \rho U_i U_j + p\left(1 - \frac{C_0^2}{C^2}\right)\delta_{ij};$$

где U_i, U_j - составляющие скорости потока, C - локальная скорость звука, которая определяется воздействием потока и тепла, δ_{ij} - символ Кронекера, равный 0 при $i \neq j$.

Если преобразовать (2.87) к интегральному виду, то можно получить [160]:

$$p(x_1, x_2, x_3, t) = \frac{1}{4\pi}\frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j}\int_V \left[T_{ij}\right]\frac{1}{z}dV + \frac{1}{4\pi}\int_S \rho\frac{\partial\left[V_n\right]}{\partial t}\frac{1}{r}dS + \qquad (2.86)$$

$$+\frac{1}{4\pi}\frac{\partial}{\partial x_i}\int_S \left[\rho U_i V_n - F_i\right]\frac{1}{r}dS,$$

где символ [...] означает, что соответствующую функцию нужно относить по времени $t - r/C_0$, F_i - давление, воздействующие на среду, U_i - составляющие скорости потока на граничных поверхностях, V_n - нормальная составляющая скорости ограничивающих поверхностей.

Теория Лайтхилла и последующие труды [160, 163] позволяют определять шумоизлучение, возникающее при истечении жидкости и газа в другую среду, а также шум при обтекании потоком тела произвольной конфигурации.

Внешнее акустическое поле, возникающее при работе гидрогазовых систем, формируется не прямым звуком потока, а прошедшим через препятствие (оболочки трубопроводов, распределительной арматуры и т.д.), если, конечно, нет прямого выброса газа или жидкости в атмосферу.

Задача расчетф собственно шума пульсирующей рабочей среды в коммуникациях до сих пор имеет ряд нерешенных проблем. Так, например, при протекании среды через такой элемент, как дроссель, часть энергии потока превращается в тепловую, а часть в звуковую. И если современными методами расчета осредненные характеристики жидкости в сечениях до и после дросселя не представляет никакой сложности, то определить все необходимые параметры в районе изменения сечения в условиях нестационарного теплообмена, когда некорректно

предположение об изоэнтропичности тока [1], практически невозможно. А следовательно, расчет по шумоизлучению участков рабочей среды с меняющимся сечением и последующего прохождения звуковых волн через стенки произвольной конфигурации будут также неадекватными.

Тем не менее, для предварительных расчетов, например, на стадии проектирования гидрогазовых систем, можно воспользоваться методом точечных источников и теорией Лайтхилла.

Звуковое давление можно однозначно определить в любой точке с координатами x, y, z и в любой момент времени t, если известно переменное давление P_s и нормальная составляющая скорости V_s каждого элемента d_s граничной поверхности в более раннее время $(t - r/C_0)$, где r - расстояние от соответствующей точки до элемента dS. Граничная поверхность, которая может состоять из ряда элементов, должна полностью охватывать начальную точку, при этом она может частично лежать в бесконечности.

Если звуковое давление можно представить в виде разложения в ряд Фурье, то комплексный вектор звукового давления в искомой точке определяется как [115]:

$$\bar{p}(x,y,z,\omega) = \frac{1}{4\pi}\int_S \left[j\omega\rho_0 \bar{V}_S(\omega)\frac{e^{-j\omega r/c}}{r} + \bar{p}_S(\omega)\frac{\partial}{\partial n}\frac{e^{-j\omega r/c}}{r}\right] dS, \quad (2.87)$$

где $\partial/\partial n$ - производная в направлении, перпендикулярном к граничной поверхности.

Если объект акустически можно представить в виде суперпозиции простейших звуковых источников, то уравнение (2.87) значительно упрощается. Однако, в этом случае, не учитывается второй член интеграла (2.87), физический смысл которого, состоит в том, что источник не только излучает, но и сам влияет на звуковое поле. Соответственно, недостатком программного обеспечения, использующего метод точечных (элементарных) источников является неточность определения звукового поля, вследствие описанного эффекта. Особенно это существенно для больших источников звука (линейные размеры которого сравнимы с длиной звуковой волны или превосходят ее).

Значительно упрощает расчет звукового поля задание идеализированных граничных условий: излучение в бесконечную или полубесконечную среду. При этом можно не учитывать различные эффекты: рассеивание, отражение, преломление, затухание звуковых волн (по крайней мере, на низких частотах).

Для данных условий неучет второго члена в уравнении (2.87) зачастую оправдан.

Такой подход справедлив при определении "паспортных" характеристик технических объектов, т.к. национальные и международные стандарты предусматривают сертификационные определения акустических характеристик различных машин и оборудования в заглушенных, реверберационных камерах или открытых площадках [56, 86, 152], что является технической реализацией идеализированных граничных условий.

Однако, такие допущения не корректны для размещения в конкретных помещениях оборудования или технологических линий. В таких случаях применяются дополнительные методики, учитывающие взаимное влияние системы "акустические излучатели - помещение" на акустическое поле [27], либо используются эмпирико-расчетные методы с применением средств акустической диагностики.

Как уже отмечалось, одна из самых больших проблем расчета шума излучения сложных гидрогазовых систем невозможность аналитического решения волновых уравнений в произвольных случаях, а также некорректность использования приближенных методов расчета для реальных граничных условий.

Конечно, современные ЭВМ представляют огромные возможности для анализа акустических процессов с помощью различных методов численного моделирования, но даже с их помощью в общем случае задачи расчета акустических полей становятся громоздкими. Решение таких проблем требует большого количества точных входных данных, некорректное определение которых может привести к существенному искажению результатов рассчета.

С целью преодоления этих неизбежных при строгой математической постановке задачи трудностей может быть применен энергетический подход, основанный на использовании эмпирико-расчетных и статистических методов.

При таком подходе оперируют со средними величинами: такими как средние размеры, средний квадрат скорости (усредненный по пространству и времени), среднее давление, плотность форм собственных колебаний и т.д.

Статистическая теория колебаний упругих систем при использовании подходящих краевых условий, вообще говоря, позволяет определить реакцию любой сложной системы в строгой

математической постановке с последующим определением акустического излучения.

Основными параметрами по энергетическому методу являются либо коэффициент излучения σ - для относительно простых конструкций, либо коэффициент потерь на излучение η_u для распределенных вибрирующих конструкций.

Коэффициент σ представляет собой отношение интенсивности акустического излучения источника к интенсивности излучения самого эффективного излучателя звука безграничной синфазно колеблющейся с такой же частотой пластины. Коэффициенты излучения идеализированных источников проведены в таблице 2.2.

Коэффициент потерь на излучение характеризует степень взаимодействия конструкции и звукового поля и может определяться как:

$$\eta_u = \frac{\Phi_a(\omega)}{\Phi_p(\omega)}, \qquad (2.88)$$

где $\Phi_a(\omega) = \omega^2 U_m^2 / \Delta\omega$ - спектральная плотность ускорения, определяемая из среднего квадрата скорости U_m, измеренного в реверберационной камере в полосе частот $\Delta\omega$, $\Phi_p(\omega) = \bar{p}^2 / \Delta\omega$ - спектральная плотность звукового давления в той же камере.

Для сложных узлов гидрогазовых систем (насосы, распределители, регуляторы и т.д.) целесообразно пользоваться статистическими значениями коэффициента σ [115, 163], определяемого в зависимости от средних параметров (давление, расход, мощность) и конструктивных особенностей.

В работе [132], например, автор пытался определить звуковые характеристики аксиально-плунжерных насосов в зависимости от изменения давления на входе и выходе из насоса. Но такой подход справедлив только тогда, когда основным источником излучения являются волновые процессы в жидкости, при этом не учитывается влияние механической части агрегата, особые процессы в рабочей среде, например, кавитация.

Для уточнения результатов расчета при применении статистических подходов можно воспользоваться методами акустической диагностики. При анализе внешнего акустического поля применим корреляционный подход, суть которого заключается в

нахождении корреляционных зависимостей между параметрами шумоизлучения и "внутренними" акустическими параметром в контрольных точках, которые можно с высокой точностью определить и расчетным путем (изменение давления жидкости, вибрационные характеристики). Такой анализ позволяет скорректировать исходные расчетные зависимости или создать полуэмпирическую математическую модель сложного объекта.

Недостатком данного подхода является невозможность или низкая точность определения характеристики направленности шумоизлучения. Однако, использование статистико-эмпирических методов позволяет с достаточно высокой точностью прогнозировать мощность излучения, частотные характеристики шума, прогнозировать узлы с наибольшей генерацией звуковой энергии. Все это позволяет с высокой эффективностью разрабатывать мероприятия по снижению акустической активности гидрогазовых систем, как на стадии проектирования, так и после их установки на технические объекты или в производственные помещения.

На примере гидромеханического агрегата – (объемного насоса) рассмотрим применение аппарата передаточных функций для определения виброакустических параметров.

Передаточная функция содержит всю информацию о прохождении сигналов через элементы конструкции (корпус, насос, вал и т.д.), трансформации колебаний этих элементов и последующем возбуждении звуковых колебаний в окружающей среде. Воспользуемся аппаратом передаточных функций для оценки влияния гидравлической и механической подсистем на интегральные виброакустические характеристики насосных агрегатов.

Шумы в машинах возникают непосредственно вследствие возбуждения воздушного шума (например, при истечении струй и т.д.) или косвенно. Если в структуре вначале создаётся корпусной (структурный) шум, то распространяясь, вызывает колебания поверхности, воспринимаемые как звукоизлучение машины. Причинами корпусного шума является прежде всего рабочий процесс в машине, приводящий к изменению рабочих усилий между механическими элементами (рис. 2.36).

Колебания усилий в элементах машины вызывают либо силовое возбуждение корпуса машины (или её части), либо кинематическое возбуждение корпуса. Причём последний случай



Рис. 2.36. Основные источники и пути распространения шума в машинах.

относится к машине в целом, либо к её структуре, не участвующей в передаче рабочих усилий («силовом потоке»).

Если не принимать во внимание шумы вентиляторов приводных электродвигателей, то гидравлические шумы будут в основном косвенными, вызываемыми корпусным шумом (см. рис. 2.37).

Между возбуждением переменных усилий в гидромеханическом устройстве и излучаемой звуковой мощностью существует функциональная зависимость, которую можно сформулировать математически. Представим эту сложную, в общем

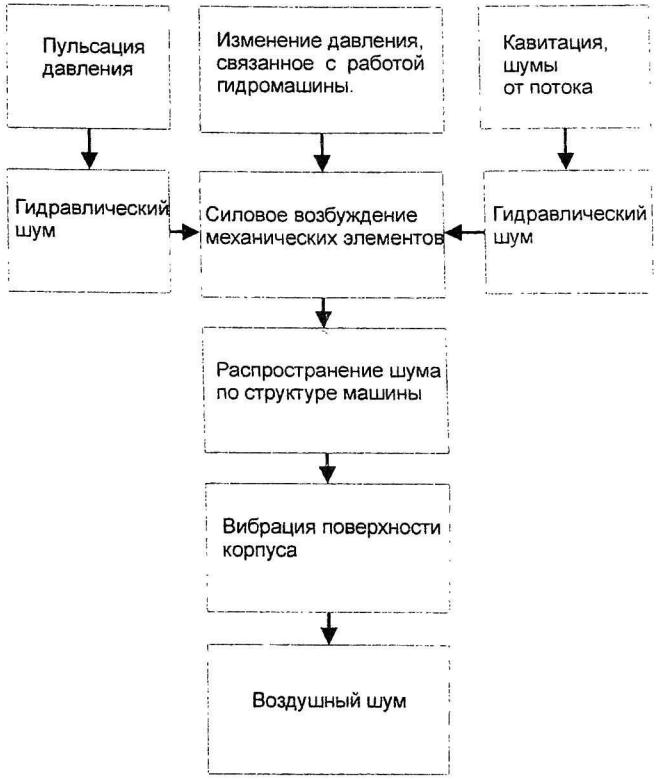


Рис. 2.37. Основные источники гидравлических шумов гидромеханических систем.

случае нелинейную, зависимость в виде амплитудной характеристики, так как фазовой характеристикой вследствие того, что рассматриваются только средние энергетические значения, можно пренебречь. Средняя полная проводимость передачи определяется как отношение определённой локально на поверхности, зависящей от частоты, виброскорости $V(f)$ к возбуждаемому усилию $\overline{F}(f)$:

$$h_v(f) = \frac{\overline{V}(f)}{\overline{F}(f)}, \qquad (2.89)$$

где $\bar{V}(f)=\sqrt{\frac{1}{S}\int_S V^2(s)dS}$; S - площадь наружной поверхности корпуса. В случае дискретных точек измерения $\bar{V}(f)=\sqrt{\frac{1}{S}\sum V_i^2(s)\cdot S_i}$

Кроме полной средней проводимости h_v должна существовать функция, описывающая преобразование вибрации корпуса в колебание звукового давления (воздушный шум). Это преобразование описывает коэффициент излучения σ, связывающий среднеквадратичное значение виброскорости корпуса $\bar{V}$ и излучаемую мощность воздушного шума P

$$\sigma(f)=\frac{P(f)}{S\rho c\cdot\bar{V}^2(f)}; \qquad (2.90)$$

В последнее уравнение входит также полное сопротивление $\rho\cdot c$ граничной среды, где ρ плотность среды; c - скорость звука в ней. Из уравнений (2.91) и (2.92) получаем:

$$\frac{P(f)}{\bar{F}^2(f)}=\sigma(f)\cdot\rho c h_V^2(f)\cdot S,$$

Введя соответствующие базовые величины: $V_0=5\cdot10^{-8}\ м/с$; $F_0=1\ Н$; $S_0=1\ м^2$; $h_{v_0}^2=\frac{V_0^2}{F_0^2}=2{,}5\cdot10^{-15}\ м^2/с^2Н^2$; $P_0=10^{-12}\ Вт$, получим:

$$\frac{P(f)/P_0}{\bar{F}^2(f)/F_0^2}=\sigma(f)\frac{h_V^2(f)}{h_{V_0}^2}\cdot\frac{\rho c\cdot S_0\cdot V_0^2}{P_0}\cdot\frac{S}{S_0} \qquad (2.91)$$

В логарифмическом виде это уравнение имеет вид:

$$10\cdot lg\frac{P(f)/P_0}{\bar{F}^2(f)/F_0^2}=L_V(f)=L_W(f)-L_F(f), \qquad (2.92)$$

где $L_W(f)=10\cdot lg\frac{P(f)}{P_0}$; $L_F(f)=10\cdot lg\frac{\bar{F}^2(f)}{F_0^2}$

Уравнение (2.92) может быть использовано для практических расчётов. Из (2.91) и (2.92) получаем:

$$L_V(f) = 10 \cdot lg\,\sigma(f) + 10 \cdot lg \frac{h_V^2(f)}{h_{V_0}^2} + 10 \cdot lg \frac{\rho c \cdot S_0 V_0^2}{P_0}.$$

Так как $P_0 \approx \rho c \cdot S_0 \cdot V_0^2$, то третий член последнего уравнения равен нулю, и для передаточной функции звуковой мощности при силовом возбуждении или для величины передачи $L_V(f)$ можно записать:

$$L_V(f) = 10 \cdot lg\,\sigma(f) + 10 \cdot lg \frac{h_V^2(f)}{h_{V_0}^2} + 10 \cdot lg \frac{S}{S_0}. \qquad (2.93)$$

Таким образом, для оценки функции L_V необходимо сложить величину, характеризующее излучение $10 \cdot lg\,\sigma(f)$ и величину, описывающую вибрации корпуса машины L_h. Величина L_h называется также средней квадратичной, осреднённой по поверхности полной проводимостью.

И, наконец, если учесть коррекцию частотных свойств человеческого уха введением в уравнение (2.93) А-фильтра, то получаем

$$L_{VA}(f) = 10 \cdot lg\,\sigma(f) + L_h(f) + \Delta L_A(f), \qquad (2.94)$$

$$L_{VA}(f) = L_{WA}(f) - L_F(f). \qquad (2.95)$$

Из уравнений (2.94) и (2.95) следует, что величина корпусного шума $L_h(f)$ и А-фильтр $\Delta L_A(f)$ - определяет спектр возбуждающей силы $L_F(f)$ и спектр звуковой мощности $L_W(f)$:

$$\Delta L_W(f) = \Delta L_F(f) + \Delta L_h(f) + \Delta[10 \cdot lg\,\sigma(t)] \qquad (2.96)$$

Из уравнения (2.96) можно сделать вывод о том, что любое изменение усилия $\Delta L_F(f)$, корпусной вибрации (шума) $\Delta L_h(f)$ или излучения $\Delta[10 \cdot lg(f)]$ вызывает также соответствующее изменение звуковой мощности.

Известно, что оцениваемая по шкале А акустическая величина L_{VA} в значительной степени определятся излучаемым машинной структурой шумом. Рассмотрим характерные для объёмных насосов аксиально-плунжерного типа (АПН) характеристики L_{VA}, L_{WA}, L_F. В работе [156] представлены такие характеристики для опытного аксиально-плунжерного насоса с 9 плунжерами, показанные на рис. 2.38.

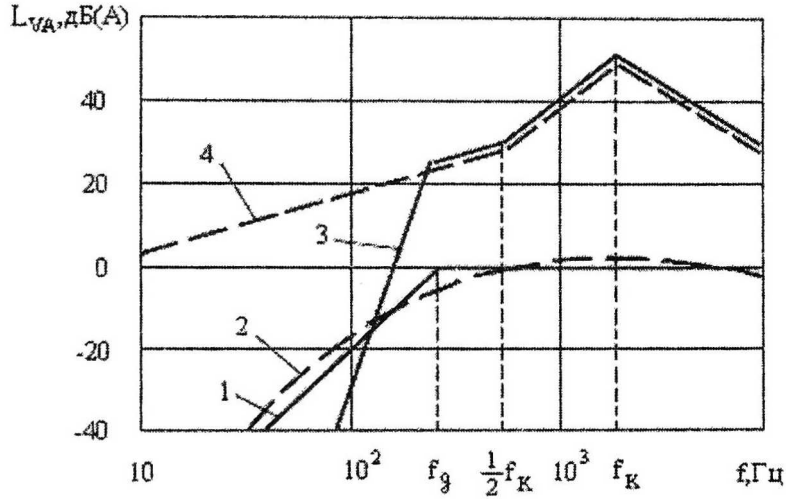


Рис. 2.38. Оценённая по величине А акустическая величина передачи АПН:

1 $10 \cdot lg\,\sigma(f)$; 2 – А-фильтр; 3 - $L_{VA}(f)$;4 - $L_h(f)$.

Из приведённых графиков видно, что величина корпусной вибрации имеет максимум при $f_K = 1514\ Гц$, соответствующей четвёртой собственной частоте шума насоса. Динамическую характеристику корпуса насоса можно определить только путём расчётов с помощью метода конечных элементов. Корпусную вибрацию можно аппроксимировать с помощью трёх прямых. При $f < \frac{f_K}{2}$ наклон кривой составляет $+20\ дБ/дек$, в то время, как выше $f = f_K$ он составляет - $30\ дБ/дек$. Третья прямая образует переход в диапазоне $f_{K/2} \le f \le f_K$. Ве-

личину излучения опытного насоса можно определить с помощью двух прямых. Выше $f = f_д = 404\ Гц$ она постоянная и составляет $0\ дБ$, ниже этого значения она уменьшается в сторону низких частот при - $40\ дБ/дек$.

Если сложить функции L_h и $10 \cdot lg\,\sigma$ и добавить поправочные величины А-фильтра, то получается приведённая и оценённая по шкале А акустическая величина передачи L_{VA}, характеристика которой в значительной степени определяется величиной вибрационной скорости корпуса насоса.

Таким образом, использование аппарата передаточных функций, обоснованность применения которого обусловлена малостью амплитуд вибраций основных деталей насоса и соответствующих им звуковых колебаний, позволят производить оценку шума возбуждаемого корпусом АПН по измеренным пульсациям давления в его рабочих камерах.

3 МЕТОДЫ И СРЕДСТВА СНИЖЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ И ШУМА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ И ГИДРОГАЗОВЫХ СИСТЕМ

3.1. СНИЖЕНИЕ ПУЛЬСАЦИОННЫХ НАГРУЗОК В ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

Вопросы снижения колебаний имеют важное значение в связи с проблемой повышения надежности и уменьшения шума, излучаемого гидравлическич систем. Многочисленными исследованиями [17, 25, 48, 145], было установлено, что пульсации давления являются главной причиной шума в гидравлике. Уровни шума, излучаемого плунжерными, шестеренными, центробежными, пластинчатыми насосами колеблются от 90 до 120 дБ, что не соответствует многим национальным и международным стандартам [23, 54].

Из теории автоматического управления известно, что повышение надежности САР на стадиях доводки и эксплуатации систем возможно за счет применения корректирующих устройств (КУ), которые обеспечивают повышение запасов устойчивости и улучшение показателей качества и точности процессов регулирования в условиях действия различных дестабилизирующих факторов.

Отличающиеся в большинстве своем конструктивной простотой и надежностью, корректирующие устройства (гасители колебаний) не требуют существенных перекомпоновок систем. При этом они обеспечивают эффективное гашение колебаний в широком частотном диапазоне. Благодаря этим свойствам гасители нашли применение в гидравлических системах самолетов ЯК-40, АН-22, ТУ-154, ИЛ-76, АН-124, АН-225, БОИНГ-727, ДС-10 [42, 153]. Установка гасителей позволила стабилизировать работу систем топливорегулирования двигателей Д18Т, НК-22, НК-25 [141, 142]. Помимо авиационных систем, гасители применяются в гидролиниях станков, испытательных стендов, сельскохозяйственных машин и других объектов, для которых характерны пульсационные процессы [39, 77].

Как было показано в предыдущих главах, снижение амплитуд пульсаций жидкости приводит и к уменьшению вибрационных нагрузок в гидромеханических системах. Поэтому важным вопросом является выбор типов и параметров гасителей колебаний рабочей среды.

Основы теории расчета корректирующих устройств были заложены в работах по шумоглушению. Наиболее полно они изложены в трудах академика Н.Н.Андреева, предложившего давшего метод расчета ячеистого глушителя как акустического фильтра. Впоследствии основные направления работ по шумоглушению были развиты применительно к проблемам подавления пульсаций рабочей среды в трубопроводных системах исследованиями Ю.Н.Гризодуба, Б.К.Шапиро, А.С.Владиславлева, В.В.Бердникова и других авторов [17, 25, 48, 145].

Наибольшее распространение в практике получили методы, базирующиеся на линейных или линеаризованных моделях периодического течения жидкости. Подобия уравнений, описывающих распространение вынужденных колебаний в трубопроводах и электрических линиях, для анализа динамических процессов в трубопроводных цепях оказалось возможным применение разработанных в электротехнике методов многополюсников. Согласно системе электрогидравлических аналогий расширительные полости и упругие перегородки рассматриваются как элементы емкостного сопротивления, зауженные участки трубопровода элементы инерционного (индуктивного) сопротивления, диссипативные элементы (дроссели, жиклеры, диафрагмы) - как активные сопротивления (резисторы). Среди многополюсников в гидродинамике наибольшее распространение получили двух и четырехполюсники. Понятие четырехполюсника удобно для обобщения характерных свойств линейных цепей, при котором полюса разделены на входную и выходную группы.

Уравнения, связывающие комплексные амплитуды давления P_i и расхода Q_i рабочей среды на входе (***i=1***) и выходе (***i=2***) гидравлического устройства, как пассивного четырехполюсника, имеют вид:

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} = \begin{Vmatrix} A(\omega)\ B(\omega) \\ C(\omega)\ D(\omega) \end{Vmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix}, \qquad (3.1)$$

где ***A(ω), B(ω), C(ω), D(ω)*** - частотнозависимые коэффициенты матрицы передачи устройства; ω - круговая частота колебаний.

Использование метода многополюсника и системы электрогидравлических аналогий позволяет не только рассчитать корректирующее устройство, но и облегчить понимание принципа действия и схемного решения гасителя.

В своей структуре КУ может содержать произвольное число реактивных и диссипативных элементов, соединенных параллельно или последовательно. Каждый элемент, в свою очередь, может быть представлен простейшим двух или четырехполюсником.

В качестве основных характеристик КУ, как пассивного четырехполюсника, приняты волновые сопротивления со стороны входа Z_{c1} и выхода Z_{c2} и коэффициент собственного затухания K_c:

$$Z_{c1} = \sqrt{\frac{A(\omega)\cdot B(\omega)}{C(\omega)\cdot D(\omega)}},$$

$$Z_{c2} = \sqrt{\frac{B(\omega)\cdot D(\omega)}{A(\omega)\cdot C(\omega)}}, \qquad (3.2)$$

$$K_c = \left|\sqrt{A(\omega)\cdot D(\omega)} + \sqrt{B(\omega)\cdot C(\omega)}\right|.$$

Для достижения наибольшей эффективности подавления колебаний волновые сопротивления гасителя со стороны входа и выхода должны максимально соответствовать динамическим характеристикам соответственно источника колебаний и защищаемой системы. Кроме того эффективность работы КУ будет тем больше, чем больше величина K_c.

Для гасителей, которые могут быть представлены как двухполюсники, используются другие характеристики. Так для гасителя, выполненного по схеме ответвленного резонатора используется комплексное сопротивление - импеданс, который в общем виде записывается:

$$Z_{o.p.} = ReZ_{o.p.}(\omega, A_G, G) + j\,Im\,Z_{o.p.}(\omega, A_G, G), \qquad (3.3)$$

где A_G, G - соответственно амплитуда колебаний и постоянная составляющая расхода.

Для КУ, выполненного по схеме параллельного резонатора используется проводимость:

$$Y_{n.p.} = ReY_{n.p.}(\omega, A_{\Delta P}, \Delta P) + j\,Im\,Y_{n.p.}(\omega, A_{\Delta P}, \Delta P), \qquad (3.4)$$

где $A_{\Delta P}$, ΔP- амплитуда и постоянная составляющая перепада давления.

В некоторых работах предложены и другие системы параметров, характеризующих ту или иную схему гасителя. Такое

многообразие характеристик существенно затрудняет выбор оптимальной структуры гасителя.

В связи с этим был предложен подход, основанный на универсальной расчетной модели КУ [29, 65, 138] (см. рис. 3.1). Эта модель позволила:

- представить схемы большинства гасителей как частные случаи обобщенной структуры;
- осуществить анализ влияния составляющих элементов и их параметров на собственные характеристики гасителей;
- провести сравнение акустических и гидравлических характеристик гасителей при фиксированных габаритах.

Классификация структур гасителей представлена на рис. 3.1. Здесь структуры разделены на 5 блоков. В блоке А приведены схемы простейших гасителей, уже рассмотренных ранее.

Динамические модели этих устройств представляются в виде двухполюсников, однако для общности последующего анализа на рисунках приведены их схемы и в виде четырехполюсников [3.7]. По аналогии с электрическими цепями, простейшими элементами, преобразующими сигналы в гидромагистралях, являются: гидродросселъ (аналог активного сопротивления), расширительная полость или упругая перегородка (аналоги электрической емкости), проточный канал зауженного по отношению к основной магистрали сечения (аналог индуктивности). Эффект от их действия реализуется за счет диссипации (гидродроссель) или перераспределения (расширительная полость, проточный канал) энергии колебательного потока.

Для достижения большей эффективности гашения колебаний применяют двухэлементные гасители в виде:

- последовательного резонансного контура, размещаемого в ответвлении по отношению к основной магистрали (3.1.А2);
- параллельного резонансного контура, устанавливаемого непосредственно на пути распространения колебаний в основной магистрали (3.1.А4);
- RL-фильтра, размещаемого также в основной магистрали (3.1.А3).

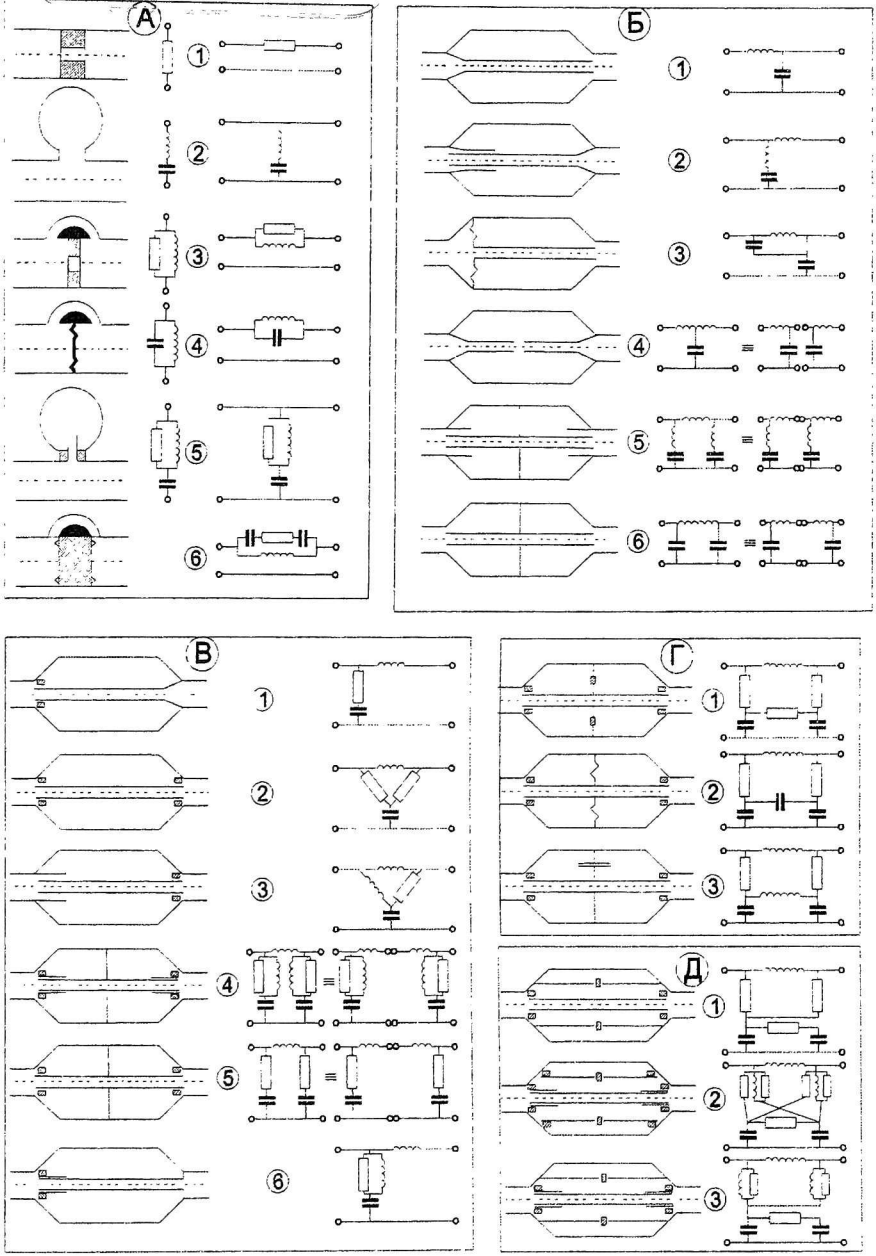


Рис. 3.1. Классификация структур гасителей.

Введением в структуры А2....А4 дополнительных активных и реактивных элементов достигается изменение вида их частотных характеристик. Так, шунтирование соединительного ка-

нала последовательного резонансного контура (см рис. 3.1.А5). приводит к более медленному нарастанию сопротивления гасителя в зарезонансной области и более благоприятным фазовым характеристикам, что позволяет расширить полосу эффективного сглаживания колебаний или уменьшить габариты устройства. Этой же цели служит замена упругой мембраны в параллельном резонаторе на упругодемпфирующую вставку (рис. 3.1.А6) [3], состоящую из элементов активного и емкостного сопротивлений. Важно отметить, что все представленные схемы едины в принципах структурной реализации, так как содержат элементы либо в параллельных, либо в последовательных плечах. Это позволяет обобщить структуры гасителей блока А в структуре, изображенной на рис. 3.2. В приведенной схеме элемент X образован совокупностью элементов X_i ,каждый из которых в свою очередь может быть образован такой же совокупностью элементов, как и элемент X. Следовательно, используя преобразование, представленное на рис. 3.2, каждый элемент X можно представить сколь угодно сложной расчетной схемой устройств приведенных в блоке А. Переход от обобщенной структуры к конкретному устройству осуществляется присвоением элементам X_i соответствующих значений.

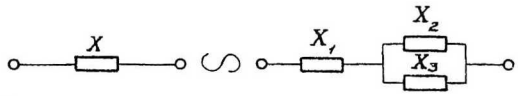


Рис. 3.2. Обобщенная структура гасителей блока А.

Так для схемы на рис. 3.1.А1: $X_1 = R, X_2 = 0, X_3 = 0$.

Для схемы на рис. 3.1.А4: $X_1 = 0,\ X_2 = j\frac{1}{\omega C}$, $X_3 = j\omega L$.

В отдельный класс можно выделить гасители, принцип действия которых аналогичен принципу действия электрических фильтров нижних частот [22, 28]. В структуре этих устройств реактивные элементы содержатся как в последовательных, так и в параллельных плечах. Причем для реализации полосы пропускания от 0 до $f_{пр}$ и соответственно полосы непропускания на частотах выше $f_{пр}$ в последовательном плече гасителей должен быть элемент индуктивного сопротивления, реализуемый в виде трубопровода зауженного сечения, а в параллельном плече - элемент емкостного сопротивления, реализуемый расширительной полостью. Физическое действие гасителей объясняется тем, что на низких частотах индуктивные сопротивления малы, а ем-

костные велики. На высоких частотах имеет место обратное явление - индуктивные сопротивления велики а емкостные малы. Поэтому на нижних частотах колебания расхода и давления проходят через проточный трубопровод в нагрузку, лишь в малой степени ответвляясь в емкость. В области же верхних частот индуктивность представляет большое сопротивление и колебательная энергия замыкается в основном на расширительной полости, представляющей для нее малое сопротивление. Таким образом, достигается изоляция колебательной энергии от нагрузки, расположенной за гасителем. По структуре эти устройства представляют собой Г,П и Т-образные реактивные четырехполюсники (рис. 3.1.Б1....6). Число звеньев в таких устройствах может быть самым разнообразным, причем "наращивание" схем производится каскадным соединением простейших структур (рис. 3.1.Б.4,5,6) [146]. Однако любая из этих схем может быть получена из Т-образной мостиковой структуры, приведенной на рис. 3.3 в качестве обобщенной для гасителей данного класса. Как и для гасителей блока А переход к конкретным схемам от обобщенной структуры осуществляется назначением параметров X_i.

Гасители в блоке В образованы комбинацией структур гасителей блоков А и Б таким образом, что в ветви четырехполюсников Б включаются элементы гасителей блока А, представляемые двухполюсниками. Причем наличие диссипативных элементов к структурах позволяет достигать активного, а следовательно, независимого от частоты колебаний волнового сопротивления со стороны входа и выхода. Так структура, изображенная на рис. 3.1.В2, обладает независимыми от частоты колебаний волновыми сопротивлениями Z_{c1} и Z_{c2} при соблюдении условия активности:

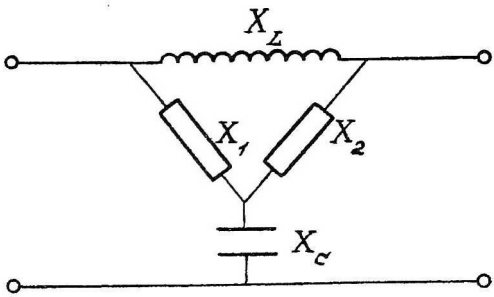


Рис. 3.3. Обобщенная структура гасителей блоков А, Б, В.

$$R_1 = R_2 = \sqrt{L/C}, \qquad (3.5)$$

где R_1, R_2 гидравлические сопротивления, установленные на входе и выходе: L - инерционность центрального канала уст-

ройства; **C** - упругость расширительной полости. Структуры гасителей этого блока, как и гасителей блока Б, представляются обобщенной схемой, рис. 3.3, в которой параметры элементов X_i определяются элементами **X** в схеме рис. 3.2.

Принимая в качестве метода расчета и исследования многополюсниковых структур традиционный матричный метод, для обобщенной структуры рис. 3.3 получим расчетную модель, приведенную на рис. 3.4. Модель составлена из цепочных матриц простейших четырехполюсников, каскадно и параллельно соединенных между собой. $A(\omega)$, $B(\omega)$, $C(\omega)$, $D(\omega)$ на рис.3.4 - частотнозависимые коэффициенты матрицы передачи.

Важно отметить, что данная модель применима для гасителей всех трех рассмотренных классов (см. рис. 3.5).

Развитием структур блока В получены схемы, представленные в блоке Г Их особенностью является наличие двух и более шунтированных между собой полостей, которые образуются в результате продольного развития конструкций.

Такое "наращивание" структур позволяет резко увеличить

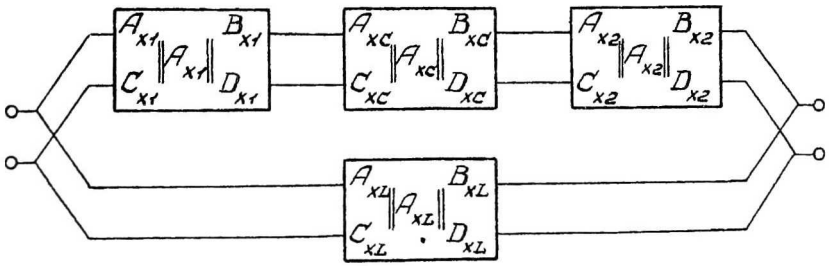


Рис. 3.4. Универсальная расчетная модель гасителей колебаний.

эффективность действия устройств, вследствие того, что коэффициент затухания у таких схем имеет степенную зависимость. Шунтирование параллельных плеч этих структур одно-, двух- или трехэлементными двухполюсниками, обобщенными в структуре рис. 3.2, позволяет изменить вид частотных характеристик устройств в зависимости от решаемой задачи.

Так, введение в структуру устройства упругой разделительной мембраны увеличивает эффективность гашения низкочастотных колебаний (см. рис. 3.1.Г2). Это объясняется интенсивной "перекачкой" колебательной энергии от упругой мембраны в области частот, близких к ее собственной частоте колебаний. В высокочастотном диапазоне влияние податливости мембраны ослабевает и она выполняет роль разделительной перегородки, как в структурах 3.1.Б6 и 3.1.В5. Таким образом в структуре 3.1.Г2 как бы синтезированы свойства параллельного резонансного контура (класс А) и акустических устройств с реактивными (класс Б) или диссипативными (класс В) элементами. Комбинацией разных шунтирующих сопротивлений могут достигаться и другие специфические свойства гасителей. Обобщенная структура гасителей блока **Г** представлена на рис. 3.6.

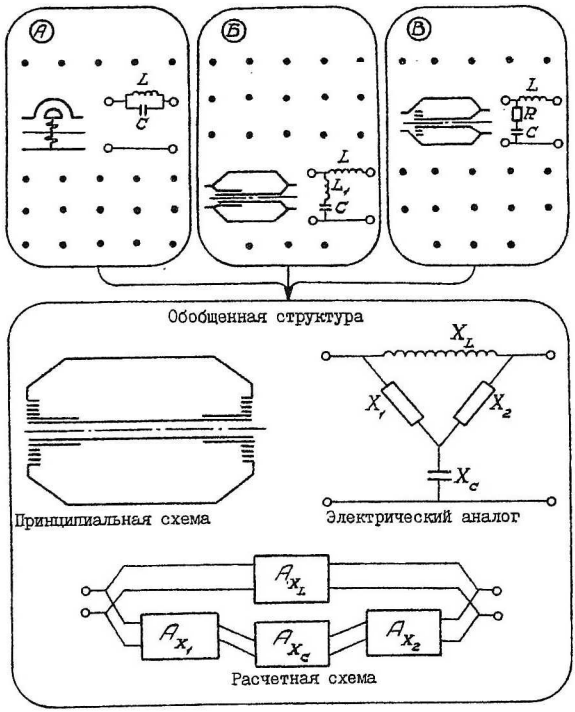


Рис. 3.5. Принципиальная, электрическая и расчетная схемы гасителей блоков А, Б, В.

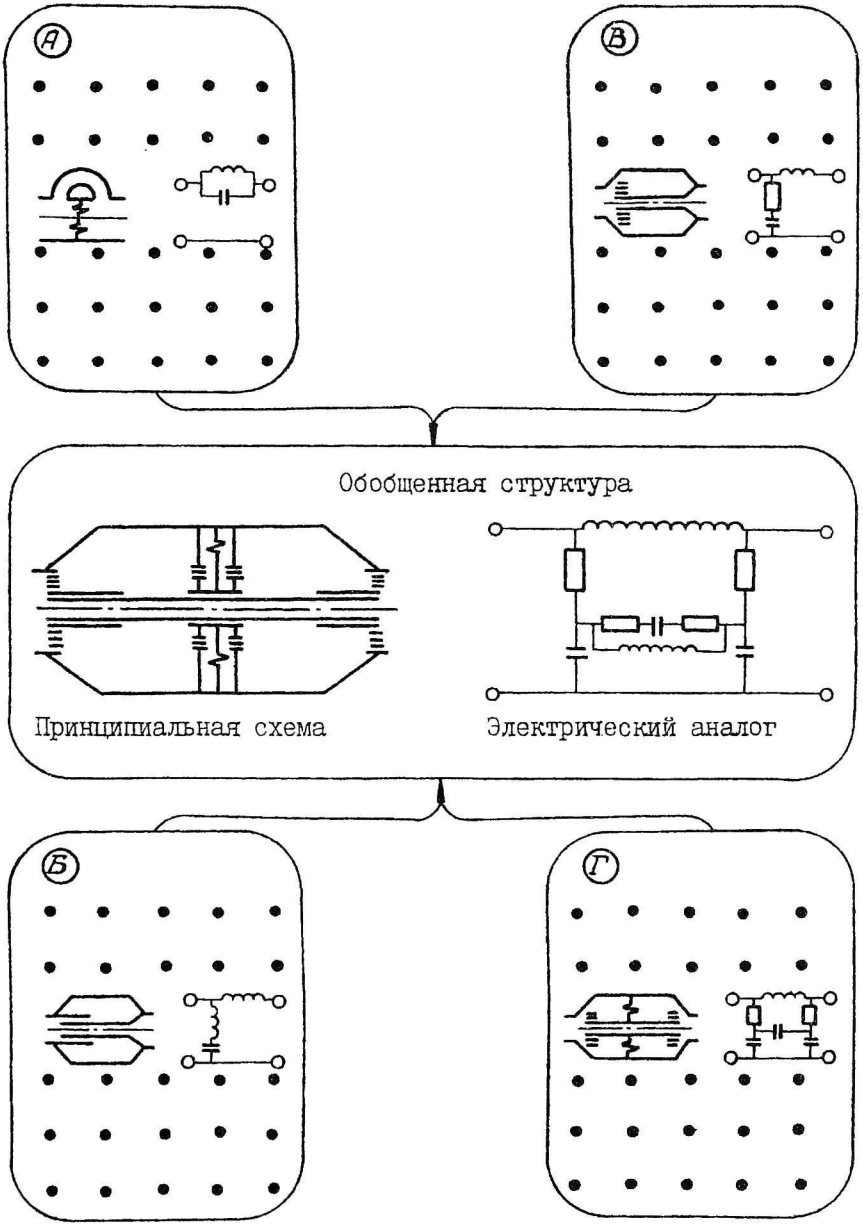


Рис. 3.6. Обобщенная структура гасителей блоков А, Б, В, Г.

Нетрудно видеть, что данная структура охватывает и гасители блоков А, Б, В, являясь, таким образом, обобщенной для гасителей всех 4-х типов. Однако, вследствие разветвленности структуры, ее расчетную модель нельзя представить комбинацией матриц передачи простейших четырехполюсников. Поэтому, воспользовавшись методом эквивалентных преобразований сопротивлений, трансформируем обобщенную структуру рис. 3.6 до структуры простейшего уровня. При этом должно выполняться известное условие: схема или какая-либо ее часть заменяется другой без изменения токов (расходов) и напряжений (давлений) в непреобразованных участках. В данном случае, проводя преобразование из треугольника в трехлучевую звезду (см. рис. 3.7), получаем уже известную Т-образную мостиковую структуру.

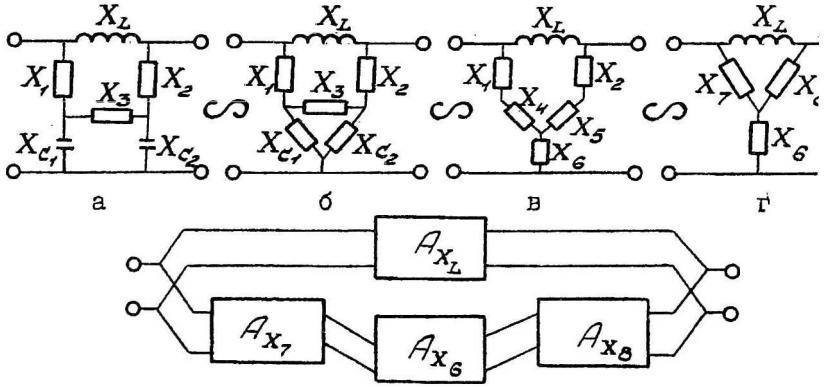


Рис. 3.7. Схема преобразований обобщенной структуры гасителей блоков А, Б, В.

Величины преобразованных сопротивлений определяются по формулам:

$$X_6=\frac{X_{c1}X_{c2}}{X_{c1}+X_3+X_{c2}},$$

$$X_7=\frac{X_{c1}(X_1+X_3)+X_1(X_2+X_3)}{X_{c1}+X_3+X_{c2}}, \qquad (3.6)$$

$$X_8=\frac{X_{c2}(X_2+X_3)+X_2(X_{c1}+X_3)}{X_{c1}+X_3+X_{c2}},$$

где X_i - комплексные сопротивления элементов структуры. Очевидно, что в качестве расчетной модели может использоваться модель рис. 3.4, где значения комплексных сопротивлений X_i и коэффициентов передачи $A(\omega)$, $B(\omega)$, $C(\omega)$, $D(\omega)$ получены в соответствии с формулами (3.6).

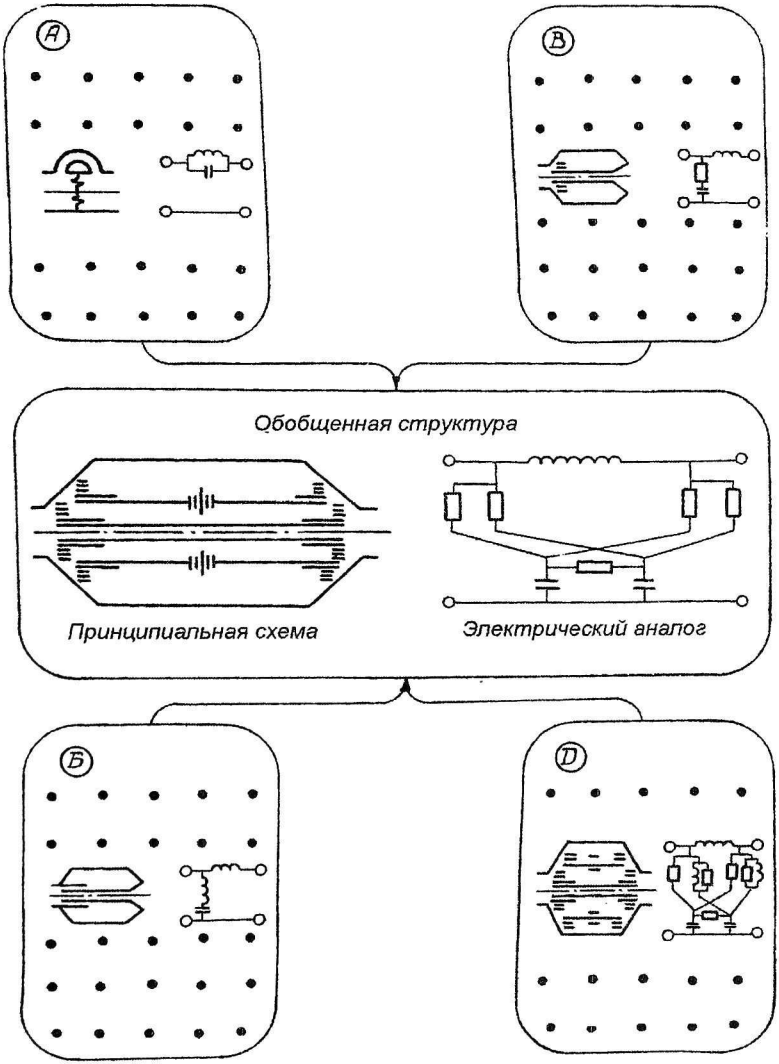


Рис. 3.8. Обобщенная структура гасителей блоков А,Б,В,Д.

В отдельный класс можно выделить устройства, изображенные в блоке Д. Их структуры можно представить как Т-образный или Т-образно-мостиковый четырехполюсники с несколькими параллельными плечами, шунтированными между собой. Причем в отличие от гасителей блока Г организация нескольких полостей осуществляется в результате «поперечного» развития конструкций при неизменных продольных размерах. Это обстоятельство имеет важное значение для обеспечения условия сосредоточенности параметров. Как и у устройств класса Г комбинацией шунтирующих сопротивлений достигается повышение эффективности гашения в различных частотных диапазонах. Обобщенная структура гасителей блока Д, приведенная на рис. 3.8, охватывает и гасители блоков А, Б, В. Ее расчетную модель, по аналогии с гасителями класса Г, можно получить с использованием метода эквивалентных преобразований сопротивлений.

Преобразование N-угольника в N-лучевую звезду, приводит к обобщенной структуре всех пяти блоков (см. рис. 3.9), и последующее преобразование этой структуры к виду 3.4.

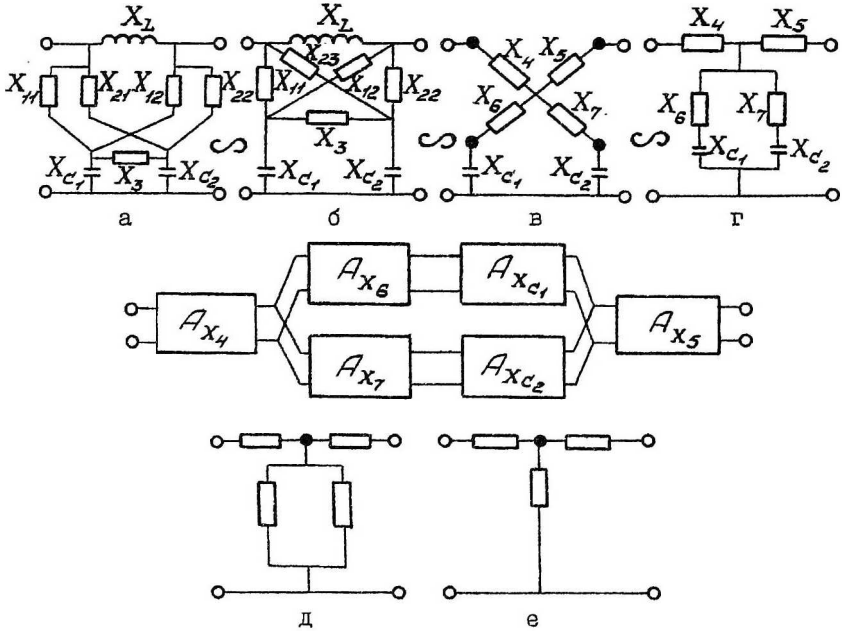


Рис. 3.9. Схема преобразований обобщенной структуры гасителей блоков А, Б, В и Д.

Таким образом, как и для рассмотренных ранее обобщенных структур в качестве расчетной модели может использоваться модель рис. 3.4, в которой значение сопротивлений X_i и коэффициентов $A(\omega)$, $B(\omega)$, $C(\omega)$, $D(\omega)$ получены в соответствии с формулами эквивалентных преобразований. Отсюда очевидно, что расчетная модель рис. 3.4. является универсальной для обобщенных структур рис. 3.2, 3.3, 3.6, 3.8. Использование ее в сочетании с формулами приведения обеспечивает расчет гасителей всех выделенных классов. При этом для каждой конкретной задачи могут быть задействованы та или иная обобщенные структуры, отличающиеся уровнем детализации элементов. Простота реализации стандартных преобразований, например на ЭВМ обеспечивает, в отличие синтез-метода, возможность автоматизации процесса выбора схемы гасителя.

Рассмотренные обобщенные структуры вносят единообразие в расчетные модели гасителей различных типов, а также позволяют сравнить их акустические характеристики и габариты. В конечном счете это позволяет оценить эффективность действия гасителей и выбрать из большого числа схем оптимальную. Рассмотрим алгоритм выбора оптимальной схемы, разработанной с использованием обобщенных структур.

Исходными данными на этом этапе являются сведения о динамических характеристиках системы, в которую будет установлен гаситель, и соотношения связывающие эффективность действия устройства с его акустическими характеристиками и характеристиками системы. Динамические характеристики системы определяются предварительным расчетом или экспериментально. В качестве акустических характеристик гасителей различных типов могут использоваться проводимость $Y_г$, импеданс $Z_г$, волновые сопротивления со стороны входа Z_{c1} и выхода Z_{c2} и коэффициент собственного затухания K_c. Однако, несмотря на их различие, все характеристики гасителя, как линейного пассивного четырехполюсника, в общем случае определяются коэффициентами матрицы передачи, $A(\omega)$, $B(\omega)$, $C(\omega)$, $D(\omega)$. Связь между элементами матриц передачи $[A]$, сопротивлений $[Z]$ и проводимостей $[Y]$ осуществляется на основе соотношений классической теории многополюсников [117]:

$$[A]=\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} \frac{Z_{11}}{Z_{21}} & \frac{|Z|}{Z_{21}} \\ \frac{1}{Z_{21}} & \frac{Z_{22}}{Z_{21}} \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} \frac{Y_{22}}{Y_{21}} & \frac{1}{Y_{21}} \\ \frac{|Y|}{Y_{21}} & \frac{Y_{11}}{Y_{21}} \end{bmatrix}, \quad (3.7)$$

где Y_{11}, Y_{21}, Y_{22}, Y_{12} - коэффициенты матрицы проводимостей; Z_{11}, Z_{21}, Z_{22}, Z_{12}, - коэффициенты матрицы сопротивлений; $|Y| = Y_{11} Y_{22} - Y_{12} Y_{21}$; $|Z| = Z_{11} Z_{22} - Z_{12} Z_{21}$.

В связи с этим расчетная модель рис. 3.4, составленная комбинацией матриц передачи, может быть использована для расчета любых акустических характеристик гасителя. Так, проводимость параллельного резонансного контура **Упр** (см. рис.3.1.А4) связана с матрицей передачи соотношением:

$$[A]=\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ Y_{np} & 1 \end{bmatrix}, \quad (3.8)$$

а комплексное сопротивление последовательного резонансного контура Z_{op} (см. рис. 3.1.А2) выражением:

$$[A]=\begin{bmatrix} 1 & Z_{op} \\ 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (3.9)$$

Гасители блоков Б, В, Г, Д, как правило, определяются комплексом характеристик K_c, Z_{c1}, Z_{c2}, связанными с коэффициентами матрицы передачи формулами (3.2).

Таким образом, представленная расчетная модель через матрицы передачи элементов гасителей позволяет оперировать акустическими характеристиками любого вида. Этот вывод позволяет говорить и о свободе выбора уравнений связи между критериями эффективности и акустическими характеристиками. Действительно, в зависимости от типа используемых акустических характеристик могут применяться различные уравнения связи. Например, эти уравнения для коэффициента вносимого затухания $K_{вн}$ в случаях использования проводимости $Y_г$, импеданса $Z_г$, или комплекса параметров K_c, Z_{c1}, Z_{c2}, имеют соответственно вид:

$$K_{вн}=\left|1+\frac{1}{Z_2(Y_1+Y_2)}\right|, \qquad 3.10)$$

$$K_{вн}=\left|1+\frac{1}{Y_2(Z_1+Z_2)}\right|, \qquad 3.11)$$

$$K_{вн}=\frac{K_c}{K_{стр}}\left|\sqrt{\frac{Z_в}{Z_{c1}}}\right|\left|\frac{Z_1+Z_{c1}}{Z_1+Z_в}\right|\left|\sqrt{\frac{Z_в}{Z_{c2}}}\right|\left|\frac{Z_2+Z_{c2}}{Z_2+Z_в}\right|\times$$

$$\times\frac{\left|1-\frac{e^{-j2\varphi_2}}{K_c^2}\left(\frac{Z_1-Z_{c1}}{Z_1+Z_{c1}}\right)\left(\frac{Z_2-Z_{c2}}{Z_2+Z_{c2}}\right)\right|}{\left|1-\frac{e^{-j2\varphi_{тр}}}{K_{стр}^2}\left(\frac{Z_1-Z_в}{Z_1+Z_в}\right)\left(\frac{Z_2-Z_в}{Z_2+Z_в}\right)\right|}, \qquad (3.12)$$

где Z_1, Z_2, Y_1, Y_2 - входные импедансы и проводимости частей системы, расположенных до и после гасителя; $Z_г$, $Y_г$ импеданс и проводимость гасителя; $Z_в$, $K_{с.тр}$ - волновое сопротивление и коэффициент затухания удаляемого отрезка трубопровода; $\varphi_2, \varphi_{тр}$ - характеристические фазовые сдвиги гасителя и удаляемого отрезка трубопровода [41].

Рассмотрим процесс выбора схемы устройства при использовании в качестве акустических характеристик комплекса параметров K_c, Z_{c1}, Z_{c2} и уравнения связи (3.12). Необходимо также отметить, что методика выбора схемы гасителя может варьироваться в зависимости от выбранной стратегии проектирования, что будет показано ниже. Поэтому для определенности рассмотрим вариант расчета на заданную эффективность.

Анализ зависимости (3.12) показывает, что искомой схемой устройства будет такая, которая при прочих равных условиях позволяет обеспечить выполнение соотношения:

$$[K_{вн}] \geq [K_{вн.тр}], \qquad (3.13)$$

где $[K_{вн.тр}]$ - требуемое значение коэффициента $K_{вн}$. При этом любая схема устройства будет однозначно определена, если известен комплекс характеристик K_c, Z_{c1}, Z_{c2}. Поэтому решение сводится к определению значений K_c, Z_{c1}, Z_{c2}, при которых выполняется соотношение (3.13). Суть решения базируется на использовании обобщенной структуры и банка данных. В банке

данных формируется информация о характеристиках K_c, Z_{c1}, Z_{c2}, предварительно рассчитанных для различных схем гасителей. На основании этих данных и сведений о характеристиках системы определяется устройство, которое удовлетворяет требованиям (3.13) при минимальных габаритах. Принцип выбора схемы устройства с минимальными габаритами в процедуре сравнения осуществляется, исходя из следующей концепции. Волновые сопротивления Z_{c1}, Z_{c2} и коэффициент затухания K_c при фиксированных габаритах гасителя определены для каждой схемы однозначно. В качестве параметра, характеризующего габариты гасителя, принята величина ϖ, определяемая выражением:

$$\varpi=\omega\sqrt{LC_{np}}, \qquad (3.14)$$

где L - инерционность проточного канала гасителя; $C_{пр}$ - приведенная упругость расширительной полости. Действительно, величина ϖ при фиксированной частоте характеризует соотношение между геометрическими размерами расширительной полости и проточного канала, т.е. габариты гасителя. Из соотношения (3.14) видно, что минимальными габаритами будет обладать устройство, удовлетворяющее требованию (3.13) при минимальной величине $\overline{\varpi}$. Поэтому процедура сравнения схем начинается с $\overline{\varpi} = \overline{\varpi}_{min\,0}$. Значения K_c, Z_{c1}, Z_{c2}, рассчитанные при $\overline{\varpi}_{min\,0}$ для каждой схемы, подставляются в уравнение (3.12), а затем критерий эффективности ($K_{вн}$) проверяется по условию (3.13). Если среди рассмотренных схем находится структура, удовлетворяющая соотношению (3.13) при $\overline{\varpi}_{min\,0}$, то схема проверяется во всём рабочем диапазоне $\overline{\omega}_{min\,0}$ $[\overline{\omega}_{min\,0}\ \overline{\omega}_{max}=\overline{\omega}_{max}\dfrac{\overline{\omega}_{min0}}{\overline{\omega}_{min}}]$. Если нет, то процедура сравнения повторяется при новом значении $\overline{\omega}_{min\,1} = \overline{\omega}_{min\,0} + \Delta\varpi$, где $\Delta\overline{\omega}$ - шаг изменения $\overline{\omega}$

Изложенный алгоритм предполагает наличие информации о динамических характеристиках защищаемой гидравлической системы. Однако в практике расчета и проектирования гасителей нередки случаи, когда сведения о динамических характеристиках источника и нагрузки отсутствуют. Подходы к решению

таких задач выработаны в работах [110, 145]. Суть их заключается в использовании гасителей эффективность которых слабо зависит от характеристик системы.

Остановимся на этих вопросах с целью корректировки и развития алгоритма выбора оптимальной схемы гасителя. При этом рассмотрим два варианта решения задачи, применение которых зависит от места установки гасителя в системе.

Гаситель установлен в произвольном сечении трубопроводной линии

Известно [145], что универсальным средством снижения пульсационной напряженности в системах с произвольными характеристиками и местом установки является гаситель (см. рис. 3.1.В2) с постоянными активными сопротивлениями (ПАС), обладающий независимыми от частоты колебаний волновыми сопротивлениями со стороны входа Z_{c1} и выхода Z_{c2} [3.14]. Взаимосвязь его относительных параметров определяется уравнением (3.5), а величины волновых сопротивлений удовлетворяют условиям:

$$Z_{c1} = Z_в , \qquad (3.15)$$

$$Z_{c2} = Z_в , \qquad (3.16)$$

где $Z_в$ - волновое сопротивление трубопроводной линии, в которую установлен гаситель. Анализ уравнения связи (3.12) при выполнении условий (3.15), (3.16) показывает, что коэффициент вносимого затухания $K_{вн}$ зависит только от собственного затухания гасителя и может быть представлен неравенством :

$$K_{вн} \geq \frac{K_c}{2}. \qquad (3.17)$$

Это означает, что такой гаситель снижает пульсационный уровень в любой системе. Однако величина его коэффициента затухания невелика, что в некоторых случаях не позволяет полностью решить задачу подавления высокоамплитудных колебаний.

Поиск более эффективных структур, обладающих активным или близких к активным волновым сопротивлениям, показал, что больших значений Kc можно достичь за счет применения многозвенных гасителей. На рис. 3.10 приведены принципиальные гидравлические схемы, электрические аналоги и характеристика одно, двух и трехзвенных гасителей, реализую

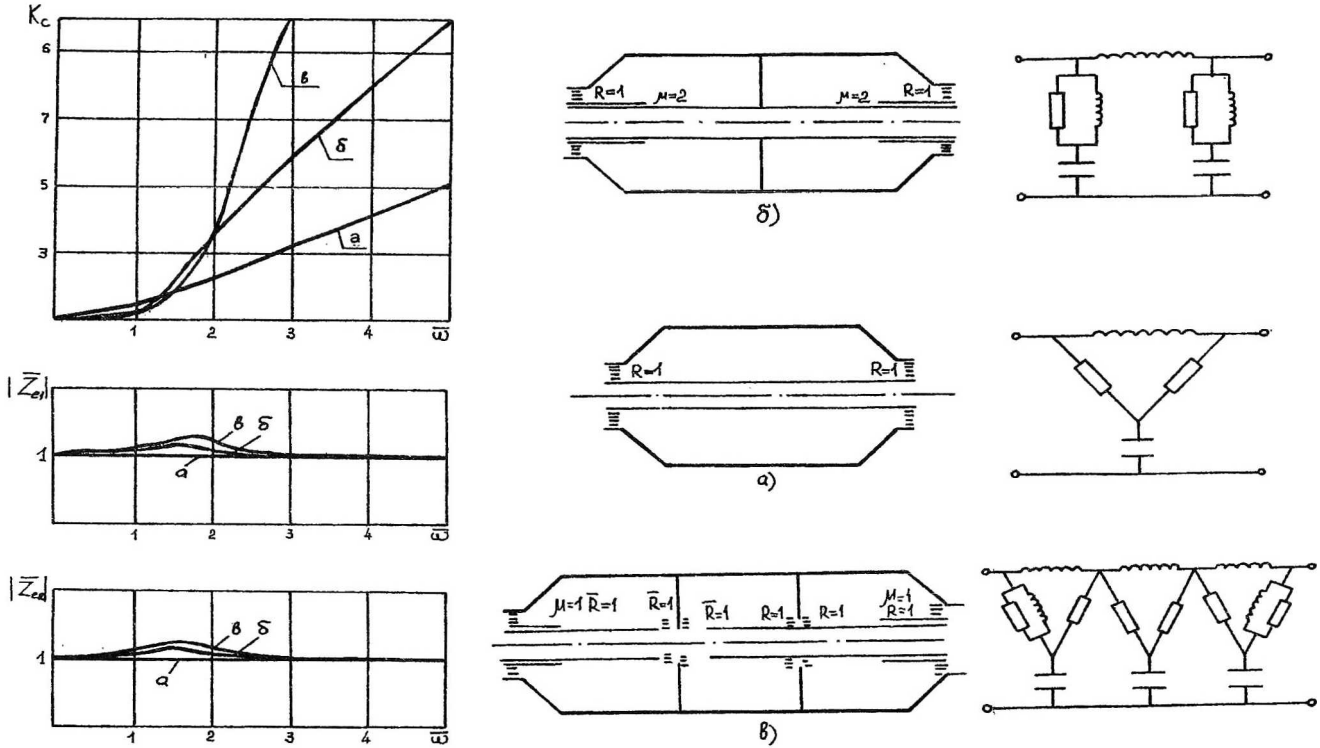


Рис. 3.10. Принципиальные гидравлические схемы, электрические аналоги и частотные характеристики коэффициента затухания, волновых сопротивлений для однозвенной (а), двухзвенной (б) и трехзвенной (в) структур гасителей.

щих активные сопротивления. Волновые сопротивления многозвенных гасителей имеют лишь незначительные отклонения от активного характера, поэтому для сравнительного анализа рассмотрим частотные зависимости коэффициента затухания.

Из графиков видно, что каждая схема обладает предпочтением по K_c в определенном диапазоне относительных частот. В диапазоне $0,1 < \overline{\omega} < 1,3$ наибольшим K_c обладает однозвенный гаситель ПАС. При $1,3 < \overline{\omega} < 2$ предпочтительной является двухзвенная структура, на частотах $\overline{\omega} > 2$ - трехзвенная.

Таким образом, выбор оптимальной структуры гасителя в условиях произвольных характеристик и места размещения сопряжен с поиском схемы, обеспечивающей наибольший коэффициент затухания в диапазоне рабочих (для конкретной задачи) ϖ. Отметим, что речь идет лишь об устройствах, обладающих активными (или близкими к этому) и независящими от частоты колебаний волновыми сопротивлениями.

Гаситель установлен у источника колебаний

При установке гасителя у источника колебаний его волновое сопротивление со стороны входа должно быть одного характера с импедансом источника. Волновое сопротивление со стороны выхода при этом должно удовлетворять условию (3.16). Определим характер волнового сопротивления Z_{c1}, необходимый для эффективной работы устройства. Для этого выделим наиболее общие закономерности изменения импедансных характеристик насосов различных типов.

Анализ конструкции показывает, что во всех приведенных конструкциях имеются отводящие и подводящие каналы, гидравлические полости, образующие в совокупности акустические контуры различной сложности. Из электротехники известно , что любой LC-контур имеет тенденцию к изменению характера импеданса с емкостного на индуктивный. Это подтверждается и данными экспериментальных исследований. В зависимости от диапазона рабочих частот, устройства качающего узла импедансные характеристики отличаются количеством точек перегиба.

Таким образом, при выборе схемы гасителя для его размещения у источника необходимо анализировать структуры, имеющие возрастающий характер $Im\,\overline{Z}_{c1}$ и соответственно

переменный (с емкостного на индуктивный) характер модуля волнового сопротивления ($|\overline{Z}_{c1}|$). Волновое сопротивление со стороны выхода $|\overline{Z}_{c2}|$, как ранее отмечалось, должно иметь активный или близкий к активному характер, где $|\overline{Z}_{c1}| = \frac{Z_{c1}}{Z_в}$, $|\overline{Z}_{c2}| = \frac{Z_{c2}}{Z_в}$.

На рис. 3.11 представлены принципиальные схемы, электрические аналоги и характеристики гасителей, удовлетворяющие этим требованиям. "Оптимальность" структуры при конкретном варианте использования можно оценить по величине коэффициента затухания в диапазоне рабочих $\overline{\omega}$. Так при $\overline{\omega}$ <1,5 среди приведенных схем наиболее предпочтительна структура рис. 3.11б. При частотах 1,5 < $\overline{\omega}$ < 2 наибольших K_c позволяет достичь схема рис. 3.11а. Трехзвенная структура рис. 3.11в наиболее эффективна на частотах $\overline{\omega}$ > 2.

Таким образом, в условиях произвольных характеристик системы выбор оптимальной схемы гасителя можно производить следующим образом. В банке данных сформировать блоки собственных характеристик структур типа рис. 3.10 и типа рис. 3.11. В зависимости от предполагаемого места установки гасителя определить тип рассматриваемых структур. Затем среди них выбрать оптимальную по величине коэффициента затухания K_c в диапазоне рабочих частот $\overline{\omega}$.

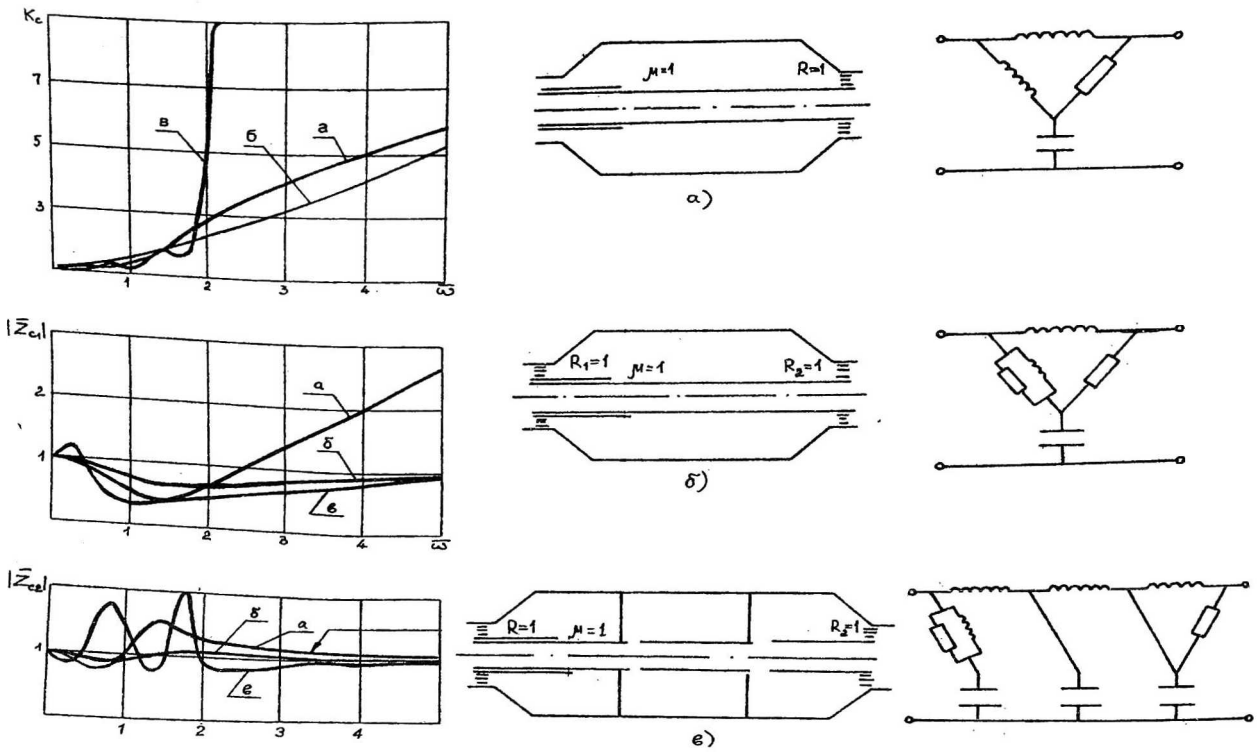


Рис. 3.11. Принципиальные гидравлические схемы, электрические аналоги и частотные характеристики коэффициента затухания, волновых сопротивлений для однозвенной (а) и (б) и трехзвенной (в) структур гасителей.

3.2 ГАСИТЕЛИ ВИБРАЦИИ

Рассмотренные методы и средства снижения виброакустических нагрузок в гидромеханических системах основаны на снижении пульсаций рабочей среды. Однако в ряде случаев требуется воздействие непосредственно на механические элементы с тем, чтобы уменьшить вибрационные нагрузки и обеспечить требуемое демпфирование механических колебаний. Как уже отмечалось, решению этой проблемы посвящено большое количество исследований [135, 139, 137, 138]. В этих работах отмечается, что демпфирование относится к методам принудительного гашения колебаний системы. В основе его лежит рассеяние колебательной энергии путем преодоления сил неупругого сопротивления, называемых диссипативными.

В реальных колебательных системах диссипативные силы всегда имеют место, и их наличие обеспечивает затухание колебаний. Естественную диссипацию энергии определяет внутреннее трение материалов, а также трение между деталями сочленений, деталей об окружающую рабочую среду, например, жидкость, воздух.

В системах виброзащиты диссипацию преднамеренно увеличивают введением в конструкцию машин специальных демпфирующих устройств - демпферов, катарактов. Демпфер как устройство для успокоения или предотвращения колебаний выполняется, как правило, из упругих материалов с большим внутренним трением. Катаракт, напротив, не имеет упругих частей - механическая энергия в нем не аккумулируется, а преобразуется в тепловую, рассеиваемую в окружающую среду.

Динамическое гашение колебаний заключается в присоединении к объекту виброзащиты дополнительных устройств, изменяющих характеристики колебательной системы. Известны два принципа динамического гашения. Первый основан на перераспределении колебательной энергии от объекта к гасителю, второй - на увеличении рассеяния, диссипации энергии колебаний.

В первом случае для подавления моногармонических или узкополосных случайных колебаний используются инерционные динамические гасители, которыми отстраивают упругоинерционные свойства системы (устройства преобразования поступательного движения колеблющегося элемента в другие формы движения, например, во вращательное, и пр.).

В случае широкополосной вибрации более эффективны динамические гасители диссипативного типа, вводимые в колебательную систему в виде дополнительных демпфирующих элементов, называемых поглотителями колебаний.

Использование в поглотителях колебаний в качестве демпфирующего материала МР [29] диктуется рядом его уникальных свойств. Во-первых, материал МР по своей физической сущности является естественным гасителем колебаний проходящей через него среды, ибо он состоит из множества связанных между собой хаотично расположенных пор и капилляров, сглаживающих забросы давления среды. Во-вторых, в силу его упругости детали из материала МР при забросе давления проходящей через него среды испытывают дополнительную осевую деформацию. Следствием этого является осевое сжатие таких деталей с соответствующим уменьшением площади проходных сечений капилляров и пор, причем указанное сжатие сопровождается увеличением площади касания трущихся проволочек в материале МР. Как уменьшение площади проходных сечений капилляров и пор, так и увеличение сил трения между проволочками материала МР увеличивает интенсивность диссипативных процессов в упруго-демпфирующем элементе (УДЭ) по мере роста динамических нагрузок в средствах виброзащиты. Известно использование материалов капиллярно-пористой структуры, в первую очередь материала МР, в качестве упругих бандажей нагруженных давлением ёмкостей, тонкостенных труб с демпфирующими оболочками из материала МР и сильфонной силовой арматуры с жесткими требованиями к массогабаритным характеристикам.

Распространенным и эффективным способом вибрационной защиты является виброизоляция. Её сущность состоит в уменьшении передачи вибрации от источника возбуждения к защищаемому объекту при помощи устройств, помещаемых между ними.

Как известно, любая система виброизоляции включает в себя три основных элемента: источник вибрации, защищаемый от вибрации объект и средство виброизоляции (виброизолятор). В зависимости от соотношения масс источника и защищаемого объекта, а также характера приложения внешних возмущающих сил система может иметь динамическое (силовое) или кинематическое возбуждение. Средство виброизоляции является важнейшей частью системы. Его назначение состоит в создании та-

кого режима движения, инициируемого заданными возмущениями, при котором реализуется цель защиты объекта.

Выпускаемые отечественной промышленностью типы виброизоляторов характеризуются различным конструктивным исполнением с различными частотными характеристиками.

Наибольшее распространение получили резино-металлические виброизоляторы и виброизоляторы, основным элементом которых являются одно- или многовитковые цилиндрические или конические пружины [16, 47, 80, 137]. Резино-металлические конструкции виброизоляторов встречаются в чисто сборном, сборно-сварном и сварном исполнениях. Обычно чисто сборные конструкции - нестандартные, изготовленные персоналом, обслуживающим эксплуатируемый технический объект. Такие сборные виброизоляторы не рекомендуется широко применять главным образом в связи с непостоянством и неопределенностью упругих характеристик виброизолятора (влияние качества сборки, нарушение упругих характеристик во время эксплуатации).

Весьма широкое применение в отечественной и зарубежной практике нашли резино-металлические, или, как их еще называют, резино-сварные виброизоляторы, у которых упругий резиновый массив привулканизирован к металлической арматуре.

На рис. 3.12 представлены некоторые конструкции двухпластинчатых резино-сварных виброизоляторов без страховки. Отсутствие страховки означает, что при нарушении связи упругого элемента с одной или обеими пластинками устройства виброизолированный механизм полностью отсоединяется от основания. С целью страховки виброизолированного механизма от недопустимого смещения можно использовать упругие резино-металлические сварные упоры и ограничители.

Виброизоляторы со страховкой лишены упомянутого недостатка в связи с наличием дополнительных ограничивающих деталей, ввулканизированных в резиновый упругий массив. Характерные конструкции такого исполнения приведены на рис.3.13. особенность козырькового виброизолятора (см. рис.3.13, б) состоит в том, что его наружная скоба имеет специальные боковые козырьки, способствующие повышению прочности виброизолятора. Одновременно при этом возрастает статическая и динамическая жесткости того же самого виброизолятора и увеличивается нелинейность его характеристики. Наличие

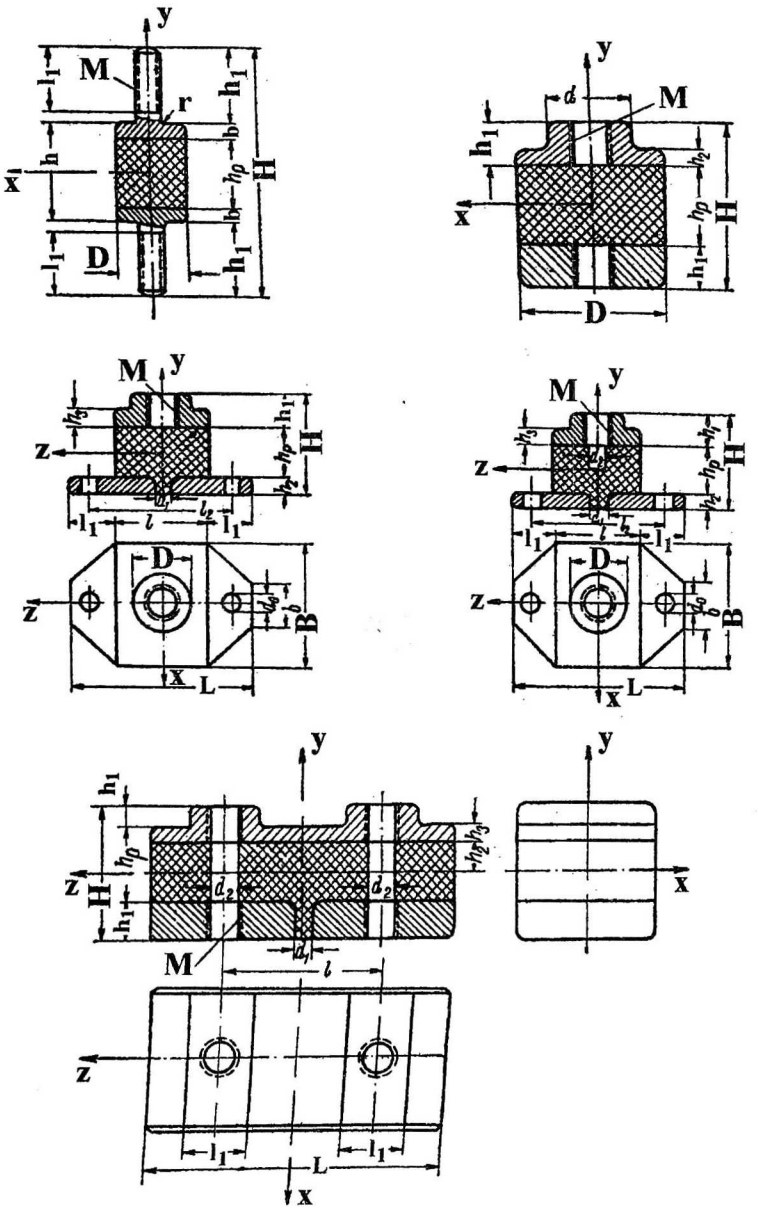


Рис. 3.12. Резино-сварные двухпластинчатые виброизоляторы без страховки.

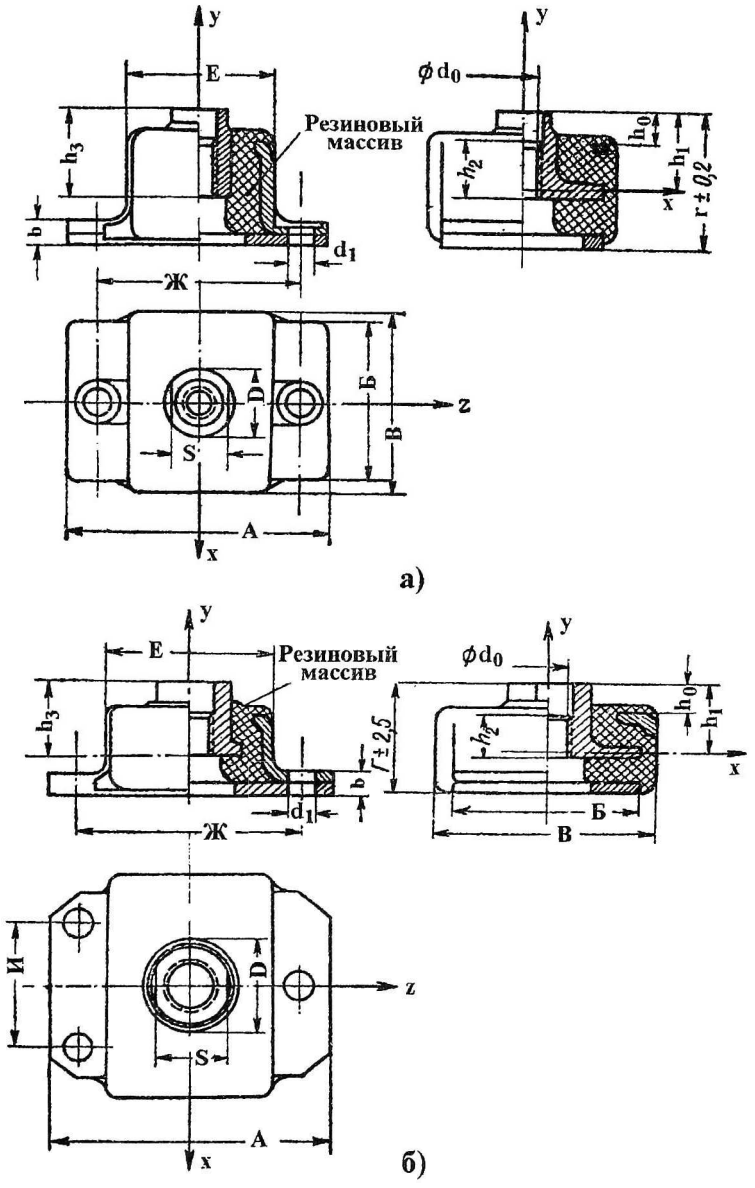


Рис.3.13. Резино-сварные виброизоляторы со стстраховкой: а) в безкозырьковом исполнении; б) в козырьковом исполнении.

наружной ограничивающей скобы предотвращает разрушение виброизолятора при отставании резинового массива от металлических деталей. Виброизолятор со страховкой позволяет устанавливать его в любых положениях без специальных переходных (страхующих) устройств, не опасаясь отрыва виброизолированного механизма от основания.

Виброизоляторы приведенного типа можно эксплуатировать длительное время при температуре окружающей среды от -5^0С до $+70^0$С в присутствии масла, топлива, других загрязнений.

Интерес представляет конструкция сборно-сварного резино-металлического виброизолятора со страховкой, заполняемого воздухом [80]. Упругими элементами этого виброизолятора (см. рис. 3.14) являются: резино-металлический вкладыш 4 и объем сжатого воздуха, заключенный между гнездом корпуса и нижней поверхностью сварного резино-металлического вкладыша. Резиновая буферная пластина 2 в корпусе виброизолятора включает в работу лишь при больших деформациях сжатия. Внутренние полости виброизолятора защищены от попадания в них при эксплуатации масел, топлива и других веществ посредством резиновой манжеты 5, изготовленной из маслостойкой резины. Герметичность соединения вкладыша 4 с корпусом достигается с помощью резинового уплотнительного кольца 8, достаточное поджатие которого обеспечивается ввинчиванием крышки 6 в корпус виброизолятора. Виброизолятор заполняется сжатым воздухом через одно из двух боковых отверстий.

Определенный интерес представляет также пружинный виброизолятор (рис.3.15). Первой ступенью его является спиральная пружина 4, опирающаяся на основания виброизолятора 1 и 8 через звукоизолирующие прокладки 2. При достижении определенного прогиба пружины первой ступени вступает в действие вторая ступень, собранная с предварительным натягом из двух комплектов колец 5 и 6. Чрезмерные относительные перемещения устройства ограничиваются с помощью специальных гаек 11. Для обеспечения демпфирования колебаний в конструкцию включен специальный фрикционный элемент 7.

Из отечественных типов виброизоляторов в наиболее полной мере удовлетворяют современным требованиям стойкости против воздействия агрессивных сред, высоких и низких температур, а также длительного хранения виброизоляторы из материала МР.

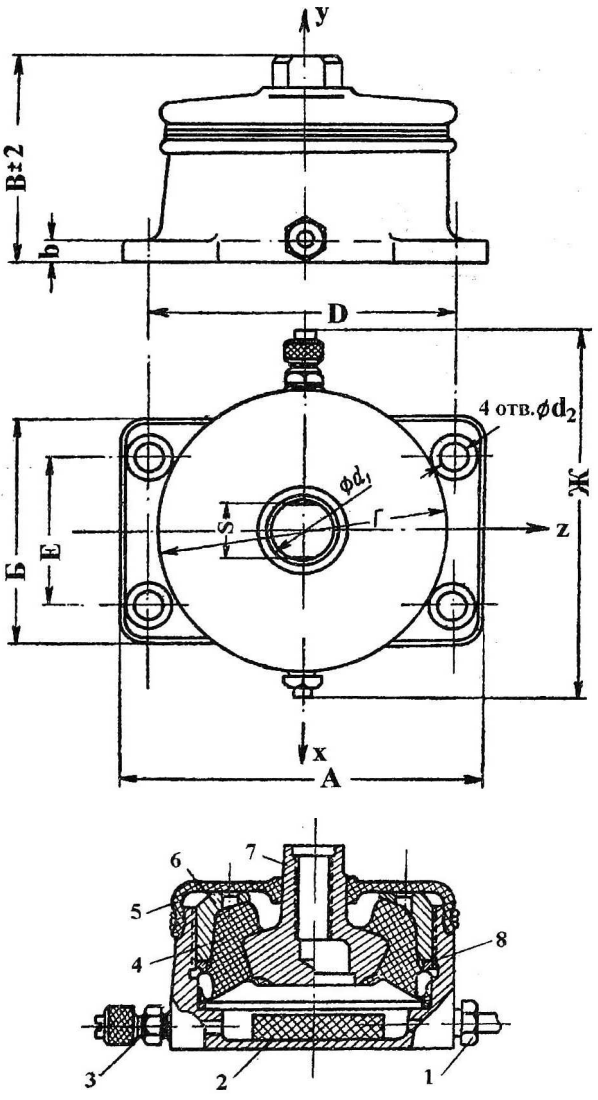


Рис.3.14. Виброизолятор, заполняемый воздухом: 1 – подвод воздуха от общей магистрали; 2 – буферная пластина; 3 – ниппельное устройство;4 – резинометаллический вкладыш; 5 – резиновая манжета; 6 – крышка; 7 – несущий вкладыш; 8 – резиновое уплотнительное кольцо.

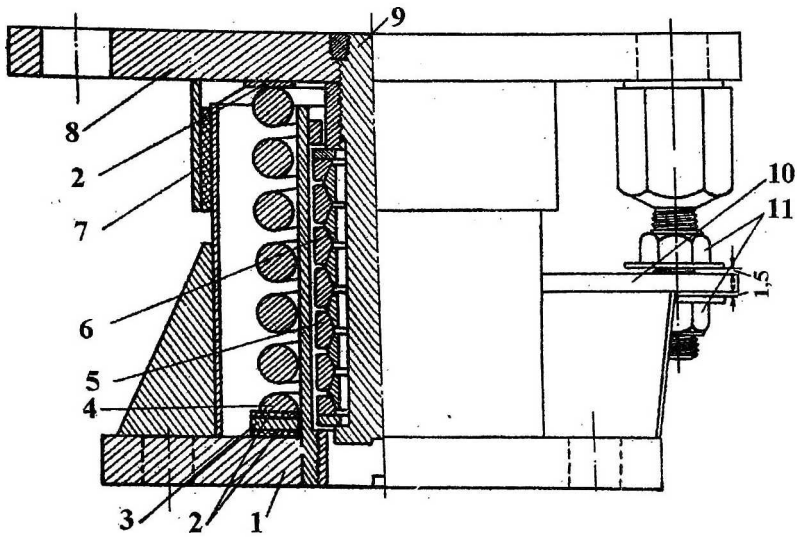


Рис. 3.15. Конструкция пружинного виброизолятора: 1 – нижнее основание виброизолятора; 2 – звукоизолирующие прокладки; 3 - прокладка; 4 - пружина; 5 – наружное кольцо второй ступени виброизолятора; 6 – внутренние разрезное кольцо второй ступени виброизолятора; 7 - фрикционный элемент; 8 – верхнее основание виброизолятора; 9 – втулка второй ступени виброизолятора; 10 – ограничительные гайки.

На основе УДЭ из материала МР разработаны многочисленные типы и конструкции виброизоляторов [135, 138]

На рис. 3.16 приведен один из типов пространственного виброизолятора, воспринимающего вибрационные нагрузки под любым углом наклона к оси.

Роль УДЭ выполняют два колокольчика из материала МР, соединенных торцами. Виброизолятор обладает высокими демпфирующими свойствами, обеспечивающими коэффициент усиления на резонансе не более 3,0 - 4,5, в то время как у серийных резинометаллических амортизаторов он достигается 10-15 и более, в зависимости от амплитуды возбуждения. Высокие демпфирующие свойства виброизоляторов ДК расширяют диапазон воспринимаемых динамических нагрузок: виброизолятор в

условиях резонанса надежно работает при амплитудах виброс-мещения основания до 0,8-1,0 мм. При этих же амплитудах обеспечивается отсутствие субгармонических резонансов на высоких частотах. Для большегрузных виброизоляторов (7-10 кг и более) этот диапазон расширяется до 2,0-2,5 мм.

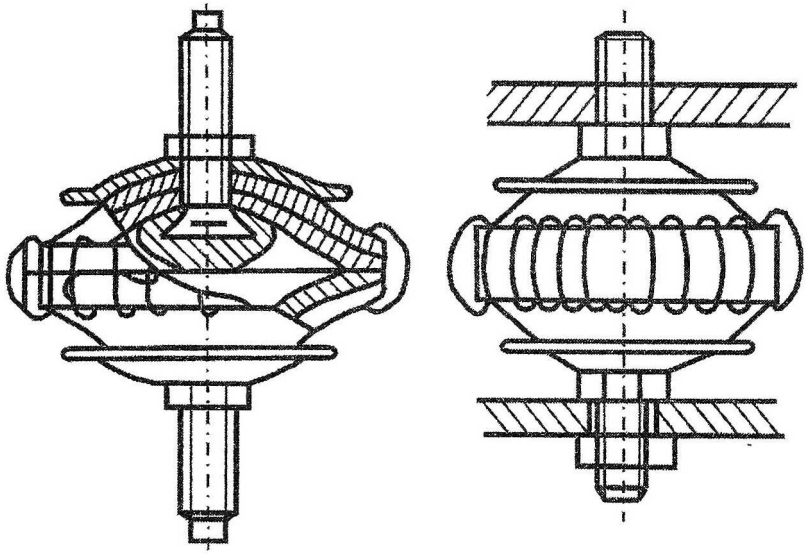


Рис. 3.16. Металлорезиновые виброизоляторы ДКА и ДКУ: а - общий вид; б - схема установки.

УДЭ из материала МР типа шайб, колец, пластин, колокольчиков, пружин с демпфирующими металлорезиновыми «подушками» могут использоваться в качестве упругодемпфирующих связей в малогабаритных узлах машин для защиты от вибрационного воздействия, для виброизоляции прецизионных механизмов и в ряде других случаев. В частности, упругодепфирующие зажимы для трубопроводов из материала МР могут при определенных условиях эксплуатации значительно уменьшить динамическую нагрузку от вибрации в трубопроводах, а также защитить их от больших монтажных и термических напряжений. На рис. 3.17 представлена конструкция такого виброзажима.

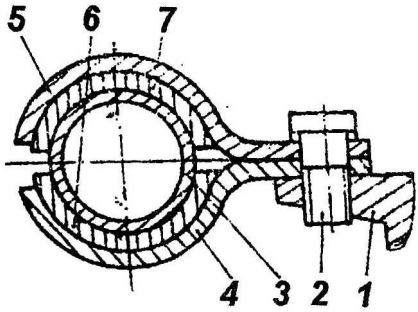


Рис. 3.17. Упругодемпфирующий зажим для трубопровода: 1 - основание; 2 - крепежный болт; 3 - трубопровод; 4, 5 - элементы зажима (охватывающие обоймы); 6, 7 - полукольцо из материала МР.

Кроме рассмотренных устройств эффективными виброизолирующими свойствами обладают демпферы с сетчатыми упругими элементами [65]. Одна из конструкции таких демпферов изображена на рис. 3.18.

Демпфер содержит П - образную опору 1 с расположенными на ее внутреннем основании пружинными направляющими 2, к опоре болтами 3 крепится пакет зафиксированных хомутами 5, упругих сетчатых элементов 4, в которых реализуется сухое трение. Демпфер содержит также, закрепленный прижимной шайбой 6 и фиксирующей гайкой 7 палец 8 с опорной шайбой 9, в которую запрессованы пружинные направляющие 10. Между внутренним основанием П - образной опоры 1 и опорной шайбой 9 расположены цилиндрические пружины сжатия 11 различной жесткости.

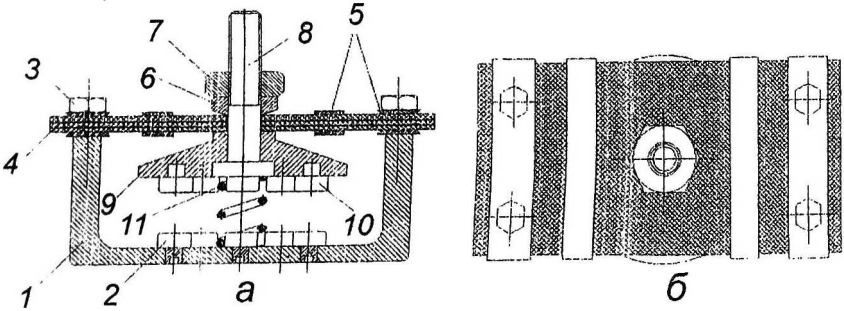


Рис. 3.18. Конструкция демпфера: а - вид сбоку; б - вид сверху.

При воздействии на палец 8 со стороны демпфируемого объекта энергия колебаний передается пакету сетчатых упругих элементов 4 в котором преобразуется в тепловую благодаря взаимному трению элементов пакета. Использование набора цилиндрических пружин сжатия различной жесткости 11 позво-

ляет компенсировать воздействие со стороны демпфируемого объекта как при центральном, так и при смещенном силовом нагружении, а также настроиться на рабочий диапазон частот демпфируемого объекта.

Использование разработанных демпфирующих устройств позволяет эффективно снижать виброакустическую активность механизмов, в том числе со смещенным центром тяжести, в широком диапазоне рабочих частот.

В ряде случаев обеспечить эффективное снижение виброакустических нагрузок в гидромеханических системах можно лишь путем одновременного использования виброизоляторов и гасителей колебаний рабочей среды.

3.3 СНИЖЕНИЕ ШУМА АЭРОАКУСТИЧЕСКИХ ИСТОЧНИКОВ

Для снижения уровня шума энергетического оборудования в промышленности используются различные способы и средства (табл. 3.1), которые выбирают с учетом происхождения и характера шума, требований к допустимому уровню шума, технических данных и стоимости средств снижения шума и других факторов.

Один из них связан с проведением мероприятий по снижению шума в самих его источниках. Метод уменьшения шума в источнике его возникновения заключается в усовершенствовании конструкции источника, в изменении технологического процесса. Наиболее эффективно применение этого метода при разработке нового энергооборудования. Поэтому решение задачи уменьшения шумности энергетических установок путем борьбы с шумом в источнике шумообразования часто связано со значительными трудностями.

Поэтому наибольшее развитие получили методы борьбы с шумом на пути его распространения. К таким методам относится в первую очередь применение шумоглушителей в газовоздушных трактах, сообщающихся с окружающей атмосферой, поскольку через эти тракты возмущения среды в рабочем объеме установки могут беспрепятственно выходить наружу, создавая наибольшие уровни звукового давления. Проникновение звука непосредственно через стенки корпуса энергоустановки имеет, как правило, меньшее значение, поскольку стенки корпуса всегда достаточно массивны и покрыты, кроме того, слоем теплоизоляции. Из-за технических трудностей реализации и высокой

стоимости звукоизоляция источника шума имеет ограниченное применение.

Таблица 3.1 – Способы и средства снижения шума

Способы снижения уровня шума	Средства снижения шума	Снижение уровня звука, дБА
Применение глушителей и насадок	Глушители с проницаемым материалом (синтетическим, металло – и минералокерамическим и волокнистым)	15-30
	Глушители камерные, резонаторные, интерферационные	5-20
	Глушители с облицовкой каналов звукопоглощающим материалом	2-40
	Комбинированные глушители	8-30
	Фильтры-глушители	
	Звукопоглощающие насадки (сопла фигурного профиля, эжекторы, облицовка сопла звукопоглощающим материалом)	2-15
Конструктивные изменения	Исключение возможностей скопления конденсата, резких изменений проходных сечений и многократных поворотов пневмолиний с большими расходами воздуха, колебаний элементов механизмов, ударов подвижных деталей (поршней, золотников) и др.	3-35
Звукоизоляция источника шума	Звукопоглощающие экраны	2-25
	Звукопоглощающие кожухи	3-50
	Звукоизолированные участки и вынос источника шума за пределы рабочего помещения	6-60

Поэтому внедрение комплекса мероприятий по шумоглушению на энергопредприятиях всегда начинается с установки глушителей шума в газовоздушных трактах энергетического оборудования. Выбор того или иного типа глушителей определяется необходимым уровнем снижения шума, его спектром и другими условиями. В промышленном оборудовании особенно

важно, чтобы глушители оказывали небольшое противостояние потоку отработанного сжатого воздуха. Например, глушитель шума для пневмораспределителей кузнечно - прессового оборудования (КПО) должен отвечать как основным требованиям, которые предъявляются к глушителям, так и требованиям, которые диктуются условиями эксплуатации.

В качестве энергоносителя в пневмосистеме КПО используется воздух окружающей среды, который в зависимости от времени года может иметь начальную температуру от +30 до -30°С и влажность от 30 до 98 %. При истечении из тракта пневмоклапана, который представляет собой расширяющийся насадок, струя энергоносителя разгоняется, поэтому температура ее понижается, что приводит к образованию конденсата, а наличие в системе смазки приводит к образованию взвешенных частиц и аэрозоля масла в струе. Эта особенность энергоносителя пневмосистемы КПО предъявляет определенные требования, как к конструкции глушителя, так и к материалу, из которого он сделан, поэтому глушитель должен отвечать следующим требованиям:

I. Конструктивным:

1) конструктивное решение акустического тракта глушителя должно быть таково, чтобы в расширительной камере глушителя не создавалось существенное противодавление выхлопу энергоносителя, т.к. это может привести к сбою в работе пневмораспределителя, из-за увеличения времени цикла работы в связи с запаздыванием опорожнения полости цилиндра;

2) конструкция тракта глушителя должна быть такой, чтобы не создавались условия для накопления конденсата и затекания его в полость пневмоклаланов пневмораспределителя;

3) глушитель должен иметь минимально возможные размеры, чтобы значительно не увеличивать высоту и ширину пневмораспределителя и не утяжелять пресс при максимально возможном снижении аэродинамического шума.

II. Технологическим :

1) глушитель должен быть технологичным в изготовлении комплектующих, а также технологичным в сборке, что приведет к снижению себестоимости глушителя;

2) элементы соединения глушителя с основным узлом (пневмораспределителем) должны допускать быструю переналадку основного узла, т.е. максимально унифицированы.

III. Эксплуатационным:

1) глушитель не должен мешать работе пневмораспределителя (основного узла) и иметь габариты, соизмеримые с ним;

2) акустическая эффективность глушителя должна обеспечивать требуемое снижение шума за все время эксплуатации при незначительном времени падения давления (гидросопротивлении);

3) глушитель должен быть стойким к истиранию и дроблению в условиях вибрации оборудования;

4) соединения деталей глушителя не должны разрушаться во время работы.

I V. Санитарным:

1) материал глушителя не должен менять своих свойств во время эксплуатации, т.е. при изменении температуры и влажности среды, быть биостойким, не подвергаться гниению и распаду, иметь максимальные коэффициенты звукопоглощения на тех частотах, для которых данный глушитель предназначен;

2) не выделять вредных газов и неприятных запахов в условиях эксплуатации.

По данным [141], при уменьшении в два раза площадей впускных и выпускных отверстий пневмоцилиндра, время движения поршня увеличивается в три раза. И это изменение времени движения поршня нельзя компенсировать увеличением рабочего давления, т. к. наряду с увеличением давления в рабочей полости возрастает противодавление, вследствие чего разность давлений, влияющая на время перемещения поршня, увеличивается незначительно.

Применяемые системы глушения шума свободно истекающей газовой струи разделяются в зависимости от принципа действия на источник шума: абсорбционные (активные), реактивные и комбинированные (см. рис 3.19).

Реактивные глушители бывают нескольких типов: камерные, резонаторные и интерференционные. Данные глушители применяют для снижения дискретных составляющих шума пневмосистем (в магистральных воздухопроходах, линиях выхлопа с постоянным режимом течения воздуха и т.д.) значительные габариты и относительно высокая стоимость ограничивают область эффективного использования их в пневмосистемах, особенно для борьбы с широкополосным шумом. Снижение шума в глушителях реактивного типа происходит путем отражения и рассеяния звуковой энергии на акустических фильтрах, которые образованы сочетанием камер и соединительных тру

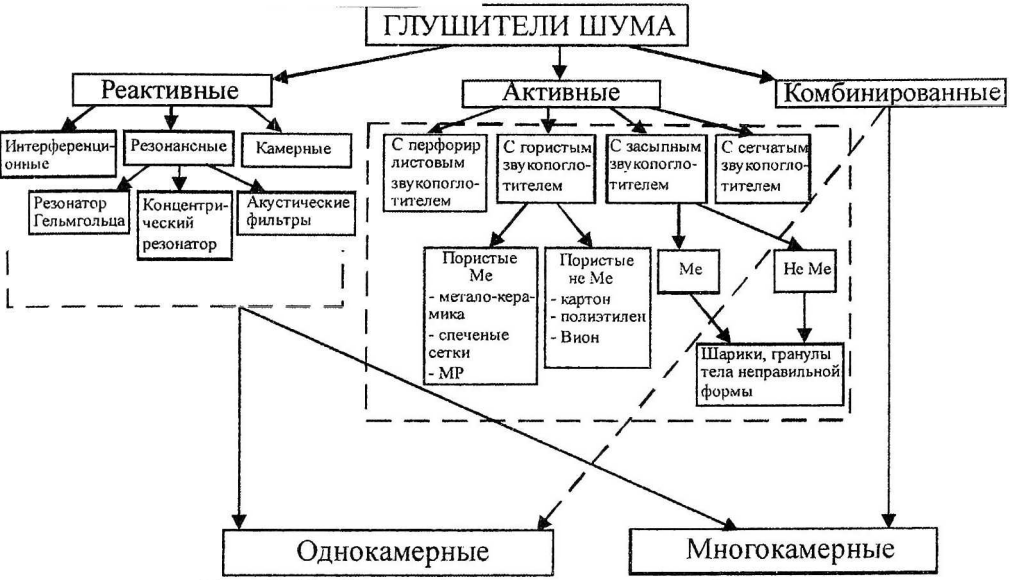


Рис. 3.19. Классификация глушителей шума

бок. Они наиболее сложны по устройству и трудоёмки в изготовлении.

Простейший тип реактивного глушителя камерный (рис.3.20, а). Камерный глушитель - одиночная расширительная камера.

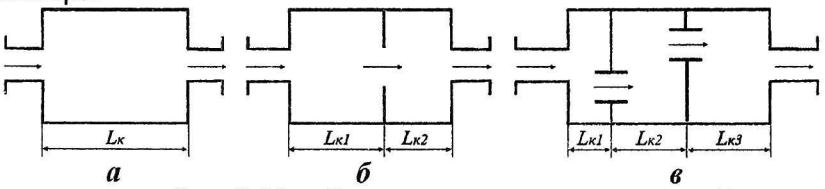


Рис. 3.20. Схемы камерных глушителей:
а – однокамерный; б – двухкамерный с отверстием в разделительной перегородке; в – трехкамерный с внутренними смещенными соединительными трубками.

Эффективность многокамерного глушителя состоящего из двух одинаковых камер в 1,5 – 2 раза выше эффективности однокамерного глушителя [133].

Неравномерность частотной характеристики и наличия полос пропускания являются типичными признаками реактивных глушителей всех видов. Поэтому реактивные глушители наибо-

лее эффективны тогда, когда спектр заглушаемого шума имеет не сплошной, а дискретный характер (рис 3.21).

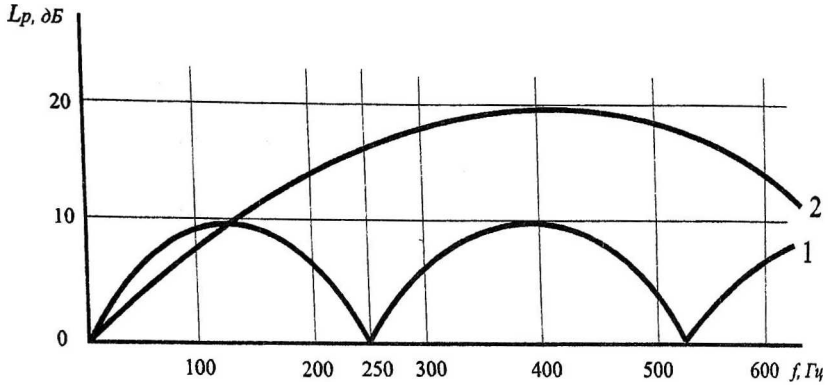


Рис. 3.21. Изменение уровня звукового давления в камерном глушителе

1. ***m*** *= 4,* $l_к$*=0,6 м.*
2. ***m*** *= 16,* $l_к$*=0,15 м.*

Наиболее простым активным глушителем является трубчатый глушитель, который представляет собой участок трубопровода, с облицованными звукопоглощающим материалом (ЗПМ) стенками (рис.3.22).

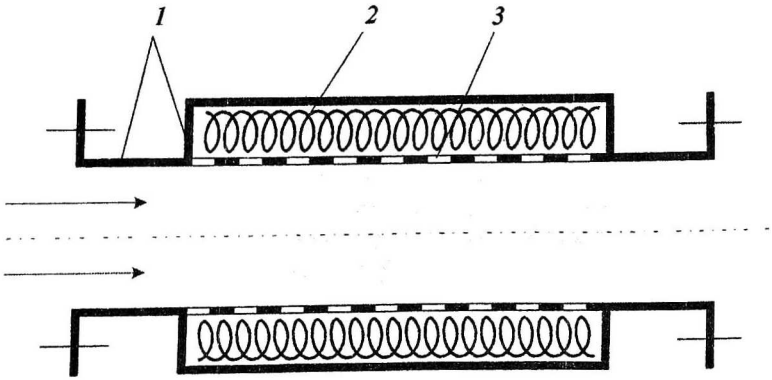


Рис. 3.22. Схема трубчатого глушителя
1 – корпус; 2 – ЗПМ; 3 – перфорированное покрытие.

Действие активных глушителей основано на принципе поглощения звуковой энергии слоями звукопоглощающего материала. Снижение шума в них происходит за счет диссипации звуковой энергии в поглощающей облицовке, в качестве которой используют специальные рыхловолокнистые и пористые материалы. В них звуковые волны скользят вдоль адсорбента и за счет трения теряют часть колебательной энергии. Такие глушители просты по устройству, недороги и эффективно работают на высоких частотах. Характерной особенностью глушителей этого типа является довольно плавный вид эффективности трубчатого глушителя (рис.3.23). Перфорированное звукопроницаемое покрытие служит для сохранения формы канала и предотвращает выдувание звукопоглощающего материала потоком энергоносителя.

В настоящее время в отечественном и зарубежном машиностроении наиболее широкое применение нашли глушители шума с проницаемым звукопоглощающим элементом (ЗПЭ). Глушители с проницаемым звукопоглощающим материалом являются наиболее компактными и универсальными устройствами для снижения уровня широкополосного шума, возникающего при выхлопе отработанного воздуха из различных устройств и при аварийном его сбросе.

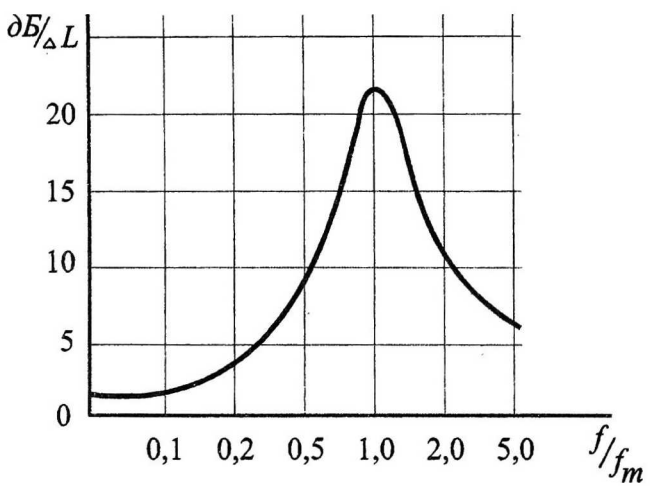


Рис. 3.23. Обобщенная характеристика затухания в трубчатом глушителе длиной три калибра

Несмотря на значительные энергетические потери в некоторых случаях, глушители этого типа имеют достаточно широкое применение.

Звукопоглощающие элементы глушителей можно разбить на несколько основных групп: сетчатые, с пористым ЗПЭ, с засыпным ЗПЭ и с ЗПЭ, выполненным в виде перфорированного листа.

Сетчатые глушители находят широкое применение. Сетка в них изготовляется из меди, бронзы, латуни или нержавеющей стали. Однако сетчатые глушители незначительно снижают шум (не более чем на 10 дБ), кроме того, они забиваются маслом, что не позволяет использовать их для снижения шума выхлопа пневмосистем, рабочим телом в которых является воздух с повышенным содержанием масла. Применяются также активные глушители с пористыми элементами из минералокерамики. Для предохранения от разрыва минералокерамического элемента используется сетка. Применение таких глушителей позволяет снизить уровень шума на 10-15 дБ в области частот от 800 до 8000 Гц.

Однако, существующие конструкции сетчатых и минералокерамических глушителей в результате засорения их ячеек или пор пылью, маслом и эмульсией теряют свои первоначальные свойства. Долговечность глушителей данного типа зависит от содержания в выхлопном сжатом воздухе загрязнений (грязи, пыли песка), в том числе минерального масла. Поэтому в последнее время чаще стали применяться глушители с металлокерамическими и пористыми синтетическими элементами. Наиболее дешевы звукопоглощающие элементы из пористой пластмассы. Однако они имеют сравнительно низкую прочность и большие габариты. Из синтетических материалов наибольшее распространение для глушителей шума получил пористый полиэтилен.

В металлокерамических пористых элементах в качестве основы может служить медь, никель, нержавеющая сталь в виде спечённого порошка определенной фракции. Металлокерамические элементы наиболее компактны и прочны, но для их производства требуются дефицитные и дорогие материалы. Минералокерамические ЗПЭ занимают среднее положение между металлокерамическими и синтетическими по габаритным размерам и стоимости, но имеют низкую прочность

По данным [51] металлокерамические глушители обеспечивают снижение уровня звукового давления в высокочастотной области спектра на 9-28 дБ, а уровня звука на 10-18 дБ А. При этом эффект снижения шума возрастает с увеличением частоты. Потеря давления на металлокерамических глушителях шума с диаметром дроби 0,4-0,6 мм при расходе воздуха 2 л/с составляет 9,8 кПа для глушителей с резьбой 1/2" и 2,9 кПа для глушителей с резьбой 1". При расходе воздуха 4 л/с потеря давления увеличивается соответственно до 16,7 и 5,4 кПа.

При выборе звукопоглощающих материалов необходимо учитывать их показатели (см табл. 3.2) [107].

Таблица 3.2 – Сравнительные характеристики различных активных поглотителей

Показатель	Пористая пластмасса	Металлокерамика	Минералокерамика	Войлок
Диапозон условных проходов, мм	10-50	2,5-25	10-40	4-25
Снижение уровня звука, дБА	20-30	20-25	20-30	15-20
Пропускная способность К,м\ч	1,6-40	0,2-20	1,6-32	0,3-1,6
Максимальное рабочее давление, Мпа	0,6	1	0,6	0,6
Маслоулавливание, %	60...85	40...50	50...60	60...85
Маслостойкость	Низкая	Высокая	Удовлетворительная	Удовлетворительная
Ударная прочность	Удовлетворительная	Высокая	Низкая	Удовлетворительная

Важнейшие показатели глушителей - снижение уровня шума, и пропускная способность – связаны между собой так, что с увеличением пропускной способности эффективность снижения уровня шума падает. Для снижения энергетических потерь желательно, чтобы, пропуская способность глушителей, была больше пропускной способности пневмораспредилителей и дру-

гой пневмоаппаратуры. Как видно, при удовлетворению этих требований снижение уровня звука, достигаемое с помощью синтетических, металлокерамических глушителей, может составить 20 дБА более.

Наиболее дешевы звукопоглощающие элементы из пористой пластмассы, однако пока не удается освоить изготовление из такого материала достаточно малогабаритных и с тонкими стеклами элементов.

А наиболее компактны и прочны металлокерамические элементы, но для их производства требуются дефицитные и дорогие материалы. Минералокерамические звукопоглощающие элементы занимают среднее положение между металлокерамическими и синтетическими по габаритным размерам и стоимости, но имеют низкую прочность. Долговечность глушителей данного типа зависит от содержания в выхлопном сжатом воздухе загрязнений, в том числе минерального масла.

Пропускную способность звукопоглащающих элементов восстанавливают промывкой растворителями с использованием ультразвука, продувкой горячим воздухом и т. д; лучше других поддаются такой обработке элементы из металлокерамики, хуже – элементы из пористой пластмассы и войлока.

Камерные, резонаторные и интерференционные глушители применяют для снижения дискретных составляющих шум пневмосистем (в магистральных воздухопроходах, линиях выхлопа с постоянным режимом течения воздуха и т.д.) значительные габариты и относительно высокая стоимость ограничивают область эффективного использования их в пневмосистемах, особенно для борьбы с широкоплосным шумом. Применение глушителей комбинированного типа повышает эффективность звукопоглощения в более широком диапазоне частот, однако габариты и стоимость глушителей возрастают.

При высоких требованиях к снижению уровня шума и концентрации масляных аэрозолей при выхлопе сжатого воздуха из пневмосистем рекомендуется использовать фильтры-глушители.

Важным фактором для снижения уровня шума пневмосистем является рациональное конструирование пневматических систем и устройств, что позволяет уже на стадии проектирования и изготовления предусмотреть меры исключения шумообразования или снижения его интенсивности. Так, предотвращение

возможности скопления конденсата в магистральных воздухопроводах полностью исключает гидроудары в пневмосистемах.

3.4 СНИЖЕНИЕ АЭРОАКУСТИЧЕСКОГО ШУМА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В настоящее время для эффективного снижения шума пневмосистем в кузнечно-прессовых цехах автомобильных заводов чаще всего применяются металлокерамические и синтетические глушители шума. В металлокерамических пористых элементах в качестве основы может служить медь, никель, нержавеющая сталь в виде спечённого порошка определенной фракции [84].

На рис. 3.24 представлена конструкция металлокерамического глушителя "МК-ЗИЛ". Он состоит из стального перфорированного корпуса 1, металлокерамического стакана 2 и крышка 3.

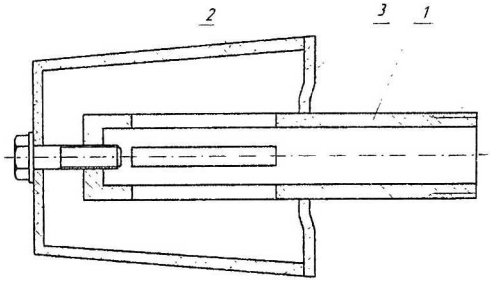


Рис. 3.24. Металлокерамический глушитель "МК-ЗИЛ"
1 – втулка, 2 – стакан, 3 - крышка

Металлокерамический глушитель "МК-ГАЗ", представленный на рис. 3.25, состоит из корпуса 1 и стакана 2. Снижение шума происходит за счет комплексного эффекта, связанного с прохождением воздуха через корпус, где происходит дробление струи, со снижением скорости протока в расширительной камере, образованной корпусом и стаканом и диссипации энергии звуковой волны при прохождений потока через металлокерамический стакан в атмосферу. Акустический эффект рассматриваемых глушителей зависит от общей пористости металлокерамики по объему и размерам пор, металлокерамические глушители весьма эффективны. Наибольшая величина снижения шума при их установке наблюдается на средних частотах в диапазоне от 500 Гц до 2000 Гц. В среднем она составляет порядка 10 дБ.

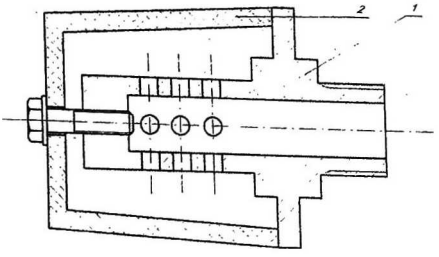


Рис.3.25. Металлокерамический глушитель "МК-ГАЗ": 1 – корпус, 2 – стакан

Для увеличения эффективности глушителей этого типа практикуется устройство нескольких вмонтированных друг в друга металлокерамических стаканов, образующих таким образом систему расширительных камер. Это увеличивает как инерционные, так и активное сопротивление глушителей. Конструкция одного из таких глушителей представлена на рис. 3.26.

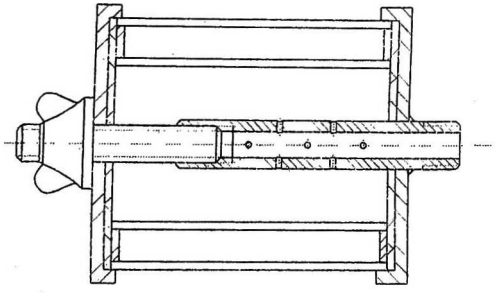


Рис. 3.26. Многокамерный металлокерамический глушитель: 1 – корпус, 2 –стаканы

Институтом «Гипростроймаш» разработан универсальный металлокерамический глушитель УМКГ. Глушитель УМКГ (рис. 3.27) относится к глушителям активного типа. Он состоит из сварного металлического корпуса 1 с ниппелем 6, двух металлокерамических втулок 3 и 2, крышки 5, стяжкой шпильки 4, а также уплотняющих резиновых прокладок, шайб и гаек.

При наличии нескольких выхлопных отверстий последние объединяются общим воздухосборником, который в свою очередь объединяется с глушителем.

При наличии двух наклонных отверстий с разновременным выхлопом целесообразно подключение последних к одному глушителю, имеющему два ниппеля.

УМКГ комплектуется металлокерамическими элементами из порошка нержавеющей стали Х18Н9 фракции 0,4 –0,8 мм.

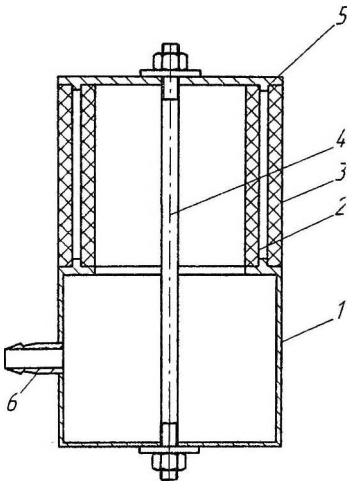


Рис. 3.27. Универсальный металлокерамический глушитель шума УМКГ

Пропускная способность глушителя УМКГ при давлении 5,9 кПа – 2,5 10^{-2} $м^3/с$, разрушающее избыточное давление 883 кПа; максимальное противодавление при наибольшем расходе воздуха 19,6 кПа. Установка глушителя УМКГ обеспечивает снижение шума в октавных полосах частот 1000 – 8000 Гц. на 5-20 дБ.

При этом эффект снижения шума возрастает с увеличением частоты. Глушители УМКГ были испытаны в МГТУ им. Н. Э. Баумана. Результаты испытаний приведены на графике (рис. 3.28) [109]. Серийно выпускаемый глушитель имеет неравномерную частотную характеристику и, кроме того, сам является источником дополнительного шума на частоте 500 Гц (величина ΔL на этой частоте равна –5 дБ).

Для выяснения причины этого явления глушитель испытывался отдельно с внутренними и отдельно с наружными, пористыми стаканами, а также с двумя стаканами и уплотнением из пористой резины толщиной 4 мм.

В первом случае эффективность глушителя снижается на 1÷4 дБ, а провал частотной характеристики остаётся. Во втором случае частотная характеристика глушителя имеет плавный подъём, начиная с частоты 250 Гц. Как было установлено, причиной провала на частоте 500 Гц и неравномерности частотной характеристики глушителя явилась недостаточная герметичность соединений металлокерамических стаканов с корпусом глушителя, вызванная:

- недостаточной жёсткостью крышки 5;
- недостаточной толщиной и качеством резиновых прокладок;

– неодинаковой высотой металлокерамических стаканов или перекосом последних из-за недостаточной высоты центрирующих выступов на крышке и корпусе глушителя.

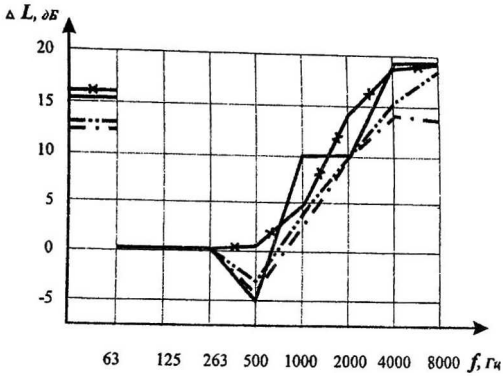


Рис. 3.28. Частотные характеристики глушителя УМКГ:
_____ серийно выпускаемого (с двумя металлокерамическими элементами);
- • - только с внутренним элементом;
-••- только с наружным элементом;
__ с уплотнением из пористой резины.

Противодавление, создаваемое глушителем УМКГ при расходе воздуха 2,5 10^{-2} $м^3/с$ достигает 74 кПа, из-за наличия большого количества местных сопротивлений (ниппель глушителя, ниппель клапана и т.д.). Из-за большого противодавления глушитель может быть использован только в сварочных машинах, имеющих небольшие скорости перемещения электродов.

Однако при высокой акустической эффективности металлокерамические глушители имеют ряд существенных недостатков, ограничивающих широкое применение. К таким недостаткам следует отнести малую прочность, высокую стоимость материала, сложность изготовления изделий из металлокерамики и трудности их соединения с металлическими частями глушителей, что в свою очередь приводит к усложнению конструкции. Существенным недостатком являются также низкие эксплуатационные качества такого рода глушителей, что связано с относительно быстрым засорением металлокерамических станков, вследствие наличия в сжатом воздухе примесей влаги, аэрозолей масла, продуктов коррозии. Увеличение аэродинамического сопротивления в этом случае может приводить к крайне неблагоприятным последствиям, связанным с появлением изгибающих и крутящих моментов, вызывающих опасные перемещения конструкции глушителя при эксплуатации, особенно при наличии

соединительного колена с углом поворота 90. Кроме того, при большом аэродинамическом сопротивлении глушителей наблюдается рост низкочастотных составляющих технологического шума муфт включения (как впрочем, и других систем-источников шума, связанных со сбросом сжатого воздуха систем, где практикуется использование глушителей шума). Это обуславливается интенсивной звуковой вибрацией глушителя в рассматриваемом случае, рост которой усугубляется консольным расположением глушителя в отношении заглушаемой конструкции. На рис. 3.29 представлены спектры шума до и после установки металлокерамического глушителя МК-ЗИЛ на прессе КБ 2326. Обращает на себя внимание, что рост уровня составляющих в диапазоне октавных полос со среднегеометрическими значениями от 63гц до 500гц составляет от 5дб до 20 дБ.

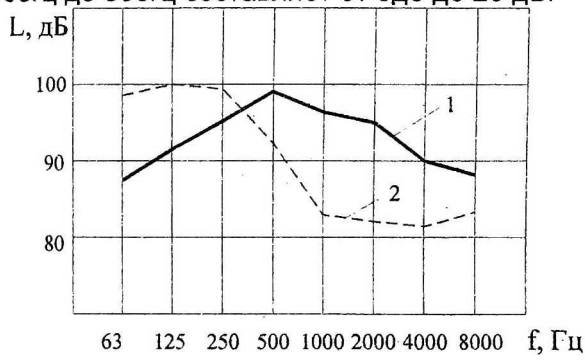


Рис. 3.29. Уровень шума пресса при работе пневмосистемы:

1. *без глушителя*
2. *с металлокерамическим глушителем МК-ЗИЛ*

В связи с вышесказанным определенное распространение в отечественной и зарубежной промышленности получили синтетические глушители. Корпуса синтетических глушителей выполняются из полимерных материалов чаще всего из полиэтилена марки 4007 или марки П-40ВМ. Конструкция глушителя проста и надежна в эксплуатации, обеспечивает на рабочих местах достаточно высокую эффективность шумоглушения, а также позволяет ликвидировать глазной микротравматизм, так как стаканы глушителя являются одновременно фильтром тонкой очистки от примесей и аэрозолей, содержащихся в сжатом воздухе пневмосистемы.

Материал синтетического стакана может иметь общую пористость до 75 – 80 %, размеры пор от 1 до 100 мкм и высокую проницаемость (3,6 – 3,9 л см/мм вод ст).

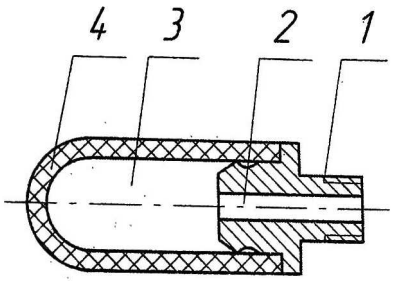


Рис. 3.30. Синтетический глушитель шума

В результате длительной проверки акустических и прочностных параметров МАМИ совместно с ВНИИСС было установлено, что наилучшие результаты по шумоглушению имеют синтетические материалы с общей пористостью до 75% и размером пор 40-60 мкм [89]. Одна из таких конструкций приведена на рис. 3.30 [90]. Глушитель шума активного типа, содержащий корпус 1 с отверстием 2 для подвода газа в камеру 3 с оболочкой из пористого синтетического материала 4. С целью повышения эффективности при минимальном сопротивлении потоку газа на выходе, объем пор составляет 0,7-0,78 от объема оболочки при среднем эквивалентном диаметре каждой поры 80-100 мкм.

Другие типовые конструкции представлены на рис. 3.31, 3.32 и 3.33.

Глушитель «С-1» (рис. 3.31) состоит из корпуса 1, крышек 3 полиэтиленового стакана 2. Принцип работы глушителя аналогичен принципу работы металлокерамических глушителей. Его акустическая эффективность зависит от удельной пропускной способности по воздуху при различных давлениях на единицу внутренней поверхности за единицу времени.

Лабораторией по борьбе с шумами и вибрациями Горьковского автомобильного завода и Владимирским Всесоюзным научно-исследовательским институтом были разработаны четыре типоразмера глушителей из пористого полиэтилена с присоединительными коническими резьбами 3/8", 1/2", 3/4", 1" [113]

Глушитель (рис. 3.32) состоит из активного пористого элемента 2, штуцера 1 с конической дюймовой присоединительной резьбой, крышки 4, винта 3 и шайбы 5.

Авторы [113] не сообщают данных об эффективности глушителя, ограничиваясь тем, что глушитель снижает шум выхлопа пневмораспределителей до уровней, предусмотренных санитарными нормами.

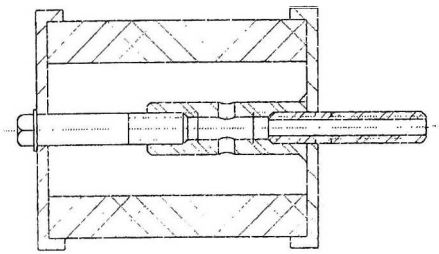


Рис. 3.31. Синтетический глушитель "С-1":
1 – штуцер, 2 – станок,
3 - крышка

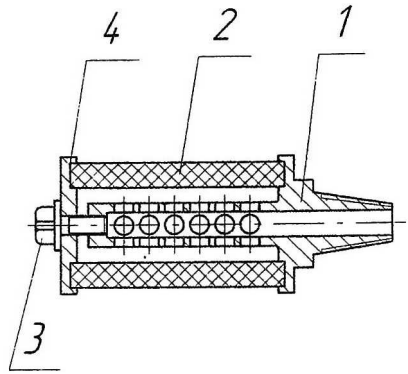


Рис. 3.32. - Синтетический глушитель шума Горьковского автозавода.

Глушитель шума рис. 3.33 [89] состоит из синтетического стакана 5 с толщиной стенки 5-20 мм, закрепленного между двумя стальными шайбами 1 при помощи металлической скобы 3 и болта 4 . Глушитель соединяется с выхлопным отверстием (для выхода сжатого воздуха) трубкой 4 , имеющей с двух сторон резьбу М10х1 для закрепления в шайбе и в приспособлении. Стакан изготовляется из пористого полиэтилена, обладающего хорошими прочностными и акустическими свойствами, что позволяет ему выдерживать большие давления (до 981 кПа) при эксплуатации в производственных условиях. Максимальное усилие на разрыв полиэтиленового стакана намного превышает допустимые напряжения, которые могут возникать в пневмосистеме. Глушитель обеспечивает снижение уровня звукового давления в высокочастотной области спектра на 12-40 дБ, а уровня звука до 35 дБ А. Глушитель обладает небольшими противодавлением –до 6 кПа.

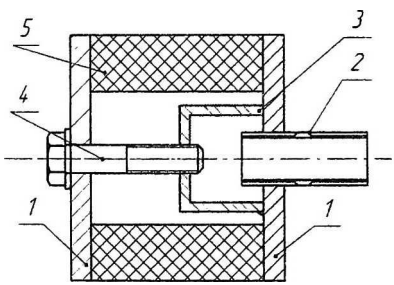


Рис. 3.33. Синтетический глушитель шума.

Во ВНИПКИстекломаш была разработана целая гамма глушителей (Г – 40, Г – 65, Г – 65А, Г – 95, Г – 95А) с шумоглушащими элементами из пористого полиэтилена (рис. 3.34), которые повторяют конструкцию глушителя (рис. 3.32) и отличаются от последней наличием кожуха 2, который предохраняет окружающих от разлета осколков при разрушении пористого элемента и осуществляет поворот потока отработанного сжатого воздуха на 90 градусов.

Глушитель шума состоит (рис. 3.34) из перфорированной трубы 3 со штуцером, пористого полиэтиленового стакана 4, крышек 1 и 6, кожуха 2 и болта 8 с шайбой 7, с помощью которых все элементы конструкции глушителя соединяются между собой. В зависимости от типоразмера глушителя высота пористого полиэтиленового стакана изменяется от 90 до 180 мм, наружный диаметр от 56 до 120 мм, а толщина стенки от 8 до 12 мм.

Глушитель обеспечивает снижение уровня звукового давления в высокочастотной области спектра (800-8000 Гц) на 12-30 дБ, а уровня звука – на 25 дБА.

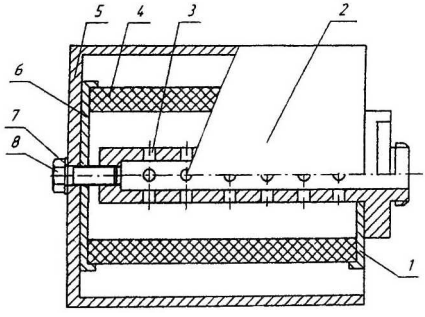


Рис. 3.34. Синтетический глушитель шума Г-40

Фирмой «Kenn» разработаны и выпускаются глушители из пористого полиэтилена [161] (рис. 3.35).

Глушители представляют неразъемную конструкцию и вворачиваются непосредственно в выхлопные отверстия клапанов. Глушители позволяют снизить уровень шума на 20-30 дБ. Скорость поршня при этом снижается на более чем 15%. Глушители выпускаются серийно для трубной резьбы от 1/8" до 1". Глушители из пористого полиэтилена "Нопол" [162], аналогичные глушителям рис. 3.35 изготовляет фирма «Ой Нойкиа» (Финляндия). Путём отливки в формах пористого полиэтилена можно изготовить самые различные профили, включая резьбовые соединения.

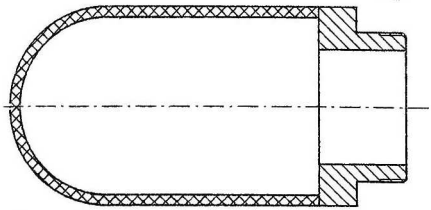


Рис. 3.35. Синтетический глушитель шума

Для изготовления глушителей используются три сорта «Нопола», каждый из которых обеспечивает свою собственную кривую падения давления воздуха, проходящего через пористый элемент. К сожалению, в [162] не приводятся данные об эффективности глушителей и о величине противодавления.

Фирмами "Атлас минерале энд Кемикалс" и "ЕСБ" разработаны и выпускаются вионовые глушители (рис. 3.35) [149]. Вион представляет собой пористый проницаемый материал на основе полиэтилена. Глушители выпускаются с резьбой 1/8",1/4",3/8",1/2",3/4" и 1". Глушители позволяют снизить уровень шума на 20 кБ. Для глушителей установлено максимальное рабочее давление 150 фут/кв.дюйм (1026 кПа).

Наибольшее снижение уровня шума синтетические глушители обеспечивают в диапазоне частот от 1000 Гц до 8000Гц.

Обладая более высокой акустической эффективностью по сравнению с металлокерамическими глушителями и меньшей стоимостью, синтетические глушители однако имеют схожие с ними недостатки - низкие эксплуатационные свойства, что ограничило их применение в кузнечно-прессовом производстве.

Как показали проведенные исследования, эффективность синтетических глушителей за 2-3 месяца эксплуатации снижается на величину до 10-12 дБ. Эффективность металлокерамических глушителей за тот же срок падает на 6- 8 дБ. Для исключения указанных явлений в систему шумоглушения нужно вводить маслофильтр и влагоотделитель, что в условиях эксплуатации чаще всего не предоставляется возможным. Из известных конструкций синтетических глушителей лучшими эксплуатационными образцами характеристиками обладает глушитель «С-ГАЗ» [114], применяемый на Горьковском автомобильном заводе в механических прессах усилием 650 т с раздельной фрикционной пневматической муфтой и пневматическим тормозом. Глушитель состоит из стакана со сферическим дном, в котором имеется отверстие для предохранительного клапана (рис. 3.36).

В стенках стакана из полиэтилена повышенной плотности просверлено 216 отверстий диаметром 1,5 мм, отверстия для

прохода воздуха. Для увеличения эффективности работы глушителя оси отверстий перфорации, расположенные не по нормали к поверхности, а под углом друг к другу; суммарная площадь всех отверстий превышает площадь отверстий пневмоклапана. Установка глушителя позволила снизить уровень шума пресса от 104 дБ до 84 дБ А в основном за счет снижения средне - и высокочастотных составляющих. Это несколько ниже эффективности описанных выше глушителей шума из полиэтилена, однако, как уже отмечалось, эксплуатационные характеристики этого глушителя значительно лучше, т.к. в процессе эксплуатации его эффективность практически не снижалась.

Тем не менее и эта конструкция глушителя, также как и конструкция, представленная на рис. 3.37, не получила широкого распространения вследствие малой технологичности.

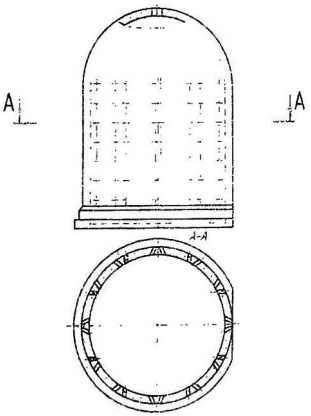


Рис. 3.36. Синтетический глушитель "С-ГАЗ"

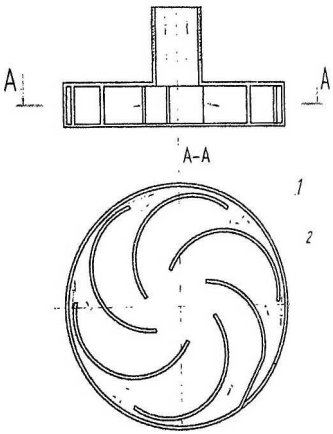


Рис. 3.37. Реактивный глушитель шума

Широкое применение находят сетчатые глушители. Сетка в них изготовляется из меди, бронзы, латуни или нержавеющей стали. Металлическая сетка с отверстиями квадратного сечения используется в глушителях фирмы «Ross». Размер ячеек сетки 0,4-0,5 мм.. «Ross» различного калибра. Сетчатые глушители «Ross» незначительно снижают шум (приблизительно до 15 дБ), кроме того, они забиваются маслом, что не позволяет использовать их для снижения шума выхлопа пневмосистем.

Рассмотренные конструкции глушителей весьма разнообразны. Общим в них является использование слоя пористого звукопоглощающего материала, через который допускается поток воздуха.

Из пневмоглушителей реактивного типа наиболее удачным является пневмоглушитель, разработанный в МГТУ им. Баумана (см. рис. 3.38) [61]. Глушитель обладает довольно высокой акустической эффективностью, которая составляет около 20 дБ в широком диапазоне частот (1000-4000 Гц). Он представляет собой систему перфорированных трубок, расположенных соосно. Через штуцер 1, стыкуемый с выхлопной трубкой пневмосистемы пресса, отработанный сжатый воздух поступает в центральную трубку 2 с диаметром 60 мм, имеющую двухрядную перфорацию 7 с шахматным расположением отверстий, что, как известно, позволяет дополнительно увеличить эфективность шумоглушения. Расположенная непосредственно над ней трубка 8 диаметром 150 мм имеет ряд отверстий 9, расположенных по окружности, равноудаленной от торцов глушителя. Следующая соосно расположенная трубка 10 диаметром 162 мм имеет группу отверстий 11, расположенных в непосредственной близости от места стыка с торцевыми крышками 14 и 15. Эта трубка образует промежуточный кольцевой канал 4 с трубкой 8. Выходной кольцевой канал 5 ограничен цилиндрическими трубками 10 и 12, имеющими диаметр 184 мм и перфорацию 13. Перфорация последней вновь, как и у трубки 8 выполнена по центральной окружности цилиндрической поверхности трубки. Такое расположение перфорации позволило в значительной мере увеличить сопротивление прохождению звуковых волн из полости 3 в выходной кольцевой канал 5, из которого отработанный сжатый воздух поступает в атмосферу. Для ослабления передачи вибрации в конструкции глушителя предусмотренны упругие прокладки 16, 17, 18, 19, отделяющие цилиндрические трубки от торцевых крышек. Для

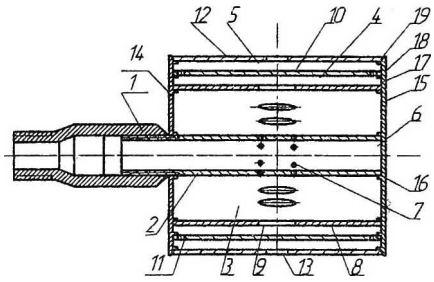


Рис. 3.38. Глушитель шума конструкции МГТУ им. Н. Э. Баумана

усиления жесткости, а главное прочности конструкции центральная трубка глушителя приваривается к торцевой крышке 15, при этом участок трубки образует замкнутый с одного конца канал. При равенстве четверти длины звуковой волны указанному размеру, возникает четвертьволновой резонанс, вследствие чего на соответствующих частотах эфективность глушителя увеличивается. Учитывая, что причиной шума муфт включения прессов является процесс истечения свободной струи сжатого воздуха, что обуславливает перемешивание частиц, имеющих большую скорость истечения с частицами не возмущенной воздушной среды, необходимо было соответствующим образом выбрать проходные сечения каналов, а также диаметры перфорации отдельных трубок. Дополнительное, по сравнению с известными конструкциями глушителей, снижение шума в полосе частот со среднегеометрическими значениями 1000 Гц было получено за счет выбора параметра глушителя, т. е. соответствующей настройки четвертьволнового резонатора. Кроме того, дополнительное снижение шума было получено и в низкочастотном диапазоне, т. к. введенная нами расширительная камера 3 играет роль низкочастотного фильтра.

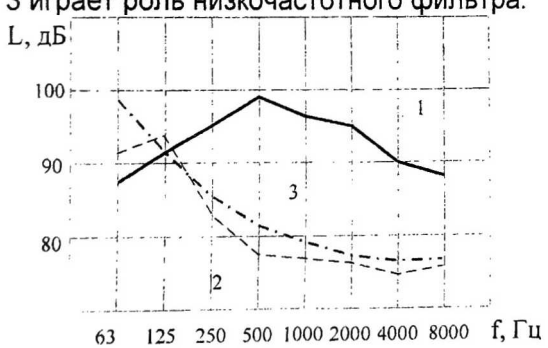


Рис. 3.39. Уровень шума пресса при работе пневмосистемы:
1 – без глушителя; 2 – с глушителем шума конструкции МГТУ им. Н. Э. Баумана;
3 – нормативная кривая (ПС – 80).

Испытание рассмотренного глушителя в Тбилисском объединении «Электроаппарат» показали его высокую акустическую эфективность, которая составила около 20 дБ в широком диапазоне частот (1000-4000 Гц) (см. рис. 3.39).

В тоже время глушитель показал хорошие эксплуатационные характеристики. В частности, в процессе практически не менялась его акустическая эффективность.

Исходя из вышесказанного, соотношение площадей поперечного сечения трубки 2, кольцевого промежуточного канала и

выходного кольцевого канала 5 было принято равным 1:1, 2:2, а диаметр перфорации трубок 23 мм, 15 мм, 12 мм и 15 мм соответственно (считая от центральной к внешней трубке). Все это способствует значительному снижению уровня вихревого шума, что и обусловлено эффективность глушителя в широкой полосе высоких частот.

Однако конструкция пневмоглушителя, разработанного в МГТУ им. Баумана имеет высокое гидравлическое сопротивление, обусловленное спецификой его геометрии и конструкции. К тому же, как и любому глушителю реактивного типа, ему свойственна неравномерность частотной характеристики и наличие полос пропускания. Поэтому реактивные глушители наиболее подходящи тогда, когда спектр заглушаемого шума имеет не сплошной, а дискретный характер.

Примером комбинированного глушителя является глушитель фирмы «Herion» (Германия) для пневмораспределителей фирмы «Ross» (см. рис. 3.40). Данные глушители изготавливаются различных типоразмеров и отличаются только длиной камеры заглушения и площадью входного и выходного каналов.

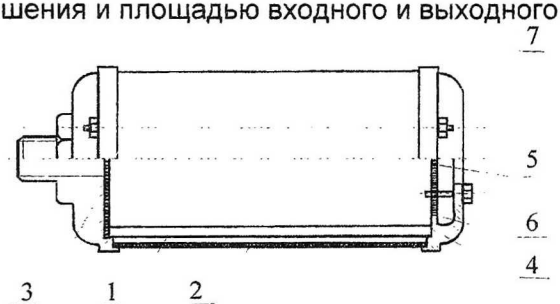


Рис. 3.40. Комбинированный глушитель «Herion»

1. *Полый цилиндр из пористого материала;*
2. *Цилиндр из перфорированной ленты*
3. *Днище*
4. *Задняя крышка*
5. *Клапан*
6. *Выходной кольцевой канал*
7. *Шпильки*

Глушители представляют собой камеру 1 с передним днищем 2, в котором выполнено входное отверстие 3, задней крышки 4, в которой размещен подпружиненный и утопленный клапан5, образующий с корпусом камеры выходной кольцевой ка-

нал 6. Корпус глушителя представляет собой полный цилиндр 7, из пористого материала, установленный в цилиндре 8 из перфорированной сетки. Конструкция собирается при помощи шпилек 19. Подобного типа глушители снижают шум на 28 - 30 дБ. По мере увеличения срока работы эксплуатационные характеристики глушителя снижаются, т. к. акустический фильтр забивается, а отношение площади поперечного сечения камеры глушителя к площади входного отверстия $m = 5$, снижает шум за счет расширения струи не более чем на 10 дБ (см. рис. 3.40). Активный элемент этого глушителя выполнен из пористого картона, срок службы такого глушителя составляет 10...15 дней.

В институте акустики машин (ИАМ) СГАУ разработаны эффективные конструкции глушителей шума [52, 143, 144], конструктивные схемы на рис. 3.41, 3.42 и 3.43.

Глушители ИАМ благодаря применению в их конструкции многолетнего опыта снижения струйного шума аэрокосмической техники обладают повышенной эффективностью 30...32 дБ(А) при малых габаритах и гидравлическом сопротивлении. По комплексу данных параметров пневмоглушители ИАМ превышают отечественные и зарубежные аналоги. Это удалось достичь путем использования комплекса методов подавления аэродинамических шумов, включающих перенос критического сечения, смещение частотного спектра струи активизацию кромочных потерь на перфорации, оптимизацию геометрических размеров проточной части, применения эффективного звукопоглотителя, и других. Вместе с этим глушители ИАМ обладают повышенной надежностью и малой загрязняемостью.

Выбранная конструктивная схема пневмоглушителя показана на рис. 3.41. Пневмоглушитель содержит центральную трубу 1, перфорированные стаканы 2, 3, закрытые с двух сторон фланцами 3 и 4. Между перфорированными стаканами расположен гранулированный поглотилель 5.

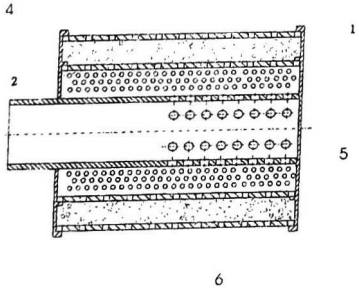


Рис. 3.41 – Пневмоглушитель ИАМ

Пневмоглушитель работает следующим образом. Акустические колебания, возбуждаемые при истечении потока преобразуются в центральном трубчатом рассекателе, при этом максимум частотного спектра смещается в область повышенных частот. Смещение частотного спектра производится в целях улучшения эффективности поглощения акустических колебаний. После прохода воздуха через отверстия в центральной трубе, он поступает в полость между трубой и внутренней перфорированной оболочкой, при этом истекающие из трубы струйки обладают более высокой частотой звукоизлучения. Воздух поступает на внутреннюю перфорированную оболочку, которая благодаря малым отверстиям перфорации (~ 1 мм.) приводит к переводу крупномасштабной турбулентности к мелкомасштабной. За счет увеличения кромочных потерь возрастает рассеивание акустических колебаний. Внутренняя оболочка также играет, совместно с камерами, роль резонансного поглатителя. Воздух проходя через внутреннюю перфорированную оболочку поступает в слой гранулированного звукопоглотителя, который выполняет следующие функции:

- Погашение энергии пневмоудара за счет упругой деформации гранул.

  Преобразует акустическую энергию потока в энергию движения колебаний гранул.
- Поглощает акустические колебания за счет сил трения при движении потока по каналам между гранулами.

И, наконец, воздух выходит из глушителя через наружную перфорированную оболочку, выполняющей функции аналогичные внутренней.

Геометрические размеры проходных сечений глушителя подобраны таким образом, что критический режим истечения потока реализуется на отверстиях центральной трубки-рассекателя. Известно, что критическое истечение возбуждает наиболее интенсивные акустические колебания, поэтому размещение элемента с критическим истечением в центре конструкции существенно повышает эффективность глушения шума.

Преимущества данной конструкции заключаются в следующем:

- поглощение акустической энергии происходит на 3-х элементах: 2-х перфорированных стаканах и поглотителе
- проходные каналы в поглотителе имеют гораздо большую площадь по сравнению с пористыми материалами.

В основу конструкции, представленной на рис. 3.42 [61], поставлена задача – повысить эффективность шумоглушения.

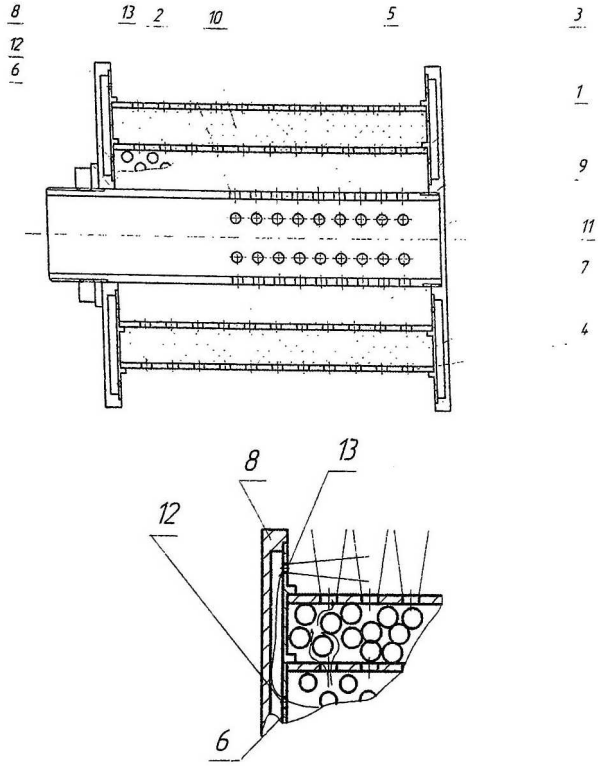


Рис. 3.42 - Пневмоглушитель со смешением потока.

Это достигается за счет того, что во фланцах выполнены перфорированные отверстия, и на них установлены крышки, в которых выполнены кольцевые проточки, образующие с поверхностью фланцев каналы перепуска сжатого воздуха. Таким образом, с целью более интенсивного перемешивания организован перепуск сжатого воздуха из полости между внутренней оболочки и центральной трубы рассекателя в окружающее пространство. По специальным каналам перепуска 11 образованным фланцами 6,7 и крышками 8,9 глушителя воздух из области повышенного давления через отверстия 12 вытекает в окружающую среду через множество отверстий 13 во внутренней части фланца (см. рис. 3.42). Тем самым образуются множество дополнительных мелких струек, которые истекают пер-

пендикулярно основным струйкам из наружной перфорации. Таким образом вблизи фланцев и наружной перфорации происходит интенсивное перемешивание мелких струек не давая сформироваться традиционной структуре истечения струи. Длина глушителя подобрана таким образом, чтобы область смешения основных струек и дополнительных струек, истекающих из одного из фланцев, равнялось половине длины глушителя.

В основу конструкции, представленной на рис. 3.43 поставлена задача – повысить эффективность шумоглушения и понизить время спада давления.

Это достигается за счет того, что пневмоглушитель содержит внутреннюю и наружную перфорированные оболочки с мелкогранулированным поглотителем, крышки центральную трубу-рассекатель установлен подпружиненный поршень с отверстиями.

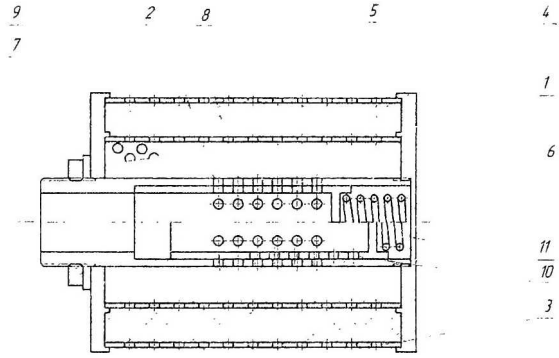


Рис. 3.43. Пневмоглушитель переменной структуры

Таким образом, с целью повышения эффективности шумоглушения проходное сечение центральной трубы – рассекателя 1 меняется в зависимости от давления в пневмосистеме посредством перемещения поршня 9. В начальный момент времени стравливания сжатого воздуха поршень 9, расположенный в центральной трубе – рассекателе 1, перемещается под действием давления в пневмосистеме, пересиливая затяжку пружины 11 к фланцу 6. Тем самым увеличивается гидросопротивление пневмоглушителя, что приводит к увеличению эффективности шумоглушения. Когда давление в пневмосистеме падает до определенного значения, сила упругости пружины 11 перемещает поршень 9 на увеличение проходного сечения отверстий 2 центральной трубы – рассекателя 1. Возвращаясь в исходное положение, когда отверстия 10 поршня 9 совпадают с

отверстиями 2 центральной трубы – рассекателя, пневмоглушитель имеет наименьшее гидросопротивление. И время опорожнения поддерживается в пределах допустимых значений.

Для сравнения эффективности разработанных глушителей (рис. 3.41) с существующими аналогами производства фирм Ross, Фильтран и Herion (рис. 3.40) были проведены экспериментальные исследования. Перед и после проведением испытаний регистрировалось фоновое значение шума, величина которого составила 70 – 75 дБА, т.е. на 50-60 дБ меньше шума выхлопа сжатого воздуха. Этим обстоятельством обусловлена правомерность проведения данных работ. Измерение уровня звукового давления проводилось на расстоянии 1 метр от среза сопла. Результаты испытаний сведены в таблицу 3.3.

Таблица 3.3 – Сравнительные характеристики различных глушителей

Глушитель	*ΔL , дБА*	$\bar{t} = t/t_1$	*Доремонтный ресурс, месяцы*
Ross	22,6	1,77	6
Herion	30,3	1,13	0,5
Фильтран	24,5	1,2	12
ИАМ	29,6	1,12	12

В результате проведения таких испытаний установлено (табл. 3.3), что лучшими акустическими характеристиками обладают Herion и разработанные глушители ИАМ при соизмеримом гидравлическом сопротивлении. Однако глушители ИАМ обладают значительно большим доремонтным ресурсом и, тем самым улучшают эксплуатационные характеристики производственного оборудования. Не менее важным показателем, кроме снижения уровня шума глушителем, является влияние установки глушителя на быстродействие пневмосистемы. Известно, что установка глушителя шума выхлопа увеличивает время опорожнения пневморесивера, то есть приводит к снижению быстродействия системы. В некоторых случаях это недопустимо по техническим требованиям, предъявляемым к пневмосистемам. К тому же, снижение быстродействия пневмосистемы, напри-

мер, прессового оборудования, может привести к производственным травмам. В связи с вышесказанным при разработке глушителя шума необходимо знать не только то, на сколько снизился шум выхлопа, но и параметры быстродействия системы после установки глушителя шума. Следует отметить, что все глушители, кроме Ross удовлетворяют условиям ГОСТ 25144-82 [46], а именно имеют безразмерное время падения давления $\bar{t} = \frac{t}{t_1} \leq 1{,}4$ Кроме того, конструкция "Ross" является наименее эффективной из рассматриваемых глушителей по показателю ΔL.

Таким образом, в 3 главе проведен обзор различных методов и средств снижения колебаний и шума в гидромеханических и гидрогазовых системах. Проанализированы и разработаны конструктивные схемы гасителей пульсаций рабочей среды, гасителей вибраций, пневмоглушителей шума выхлопа.

4. СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В СИСТЕМАХ ТОПЛИВОПИТАНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В общем случае трубопроводы систем топливопитания ДЛА испытывают кинематическое возбуждение со стороны работающего двигателя и установленных на нём агрегатов, а также силовое возбуждение от протекающей внутри рабочей среды.

Вопросы снижения уровня вибраций при кинематическом возбуждении трубопроводов, в том числе на резонансных режимах исследовались достаточно тщательно. Это было вызвано большим количеством усталостных поломок трубопроводов топливных систем ДЛА в процессе их эксплуатации и доводки при их кинематическом возбуждении. В работах, посвящённых этому вопросу, проблема в целом была решена [7, 70]. Поэтому, опасность кинематического возбуждения, при котором могут возникнуть интенсивные вибрации трубопроводов, успешно устраняют ещё на стадии проектирования гидросистем двигателей и ЛА. Это связано прежде всего с появлением теоретических и экспериментальных методов точного определения собственных частот колебаний трубопроводов с учётом влияния протекающей внутри жидкости [112], а, следовательно, и более эффективной частотной отстройки трубопроводов, а также методов снижения уровня кинематического возбуждения при помощи различных демпфирующих и изолирующих устройств. Например, между насосами и жёсткими трубопроводами устанавливают эластичные шланги, которые позволяют снизить кинематическое возбуждение трубопроводов от агрегата и сгладить пульсации рабочей среды, при этом амплитуды переменных напряжений, возникающих в трубопроводе, могут снизиться в 3-4 раза [7, 70]. Применению различных виброизолирующих и демпфирующих устройств, выбору мест их установки также посвящено большое количество работ. Благодаря тщательному изучению вопроса кинематического возбуждения трубопроводов и широкому арсеналу средств его устранения, для многих современных гидросистем двигателей и ЛА, а также станков и оборудования, уровень кинематического возбуждения удаётся снизить так, что он не оказывает существенного влияния на их динамические характеристики. К сожалению, вопросы динамики систем насосной подачи для случая силового возбуждения трубопроводов пуль-

сациями рабочей среды исследованы не столь тщательно и требуют дальнейшего изучения.

Результаты экспериментальных исследований виброакустических характеристик гидромеханической системы показали, что основной причиной снижения её надёжности являются высокочастотные колебания давления топлива. Исходя из этого, возможные мероприятия, по снижению динамических нагрузок и увеличению ресурсов агрегатов системы, должны быть направлены на уменьшение амплитуды колебаний давления топлива.

Расчеты показали, что наиболее простой способ снижения указанных амплитуд пульсаций рабочей среды - установка гидравлического КУ Так, например, для снижения пульсаций рабочей среды в системе топливопитания двигателя НК-25 в магистраль перепуска топлива из агрегата дозировки топлива АДТ-25 на выход центробежной ступени двойного насоса НД-25 устанавливается КУ в виде демпфирующей емкости. Объем емкости должен быть не менее 1 литра, на практике это может быть реализовано в виде пневмогидроаккумулятора (ПГА) объемом всего V=(50...100) см^3; эквивалентный объем такого ПГА составляет V=(10...15)10^{-3} м^3, что вполне достаточно для эффективного подавления пульсаций давления (рис. 4.1) и колебаний осевой силы (рис. 4.2) на всех режимах работы двигателя.

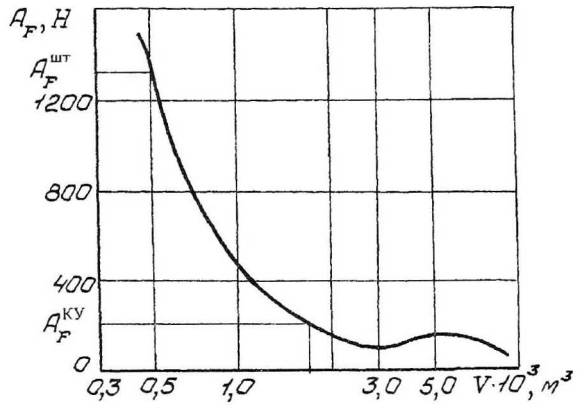


Рис. 4.1. Зависимость среднеквадратичной амплитуды пульсаций осевой силы, действующей на ротор центробежной ступени насоса от объема полости, установленной на выходе из улитки ЦС насоса при $n_{ВД}$=7250 мин$^{-1}$

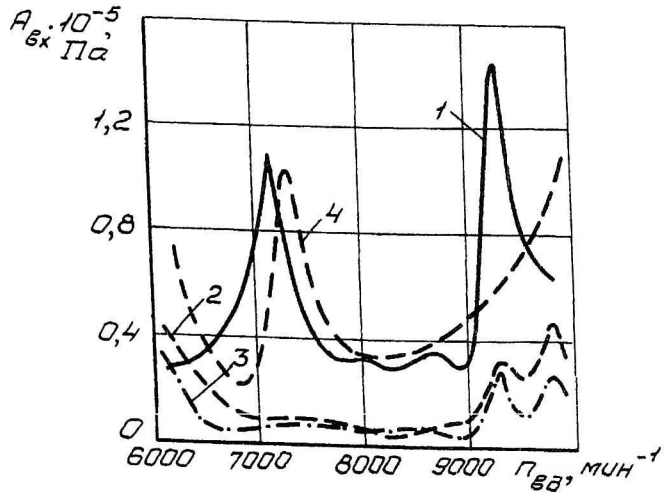


Рис. 4.2. Зависимость среднеквадратичной амплитуды пульсаций давления топлива на входе в шнековый преднасос от скорости вращения ротора ВД:
1 – штатная компановка системы; 2 – система с идеальным гасителем колебаний в цепи перепуска топлива из АДТ на вход шестеренной ступени; 3 – система с ПГА объемом V=100 см^3, установленным на выходе из улитки центробежной ступени насоса; 4 – система с трубопроводом на входе в шнек длиной $l_{вх}$=1.6 м.

Другой путь снижения амплитуд пульсаций давления топлива на выходе из центробежной ступени использовать в качестве средства «динамической развязки» гаситель колебаний давления, установленный в напорную магистраль непосредственно на выходе из шестеренной ступени насосного агрегата [110, 145, 146].

Экспериментальные исследования пульсационного состояния полунатурной системы топливопитания изделия показали, что практически во всех контрольных точках системы (выход из центробежной системы, выход из шестеренной ступени) и на всех режимах работы ГТД реализуются полигармонические колебания давления, причем частота первой (наиболее интенсивной) гармоники совпадает с частотой зацепления зубьев качающего узла. Амплитуды пульсаций давления достигают 30...40% от значений среднего давления, что свидетельствует о

повышенном пульсационном фоне и чрезмерных динамических нагрузках на элементы насоса.

При экспериментальных исследованиях, исходя из требований максимального сохранения первоначальной компоновки изделия, в напорную магистраль шестеренной ступени устанавливалось КУ (рис. 4.3), выполненное в виде штатного участка трубопровода. В другом варианте, в магистраль перепуска топлива из АДТ на выход центробежной ступени устанавливалось КУ емкостного типа (в дальнейшем акустическая емкость) с объемом 10^{-2} м^3 (рис. 4.4).

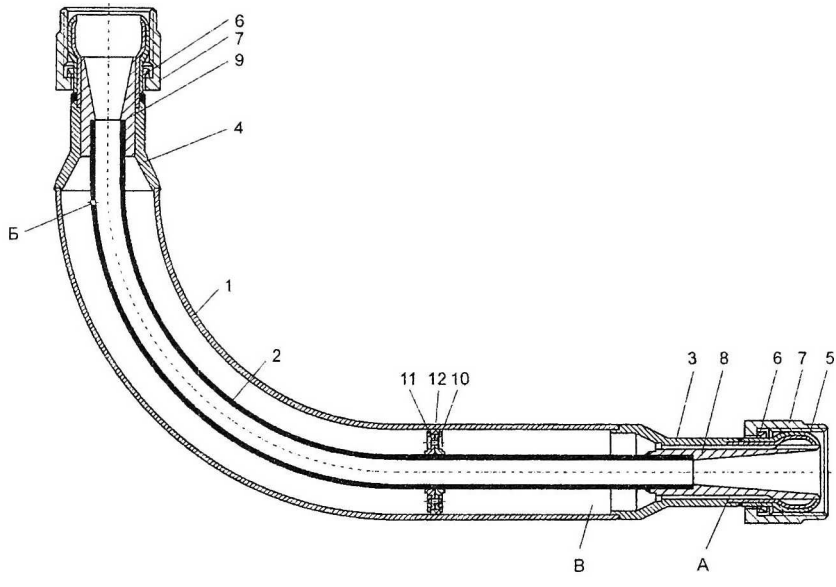


Рис. 4.3. Гаситель колебаний для системы топливорегулирования и питания двигателя НК-25.

Анализ эффективности применяемых устройств показал, что:

гаситель колебаний и развязывающая емкость имеют приблизительно одинаковую эффективность подавления колебаний на входе и выходе шнекоцентробежной ступени и снижают амплитуды основных гармоник колебаний в 1,7...3 раза;

- эффективность емкости уменьшается с увеличением режима работы ГТД, что связано с прикрытием перепускного клапана АДТ;

- емкость практически не влияет на пульсации давления в напорной магистрали шестеренной ступени.

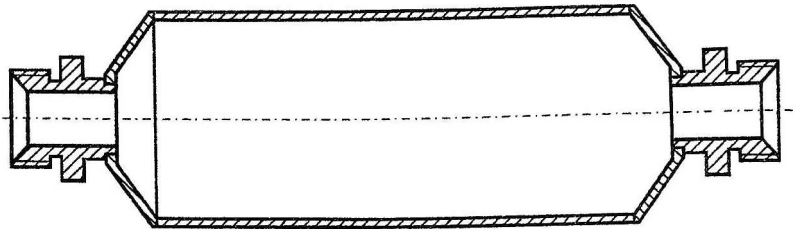


Рис. 4.4. Конструктивная схема емкости для акустической развязки магистралей топливной системы ГТД.

Исходя из полученных экспериментальных данных, можно сделать вывод, что предложенные средства коррекции динамических характеристик системы с насосным агрегатом НД-25 показали достаточную эффективность. При выборе средства снижения динамических нагрузок следует иметь ввиду, что применение гасителя колебаний с одной стороны полностью ,,развязывает" выход насоса со всеми присоединенными агрегатами, с другой стороны условия работы шестеренной ступени ухудшаются (повышается статическое давление, пульсации давления непосредственно на выходе из насоса). Поэтому предпочтение в данном случае следует отдать развязывающей емкости, а для уменьшения ее габаритов применить пневмогидроаккумулятор [145].

Таким образом, используя комплексный подход в изучении виброакустических свойств систем с насосными агрегатами, можно с высокой степенью достоверности определить динамические характеристики сложных гидромеханических систем и предложить эффективные мероприятия по снижению динамических нагрузок действующих в системе.

Многие конструктивные мероприятия значительно влияют на антикавитационные свойства шнековых преднасосов. Ниже предлагается ряд мероприятий по снижению интенсивности скрытых кавитационных процессов в шнеке.

Отличительной особенностью работы шнекоцентробежной ступени рассматриваемого агрегата НД является то, что через эту ступень прокачивается все топливо, потребляемое двигателем и на режиме малого газа и на форсажном режиме. Таким

образом, расход топлива через эту ступень увеличивается более чем в 20 раз, в то время как частота вращения ротора агрегата изменяется лишь в 1.4 раза. Естественно, что шнекоцентробежная ступень, рассчитанная на обеспечение расхода топлива на форсажном режиме, на пониженных режимах работы двигателя функционирует в условиях, существенно отличающихся от расчетных. Об этом говорят и сверхнизкие значения параметра режима. Работа шнека в условиях малых расходов отличается наличием интенсивных кавитационных явлений в его проточной части, воздействующих на подшипник шнекоцентробежной ступени. Интенсивность кавитационных процессов уменьшается с увеличением параметра режима, то есть с повышением расхода через шнек. Таким образом, первые наиболее очевидные мероприятия связаны с увеличением расхода через шнековый преднасос. Здесь возможно несколько вариантов. Во-первых, это организация слива топлива из шестеренной ступени агрегата, агрегатов управления перепуском, привода ленты охлаждения турбины, дозировки топлива и распределения топлива не на выход шнекоцентробежной ступени, а на ее вход. Следует отметить, что это сопровождается некоторым снижением КПД агрегата и незначительно увеличивает расход через шнек. Возможна также организация перепуска топлива с выхода центробежного колеса или с выхода шнека на вход в насос. Этим можно добиться существенного увеличения параметра режима и снижения интенсивности кавитационных явлений. Но с другой стороны, подобное мероприятие потребовало бы некоторой перекомпоновки системы, что связано с необходимостью установки дополнительного регулятора расхода перепуска, задающего расход перепускаемой жидкости в зависимости от режима работы двигателя. Кроме того, в области низких режимов произошло бы существенное снижение КПД центробежной ступени. Однако, несмотря на указанные недостатки, указанное мероприятие может весьма существенно снизить интенсивность скрытых кавитационных процессов в шнековом преднасосе. Частично оно реализовано в одной из последних модификаций агрегата НД-25, за счет перепуска части топлива с выхода шнекового преднасоса на его вход через полость ротора ступени. Несмотря на то, что основное назначение перепуска – охлаждение графитового упорного подшипника рабочей жидкостью, попутно решается и задача увеличения расхода через шнек, а следовательно, и снижения интенсивности скрытых ка-

витационных процессов в нем. Проведенные расчеты гидравлических сопротивлений указанного канала перепуска показали, что, например, на режиме малого газа через этот канал перепускается порядка 50% от расхода топлива через основную камеру сгорания. Это приводит к увеличению параметра режима, по крайней мере, в 1.5 раза. Однако такое увеличение параметра режима на малом газе не может исключить интенсивных скрытых кавитационных явлений и зон обратных токов в шнековом преднасосе.

Следующим мероприятием является установка неподвижного конуса перед шнеком. Как уже указывалось, при работе высокооборотных шнекоцентробежных насосов при пониженных параметрах режима (q<0.5) во входных патрубках существуют обратные токи, выходящие из шнека. Поворот обратных токов осуществляется основным активным потоком, на что затрачивается энергия, при этом давление в активном потоке уменьшается. Последнее приводит к ухудшению кавитационных характеристик предвключенного шнека. Устранить вредные влияния обратных токов можно с помощью установки неподвижного конуса непосредственно перед лопатками шнека (рис. 4.5). При установке конуса, во-первых, предотвращается проникновение обратного тока из шнека во всасывающий трубопровод и, во-вторых, поворот обратных токов будет производиться стенками конуса, в результате чего потери напора активного потока $\Delta h_п$ уменьшатся, т.е. статическое давление увеличится, и улучшатся антикавитационные свойства шнека. Это видно из графиков, приведенных на рис. 4.6, 4.7 на которых представлены экспериментальные зависимости разностей давлений в активном потоке на оси насоса перед шнеком и на входе в насос от параметра q, полученные при испытаниях двух шнекоцентробежных насосов с конусом на входе в шнек и без него [37]. Антикавитационные свойства насоса с конусом получаются наилучшими в том случае, когда конус отсекает не всю вихревую зону, а только обратные токи, т.е. когда внутренний диаметр конуса равен диаметру зоны обратных токов D_o. Указанный диаметр может быть определен из экспериментальной зависимости $F_o = f(q)$, приведенной на рис. 4.8. Если во входном патрубке насоса имеются элементы, препятствующие вращательному движению обратных токов (например, пилоны агрегата), то при установке конуса перед шнеком можно получить и повышение эффективности насоса. Это происходит по следующей причине.

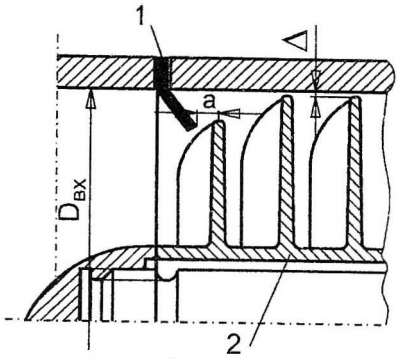


Рис. 4.5. Схема насоса с неподвижным конусом, установленным перед шнеком:
1 – конус; 2 – шнек.

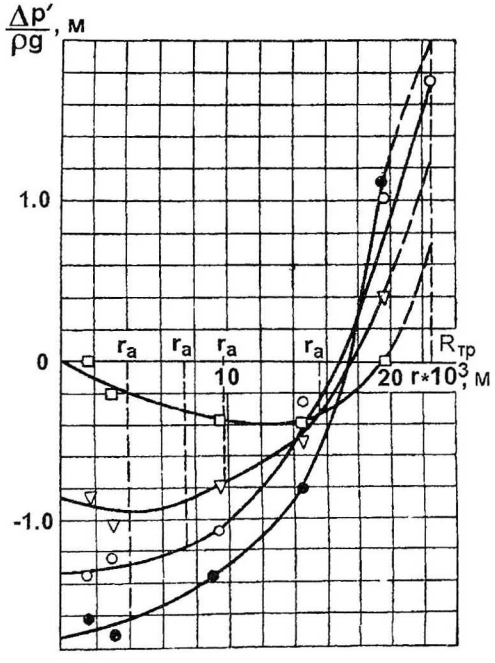


Рис. 4.6. Поля разностей давлений перед шнеком и на входе в насос:

- □ - $q = 0.443$;
- ▽ - $q = 0.187$;
- ○ - $q = 0.0655$;
- ● - $q = 0.00468$.

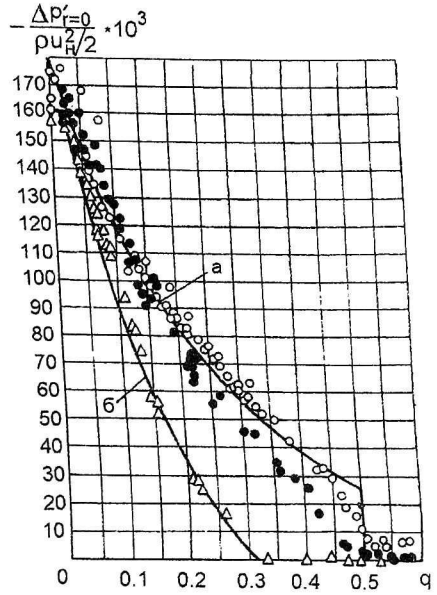


Рис. 4.7. Влияние режима работы и постановки конуса перед шнеком на статическое давление на оси потока перед шнеком:

а) – без конуса; б) – с конусом (внутренний диаметр конуса равен диаметру начала области обратных токов при режиме $\boldsymbol{q} = 0{,}32$*).*

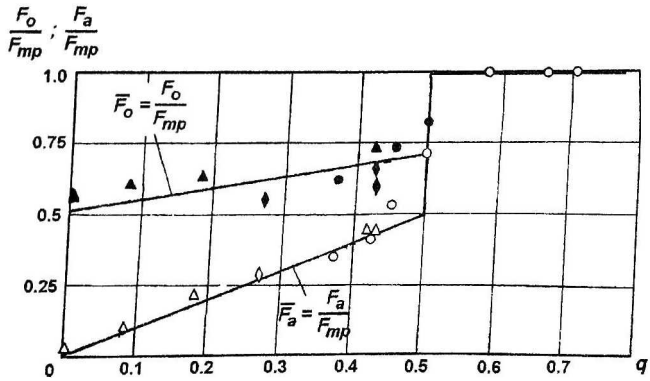


Рис 4.8. Зависимость относительных площадей зон обратных токов и активного потока от параметра $\boldsymbol{q}$*.*

На образование обратных токов перед шнеком затрачивается дополнительная мощность на валу насоса, которая не участвует в создании напора насоса. Эту мощность правильнее всего отнести к механическим потерям (к потерям на гидравлическое торможение). При выполнении входного патрубка насоса в виде прямой трубы большая часть указанной мощности возвращается обратно в шнек в виде энергии вращения обратных токов в вихревой зоне. Если во входном патрубке расположены элементы, которые полностью поглощают энергию вращательного движения обратных токов, то в зоне прямотоков до входа на лопатки окружная составляющая скорости c_u будет равна нулю, т.е. затраченная на закрутку обратных токов энергия даже частично не возвращается в колесо. Если в непосредственной близости от входных кромок шнека поставить гладкий неподвижный конус, препятствующий распространению обратных токов вдоль всасывающей трубы и поворачивающий их обратно по направлению к шнеку, то следует ожидать, что разница между количествами движения обратных токов и прямотоков будет относительно невелика. Поверхность трения закрученного потока о стенку конуса будет в этом случае мала, а непосредственного контакта вращающейся жидкости с активным потоком и элементами на входе насоса практически не будет. Отсюда можно предположить, что мощность, затрачиваемая шнеком на образование вихревой зоны, в значительной степени будет возвращена обратно насосу. Это было подтверждено результатами экспериментальных исследований [134], показавшими, что после установки конуса перед шнеком потребляемая мощность уменьшилась на 2 кВт, а КПД вырос на 6%.

Снизить интенсивность кавитационных процессов можно также применением шнека переменного шага. При этом угол установки лопаток на входе уменьшается. Это приводит к снижению углов атаки и, следовательно, увеличению параметра режима. Угол установки лопаток на выходе сохраняется неизменным для обеспечения высоких антикавитационных свойств насоса по критическим режимам (при больших расходах). При этом рекомендуется угол установки лопаток на входе сохранять постоянным по длине $L_1=(0.3...0.5)L_{cp}$, где L_{cp} - длина средней линии профиля. Густота решетки шнека на этом участке не должна превышать $\tau_{cp}=1.8$. Максимальный прогиб средней линии профиля должен быть расположен на расстоянии примерно $2/3\ L_{cp}$ от входной кромки профиля (рис. 4.9). Профиль с плавной изо-

гнутостью средней линии может быть заменен профилем с ломаной средней линией (шнек со ступенчатым изменением шага); при этом угол излома средней линии профиля не должен превышать 7°.

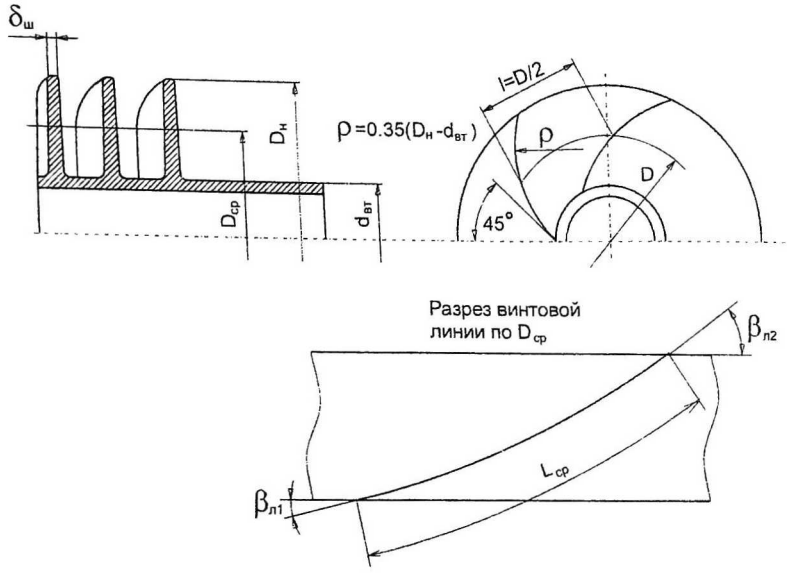
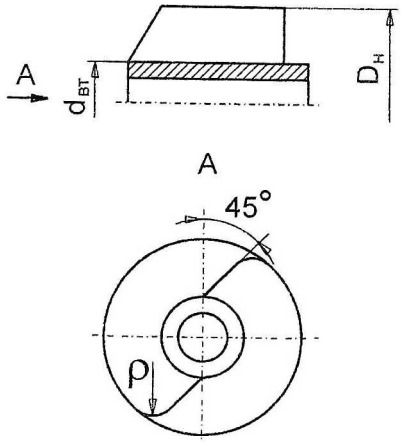


Рис. 4.9. Основные конструктивные размеры шнека переменного шага.

Кроме описанных мероприятий можно предложить следующие конструктивные изменения шнека, хорошо зарекомендовавшие себя экспериментально с точки зрения повышения антикавитационных свойств шнекоцентробежной ступени:

- применение рациональной формы входных кромок лопаток шнека (рис. 4.10);
  утонение входных участков лопаток;
- просверливание отверстий на входных участках лопаток шнека;
  повышение чистоты обработки поверхности лопаток шнека;
- увеличение числа лопаток шнека до четырех.

Значительная часть рекомендаций по снижению интенсивности скрытых кавитационных процессов в шнековом предшасосе и повышению его антикавитационных характеристик связана с осуществлением специальной профилировки лопастей шнека.



$$\rho = 0.35(D_н - d_{вт})$$

Рис. 4.10. Рациональная форма входных кромок лопаток шнека.

Так в работе [4] для повышения антикавитационных свойств предвключенной осевой ступени предлагается специальная профилировка поверхности, ограничивающей лопатки шнека. Поставленная цель достигается тем, что образующая поверхности, ограничивающей лопатки заборной части, выполнена в виде дуги окружности с центром вращения на оси ступени и касательной к образующей поверхности, ограничивающей лопатки заборной части. На рис. 4.11 представлен продольный разрез предвключенной осевой ступени. Предвключенная осевая ступень содержит корпус 1, винтовые лопатки 2 и 3 рабочей и заборной частей, ограниченные поверхностями вращения. Образующая 4 поверхности, ограничивающей лопатки 3 заборной части, выполнена в виде дуги окружности с центром вращения на оси ступени и касательной к образующей 5 поверхности, ограничивающей лопатки 2 рабочей части. При этом образующая 5 поверхности, ограничивающей лопатки 2 рабочей части, может быть выполнена прямолинейной (например, коническая поверхность).

Специальной профилировкой лопастей шнекового преднасоса добиваются упорядочения течения при обтекании поверхностей лопаток, а это, в свою очередь, приводит к улучшению, как антикавитационных, так и энергетических и акустических характеристик лопастной гидромашины.

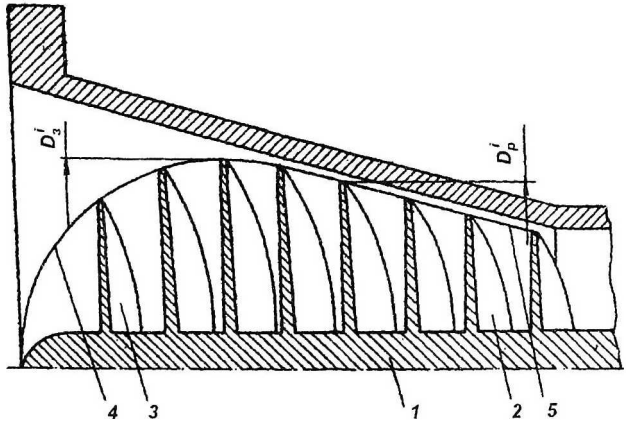


Рис. 4.11. Предвключенное шнековое колесо с образующей поверхностью, в ограничивающей лопатки, выполненной в виде дуги окружности

В работе [5] предлагается решение указанной задачи путем выполнения на омываемых потоком поверхностях лопастей ориентированных вдоль участков их цилиндрических сечений круглых по своему профилю канавок. В общем случае канавки имеют переменные по длине радиус кривизны и глубину, при этом текущая глубина канавок определяется местной кривизной профиля лопасти и радиусом кривизны канавки, а количество канавок определяется по максимуму достигаемого целевого эффекта. Нанесение указанных канавок на поверхности лопастей способствует упорядочению течения, затрудняя образование отрывных зон и противотоков, уменьшает масштаб вихрей, что в целом приводит к повышению энергетических и антикавитационных свойств, а также к снижению шумности гидромашины. Экспериментальные исследования, проведенные в Московском авиационном институте с рабочими колесами осевых насосов, показали, что круглые канавки, выполненные на периферийных участках цилиндрических сечений лопастей, позволили повысить КПД гидромашины ≈ на 25%, а антикавитационные свойства рабочего колеса гидромашины ≈ на 15%...20%. На рис. 4.12 представлен общий вид рабочего колеса преднасоса. Рабочее колесо преднасоса 1 в общем виде содержит омываемую потоком лопасть 2, на которой выполнены ориентированные вдоль ее участков цилиндрических сечений круглые по своему профилю канавки 3. Колесо преднасоса работает следующим

образом. При обтекании потоком омываемых поверхностей лопастей на них возникают местные отрывные зоны, так называемые «отрывные пузыри», являющиеся основным источником гидроакустических шумов и очагом развития кавитации, в свою очередь приводящей к снижению энергетических характеристик колеса насоса. Нанесенные на поверхность лопасти канавки, имея вогнутую поверхность, благоприятствуют появлению вторичных течений, поперечных к основному направлению потока, препятствующих или предотвращающих возникновение указанных неблагоприятных отрывных зон. Использование подобной конструкции рабочего колеса шнекового преднасоса позволяет наряду с его большей комфортностью (за счет снижения гидроакустических шумов) повысить энергетические характеристики насоса, в результате чего достигается высокий технический эффект.

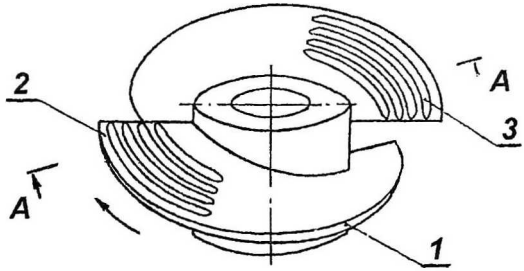


Рис. 4.12. Шнековое колесо со специальной профилировкой в виде канавок.

В работе [6] для улучшения антикавитационных характеристик шнекового преднасоса предлагается применение специально спрофилированного шнека, содержащего цилиндрический и входной участки, последний из которых выполнен с переменным диаметром, уменьшающимся к входу шнека. Таким образом, входной участок выполнен в виде всасывающей ступени и имеет шаг, уменьшающийся к входу шнека пропорционально изменению диаметра. Кроме того, шаг участка определяется из соотношения:

$$s_i = k\frac{D_i s}{D_ц}, \qquad (4.1)$$

где k=0.75...1.25;

s_i – текущий шаг входного участка;
D_i – текущий диаметр входного участка;
s – шаг цилиндрического участка в месте примыкания входного участка;
$D_ц$ – диаметр цилиндрического участка.

Для учета влияния втулки шнека в указанном соотношении под диаметрами понимают средние диаметры лопаток. При таком исполнении всасывающая ступень шнека в каждом предыдущем по потоку сечении выполнена из условия прохождения меньшего расхода жидкости. На рис. 4.13 представлен продольный разрез шнека. Шнек работает следующим образом. Всасывающую ступень можно представить в виде последовательно установленных шнековых элементов, каждый из которых выполнен на свой расход жидкости. Расход жидкости через каждый шнековый элемент уменьшается от максимального для элемента, примыкающего к цилиндрическому участку шнека, до минимального значения для первого шнекового элемента. Для бессрывной работы первого шнекового элемента требуется наименьшее давление на входе, так как расход жидкости через него наименьший. Для следующего шнекового элемента, имеющего больший расход жидкости, бессрывная работа обеспечивается как входным давлением, так и подпором от работы первого шнекового элемента. И так далее, каждый предыдущий шнековый элемент создает условия (подпор и закрутку) для бессрывной работы последующего. Бессрывная работа шнека обеспечивается, таким образом, при меньшем давлении на входе.

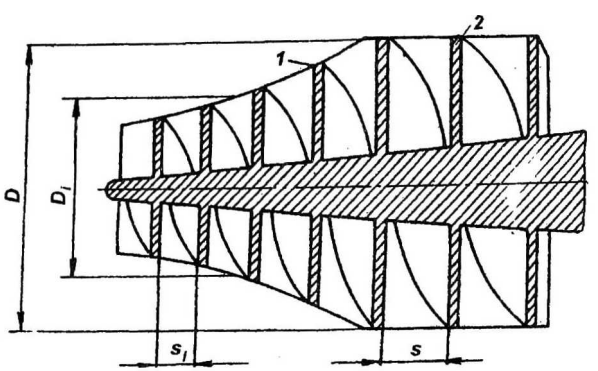


Рис. 4.13. Специально спрофилированный шнек с переменным диаметром.

Выполнение всасывающей ступени по соотношению (4.1) обеспечивает оптимальные условия течения жидкости во входной части межлопаточного канала. При этом всасывающая способность шнека максимальная.

Возможен также следующий вариант профилирования входных кромок шнека [7]. На рис. 4.14 представлен предлагаемый шнек. Шнек содержит втулку 1 и установленные на ей спиральные лопасти 2 с профилированными входными кромками 3. Входные кромки 3 лопастей 2 в плоскости, перпендикулярной к оси шнека, выполнены пилообразными так, что чередующиеся вершины 4 зубьев 5 и впадин 6 расположены на концентрических окружностях 7 с центром на оси шнека и разность диаметров двух любых соседних окружностей 7 постоянна. Число зубьев 5 необходимо выбирать в диапазоне 2-5, при этом огибающая вершины 4 зубьев 5 представляет собой форму предварительно спроектированного шнека одним из известных способов. Глубина всех впадин 6, измеренная по дугам окружностей 7, должна быть одинаковой и составлять 1/3-1/4 шага винта лопасти 2. Боковые стороны 8 каждого зуба 5 от вершины 4 до

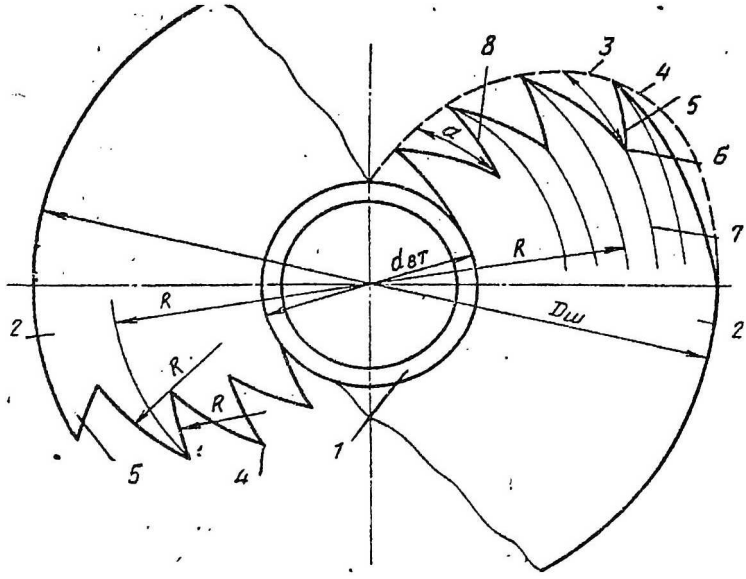


Рис. 4.14. Шнек с пилообразными входными кромками.

впадины 6 представляют собой дуги с радиусом соответствующей окружности 7. Шнек работает следующим образом. При вращении шнека с пилообразной входной кромкой 3 последняя позволяет уменьшить объем кавитационных каверн на тыльной стороне лопастей 2 путем разделения каверны на ряд мелких каверн. Уменьшение объемов каверн приводит к увеличению устойчивости гидросистемы по отношению к кавитационным автоколебаниям.

Известен также следующий вариант профилирования лопасти шнека [8], когда входной виток лопасти снабжен с тыльной стороны профилированными лопатками и примыкающей к их торцам и периферии винтовой пластиной из пористого материала, расположенной с зазором относительно ступицы. На рис. 4.15 изображен продольный разрез рабочего колеса шнекового преднасоса; на рис. 4.16 – вид А рис. 4.15. Рабочее колесо шнекового преднасоса содержит ступицу 1 с расположенной на ней винтовой лопастью 2, входной виток 3 которой снабжен с тыльной стороны 4 профилированными лопатками 5 и примыкающей к их торцам и периферии винтовой пластиной 6 из пористого материала, расположенной с зазором 7 относительно ступицы 1. Лопатки 5 образуют межлопаточные каналы 8. При обтекании лопасти 2 жидкостью с тыльной стороны 4 входного витка 3 образуется область пониженного давления. Падение давления во входном витке 3 лопасти 2 определяется расстоянием от оси вращения: на более удаленных участках имеет место большее падение давления. Поэтому кавитация начинается в первую очередь на периферии рабочего колеса. Жидкость, поступающая на вход рабочего колеса, через зазор 7 подается в межлопаточные каналы 8, в которых с помощью лопаток 5 повышается давление жидкости. Под действием этого давления жидкость проникает через пористую пластину 6 в зону кавитации, повышая давление в ней. При повышении давления в зоне кавитации выше давления насыщенных паров нарушаются условия образования каверн и кавитация жидкости не происходит. Кроме этого, уменьшаются потери на трение жидкости о входной виток 3 лопасти 2, так как проникающая через пористую пластину 6 жидкость играет роль гидродинамической смазки. Конструкция входного витка 3 лопасти 2 позволяет повысить давление в ее периферийных областях и тем самым исключить кавитацию жидкости.

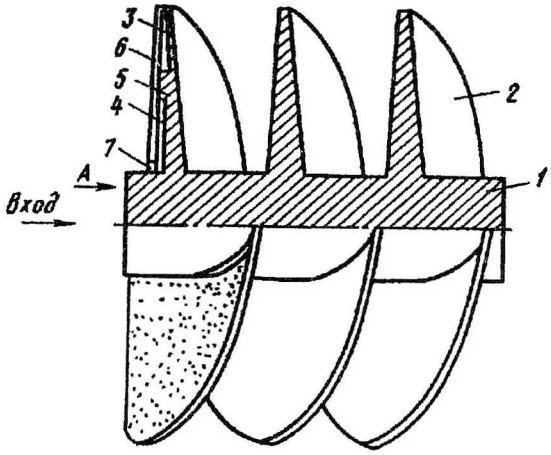


Рис. 4.15. Шнек с примыкающей винтовой пластиной из пористого материала.

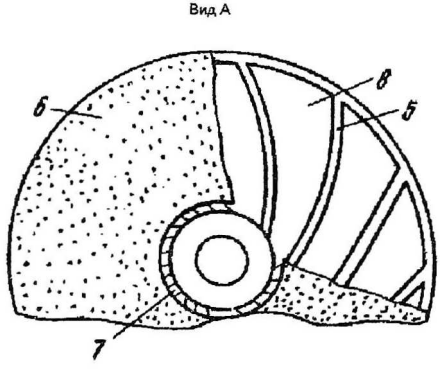


Рис. 4.16. Вид спереди шнека рис. 4.15.

В работе [9] представлено мероприятие, имеющее своей целью повышение антикавитационных качеств шнекового предвнасоса с одновременным снижением трудоемкости его изготовления. На рис. 4.17 изображена заготовка осевого колеса перед началом обработки: на рис. 4.18 – вид А рис. 4.17; на рис. 4.19 – осевое колесо, вид в аксонометрической проекции: на рис 4.20 – вид Б на рис. 4.19. Осевое колесо содержит по крайней мере одну винтовую лопасть 1, образованную рабочей 2 и тыль-

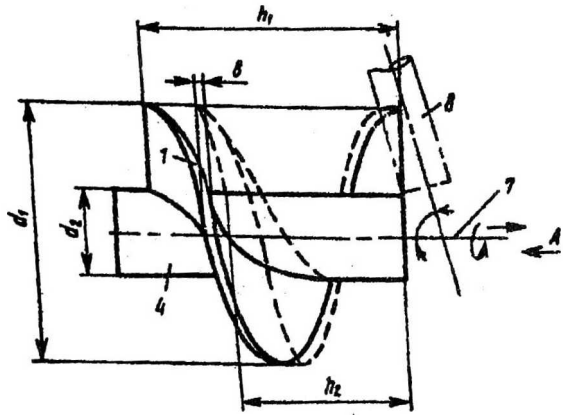


Рис. 4.17. Заготовка шнекового колеса перед началом обработки.

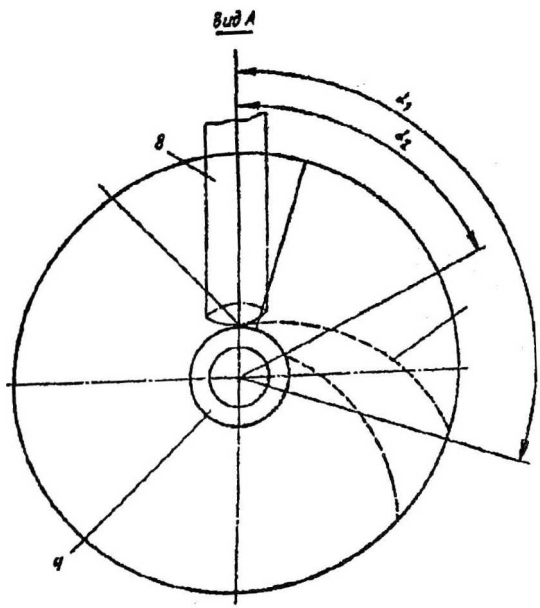


Рис. 4.18. Вид сзади шнека рис. 4.17.

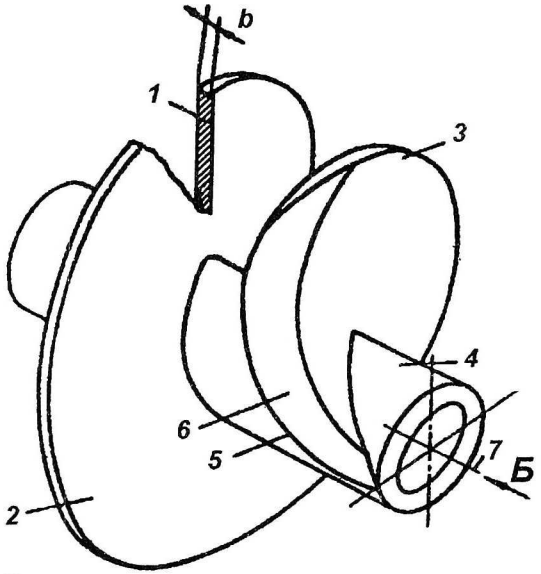


Рис. 4.19. Шнековое колесо рис. 4.17. Вид в аксонометрической проекции.

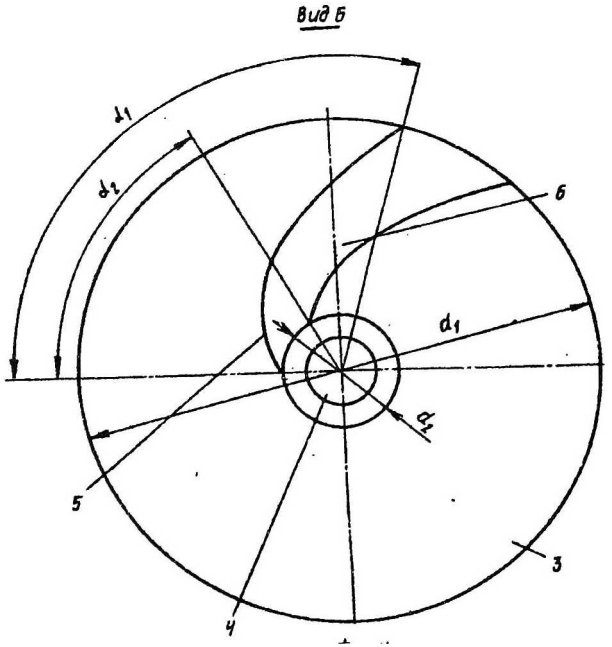


Рис. 4.20. Вид спереди шнека рис. 4.19.

ной 3 винтовым поверхностями, выполненную на втулке 4 и имеющую острую входную кромку 5, образованную пересечением тыльной винтовой 3 и дополнительной 6 поверхностей. Дополнительная поверхность 6 выполнена конической винтовой с шагом, равным

$$h_2 = h_1 - \frac{360^0 b}{\alpha_2},$$

и углом β наклона образующей к оси 7 колес, равным

$$\beta = 90^0 - arctg \frac{2\alpha_1 b}{\alpha_2 (d_1 - d_2)}$$

где h_1 - шаг винтовой лопасти 1;
b – толщина лопасти 1;
α_1 – угловая протяженность входной кромки 5;
d_1 – наружный диаметр колеса;
d_2 - диаметр втулки 4;
α_2 – угол заострения входной кромки 5 у втулки 4.

Как показали испытания, выполнение дополнительной поверхности 6 конической винтовой в соответствии с указанными выше зависимостями обеспечивает повышение антикавитационных качеств. Кроме того, выполнение поверхности 6 конической винтовой снижает трудоемкость ее изготовления, так как она может быть легко выполнена фрезерованием, посредством установки фрезы 8 под заданным углом β и ее перемещения относительно колеса с заданным шагом h_2, которые указаны выше.

Вторая часть рекомендаций, выработанных по результатам патентных исследований, связана с проведением мероприятий по конструктивной модификации корпуса насоса, а также его ротора.

Так, в работе [10] для снижения интенсивности обратных токов, на внутренней поверхности корпуса в районе полости шнекового преднасоса предлагается выполнить семейство пазов. На рис. 4.21 представлен продольный разрез шнекоцентробежного насоса, который содержит корпус 1 с всасывающим патрубком 2, рабочее колесо 3, шнек 4, на внутренней 6 поверхности патрубка 2 выполнены семейства пазов 5. Оси семейств пазов распложены друг относительно дуга под углом от 0 до 180°

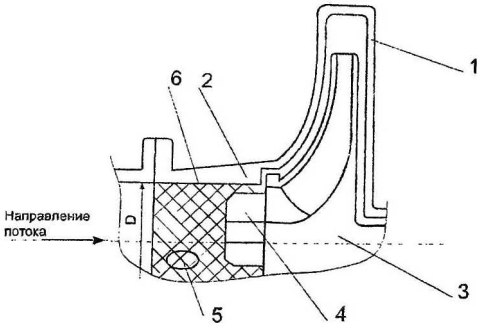


Рис. 4.21. Продольный разрез шнекоцентробежного колеса с пазами на поверхности патрубка.

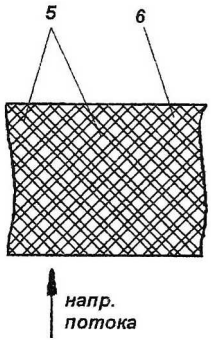


Рис. 4.22. Развертка всасывающего патрубка рис. 4.21.

На рис. 4.22 представлена развертка со стороны внутренней 6 поверхности всасывающего патрубка 2, на которой размещены пазы 5. На рис. 4.23 представлены семейства пазов 5, оси которых расположены под углом α и обозначены – ширина пазов 5 – ***b*** – и шаг между ними – ***h***. На рис. 4.24 и 4.25 представлены развертки патрубка 2 со стороны внутренней 6 поверхности, на которых оси семейства пазов 5 расположены одна относительно другой под углом α = 0° и расположены соответственно вдоль и поперек оси патрубка 5. Насос работает следующим образом. Жидкость поступает во всасывающий патрубок 2 насоса, проходит через шнек 4 и рабочее колесо 3 и затем через корпус 1 подается потребителю. Развитию обратных токов и раскручиванию потока в окружном направлении при проходе жидкости через шнек 4 препятствуют семейства пазов 5, выполненные на внутренней поверхности 6 всасывающего патрубка 2. Такое воздействие на поток позволяет стабилизировать его и уменьшить потери. Экспериментально установлено, что эффект достигается при выполнении пазов 5 с шириной ***b*** и шагом ***h***, не превышающими соответственно 0.03 и 0.12 внутреннего диаметра всасывающего патрубка 2 (***D***). Данное конструктивное мероприятие кроме улучшения антикавитационных характеристик насоса повышает его КПД на 1.5 – 5% в зависимости от конкретного выполнения семейств пазов.

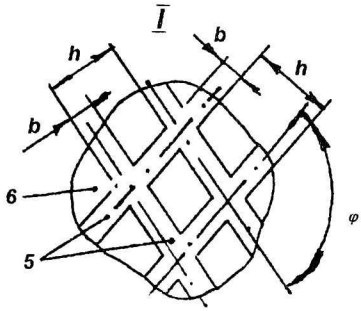


Рис. 4.23. Семейство пазов рис. 4.21.

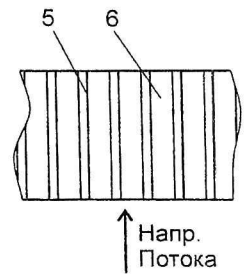


Рис. 4.24. Развертка патрубка рис. 4.21 с продольными пазами.

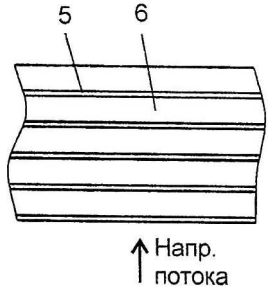


Рис. 4.25. Развертка патрубка рис. 4.21 с поперечными пазами.

Выше уже отмечалось, что наличие и интенсивность противотоков определяются величиной параметра режима q, представляющего собой отношение текущего расхода жидкости на входе в насос к расходу, при котором поток входит на лопасть с нулевым углом атаки. При $q > q_{кр}=0.5$ противотоки исчезают, а при $q < q_{кр}=0.5$ – появляются ($q_{кр}$ – критический расходный параметр.) Для шнекового колеса с заданной геометрией проточной части и постоянной угловой скоростью вращения вала расходный параметр q равен отношению текущей осевой скорости пред шнеком к соответствующей скорости на режиме с нулевым углом атаки. В связи с этим противотоки можно устранить путем увеличения осевой скорости потока перед колесом. Для устранения противотоков используется перепуск части жидкости из области повышенного давления на вход в насос. Недостатком подобного мероприятия является существенное снижение объемного КПД насоса. В работе [11] предлагается конструктивное мероприятие, целью которого является устранение автоколебательных режимов работы на пониженных расходах при перекачивании газожидкостных сред. Указанная цель достигается тем, что вал имеет подключенную к источнику низкого давления внутреннюю полость, от-

верстия и каналы, выполненные соответственно со стороны входа и выхода шнека, и кольцо, подпружиненное относительно обтекателя и расположенное на наружной поверхности вала в зоне отверстий, и полость вала сообщена с проточной частью насоса через каналы постоянно, а через отверстия – при перемещении кольца, и упругая оболочка закреплена на последнем. На рис. 4.26 изображен продольный разрез насоса. Насос содержит корпус 1 с расположенными в нем предвключенным шнеком 2 и центробежным рабочим колесом 3, установленными на валу 4, имеющем полый обтекатель 5 с окнами 6. Обтекатель 5 снабжен упругой оболочкой 7 и сообщен с зоной 8 нагнетания 8 насоса. Вал 4 имеет подключенную к источнику низкого давления (не показан) внутреннюю полость 9, отверстия 10 и каналы 11. выполненные соответственно со стороны входа и выхода в шнек 2. Вал 4 снабжен также кольцом 12. подпружиненным пружиной 13 и расположенным на наружной поверхности вала 4 сообщена с проточной частью насоса через каналы 11 постоянно, а через отверстия 10 – при перемещении кольца 12. на котором закреплена упругая оболочка 7 Насос работает следующим образом. При вращении вала 4 газожидкостная смесь поступает в шнек 2, а затем в рабочее колесо 3. На режиме без противотоков (q >0,5) давление в зоне нагнетания 8 относительно невелико, и поэтому оно не может существенно изменить конфигурацию упругой оболочки 7, которая плотно прилегает к полому обтекателю 5. При этом кольцо 12. находясь в крайне правом положении, прикрывает отверстия 10, и отсепарированная в шнеке 2 газовая фаза через каналы 11 поступает во внутреннюю полость 9 вала 4 и далее к источнику низкого давления. При работе насоса на пониженных расходах (q <0,5), когда на входе в шнек 2 появляются противотоки, давление в зоне нагнетания 8 повышается и становится достаточным для того, чтобы растянуть упругую оболочку 7 (на чертеже новое положение показано штрих пунктиром). При этом появляется неуравновешенная осевая сила, под действием которой кольцо 12 сжимая пружину 13, перемещается влево, открывая отверстия 10. Начиная с этого момента, часть отсепарированной в шнеке 2 газовой фазы из внутренней полости 9 вала 4 через отверстия 10 подается в область разрежения за растянутой упругой оболочкой 7, выполняющей в данном случае роль кавитатора, в результате чего за ней образуется искусственная каверна, прикрывающая часть проходного сечения входа в насос непосредственно перед шне-

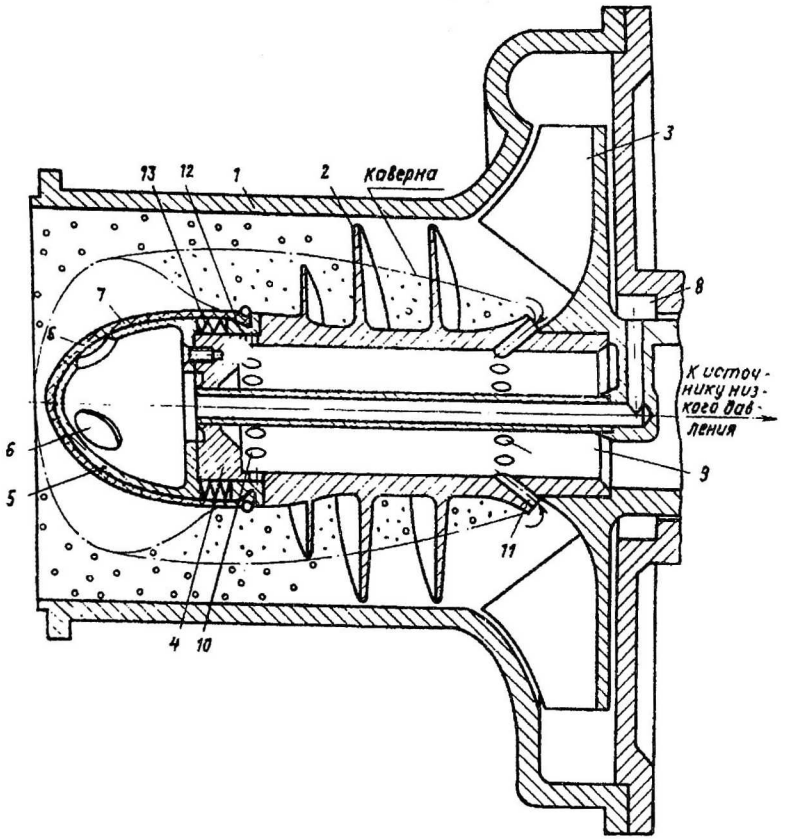


Рис. 4.26. Схема насоса, обеспечивающего устранение автоколебательных режимов работы на пониженных расходах.

ком 2, а также часть проходного сечения его проточной части. При этом осевая скорость потока перед шнеком 2 возрастает, величина расходного параметра q становится больше своего критического значения $q_{кр}$=0,5 и противотоки исчезают. Жидкая фаза, независимо от режима работы насоса, после шнека 2 направляется в центробежное колесо 3 и далее к потребителю. Мощность, затрачиваемая на образование искусственной каверны, не превосходит десятых долей процента от мощности, потребляемой насосом, т.е. является несущественной в общем

энергетическом балансе насоса. Другими словами, перепуск части отсепарированного и сжатого в шнеке газа в область разрежения за растянутой упругой оболочкой практически не отразится на КПД насоса. Таким образом, данный насос обеспечивает автоматическое устранение противотоков на входе в насос при пониженных расходах жидкости, в результате этого повышается его всасывающая способность и устраняются автоколебательные режимы работы.

Еще одно мероприятие, направленное на повышение КПД и уменьшение колебаний осевой силы описано в работе [12] и представляет собой нижеследующее. На рис. 4.27 представлен продольный разрез насоса, а на рис. 4.28 изображено сечение входной части его шнека и патрубка. Насос содержит корпус 1 с входным патрубком 2, рабочее колесо 3, пазуху 4 за рабочим колесом, предвключенный шнек 5 с полой цилиндрической ступицей 6, размещенный на валу 7 с каналами 8. Вдоль окружно-

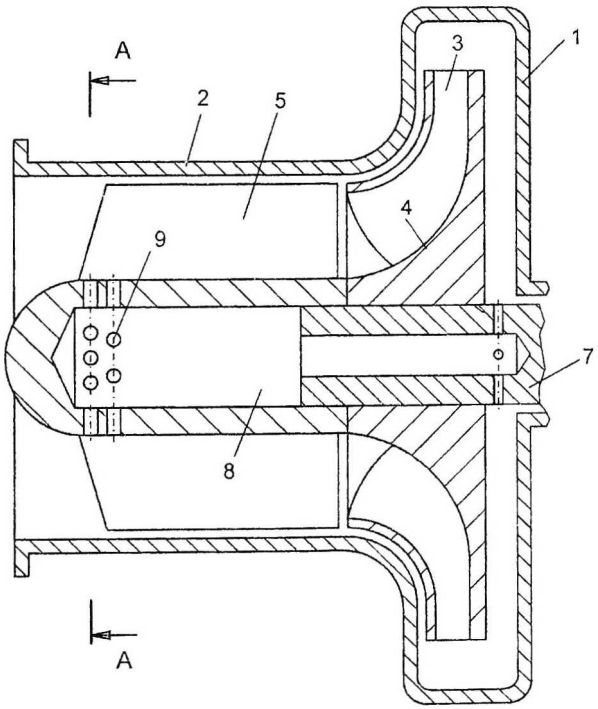


Рис. 4.27. Насос с повышенным КПД, обеспечивающий уменьшение колебаний осевой силы.

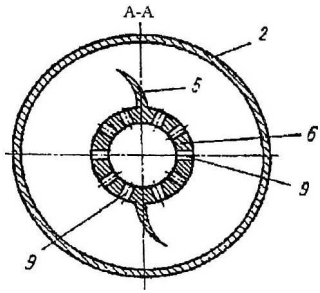


Рис. 4.28. Сечение входной части шнека и патрубка рис. 4.27.

сти на цилиндрической поверхности ступицы равномерно размещены отверстия 9. Через каналы 8, полость в ступице 6 и отверстия 9 пазуха 4 сообщается с межлопаточными каналами шнека 5. Насос работает следующим образом. Жидкость протекает через шнек 5 и рабочее колесо 3, собирается в корпусе 1 и направляется к потребителю. При обтекании ступицы 6 шнека 5 на ее входе образуются вихри. Из-за разности давлений во всасывающем патрубке 2 и пазухи 4 образуется осевая сила. Перетекание жидкости из пазухи 4 во входной патрубок 2 уменьшает перепад давлений. При этом размещение отверстий 9 на цилиндрической ступице 6 исключает воздействие динамической составляющей напора жидкости, что приводит к уменьшению колебаний осевой силы, а их равномерное размещение вдоль окружности позволяет разрушить и устранить вихри. Выполнение отверстий 9 при отношении суммарной ширины просветов к ширине межлопаточного канала не превышающем 0.6 обеспечивает достаточное воздействие на вихри. По результатам экспериментов описанная конструкция позволяет повысить КПД на величину до 2%.

На рис. 4.29 представлен шнекоцентробежный насос, в котором улучшение кавитационных, виброакустических характеристик и повышение КПД достигается тем, что всасывающий патрубок выполнен с отверстиями, гидравлически связанными с источником жидкости под высоким давлением. Отверстия размещены по всему участку всасывающего патрубка, перекрытому шнеком, а величины проходных сечений отверстий на единицу длины участка выполнены уменьшающимися в направлении от входных кромок лопастей шнека к выходным пропорционально напору [13]. Насос содержит предвключенный шнек 1 и всасывающий патрубок 2 с отверстиями 3, гидравлически связанными каналом 4 с источником высокого давления полостью 5. Отверстия 3 размещены по всему участку 6 всасывающего патрубка 2, перекрытому шнеком 1, а величины проходных сечений отвер-

стий 3 на единицу длины участка выполнены уменьшающимися в направлении от входных кромок 7 лопастей 8 шнека 1 к выходным 9 пропорционально напору. Между лопастями 8 и патрубком 2 имеется зазор 10. Устройство работает следующим образом. При вращении шнека 1 жидкость из полости 5 по каналу 4 через отверстия 3 поступает в зазор 10. При этом количество жидкости, попадающее в зазор 10, распределяется у входных кромок лопастей 8, где напор шнека 1 минимальный. Подаваемое количество жидкости убывает в направлении к выходным кромкам 9 пропорционально увеличению напора шнека. При этом в значительной степени гасится кавитация на кромках шнека 1.

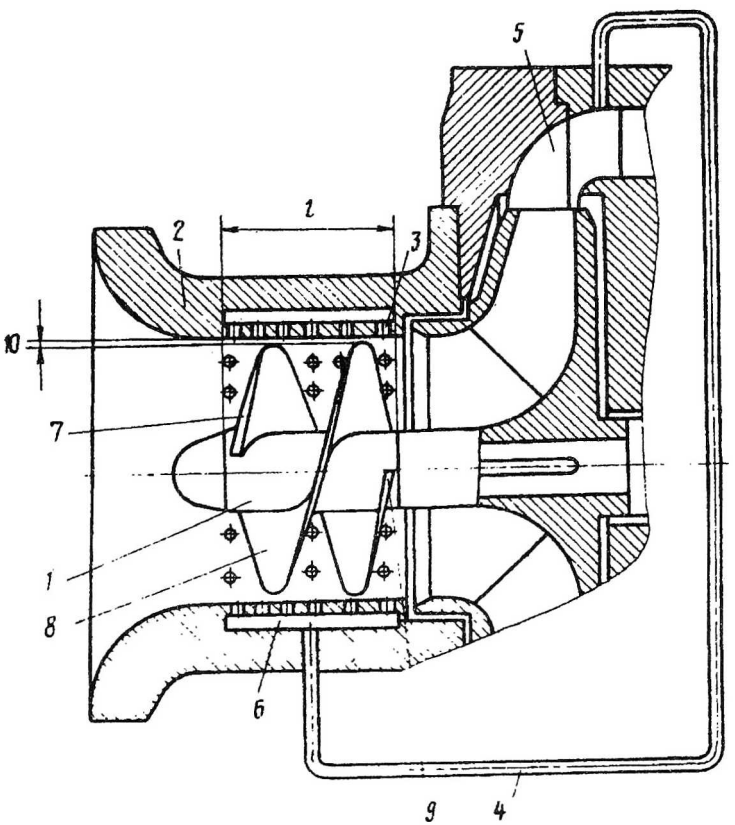


Рис. 4.29. Шнекоцентробежный насос с улучшенными виброакустическими характеристиками.

Следующее мероприятие, направленное на повышение антикавитационных характеристик шнекового преднасоса, связано с изменением формы проточного канала преднасоса [14]. Межлопаточный канал выполняется конфузорным и его площади на входе и выходе колеса и длина средней линии связаны соотношением:

$$0.25 \le \frac{\sqrt{\frac{4S_1}{\pi}} - \sqrt{\frac{4S_2}{\pi}}}{l} \le 0.58, \qquad (4.2)$$

где S_1 – площадь межлопаточного канала на входе колеса;
S_2 – площадь межлопаточного канала на выходе колеса;
l – длина средней лини межлопаточного канала.

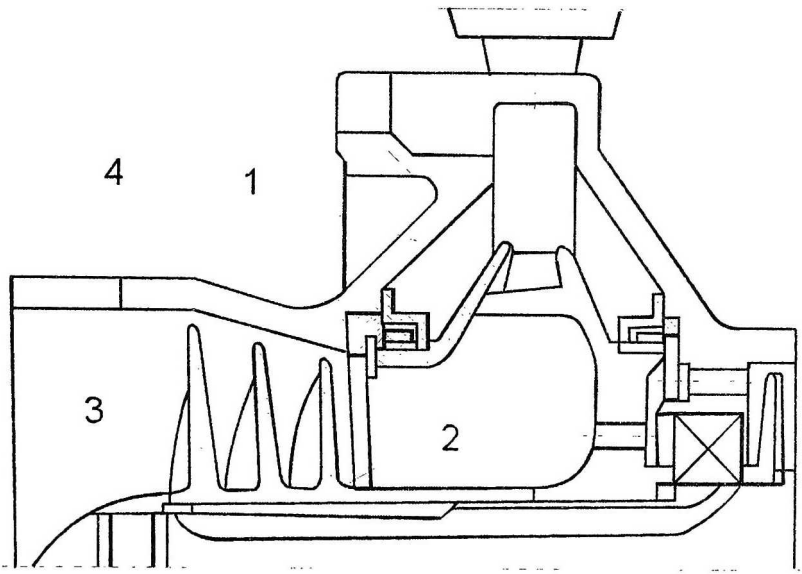


Рис. 4.30. Насос, конфузорность межлопаточного канала которого обеспечивается уменьшением наружного диаметра.

На рис. 4.30 изображен осевой насос, конфузорность межлопаточного канала которого обеспечивается уменьшением наружного диаметра рабочего колеса; на рис. 4.31 – насос, конфузорность межлопаточного канала которого обеспечивается увеличением диаметра втулки; на рис. 4.32 – развертка площади межлопаточного канала. Насос содержит корпус 1 и установленное в нем рабочее колесо 2 с лопатками 3, образующими меж-

лопаточный канал 4, выполненный конфузорным. В соотношении (4.2) выражение $\sqrt{\frac{4S}{\pi}}$ является условным диаметром круга по площади, равной площади межлопаточного канала. При конфузорном межлопаточном канале 4 колеса 2 область максимальной скорости перемещается к выходу 6 рабочего колеса. В результате этого снижаются кавитационные автоколебания давления на входе в насос и повышается кавитационный запас насоса.

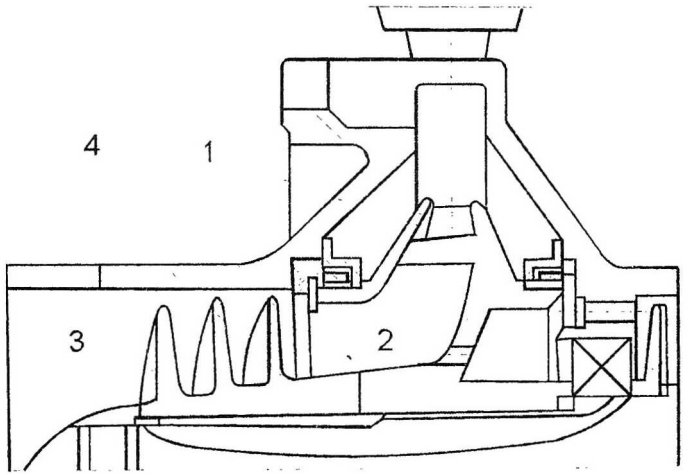


Рис. 4.31. Насос, конфузорность межлопаточного канала которого обеспечивается увеличением диаметра втулки.

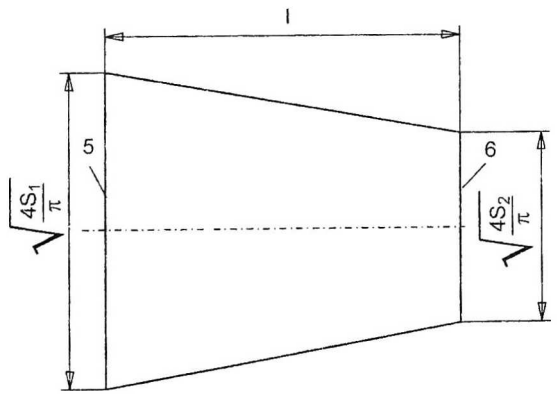


Рис. 4.32. Развертка площади межлопаточного канала.

В представленном материале проведён анализ мероприятий по снижению динамической нагруженности элементов гидромеханической системы с комбинированным насосным агрегатом. При этом особое внимание уделено вопросам подавления вынужденных пульсационных процессов в магистралях системы топливопитания, а также снижения интенсивности кавитационных явлений в шнековом преднасосе.

Полученные результаты могут быть использованы при разработке мероприятий по снижению динамической нагруженности двублочного шестеренного насоса, имеющего два параллельно подключённых качающих узла. Далее приводятся результаты экспериментальной оценки влияния на уровни колебаний давления и крутящего момента различных конструкций подпятников и шестерён, а также угла разворота шестерён качающих блоков.

Объектами исследований являлись насосные агрегаты с 10-ти зубовыми и с 11-ти зубовыми шестернями.

Схема проведения испытаний представлена на рис. 4.33.

Насос устанавливался на выходе мультипликатора через датчик крутящего момента (ДКМ), выполненный в виде переходника.

Основные вариации конструкции насоса касались шестеренных блоков, поэтому колебания давления, генерируемые насосом, определялись на входе и выходе шестеренной ступени соответственно датчиками колебаний давления 1 и 2. Датчики 3 и 4 устанавливались в полостях фильтроэлементов на выходе из каждого шестеренного блока.

На входе и выходе шестеренного блока при испытаниях использовалась гидравлическая система "трубопровод - емкость".

Испытания проводились при изменении скорости вращения привода в диапазоне (1500...5000) об/мин.

Для каждого из вариантов подпятников испытания проводились для 4-5 вариантов взаимных угловых положений шестерен одного блока относительно шестерен второго блока.

В процессе испытаний регистрировались следующие динамические параметры:

– колебания давления на входе (датчик 1) и выходе (датчик 2) шестеренной ступени насоса, а также в полостях фильтроэлементов за каждым из шестеренных блоков (датчики 3 и 4);

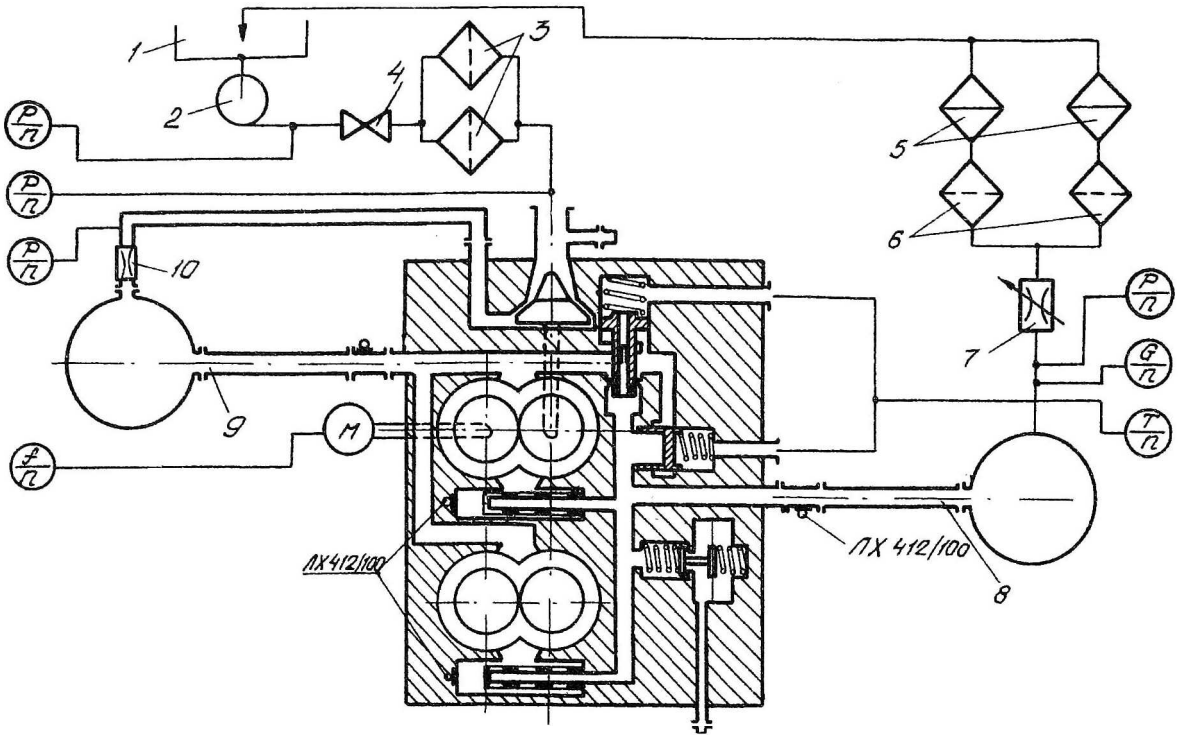


Рис. 4.33 *Принципиальная схема экспериментальной установки для исследования характеристик насоса 4016Т: 1 - бак; 2 - подкачивающий насос; 3 - фильтр; 4 - кран; 5 - радиатор; 6 - фильтр; 7 - электроуправляемый кран; 8 - выходная нагрузка; 9 - входная нагрузка; 10 - дроссель.*

- частота вращения привода насоса - датчиком оборотов магнитного типа, устанавливаемым на выходе мультипликатора (привода);
- колебания крутящего момента - датчиком колебаний момента (ДКМ) в комплекте с блоком вторичной аппаратуры.

Результаты динамических испытаний насоса 4016Т представлены в виде зависимостей по частоте вращения параметров, характеризующих насос как источник колебаний:

- амплитуд колебаний давления топлива на входе и выходе насоса;
- амплитуд колебаний крутящего момента приводной рессоры агрегата.

Объектом предварительных исследований являлись насосные агрегаты 4016Т с различными вариантами профиля разгрузочных канавок, представленных:

- вариант 1 на рис. 4.34;
- вариант 2 на рис. 4.35;
- вариант 3 - смешанный (на каждом из качающих узлов были установлены подпятники с канавками обоих видов).

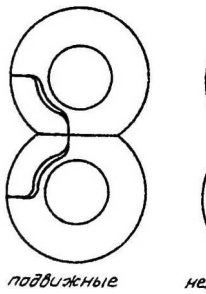


Рис. 4.34. Конструктивные схемы подпятников (I вариант).

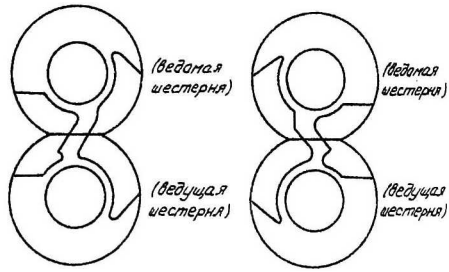


Рис. 4.35. Конструктивные схемы подпятников (II вариант).

В качестве критерия оценки пульсационной производительности насосов с различными вариантами подпятников было принято эффективное значение амплитуды пульсации давления в соответствующих точках системы. Результаты проведенных исследований представлены на рис. 4.36. Анализ результатов показывает:

- для всех вариантов конструкции подпятников колебания рабочей среды на входе в шестеренную ступень и на выходе из насоса являются сопоставимыми по уровням эквивалентных амплитуд - в диапазоне частот вращения (1000...4500) об/мин;
- для варианта 2 пульсации на выходе из насоса в диапазоне частот вращения (2500...3500) об/мин в два раза меньше, чем для вариантов 1 и 3, но на частотах вращения 4500 об/мин амплитуды пульсаций давления для 2 варианта в 1,5 раза больше, чем для 1 и 3 вариантов;
- в случае 2 варианта амплитуда колебаний давления на входе в шестеренную ступень в диапазоне (3000...4000) об/мин меньше, чем в вариантах 1, 3, а при 4500 об/мин амплитуда пульсаций для 2 варианта больше, чем в вариантах 1 и 3;
- в целом уровень пульсаций давления на входе в шестеренную ступень достаточно высок ((0,35... 0,4) МПа) и соизмерим с величиной среднего давления на входе ((0,44...0,45) МПа) на частоте вращения 4500 об/мин. Таким образом, очевидно, что изменение конструкции подпятников меняет пульсационную картину как на входе в шестеренный насос, так и на его выходе, причем испытанные варианты подпятников не позволяют однозначно выделить из них какой-либо один вариант как наиболее предпочтительный с точки зрения снижения пульсационной производительности насоса.

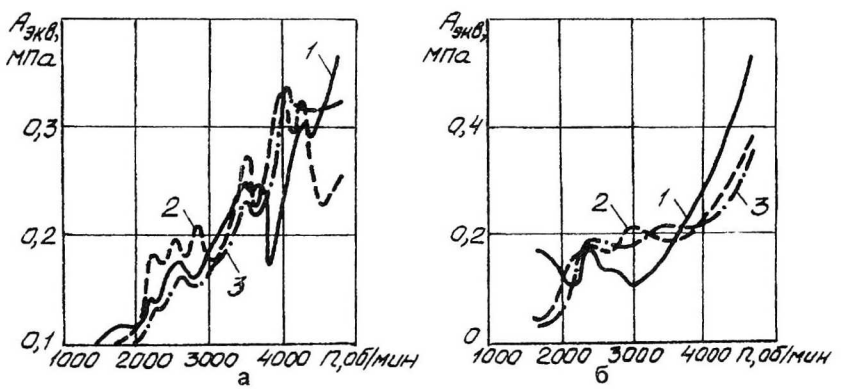


Рис. 4.36. Зависимость амплитуд колебаний давления на входе (а) и выходе (б) агрегата 4016Т от частоты вращения привода насоса: 1 - с подпятником 1-го варианта; 2 - с подпятником 2-го варианта; 3 - с подпятником смешанной конструкции.

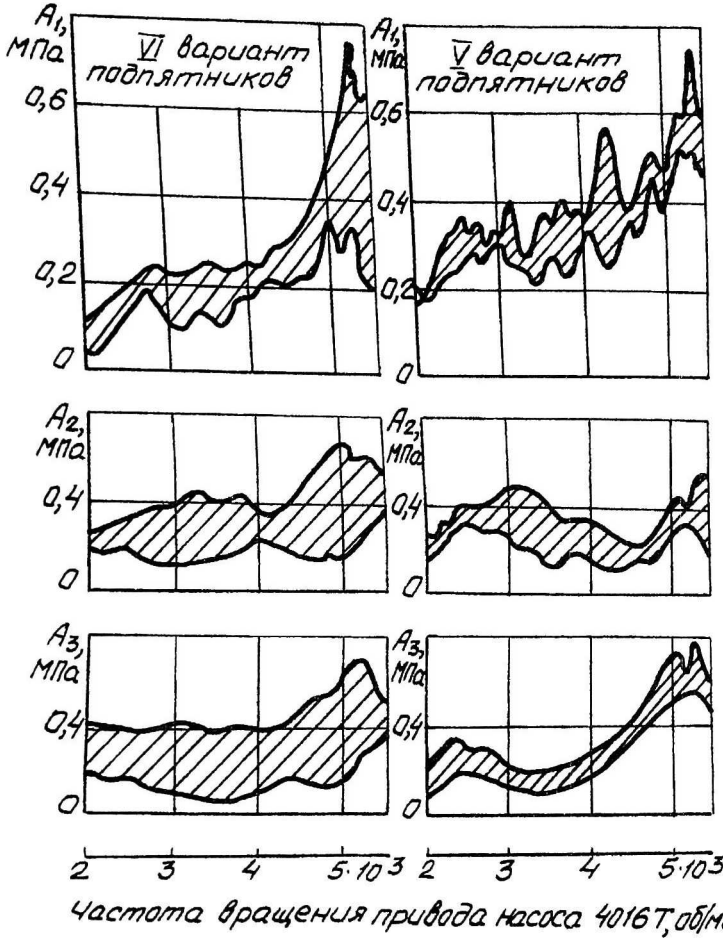


Рис. 4.37. Диапазоны изменения амплитуд пульсаций давления на входе в насос (A_1), на выходе их насоса (A_2) и за качающим узлом (A_3) при изменении угла разворота шестерен качающих узлов.

В ходе испытаний было проверено влияние угла разворота шестерен качающих узлов относительно друг друга на величину пульсаций давления. Исследования показали, что изменение относительного угла установки шестерен качающих узлов в диапазоне $\Delta\varphi = \pm 9^\circ$ приводит к изменению уровня пульсационной производительности насосного агрегата в 1,5....2,5 раза (рис. 4.37). Дополнительные испытания агрегата 4016Т были проведены с целью определения влияния конструкций подпятников

топливного насоса на уровень колебаний, генерируемых насосом в гидравлические тракты (на входе и выходе) шестеренного блока и в систему механического привода (на приводном валу). В процессе испытаний проверено влияние на уровень генерируемых колебаний различных вариантов конструкций подпятников (рис. 4.38):

- штатные подпятники (рис. 4.35 и 4.38а) - II вариант;
- подпятники с дополнительными выборками (рис. 4.38б) - III вариант;
- подпятники в соответствии с рис. 4.38в - IV вариант.

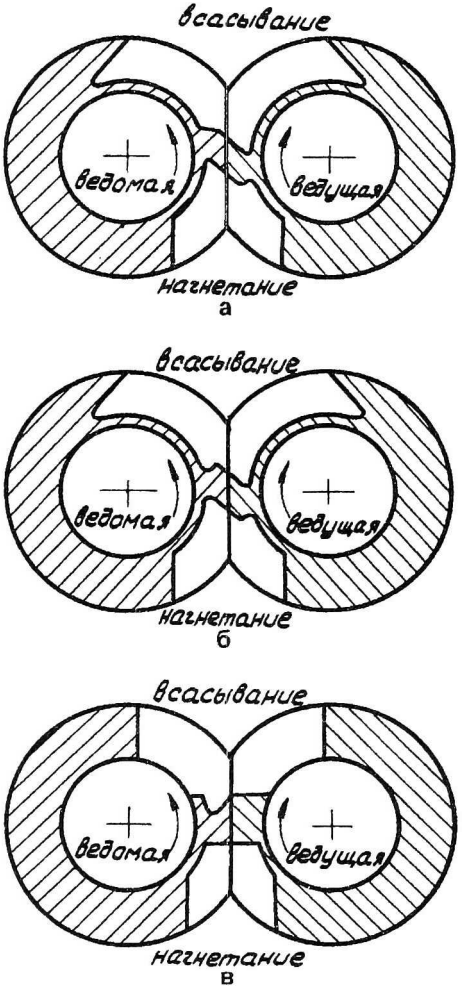


Рис. 4.38. Конструктивные схемы подпятников:
а - 2-й вариант;
б - 3-й вариант;
в - 4-й вариант.

С каждым из вариантов подпятников, приведенных на рис. 4.38, испытания проводились при 5-и различных угловых положениях шестерен качающих блоков.

За исходное (1 положение) в каждом случае (по каждому из вариантов подпятников) принималось угловое положение, определяемое штатной технологией сборки. Каждое последующее взаимное угловое положение определялось сдвигом на 1 шлиц соединительного (промежуточного) валика между ведущими шестернями качающих блоков насосов.

На рис. 4.39 приведены сводные данные по параметрам колебаний давления (на входе и выходе насоса) и крутящего момента для IV варианта конструкции подпятников при всех 5 угловых положениях качающих пар шестерен насоса.

Анализ полученных результатов показывает, что изменением взаимного углового положения шестерен качающих блоков можно добиться существенного снижения амплитуд колебаний давления (на входе и выходе насоса) и крутящего момента привода агрегата. Это подтверждает полученные теоретические результаты;

Испытания подтверждают и вывод о том, что основной составляющей спектра колебаний, генерируемых как в присоединенные магистрали входа и выхода, так и в систему механического привода является первая зубовая составляющая спектра.

Испытания агрегата 4016Т, в котором установлены одиннадцатизубовые шестерни (в отличие насосов с десятизубовыми шестернями) подтвердили преимущество насоса с 11-ти зубовыми шестернями (рис. 4.40, 4.41), для которого характерен значительно меньший уровень колебаний давления и крутящего момента приводного вала. Причем в таком насосе по сравнению с десятизубовым уменьшаются амплитуды колебаний крутящего момента как по основной (1-й зубовой) гармонике, так и по роторной составляющей спектра колебаний (рис. 4.41).

Кроме рассмотренных мероприятий, для динамической развязки и снижения пульсационной производительности насоса целесообразно на его выходе установить гаситель колебаний.

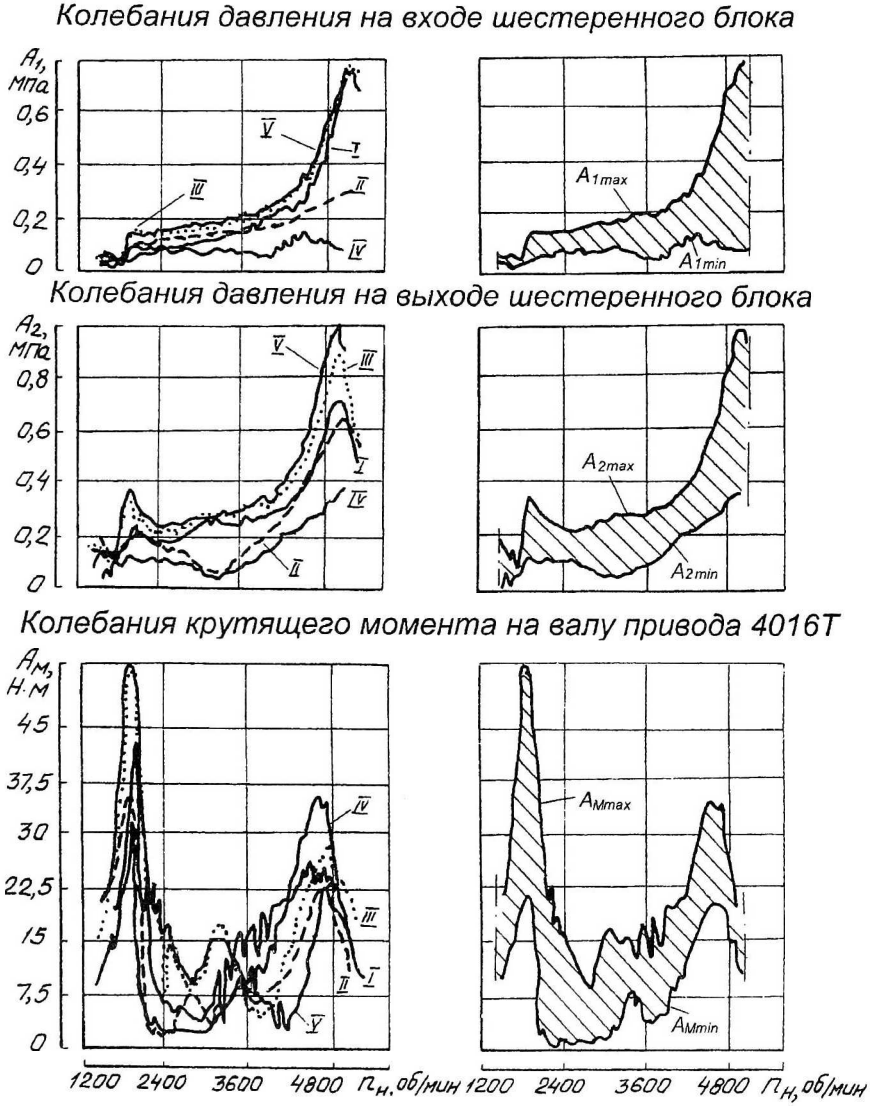


Рис. 4.39. Обобщенные сведения по динамическим характеристикам агрегата 4016Т для IV варианта подпятников при I...V угловых положениях шестерен.

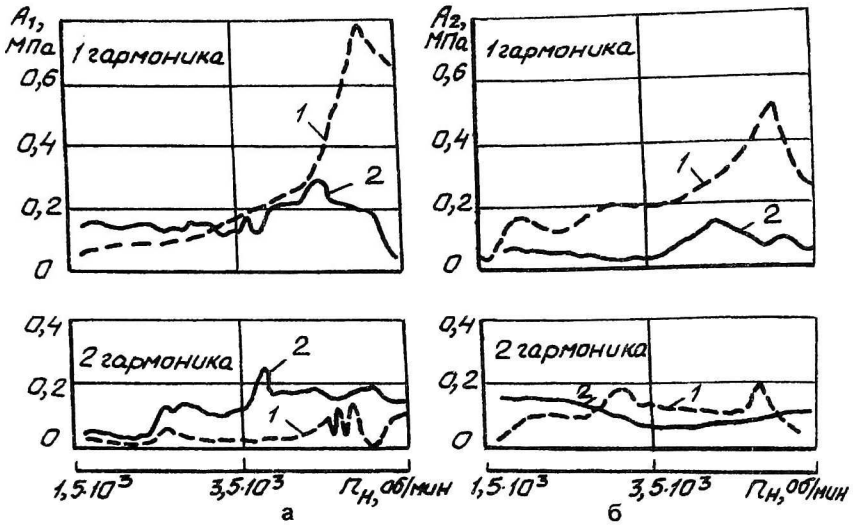


Рис. 4.40. Зависимости амплитуд колебаний давления на входе (а) и выходе (б) агрегата 4016Т от частоты вращения его привода:

1 - насос с 10-зубовыми шестернями;

2 - насос с 11-зубовыми шестернями.

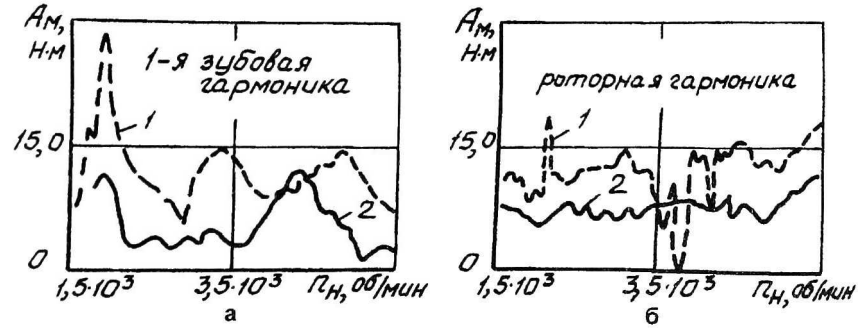


Рис. 4.41. Зависимости амплитуд колебаний крутящего момента привода агрегата 4016Т от частоты вращения для первой зубовой (а) и роторной (б) составляющих спектра колебаний:

1 - насос с 10-зубовыми шестернями;

2 - насос с 11-зубовыми шестернями.

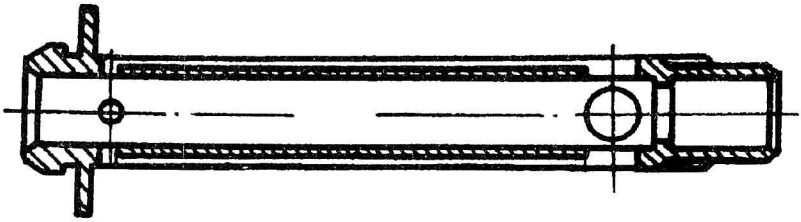


Рис. 4.42. Конструктивная схема встроенного в гидравлический фильтр гасителя.

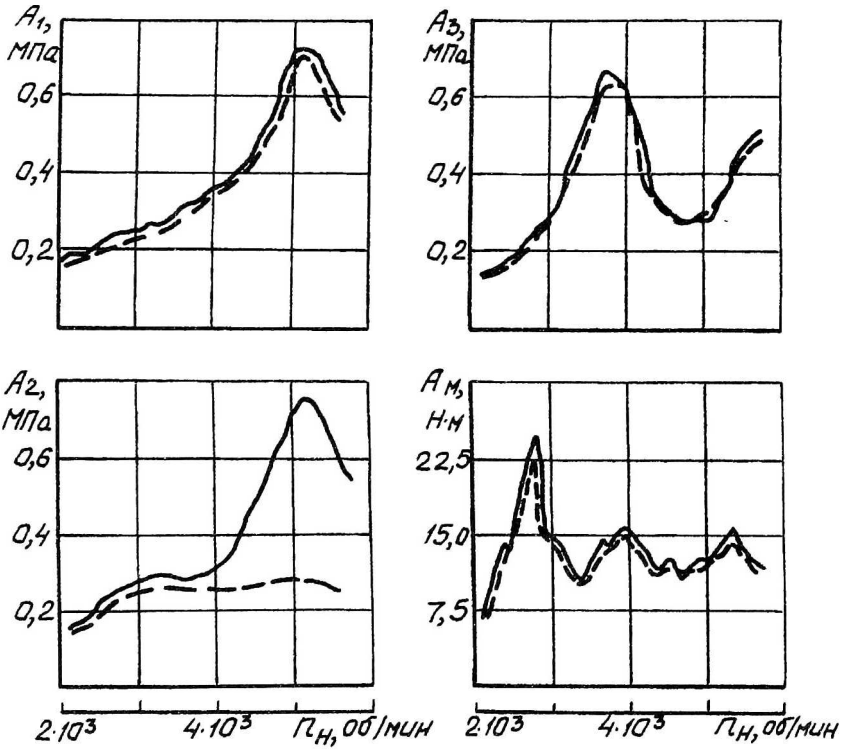


Рис. 4.43. Изменение амплитуд колебаний давления (A_1, A_2, A_3) и крутящего момента ($A_м$):

---------- - штатный фильтр;

-- -- -- -- - фильтр-гаситель.

Для этого была доработана конструкция штатных гидравлических фильтров агрегата 4016Т, в которых каркас для установки фильтрующих элементов был выполнен в виде гасителя колебаний типа RL - фильтра (рис. 4.42). Как показали экспериментальные исследования, применение разработанной конструкции фильтра-гасителя позволило в 1,5...3,5 раза снизить уровень колебаний давления на выходе из насоса (рис. 4.43). При этом уровень колебаний давления на входе в насос и уровень колебаний крутящего момента на валу его привода по крайней мере не увеличились, что свидетельствует об эффективности применения разработанного фильтра-гасителя.

5 ВИБРОАКУСТИЧЕСКАЯ ДОВОДКА СТЕНДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБИЛЕЙ

Создание легковых автомобилей сопровождается непрерывным ужесточением потребительских требований к их характеристикам. При этом такие специфические характеристики легковых автомобилей, как топливно-скоростные показатели, внешняя и внутренняя аэродинамика кузова, внешний и внутренний шум, виброкомфорт, и плавность хода, температурный комфорт, отопление и вентиляция пространства салона, температурный запас системы охлаждения двигателя, эффективность очистки и размораживания окон, крайне противоречивы. Их согласование требует, как правило, компромиссных решений основанных на точной количественной оценке каждой из характеристик. Поэтому большое внимание уделяется экспериментальному исследованию характеристик и созданию соответствующего стендового оборудования. При этом подразумевается не только непосредственно испытательное оборудование (стенды и измерительная аппаратура), но и целый комплекс специальных научно-обоснованных инженерно-конструкторских и технологических решений. Одной из наиболее сложных задач при исследовании динамических свойств автомобиля является создание экспериментальных комплексов, обеспечивающих объективные измерения и анализ виброакустических процессов с ослабленными или полностью подавленными «паразитными виброакустическими полями», непосредственно не связанными с реальными рабочими процессами, протекающими в узлах и системах объектов исследований.

5.1. СТЕНД ДЛЯ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ СИЛОВОГО АГРЕГАТА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Развитие автомобильного транспорта требует выполнения национальных и международных стандартов по шумовым и динамическим характеристикам транспортных средств и их силовых агрегатов, как доминирующих источников шума транспортных средств в целом. Таким образом, все более актуальным становится вопрос увеличения объема экспериментальных исследовательских работ при проектировании и доводке автомо-

билей. Качество исследовательских работ во многом определяется техническими характеристиками и возможностями стендового оборудования, применяемой высокотехнологичной испытательной техникой. Большое значение имеет разработка методов и мероприятий по улучшению характеристик стендов для виброакустических исследований двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Особенностью экспериментальных исследований виброакустических характеристик является необходимость борьбы с источниками паразитного виброакустического излучения самого стендового оборудования, непосредственно не связанными с реальными рабочими процессами, протекающими в узлах и системах объектов исследований, так как именно они в наибольшей степени влияют на адекватность результатов экспериментов натурным условиям. В стендах для исследования виброакустических характеристик ДВС такими источниками являются приводные агрегаты и несущие конструкции стенда, инженерное оборудование и т.п.

В качестве базового оборудования стенд для виброакустических испытаний ДВС, как правило, содержит:

автономный (виброизолированный) фундамент для поглощения вибрации, возникающей из-за действия в ДВС неуравновешенных сил и моментов, и ослабления передачи корпусного звука на строительные структуры помещения бокса;

- фундаментную плиту для установки исследуемого ДВС и тормоза;

стойки для установки и крепления ДВС на фундаментной плите;

- нагрузочный тормоз (гидравлический, электрический) для поглощения развиваемой ДВС мощности с устройством измерения крутящего момента на валу двигателя (тормоза);
- вал и специальные муфты для соединения коленвала ДВС с валом тормоза;

устройства и коммуникации для подачи в ДВС охлаждаемого смазочного масла, охлаждающей жидкости системы охлаждения ДВС, отвода в атмосферу отработавших и картерных газов ДВС;

- устройства и коммуникации для питания ДВС топливом и воздухом с соответствующими датчиками и приборами для измерения расхода, температуры, давлений воздуха и топлива;

- специальные устройства для регулирования и определения отдельных параметров, влияющих на рабочий процесс и показатели ДВС (угол опережения зажигания, состав смеси, угол опережения начала впрыска);
  системы, обеспечивающие регулирование и управление работой ДВС в процессе испытаний;
- пульт с размещенными на нем органами пуска и управления ДВС;
- приборы для контроля работы двигателя и приборы для регистрации замеряемых величин;
  дополнительные устройства и приборы, предназначенные для специальных исследований с целью определения отдельных параметров ДВС (токсичности, дымности, тепловой напряженности, деформаций отдельных деталей и т.п.).

Известны различные схемы стендов [15, 62, 150, 154, 155], в частности, стенд для обкатки и испытаний ДВС [154], содержащий основание, нагрузочное (тормозное) и соединительные устройства. На его основании закреплены продольные направляющие, на которых установлена несущая рама, выполненная в виде автономных балок. Балки установлены с возможностью перемещения по продольным направляющим и фиксирования относительно них. На балках закреплены поперечные направляющие, на которых установлены стойки с возможностью перемещения по ним и фиксирования. На стойках закреплены ложементы для размещения ДВС с возможностью заданного перемещения и фиксирования в избранном направлении под соединительные кронштейны штатных опор двигателя.

Стенды такой концепции не нашли широкого применения для виброакустических испытаний ДВС, в первую очередь из-за того, что практически невозможно в этом случае свести к необходимому минимуму посторонние (помимо исследуемого ДВС) «паразитные» шумовые излучения от приводных механизмов и систем стендового оборудования моторного бокса.

Для проведения качественных стендовых исследовательских и доводочных работ, направленных на определение виброакустических характеристик ДВС, нашли широкое применение специализированные низкошумные нагрузочные стенды, устанавливаемые в специальных акустических (полузаглушенных или безэховых) камерах [15, 150, 151, 154, 155, 158]. В частности, в [154]приведен пример использования моторного стенда, размещенного в полузаглушенной акустической камере фирмы

«Крайслер» (США), в [15] - акустического моторного стенда центрального автополигона ГУП НИЦИАМТ (г. Дмитров, Московской обл.). В приведенных примерах отмечено использование полубезэховых акустических камер с жестким звукоотражающим полом, на пазовой плите которого с помощью специальных стоек закреплен исследуемый ДВС. Тормозные (или приводные – на режимах прокрутки ДВС без реализации в нем рабочего процесса) установки стенда находятся на этом же уровне (что и исследуемый объект) вне помещения акустической камеры и располагаются за стенами камеры в отдельном помещении машинного зала. Исследуемый ДВС (его коленчатый вал) с тормозной балансирной машиной соединяется с помощью специальных приводных валов (валов отбора мощности), обеспечивающих передачу крутящего или тормозного момента между ними. Концевые участки приводных валов, находящиеся в пространстве акустической камеры, закреплены с помощью специальных стоек как к пазовой плите, так и непосредственно к поверхности пола камеры. Трубопроводы и различные коммуникационные элементы систем питания, охлаждения, отвода выхлопных газов выводятся из пространства акустической камеры через специальные звукоизолированные проемы в полу (пазовой плите) и/или стенах камеры в автономное машинное отделение стенда, оборудованное различными технологическими системами и агрегатами обеспечения функционирования стенда. Недостатками используемой концепции акустического моторного стенда является применение камеры с жестким звукоотражающим полом, искажающим реальное звуковое поле исследуемого ДВС (в особенности - излучение звука нижней частью ДВС, находящейся в непосредственной близости от звукоотражающей поверхности пола, которая, как правило, у всех поршневых ДВС является наиболее шумовиброактивной). Именно в связи с этим, нижняя зона ДВС представляет для исследователей и доводчиков ДВС, как правило, наибольший практический интерес и требует выполнения в этой зоне наиболее трудоемких и, по возможности, наиболее точных и объективных исследований. С другой стороны, применение в качестве приводных элементов, соединяющих коленчатый вал ДВС и вал отбора мощности тормозной машины стенда, относительно длинных высокоскоростных валов с соответствующими опорными подшипниками в вертикальных стойках, установленных на пазовой плите и непосредственно на полу камеры, вызывает проблемы их балансировки и центровки с

коленчатым валом исследуемого ДВС. Такая динамическая колебательная система является нежесткой с соответствующими низкочастотными изгибными резонансами приводной линии, что, как следствие, ведет к генерированию интенсивных вибросил на частотах и порядковых гармониках их вращения, передаваемых через опорные связи как непосредственно исследуемому ДВС, вызывая его дополнительное шумоизлучение, так и некоторым присоединенным структурам акустической камеры (например, плите или полу камеры), что влечет дополнительное искажение регистрируемых шумовых характеристик исследуемого ДВС. При этом также регистрируется излучение «паразитного» звука, генерируемого непосредственно валами и защитными кожухами валов стенда, а также и излучение «паразитного» звука, производимое непосредственно полом акустической камеры, вследствие передачи этого вибрационного возбуждения на пол (пазовую плиту) через опорные стойки валов.

Более прогрессивным и объективным методом исследования и регистрации виброакустических характеристик ДВС в стендовых условиях, является использование концепций акустических моторных стендов, применяемых в исследовательских центрах фирм «Porsche» и «BMW» [155, 150]. В моторном стенде фирмы «Porsche» [105] предусматривается применение тормозного (нагрузочного) стенда, установленного по центру камеры, внизу под поверхностью пола полностью заглушенной безэховой акустической камеры. Передача тормозного (крутящего – на режимах прокрутки двигателя внутреннего сгорания без реализации в нем рабочего процесса) момента осуществляется гладкоременной передачей. Использование гладкоременной передачи вместо приводных валов [26, 116] позволяет исключить проблемы их балансировки и центровки, изгибных колебаний валов, сопровождающихся интенсивным шумо- и виброизлучением на гармониках частоты вращения. Пол акустической камеры выполнен полностью виброизолированным от автономного фундамента, виброизолированного, в свою очередь, от пола здания, на котором установлен приводной (тормозной) стенд. Внутренняя поверхность камеры покрыта эффективным шумопоглощающим материалом (специальными шумопоглощающими клиньями). В моторном стенде фирмы «BMW» [150]/ тормозная (приводная) установка стенда находится на уровне объекта испытаний (оси валов коленвала и вала тормозной установки совмещены) вне помещения акустической камеры и располагается

за стенами камеры в отдельном помещении машинного зала. Исследуемый ДВС с тормозной балансирной машиной соединяется с помощью специальных приводных валов (валов отбора мощности). И в том, и другом случае, корпус ДВС, как объект исследования, располагается вблизи геометрического центра воздушного пространства камеры, т.е. в зоне наиболее удаленной от частично отражающих звук поверхностей стен, потолка и пола камеры (с «наилучшей акустикой»). Нижняя зона исследуемого ДВС, которая является наиболее шумо- и виброактивной и представляет наибольший практический интерес при доводочных испытаниях, в этом случае является свободной и открытой для качественных, объективных измерений параметров акустического поля ДВС.

Однако, и анализируемые конструкции акустических моторных стендов, выполненных по концептуальным схемам фирм «Porsche» и «BMW», как показал опыт их эксплуатации, обладают рядом весьма существенных недостатков с точки зрения их виброакустических качеств.

Поэтому авторами с учетом известного опыта предложена своя концепция и разработана оригинальная конструкция стенда для виброакустических исследований двигателей внутреннего сгорания, внедренная в комплексе специальных испытаний АО «АВТОВАЗ». На рисунках 5.1 и 5.2 приведены внешний вид полубезэховой камеры и моторного стенда, а также периферийная автоматизированная система управления стендом и обработки результатов экспериментальных исследований. На рисунке 5.3 представлена конструктивная схема разработанного стенда.

Стенд смонтирован в безэховой акустической камере 1. Под поверхностью пола 2 акустической камеры 1 установлена приводная (тормозная) балансирная машина 3 на виброизолированном специальными пружинами 4 автономном фундаменте. Внутренняя бетонная оболочка 6 камеры 1 установлена по периметру пола на специальных пружинах, и полностью изолирована от внешней бетонной оболочки 7 (принцип строительства «камера в камере»). Пол 10 акустической камеры 1 виброшумоизолирован от фундамента 5, на котором установлена балансирная асинхронная машина 3, резиновыми уплотнениями 8. Поверхность пола, стен и потолка камеры 1 покрыта специальными шумопоглощающими клиньями (кулисами). Балансирная асинхронная машина 3 передает крутящий (тормозной) момент через нижний вал 10, установленный в корпусе 11 нижнего опор-

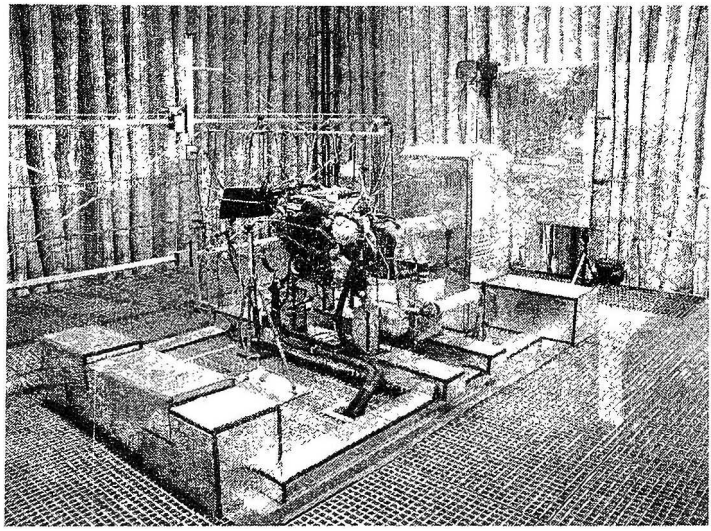


Рис. 5.1. Внешний вид полубезэховой камеры и моторного стенда.

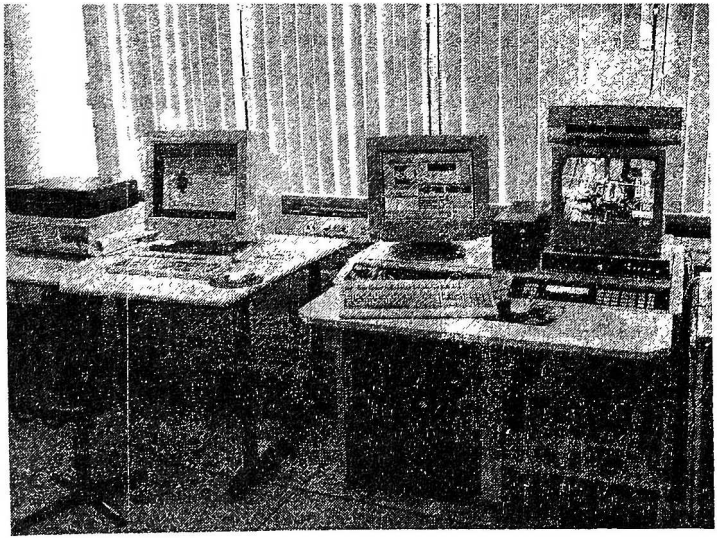


Рис. 5.2. Периферийная автоматизированная система управления стендом и обработки результатов экспериментальных исследований.

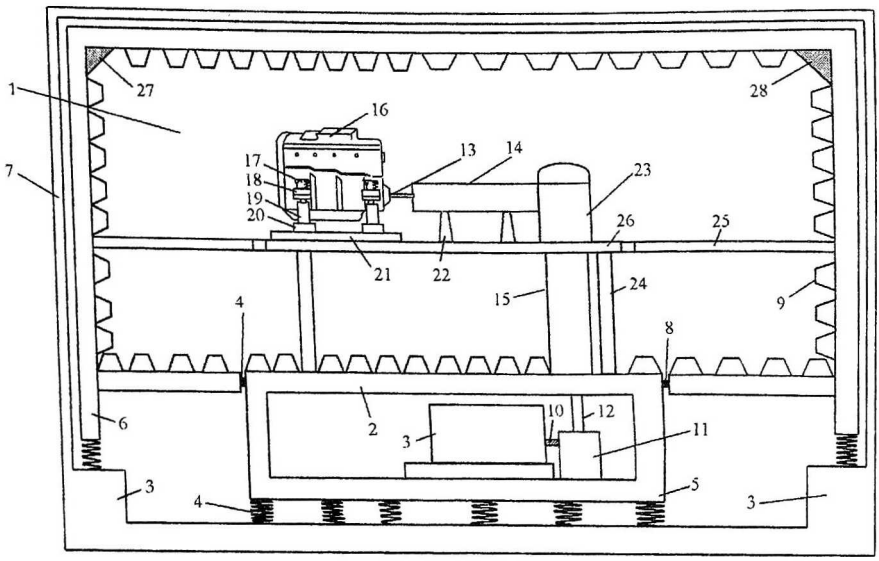


Рис. 5.3. Конструктивная схема акустического моторного стенда:

1- базовая акустическая камера; 2 – пол базовой камеры; 3 – приводная (тормозная) машина; 4 – виброизолирующие пружины; 5 – автономный фундамент балансируемой машины; 6 – внутренняя бетонная оболочка камеры; 7 – внешняя бетонная оболочка камеры; 8 – резиновые уплотнители; 9 – специальные шумопоглощающие клинья (кулисы); 10 – нижний вал тормозной машины; 11 – корпус нижнего подшипникового узла; 12 – приводной ремень; 13 – верхний вал; 14 – защитный кожух верхнего вала; 15– защитный кожух приводного ремня; 16 – объект испытаний (ДВС); 17 – специальные упругие резинометаллические опоры; 18 – кронштейны; 19 – вертикальные стойки; 20 – поперечные направляющие; 21 – продольные направляющие 22; – стойки защитного кожуха; 23 – корпус верхнего подшипникового узла; 24 – несущий силовой каркас; 25 – звукопрозрачные решетки; 26 – рама несущего силового каркаса; 27 приточная вентиляция; 28 – вытяжная вентиляция.

ного подшипникового узла, приводной ремень 12, верхний вал 13, закрытый защитным кожухом 14. Область вращения приводного ремня 12 закрыта защитным кожухом 15. Объект испытаний – ДВС 16 монтируется через специальные упругие резинометаллические опоры 17 и усиленные кронштейны 18 на вертикальных стойках 19, имеющих возможность перемещаться по поперечным направляющим 20 и фиксироваться в необходимом положении. Поперечные направляющие 20, в свою очередь, могут свободно перемещаться при выполнении монтажных работ, и фиксироваться вдоль продольных направляющих 21. Продольные направляющие балки 21 устройства крепления ДВС на стенде, стойки 22 защитного кожуха 14, корпус 23 верхнего опорного подшипникового узла смонтированы на несущем силовом каркасе 24. Пол испытательной камеры 1 представляет собой звукопрозрачные решетки 25, изолированные от рамы 26 несущего силового каркаса 24. Воздушная полость камеры 1 вентилируется высокопроизводительной приточной 27 и вытяжной 28 вентиляцией.

Основные технические характеристики разработанного стенда для исследований виброакустических свойств ДВС приведены в таблице 5.1.

Для оценки акустического качества стенда необходимо проведение экспериментальных исследований «паразитного» шумоизлучения от работы приводных агрегатов стенда, инженерного оборудования, несущих конструкций стенда и его сравнение с уровнем акустического излучения от работающего ДВС. На рисунке 5.4 представлены результаты замеров уровня шума на расстоянии 1 м от корпуса исследуемого двигателя по шкале А для 3 моделей ДВС в зависимости от частоты вращения коленвала ***n***, об/мин. Анализ графиков позволяет отметить монотонный характер увеличения уровня шума, излучаемого ДВС, с ростом частоты вращения от 69...76 дБА на 1000 об/мин до 98...101 дБА на 6000 об/мин. На рис. 5.4 представлена кривая уровня шумоизлучения приводных элементов стенда при прокрутке от приводной машины (ДВС не работает) в зависимости от частоты вращения. Характер шумоизлучения при этом с ростом частоты вращения носит нестабильный характер при общей тенденции к увеличению уровня шума - от 45 дБА при 1000 об/мин до 56 дБА при 6000 об/мин. При этом имеются локальные максимумы шумоизлучения (например, при ***n***=4500 об/мин - 58 дБА, при ***n***=5600 об/мин - 58дБА).

Таблица 5.1. Технические характеристики стенда для исследований виброакустических свойств ДВС.

Параметр	Величина (свойства)
Максимальная частота вращения	7500 мин-1
Максимальный тормозной момент	318 Н*м
Максимальный двигательный момент	292 Н*м
Максимальная тормозная мощность	150 кВт
Максимальная двигательная мощность	137 кВт
Момент инерции балансирной асинхронной машины	0.74 кг/м2
Принцип строительства камеры	«камера в камере»
Объем воздушной полости камеры	491 м3
Низшая резонансная частота колебаний воздушного объема камеры	60 Гц
Собственная частота колебаний бетонной оболочки камеры на пружинах	3 Гц
Собственная частота колебаний виброизолированного автономного фундамента балансирной машины	6 Гц
Производительность приточно-вытяжной вентиляции помещения камеры	10000 м3/час

Анализ графических зависимостей рис. 5.4 показывает, что уровень шумоизлучения от приводных элементов стенда на всех режимах работы как минимум на 7...10 дБА ниже, чем от работающего ДВС. Это позволяет говорить о соответствии разработанного стенда для исследования виброакустических характеристик ДВС сформулированным требованиям [57]. Однако, для проведения более качественных измерений виброакустических характеристик ДВС с учетом тенденции к снижению излучаемого ими шума возможна доработка стендового оборудования с целью дополнительного уменьшения «паразитного» шумоизлучения от работы приводных агрегатов, инженерного оборудования, несущих конструкций и т. п.

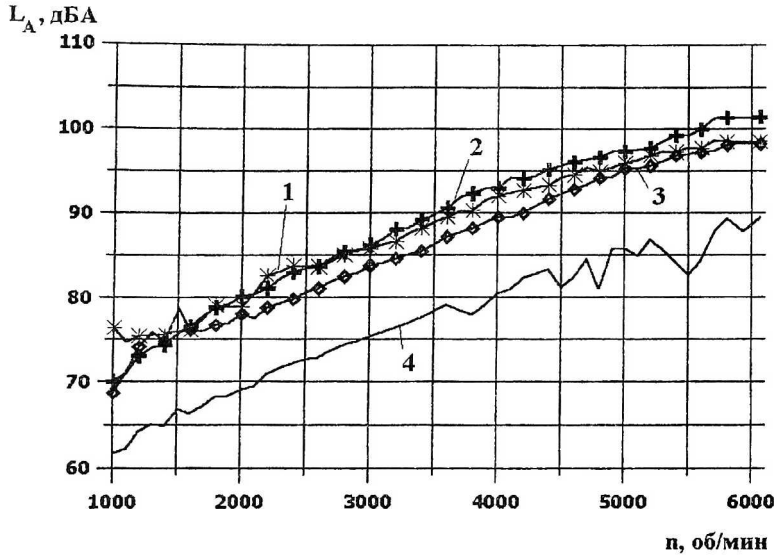


Рис. 5.4. Результаты замеров уровня шума от работающих ДВС и «паразитного» шума приводных элементов стенда в зависимости от частоты вращения коленвала двигателя:

1 - - двигатель ВАЗ 2121436;
2 - - двигатель ВАЗ 21233;
3 - - двигатель ВАЗ 2111;
4 - - приводные элементы стенда при прокрутке от приводной машины

Проведенный анализ конструкции стенда позволил выделить следующие источники повышенных «паразитных» виброакустических нагрузок при прокрутке двигателя от приводной машины:

- корпус приводной (тормозной) машины;
- корпус нижнего опорного подшипникового узла;
  корпус верхнего опорного подшипникового узла;
  верхний вал;
- рама несущего каркаса;
- продольные и поперечные направляющие балки;
  вертикальные стойки;
- приводной ремень;
  электробензонасос.

Выделение источников «паразитного» шумо- и виброизлучения позволяет наметить и реализовать ряд технических мероприятий:

1. Несущая рама, вертикальные стойки и диагональные растяжки несущего силового каркаса выполняются из полых, с замкнутыми торцами профилей, при этом, образованные замкнутые полости профилей заполнены эффективным сыпучим и/или пенистым вибродемпфирующим веществом, крепление диагональных растяжек в зоне их взаимного пересечения выполнено "встык", замыкающие элементы торцев профилей, в стыках соединений диагональных растяжек с вертикальными стойками силового каркаса выполнены в виде заглушек из полимерного материала, имеющих полусферическую форму, наружные поверхности элементов каркаса футеруются снаружи эффективным звукопоглощающим материалом, внешняя поверхность которого облицована звукопрозрачной стекловолоконной тканью или тонкой защитной, термостойкой, влагогазонепроницаемой звукопрозрачной фольгой [118]. Предлагаемая конструкция несущего силового каркаса иллюстрируется на рис. 5.5.

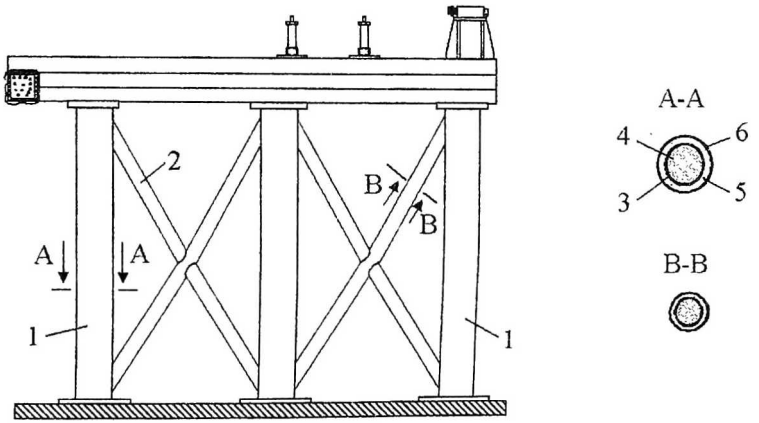


Рис. 5.5. Схема мероприятий по акустической доводке несущей рамы, вертикальных стоек и диагональных растяжек несущего силового каркаса акустического моторного стенда: 1 – вертикальные стойки; 2 – диагональные растяжки; 3 – труба; 4 – вибродемпфирующее вещество (сухой кварцевый песок); 5 – звукопоглощающий материал; 6 – звукопрозрачная стекловолоконная ткань.

2. Несущая рама силового каркаса, на которой непосредственно монтируется исследуемый ДВС, выполняется в виде металлического профиля, имеющего форму перевёрнутого П-образного сечения, полость которого заполнена бетоном, выполняющего роль виброшумодемпфирующей структуры. На верхней поверхности рамы, посредством сварочного шва, закреплены две горизонтальные металлические перфорированные плиты, с образованием между поверхностью бетона и плиты зазора, причём сквозные отверстия перфорации в плите совпадают с глухими отверстиями в массиве бетона. При этом зазор между плитой и поверхностью бетона, полости сквозных отверстий перфорации в плите и глухих отверстиях в структуре бетона заполнены связующим жёстким, вибродемпфирующим, обладающим высокими адгезионными свойствами веществом (например, эпоксидной смолой) [119]. Конструкция несущей рамы силового каркаса иллюстрируется на рис. 5.6.

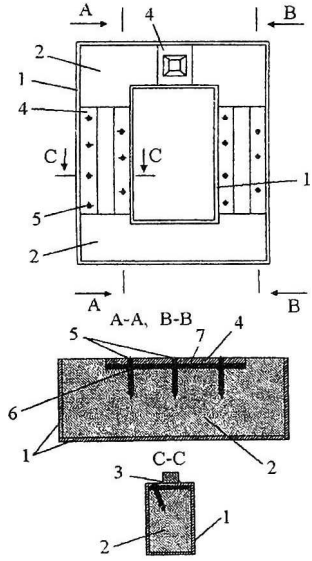


Рис. 5.6. Схема мероприятия по акустической доводке несущей рамы силового каркаса акустического моторного стенда: 1 – металлический короб П-образного сечения; 2 – бетон; 3 – сварочный шов; 4 – металлическая плита; 5 – соосные глухие отверстия; 6 – эпоксидная смола; 7 – зазор между металлической плитой и бетоном.

3. Привод стенда, использующий гладкоременную передачу для передачи момента от вала ДВС на вал тормоза, закрывается специальным защитным звукоизолирующим кожухом, стенки которого выполнены из многослойной виброшумодемпфированной структуры [120]. Изнутри стенки защитного металлического кожуха футерованы звукопоглощающим материалом. Снаружи стенки задемпфированы слоем вибродемпфирующего материала. Внутри защитного кожуха, с зазором по отношению к его стенкам, установлен металлический короб, с возможностью образования замкнутого пространства между стенками кожуха и короба, которое заполнено сыпучим виброшумодемпфирующим звукоизолирующим веществом (например, сухим кварцевым песком). При этом наружные стенки короба задемпфированы вязкоупругим ламинатным вибропоглощающим материалом, а внешняя поверхность защитного кожуха футерована эффективным звукопоглощающим материалом, облицованным звукопроницаемым, негорючим, влагостойким стеклотканевым волокном или тонкой, защитной, термостойкой, влагогазонепроницаемой звукопрозрачной плёнкой. Конструкция защитного звукоизолирующего кожуха иллюстрируется [120] на рис. 5.7.
4. Пространство между бетонным полом испытательной камеры и монтажной плитой балансирной асинхронной машины в районе технологического проема со всех сторон закрывается съемными звукоизолирующими кожухами, представляющими собой металлические каркасы П-образного профиля, в полости которых установлена звукопоглощающая панель из пористого (волокнистого или открытоячеистого пенистого) материала [96]. Внешняя поверхность каркасов с двух сторон обшита перфорированным металлическим листом. При этом, в местах стыковки сопрягаемых кожухов смонтирован упругий резиновый уплотнитель, а кожух, устанавливаемый со стороны приводного вала балансирной машины, выполнен составным из двух частей, с образованием проема, в котором размещена муфта приводного вала балансирной машины. Конструкции звукоизолирующих кожухов, устанавливаемых в районе технологического проема, иллюстрируется [96] на рис. 5.8.
5. Металлическое основание корпуса верхнего опорного подшипникового узла закрывается (изолируется) сверху съемным звукоизолирующим кожухом, несущий металлический корпус которого с внутренней и внешней стороны задемпфирован

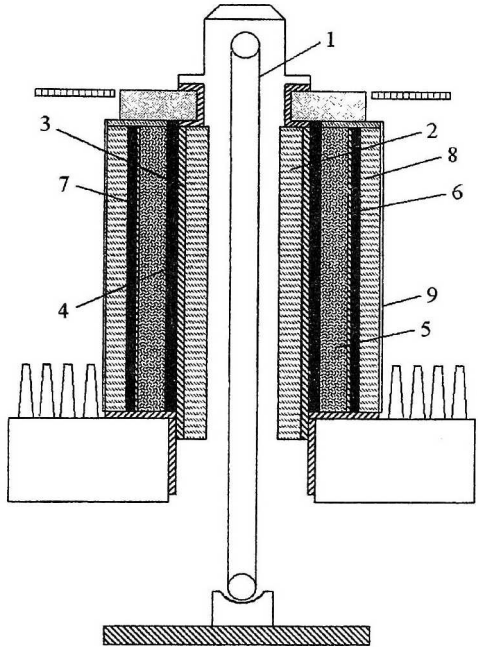


Рис. 5.7. Схема мероприятия по акустической доводке привода акустического моторного стенда:
1 – приводной ремень; 2 – внутренний звукопоглощающий слой из пористого (волокнистого или открытоячеистого пенистого) материала с внешним защитным звукопрозрачным слоем (ткань, пленка); 3 – несущая внутренняя металлическая оболочка; 4 – слой вибродемпфирующего материала (самоклеющийся или термоприплавляемый ламинат, например, битумный); 5 – сыпучее вибродемпфирующее звукоизолирующее вещество (сухой кварцевый песок); 6 – дополнительная внешняя оболочка; 7 – вибродемпфирующий ламинат внешней оболочки кожуха; 8 – внешний звукопоглощающий слой из пористого (волокнистого или открытоячеистого пенистого) материала; 9 – защитный звукопрозрачный слой (ткань, пленка).

слоем вибродемпфирующего материала (самоклеющегося или термоприплавляемого битумного ламината). С внешней стороны несущая оболочка кожуха с образованием замкнутой полости охвачена несущим каркасом, выполненным из труб с замкнутым прямоугольным профилем и закрепленным на основании корпу-

са верхнего опорного подшипникового узла. Внутренняя полость труб заполнена сыпучим вибродемпфирующим звукоизолирующим веществом (например, сухим кварцевым песком) и/или композиционной смесью нескольких сыпучих вибродемпфирующих материалов. На стенках несущего каркаса закреплены тонкостенные перфорированные металлические панели. При этом замкнутая полость, образованная между стенками тонкостенных перфорированных металлических панелей несущего каркаса и корпусом кожуха заполнена пористым звукопоглощающим материалом. Конструкция съемного звукоизолирующего кожуха [97] иллюстрируется на рис. 5.9.

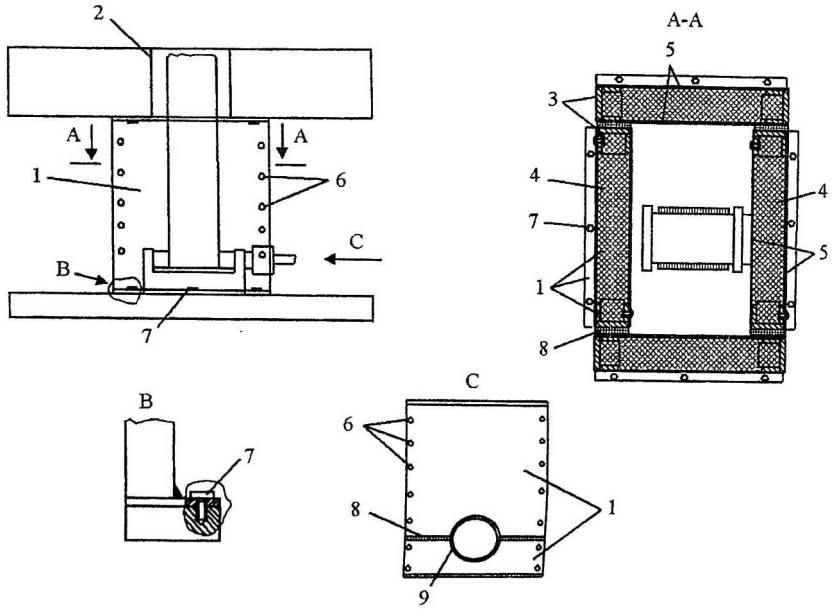


Рис. 5.8. Схема звукоизоляции балансируемой машины: 1 – съемный звукоизолируемый кожух; 2 – технологический проем; 3 – металлический карсас П-образного профиля; 4 – звукопоглощающая панель из пористого (волокнистого или открытоячеистого пенистого) материала; 5 – перфорированный металлический лист; 6 – клепочное соединение; 7 – болтовое соединение; 8 – упругий резиновый уплотнитель; 9 – проем для установки муфты.

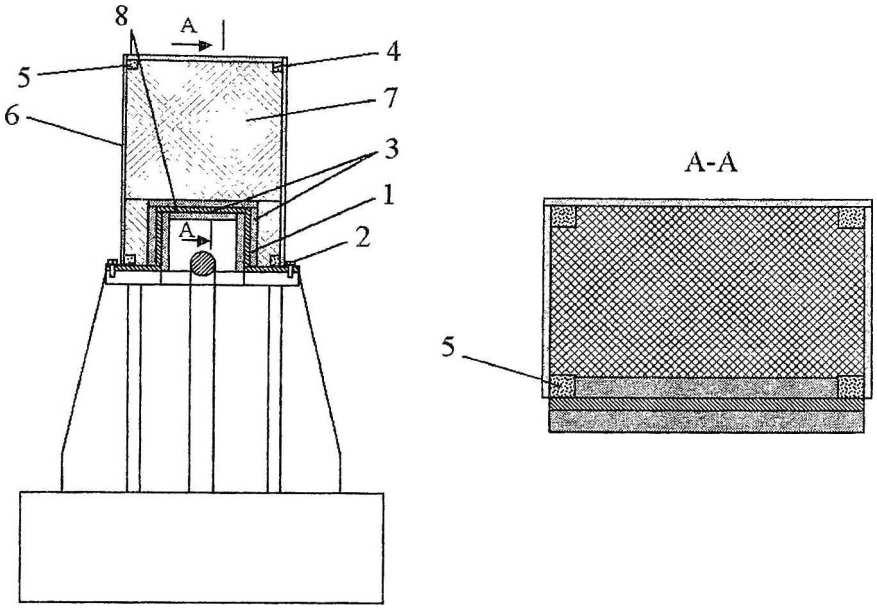


Рис. 5.9. Схема съемного звукоизолирующего кожуха корпуса верхнего опорного подшипникового узла:
1 – несущий металлический корпус кожуха; 2 – соединительный винт; 3 – вибродемпфирующий материал (самоклеющийся или термоприплавляемый битумный ламинат); 4 – каркас из металлической трубки замкнутого профиля; 5 – сыпучее вибродемпфирующее звукоизолирующее вещество (сухой кварцевый песок); 6 – перфорированный металлический лист; 7 – пористый (волокнистый, открытоячеистый пенистый) звукопоглощающий материал; 8 – съемный звукоизолирующий кожух.

6. Корпус верхнего опорного подшипникового узла с зазором охватывается акустической капсулой «плавающего» типа, установленной на несущей раме на упругой резиновой подложке [98]. Капсула выполнена в виде тонкостенного металлического каркаса, закрывающегося вертикальными съемными металлическими крышками, жестко фиксирующихся посредством крепежных элементов, стенки каркаса и крышек с внешней и внутренней сторон задемпфированы слоем вибродемпфирующего материала. Стенки капсулы с двух сторон футерова-

ны эффективными звукопоглощающими панелями из пористого (волокнистого или открытоячеистого пенистого) материала, наружные поверхности которого облицованы защитным звукопрозрачным слоем. Капсула имеет четыре рукоятки для удобства перемещения, при этом, рукоятки выполняются съемного типа; свободное пространство, образованное между стенками корпуса верхнего опорного подшипникового узла и стенками акустической капсулы заполнено объемным поглотителем звука, выполненным из пористого волокнистого звукопоглощающего материала на основе базальтовых или стеклянных волокон, с защитной звукопрозрачной оболочкой из тонкой стеклоткани. Конструкция акустической капсулы [98] иллюстрируется на рис. 5.10.

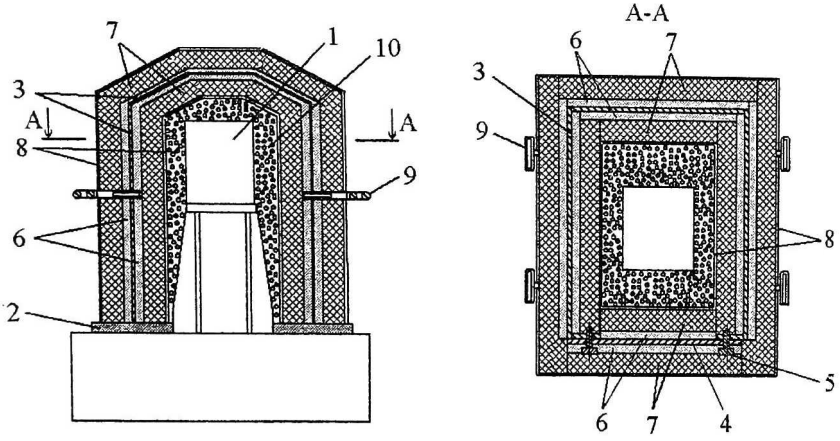


Рис. 5.10. Схема акустической капсулы корпуса верхнего опорного подшипникового узла:
1 – корпус верхнего опорного подшипникового узла; 2 – упругая резиновая подложка; 3 – тонкостенный металлический корпус; 4 – верхняя крышка; 5 – крепежный винт; 6 – вибродемпфирующий материал (самоклеющийся или термоприплавляемый битумный ламинат); 7 – звукопоглощающая панель из пористого (волокнистого или открытоячеистого пенистого) материала; 8 – защитный звукопрозрачный слой (стеклотканевое полотно или звукопрозрачная фольга); 9 – съемная ручка; 10 – объемный поглотитель звука из пористого волокнистого звукопоглощающего материала на основе базальтовых или стекляных волокон.

7. Конструкции поперечных и продольных направляющих балок устройства крепления ДВС на стенде выполняются в виде металлического замкнутого прямоугольного профиля с пустотелым сечением. Внутреннее пространство профиля направляющих балок заполнено сыпучим вибродемпфирующим веществом (например, сухим кварцевым песком). Верхняя поверхность направляющих имеет продольный паз, закрытый съемным защитным и вибродемпфирующим резиновым уплотнителем. Торцы балок закрыты съемными крышками, внутренняя поверхность которых футерована объемным упругим демпфирующим элементом, а боковые поверхности крышек снабжены пазами, в которых осуществляется крепление крышки в торце балки с помощью резьбовых элементов. Конструкция поперечных и продольных направляющих балок иллюстрируется [121] на рис. 5.11.

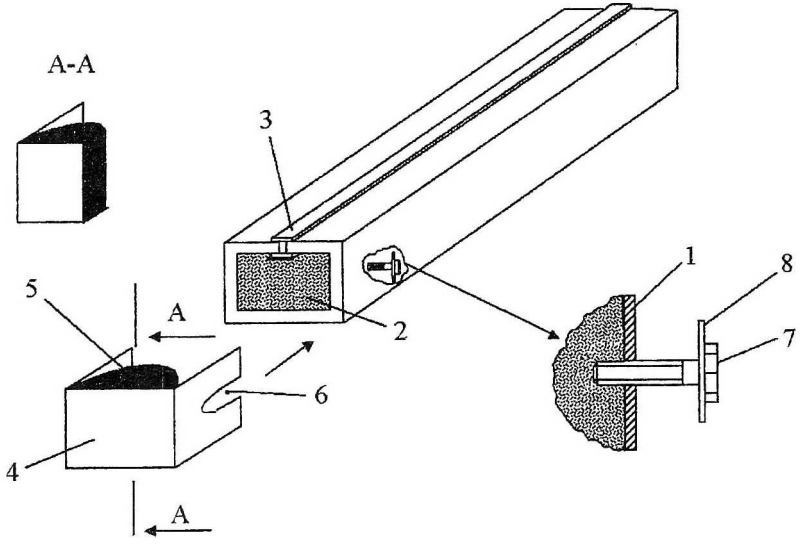


Рис. 5.11. Конструкция направляющих балок устройства крепления ДВС на стенде:
1 – металлический прямоугольный профиль; 2 – сыпучее вибродемпфирующее вещество (сухой кварцевый песок); 3 – защитный вибродемпфирующий резиновый уплотнитель; 4 – объемная крышка; 5 – объемный упругий демпфирующий элемент; 6 – паз; 7 – прижимной болт; 8 – шайба.

8. Внешние поверхности продольных, поперечных направляющих и вертикальных стоек устройства крепления ДВС на стенде по всему их периметру футерованы звукопоглощающим пористым, волокнистым или открытоячеистым пенистым материалом, который, в свою очередь, облицован слоем защитного звукопрозрачного материала. Схема футеровки внешних поверхностей элементов устройства крепления ДВС на стенде иллюстрируется [122] на рис. 5.12.

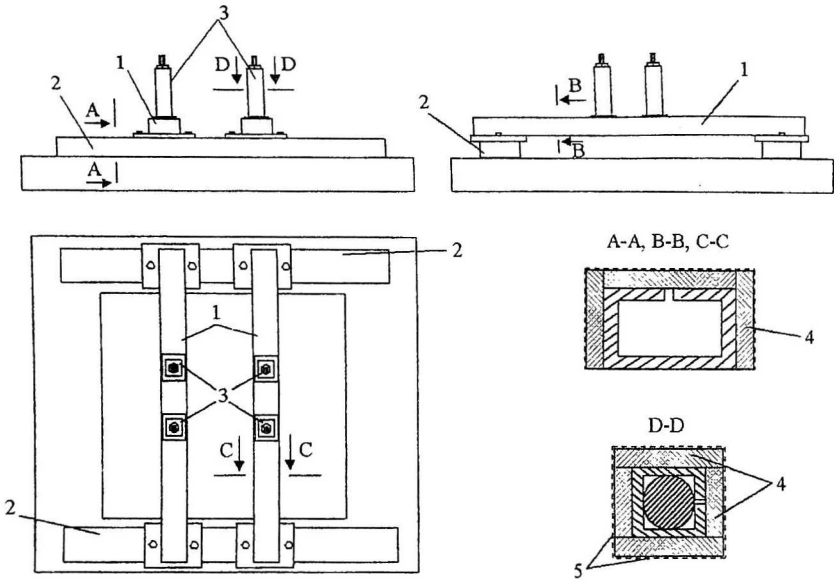


Рис. 5.12. Схема футеровки внешних поверхностей элементов устройства ДВС на стенде:
1 – поперечные направляющие балки; 2 – продольные направляющие балки; 3 – вертикальные стойки; 4 – звукопоглощающий пористый (волокнистый или открытоячеистый пенистый) материал; 5 – защитный звукопрозрачный слой (тонкая металлизированная фольга).

9. Защитный звукоизолирующий кожух ограждения привода, кинематически связывающего приводной вал ДВС с приводным валом балансирной асинхронной машины, выполняется в виде многослойной виброшумозадемпфированной структуры, включающей несущую металлическую оболочку кожуха, внут-

ренний звукопоглощающий слой из пористого, волокнистого или открытоячеистого пенистого материала с внешним защитным звукопрозрачным слоем, слой вибродемпфирующего материала и внешний звукопоглощающий слой из пористого, волокнистого или открытоячеистого пенистого материала с внешним защитным звукопрозрачным слоем [99]. При этом, несущая металлическая оболочка кожуха жёстко смонтирована на опорном металлическом основании посредством резьбовых крепёжных элементов. Само опорное основание снабжено опорным кронштейном, и вместе с ним задемпфировано слоистым вибродемпфирующим материалом. Внутренняя поверхность опорного основания также футерована звукопоглощающим материалом. Торцы кожуха ограничены крышками с центральным отверстием, которые изнутри задемпфированы вибродемпфирующими накладками и футерованы внешними звукопоглощающими панелями, внешние поверхности которых облицованы защитным звукопрозрачным слоем. Конструкция защитного звукоизолирующего кожуха ограждения привода иллюстрируется [99] на рис. 5.13.

10. Верхняя горизонтальная поверхность несущей рамы, по всему ее периметру содержит установленные легкосъемные объемные поглотители, выполненные из пористого волокнистого или пенистого звукопоглощающего материала на основе базальтовых или стеклянных волокон, открытоячеистого пенополиуретана, с защитной звукопрозрачной оболочкой из тонкой стеклоткани, тонкой алюминизированной лавсановой пленки, или уретановой пленки и т.п. [100]. Высота поглотителей составляет не менее длины волны излучаемого ДВС звука самой низкой доминирующей частоты звукового спектра исследуемого акустического процесса. Во втором варианте конструктивного исполнения объемных поглотителей, звукопоглощающий материал размещен внутри несущего каркаса, выполненного из тонких металлических или полимерных трубок, металлической или полимерной проволочной сетки, который извне облицован дополнительным звукопоглощающим слоем из пористого, волокнистого или открытоячеистого пенистого материала с внешним защитным звукопрозрачным слоем. В третьем варианте конструктивного исполнения объемных поглотителей, последние выполняются полого профиля за счет придания дополнительному каркасу цилиндрической формы, с выполнением его из тонких металлических или полимерных

прутков. В четвертом варианте конструктивного исполнения объемные поглотители в продольном сечении имеют Z-образную форму, а место сопряжения объемных поглотителей выполнено в виде Г-образного замка. Варианты конструкций предлагаемых объемных поглотителей [100] иллюстрируются на рис. 5.14.

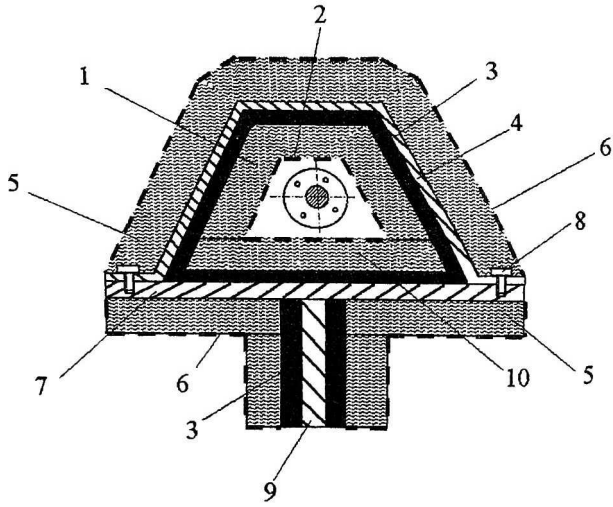


Рис. 5.13. Конструкция защитного звукоизолирующего кожуха ограждения привода:
1 – внутренний звукопоглощающий слой из пористого (волокнистого или открытоячеистого пенистого) материала; 2 – внешний защитный звукопрозрачный слой (специальная ткань, пленка); 3 – слой вибродемпфирующего материала (самоклеющийся или термоприплавляемый битумный ламинат); 4 – несущая металлическая оболочка кожуха; 5 – внешний звукопоглощающий слой из пористого (волокнистого или открытоячеистого пенистого) материала; 6 –защитный звукопрозрачный слой (специальная ткань, пленка); 7 – опорное металлическое основание; 8 – крепежный винт; 9 – опорный кронштейн; 10 – звукопоглощающий пористый материал (волокнистый или открытоячеистый пенистый).

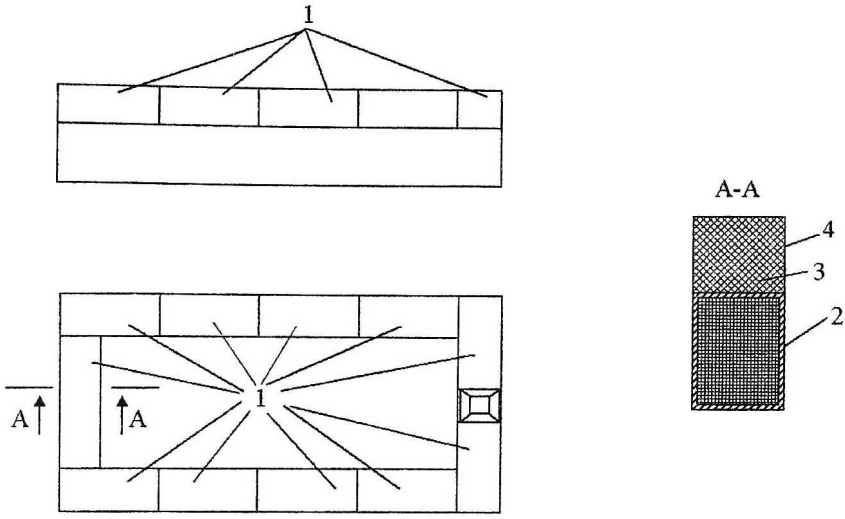


Рисунок 5.14. Вариант конструкции объемных поглотителей, устанавливаемых на поверхность несущей рамы:
1 – объемные поглотители; 2 – металлический короб несущей рамы; 3 – пористый звукопоглощающий материал; 4 – защитная звукопрозрачная оболочка (стеклоткань или тонкая алюминизированная лавсановая пленка).

11. Верхняя плита фундамента балансирной машины сконструирована с образованием специального периферического зазора, с установленным в нем виброшумоизолирующим уплотнителем по периметру примыкания к полу камеры, что, таким образом, образует герметичную разделительную перегородку между пространством безэховой акустической камеры и пространством машинного отделения, внутренняя поверхность верхней бетонной плиты футеруется слоем пористого звукопоглощающего материала (волокнистого или открытоячеистого пенистого) с последующей облицовкой внешней поверхности звукопоглощающего материала звукопроницаемым, негорючим, влагостойким стеклотканевым волокном или тонкой, защитной, термостойкой, влагогазонепроницаемой звукопрозрачной фольгой [123]. Пористый звукопоглощающий слой закреплен к верхней плите фундамента комбинированным креплением в виде клеевого адгезионного слоя и механических крепежных элементов в виде специальных держателей с развитой поверхностью опорной головки.

12. Конструкция защитного звукоизолирующего кожуха ограждения привода, кинематически связывающего приводной вал ДВС с приводным валом балансирной асинхронной машины, содержит дополнительный 1/4 волновый резонатор в виде открытой с одного конца цилиндрической трубы, жестко и герметично присоединенный к торцевой крышке кожуха другим концом трубы, смонтированный во внутренней полости кожуха. При этом, длина цилиндрической трубы равна половине длины кожуха с вычетом 1/3 внутреннего диаметра трубы резонатора. В этом случае, динамический срез открытого среза трубы четверть волнового резонатора с учетом присоединенной массы колеблющегося столба воздуха в полости резонатора, находится в пучности колебательной скорости низшей (первой) собственной продольной моды воздушной полости кожуха, обеспечивая ее эффективное подавление.

В предлагаемых технических решениях по уменьшению шумовиброактивности конструктивных составных элементов стенда для исследования виброакустических характеристик ДВС использованы следующие основные принципы виброшумодемпфирования структур: виброизоляция, звукоизоляция, увеличение жесткости несущих элементов, снижение вибровозбудимости и вибропроводности структур за счет применения пустотелых профилей, заполненных сыпучим вибродемпфирующим веществом, «капсулирование» основных источников «паразитного» шумоизлучения, использование вибродемпфирования битумными ламинатами тонкостенных металлических конструкций, внутренняя звукопоглощающая футеровка, внешние звукопоглощающие элементы, ослабляющие звукоотражающие процессы, применение акустических экранов, глушителей воздушного шума. Следует отметить, что приведенные выше технические решения по улучшению акустических свойств стенда, не связаны с принципиальным изменением конструкции и принципа работы стенда, что, таким образом, обуславливает относительно небольшие материальные затраты по модернизации стенда.

Оценка виброакустической эффективности разработанных средств снижения «паразитного» шумоизлучения приводных элементов стенда может быть проведена на базе анализа результатов экспериментальных исследований.

Для оценки эффективности разработанных средств улучшения акустических характеристик проводились замеры шума работающего стенда при отсоединенном (неработающем) ДВС.

Большое значение при проведении экспериментов имеет правильный выбор схемы испытаний и мест установки первичных преобразователей – микрофонов. Схема установки измерительных микрофонов представлена на рис. 5.15. Уровень шума определяется как осредненное значение показателей по 5 используемым микрофонам [101].

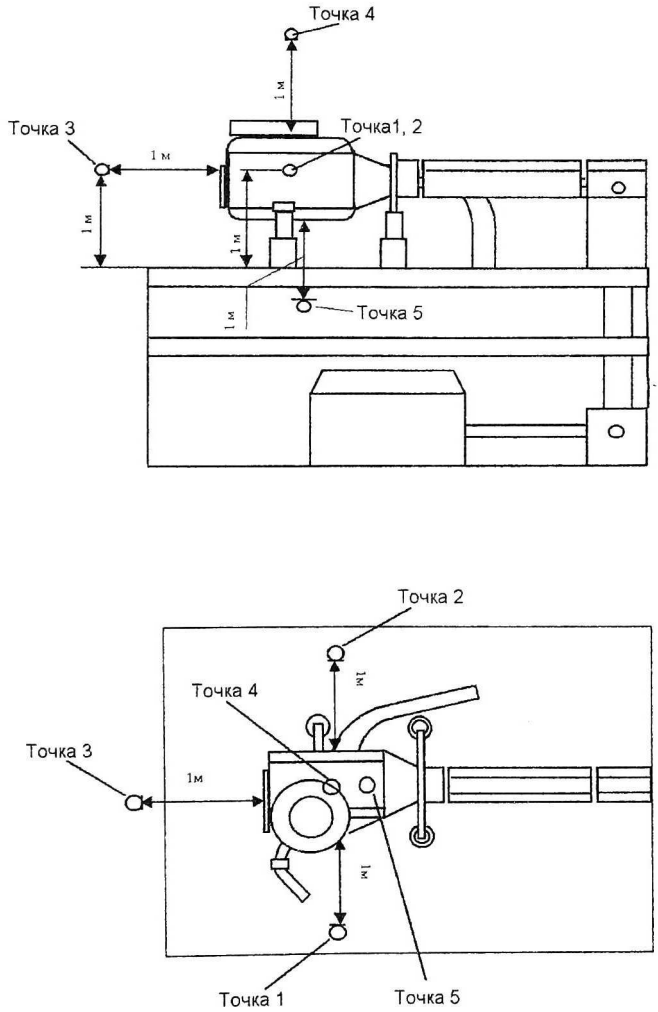


Рис. 5.15. Схема установки измерительных микрофонов при проведении экспериментальных исследований.

Ниже представлены некоторые результаты экспериментальных исследований по оценке эффективности разработанных средств снижения «паразитных» акустических нагрузок в рассматриваемом стендовом оборудовании. На рис. 5.16 изображена в графическом виде зависимость уровня шума, скорректированного по шкале А, от частоты вращения верхнего вала стенда в исходном состоянии и после выполнения мероприятий по пункту 1 представленного выше списка разработанных мероприятий.

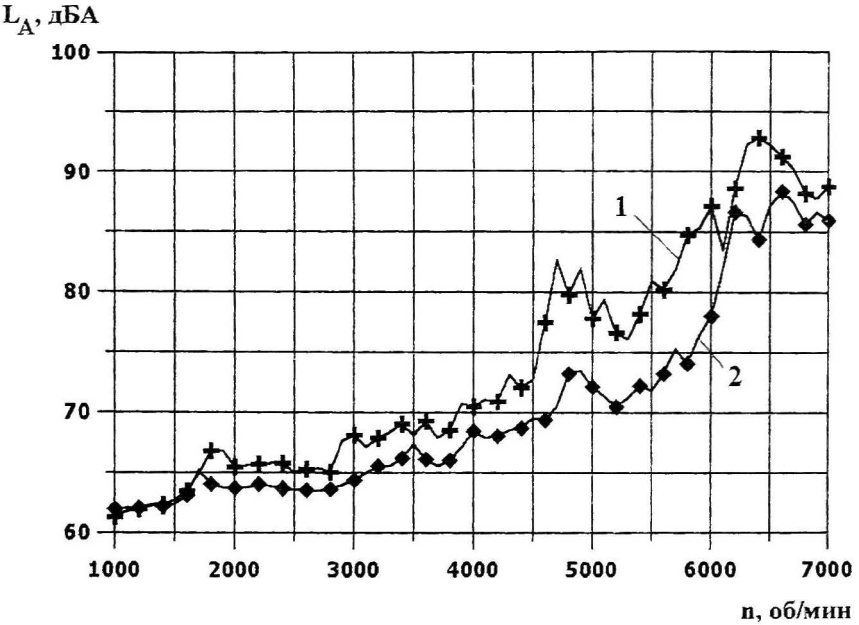


Рис. 5.16. Зависимость уровня шума по шкале А от частоты вращения верхнего вала стенда при отсоединенном ДВС:

1 - — + — - в исходном состоянии;

2 - — ◆ — - после выполнения мероприятий по п. 1.

Анализ графика рис. 5.16 позволяет сделать следующие выводы:

на низких частотах вращения привода (***n***<1500 об/мин) выполнение несущей рамы, вертикальных стоек и диагональных растяжек несущего силового каркаса из полых профилей, заполнение их сыпучим материалом и футеровка на-

ружных поверхностей звукопоглощающим материалом не приводит к снижению уровня «паразитного» шума от приводных элементов стенда;
- наибольшая эффективность предлагаемого мероприятия зафиксирована при частотах вращения привода 4500...6000 об/мин и составляет 6...9 дБА;
- при прочих режимах работы стенда эффективность мероприятия – 2...5 дБА.

Следует отметить, что неэффективность рассматриваемого мероприятия на малых режимах работы стенда определяется в первую очередь наличием на этих частотах вращения более мощных источников шума, таких как гладкоременная передача, опорные подшипниковые узлы, поперечные и продольные направляющие балки и т.п. В том случае, когда эти источники создают уровень шума на 5...10 дБА больший, чем несущая рама и вертикальные стойки, основное внимание следует уделять снижению шумоизлучения именно этих элементов.

На рис. 5.17 представлена в графическом виде зависимость изменения уровня шума, скорректированного по шкале А, от частоты вращения верхнего вала стенда в исходном состоянии и после выполнения мероприятий по п. 2. На основании анализа графической зависимости рис. 5.17 можно судить о высокой акустической эффективности выполнения несущей рамы силового каркаса в виде перевернутого П-образного профиля с заполнением полости бетоном, ее закрытии металлическим перфорированным листом и наполнении зазора между листом и бетоном вибродемпфирующим веществом. Указанная группа мероприятий позволяет существенно уменьшить виброакустическую активность несущей рамы, обладающей весьма существенной площадью поверхности звукоизлучения. Акустическая эффективность при этом на всех режимах работы стендового оборудования составляет не менее 5 дБА, что позволяет рекомендовать указанное средство улучшения виброакустических характеристик на всех конструкциях аналогичных стендов. На ряде режимов эффект снижения шума превышал 10 дБА (n=1500...2300 об/мин и n>5700 об/мин) и доходил до 15...17 дБА.

Сводные результаты экспериментальной оценки эффективности разработанных мероприятий представлены в таблице 5.2 в зависимости от частоты вращения приводного вала.

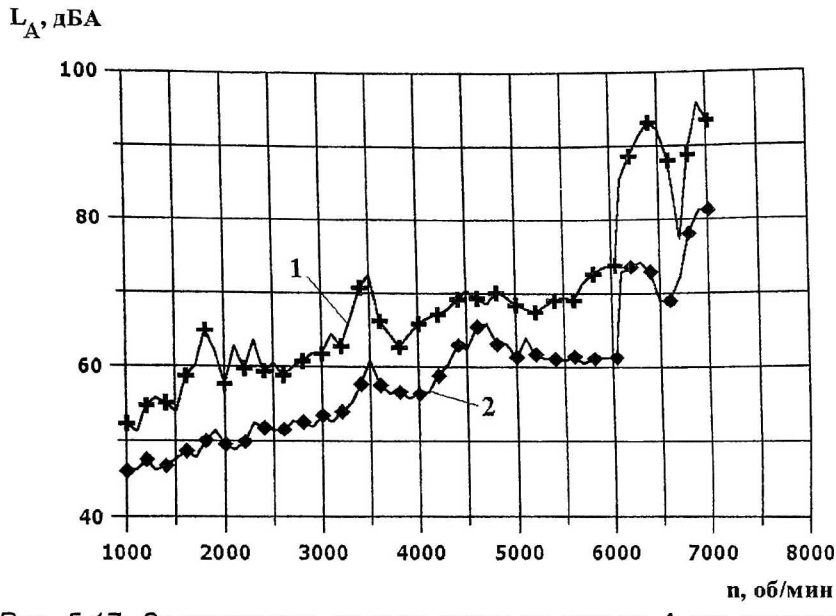


Рис. 5.17. Зависимость уровня шума по шкале А от частоты вращения верхнего вала стенда при отсоединенном ДВС:

1 - — + — - в исходном состоянии;

2 - — ◆ — - после выполнения мероприятий по п. 2.

На рис. 5.18 представлены графики зависимостей от частоты вращения приводного вала уровней шума в акустической камере разработанного стенда в первоначальном (исходном) состоянии и после выполнения всего комплекса предложенных мероприятий. Видно, что реализация всего комплекса предложенных средств весьма существенно улучшила акустическое качество разработанного стенда для испытаний ДВС во всем диапазоне рабочих режимов. Большая эффективность характерна для режимов n>2500 об/мин и составляет 25...35 дБА. Несколько меньшая эффективность – 20...25 дБА – на частотах вращения приводного вала n<2500 об/мин объясняется в первую очередь тем, что на малых режимах работы в спектре шумоизлучения приводных элементов присутствует больше низкочастотных составляющих, борьба с которыми существенно сложнее. Кроме того, на малых режимах работы уровень шумоизлучения приводных элементов стендового оборудования ниже, а как известно, снизить шум, например, источника в 90 дБ гораздо легче, чем источника в 70 дБ.

Таблица 5.2 Сводные результаты экспериментальной оценки акустической эффективности разработанных мероприятий.

№ п/п	Условия проведения эксперимента	Акустический эффект от мероприятия при частоте вращения привода, об/мин																	
		1000	1400	1800	2200	2600	3000	3400	3800	4200	4600	4900	5200	5500	5800	6100	6400	6700	7000
1	Подобрано оптимальное усилие натяжения приводного ремня	-2	+2	+2	+3	+1	+3	+4	-8	+3	+3	+6	+4	+1	+5	+3	+6	+2	+14
2	Строка 1 + выполнены мероприятия по п. 4, 5, 12	+5	+10	+5	+11	+10	+10	+13	+9	+13	+5	+4	+10	+2	+8	+6	+5	+3	+15
3	Строка 2 + произведена замена роликовых подшипников на шарик.	+7	+12	+11	+14	+11	+10	+12	+5	+6	+10	+8	+10	+7	+9	+7	+4	+6	+18
4	Строка 3 + выполнены мероприятия по п. 7, 8	+4	+10	+8	+12	+12	+14	+16	+12	+16	+13	+13	+17	+11	+18	+8	+8	+5	+18
5	Строка 4 + выполнены мероприятия по п. 1, 3	+9	+14	+11	+15	+15	+17	+18	+15	+19	+15	+15	+16	+15	+23	+17	+11	+10	+20
6	Строка 5 + выполнены мероприятия по п. 2, 6, 9, 11	+22	+26	+20	+28	+28	+28	+30	+28	+35	+25	+31	+33	+25	+36	+30	+25	+26	+34
7	Выполнены мероприятия по п. 1	-1	0	+3	+2	+2	+4	+3	+2	+3	+8	+8	+6	+9	+11	+2	+8	+3	+3
8	Выполнены мероприятия по п. 2	+6	+8	+15	+10	+7	+8	+13	+6	+8	+4	+6	+6	+9	+11	+13	+20	+5	+12
9	Выполнены мероприятия по п. 3	+4	+6	+5	+5	+5	+5	+4	+5	+5	+4	+4	+1	+6	+7	+11	+5	+6	+4
10	Выполнены мероприятия по п. 7	+7	+7	+5	+5	+6	+5	+4	+3	+3	+6	+6	+8	+10	+11	+3	+6	+2	+3

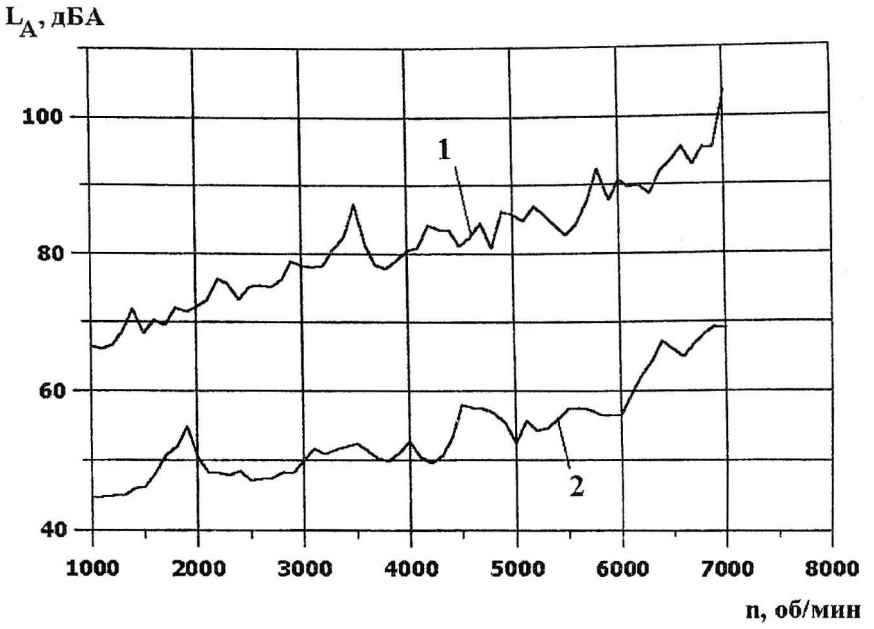


Рис. 5.18. Зависимость уровня шума приводных элементов стенда для исследования виброакустических характеристик ДВС от частоты вращения приводного вала:
1 – первоначальное (исходное) состояние стенда;
2 – состояние стенда после проведения всего комплекса разработанных мероприятий.

Полученный опыт позволяет предложить последовательность выполнения мероприятий по акустической доводке стендов для исследования виброакустических характеристик ДВС. В первую очередь необходима оценка текущего уровня «паразитных» шумов приводных элементов стендового оборудования при отсоединенном ДВС и его сравнение с уровнем шума работающего двигателя на всех нормируемых режимах эксплуатации. Это позволяет определить количественные показатели необходимой акустической доводки стенда. Далее для каждого режима работы идентифицируются все наиболее шумо- и виброактивные источники и разрабатывается комплекс мероприятий, аналогичных описанным выше, в первую очередь именно для выделенных шумоизлучающих элементов. После проведения экспериментальных исследований эффективности внедрен-

ных мероприятий рассматривается и решается вопрос о достаточности достигнутого акустического качества стенда или о повторении комплекса работ по совершенствованию виброакустических характеристик стенда.

5.2. ДИНАМИЧЕСКАЯ ДОВОДКА СТЕНДА С БЕГОВЫМИ БАРАБАНАМИ ДЛЯ АКУСТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Наиболее продуктивными методами виброакустических исследований и виброакустической доводки транспортных средств являются экспериментальные исследования, проводимые в стендовых условиях с привлечением разнообразной техники имитации скоростных и нагрузочных режимов, идентичных дорожным (полевым) условиям испытаний, стационарной измерительной и анализирующей аппаратуры. В качестве примера подобного стендового оборудования можно привести стенд с беговыми барабанами. Постоянные, не зависящие от погоды и состояния дорожного покрытия условия испытаний, удобство сбора и анализа измерительной информации способствуют все более широкому распространению стендовых исследований виброакустических процессов, протекающих в наземных транспортных средствах. Основным источником виброакустической активности транспортного средства является его энергетическая установка – двигатель с трансмиссионными агрегатами (т. е. силовой агрегат). Поэтому особое значение приобретают стендовые виброакустические исследования и доводка силового агрегата при имитации различных скоростных и нагрузочных режимов (при изменении частоты вращения коленчатого вала двигателя, угла открытия дроссельной заслонки и т. п.).

Достаточно полную имитацию движения автомобиля в реальных дорожных условиях можно достичь на стендах с беговыми барабанами, практика использования которых нашла широкое распространение на предприятиях, производящих автотранспортную технику, и в НИИ.

Впервые в нашей стране конструкция стенда с двумя парами беговых барабанов была предложена в 1924 г. проф. В. И. Сорока-Новицким [73]. За рубежом стенды с беговыми барабанами появились в тридцатых годах. Например, в США первые стенды с комплектом оборудования начали выпускаться в 1935 году фирмой «Бендикс Корпорэйшн» [73]. Конструктивно такие стенды состоят из двух пар барабанов под задние и передние

колеса автомобиля. Барабаны через редуктор соединены с тормозными устройствами [73].

Современные технологии исследования акустических процессов, реализующихся на транспортных средствах предусматривают применение специальных низкошумных беговых барабанов, позволяющих имитировать различные скоростные и нагрузочные режимы работы энергетических и трансмиссионных агрегатов транспортных средств в условиях размещения их в специальных безэховых или полубезэховых акустических камерах, обеспечивающих свободное звуковое поле в зонах измерений.

В качестве одного из важных технических параметров стендов с беговыми барабанами является общий уровень шума стенда при имитации движения автомобиля со скоростью 100 км/ч в 1 м. над поверхностью беговых барабанов (над поверхностью пола камеры). Так, например, уровень шума стенда «ZOLLNER» (фирма AVL) в указанных условиях составляет 47 дБА, что позволяет выполнять разнообразные объективные акустические исследования легковых автомобилей.

Для обеспечения объективных высокоточных измерений параметров акустического (шумового) излучения исследуемого объекта (транспортного средства) на динамическом барабанном стенде необходимо, чтобы уровень шумовых помех от работающего стендового оборудования был минимальным. В этом случае расширяется динамический диапазон измеряемых звуковых давлений, генерируемых исследуемым транспортным средством, повышается точность измерений. Кроме того, появляется возможность исследовать и замерять шумовое излучение от многочисленных «мелких» источников шума транспортного средства вследствие ослабления эффекта его маскировки акустическим излучением приводных, тормозных, управляющих и прочих устройств, механизмов и систем динамического стенда с беговыми барабанами.

В данном разделе описан ряд разработанных и опробированных авторами методов и устройств снижения шума и вибрации отдельных элементов барабанных стендов для акустических исследований транспортных средств. Кроме того, в данном материале предлагаются оригинальные решения проблем безопасной эксплуатации стенда, в частности крепления исследуемого транспортного средства за ступицы колес, акустических исследований глушителей системы выпуска автомобилей.

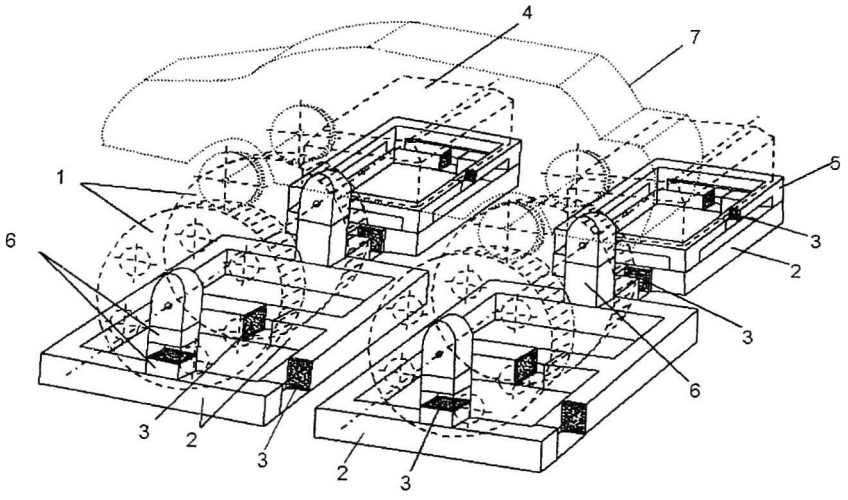


Рис. 5.19. Схема низкошумного динамического стенда с беговыми барабанами:
1 – беговые барабаны; 2 – станина; 3 – вибродемпфирующее вещество; 4 – шумоизолирующий кожух; 5 – несущий каркас; 6 – несущее основание; 7 – исследуемый объект (автомобиль).

В качестве основного мероприятия по виброакустической доводке стенда с беговыми барабанами предлагается виброшумодемпфирование несущего каркаса стенда [124]. Динамический стенд с беговыми барабанами, смонтированный в полубезэховой акустической камере, содержит базовую фундаментную плиту, установленную с использованием задемпфированных упругих связей на жестком неподвижном основании (рис. 5.19). На базовой фундаментной плите смонтированы станины для крепления комплекта беговых барабанов, тормозных и приводных агрегатов, а также функциональные элементы приводных, регулирующих и измерительных устройств. Тормозные и приводные агрегаты выполнены в виде электрических машин постоянного тока. Станина комплекта беговых барабанов выполняется в виде составной сварной рамной конструкции из полых трубчатых профилей, внутренние полости которых заполняются сыпучим веществом с высокими виброшумодемпфирующими свойствами (например, сухим кварцевым песком). Несущие силовые элементы тормозных и приводных агрегатов, смонтированные на станинах, выполняются в виде составных сварных

рамных конструкций из полых трубчатых профилей. Электрические машины постоянного тока размещаются внутри шумоизолирующих кожухов. Шумоизолирующие кожухи выполняются из стальных листовых панелей, задемпфированных листовым самоклеющимся виброшумодемпфирующим ламинатом; прессованных плит из волокнистого звукопоглощающего материала; защитных панелей из перфорированного стального листа; самоклеющихся фольгированных звукопоглощающих панелей типа открытоячеистого пенополиуретана. При этом панели закрепляются к каркасным элементам рамных конструкций стенда с помощью съемных резьбовых соединений. Регулирующие, приводные и измерительные устройства стенда монтируются на составных сварных рамных конструкциях из полых трубчатых профилей. Валы и опорные подшипниковые узлы устанавливаются на несущем основании, выполненном в виде рамной конструкции из полых трубчатых профилей полости которых также заполняются сыпучим веществом с высокими вибродемпфирующими свойствами. В качестве вибродемпфирующего вещества, заполняющего полые профили названных элементов стенда, может быть использовано и монолитное вещество, а также комбинация сыпучего и монолитного веществ, таких, как металлическая дробь, бетон, пористая или губчатая резина, интегральная вибродемпфирующая пенополиуретановая пена, мастика на основе битумных или полимерных материалов, или другие аналогичные по своим физико-механическим свойствам материалы. Рассмотренная виброшумодемпфированная структура динамического стенда с беговыми барабанами позволяет существенно ослабить интенсивность источников структурного излучения, а также снизить шум применением методов звукоизоляции и звукопоглощения. В частности, общий уровень звукового давления у привода задних барабанов стенда уменьшен на 20 дБА (с 61 дБА до 41 дБА), что соответствует уменьшению акустической энергии в 100 раз. Спектры излучаемого шума в исходном состоянии (до модификации стенда) и в доработанном конечном состоянии приведены на рис. 5.20. Из рис. 5.20 видно, что реализация предложенных мероприятий приводит к снижению уровня шума во всем диапазоне звуковых частот. Наибольшая эффективность данного комплекса мероприятий характерна в частотных диапазонах 120-400 Гц и 630-1600 Гц.

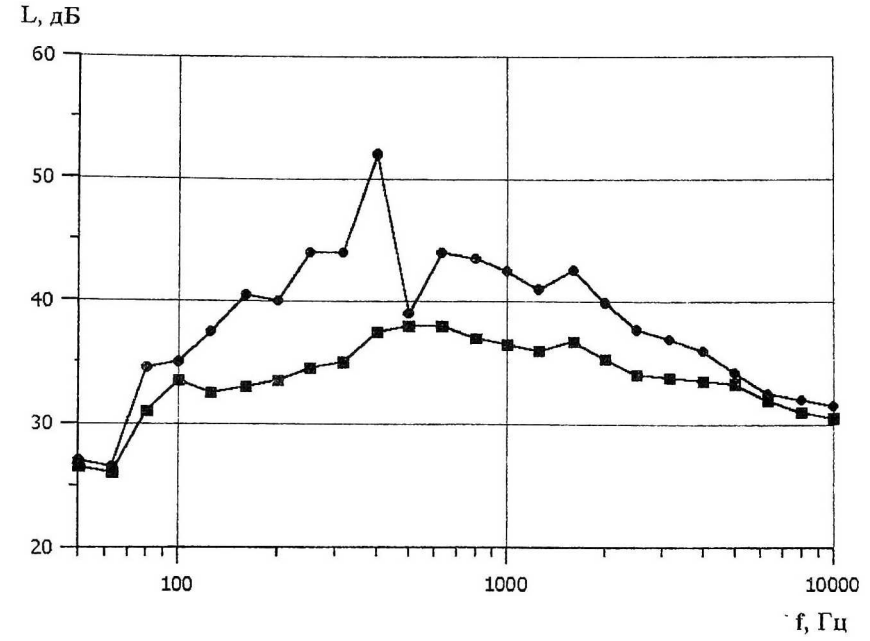


Рис. 5.20. 1/3-октавные спектры шума в полубезэховой акустической камере с беговыми барабанами, вращающимися со скоростью 100 км/ч:

исходное состояние стенда;

состояние после виброакустической доводки стенда.

Кроме того, следует отметить, что проведение рассмотренного комплекса работ позволило исключить резонанс конструкции стенда на частоте 400 Гц, вносящий наибольший вклад в уровень создаваемых «паразитных» шумов.

Важное значение при проведении акустических испытаний автомобиля имеет обеспечение свободной области непосредственного исследования звукового поля в зонах характерных излучателей шума. В этой связи предложены варианты оптимизации систем крепления транспортного средства на акустическом стенде с беговыми барабанами [102]. Крепежные устройства системы крепления автомобиля на динамическом стенде выполняются в виде двух пар неподвижных вертикальных поворотных стоек, расположенных попарно относительно передней и задней частей кузова автомобиля и одной пары подвижных в направлении продольной оси автомобиля стоек (см. рис. 5.21).

Подвижные стойки монтируются спереди автомобиля в пазовых направляющих, расстояние между которыми превышает ширину кузова автомобиля, с возможностью селективной установки и жесткой фиксации и снабжены вращающимися в вертикальных осях блоками, причем блоки имеют возможность фиксированного перемещения по высоте стойки (см. рис. 5.22). Неподвижные вертикальные поворотные стойки снабжены вращающимися в горизонтально расположенных осях блоками, причем оси блоков монтируются с возможностью селективной выбором и фиксации по высоте стойки (см. рис. 5.23). В зависимости от конструктивных особенностей буксирного зацепа возможного два варианта закрепления гибких элементов (тросов).

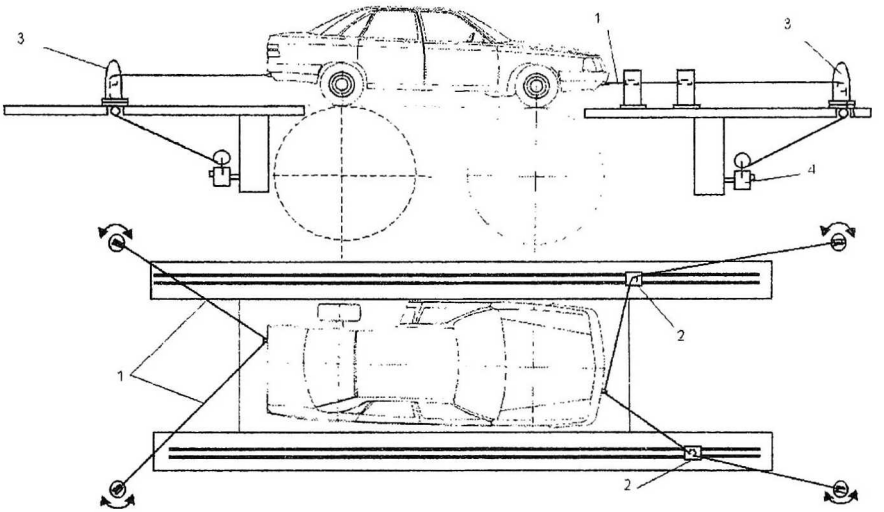


Рис. 5.21. Схема системы крепления транспортного средства на барабанном стенде:
1 – гибкий элемент (крепежный трос); 2 – подвижная стойка; 3 – неподвижная стойка; 4 – электролебедка.

В случае единого буксирного зацепа подвижные стойки располагаются между буксирным зацепом и неподвижными стойками таким образом, что ветви гибких элементов образуют тупой угол с вершиной в вертикальной оси блока подвижной стойки (см. рис. 5.21).

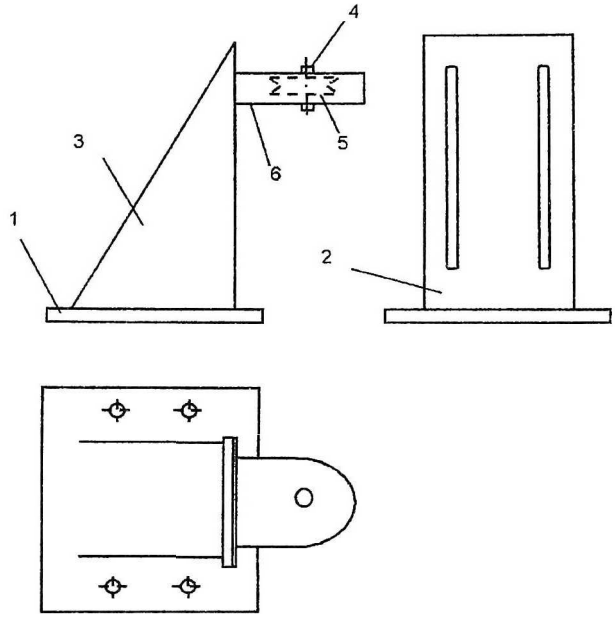


Рис. 5.22. Схема подвижной стойки:
1 – прижимная пластина (основание) подвижной стойки; 2 – пазовая направляющая стенда; 3 – ребро жесткости; 4 – ось блока; 5 – блок (шкив); 6 – кронштейн крепления блока (шкива).

В случае парного буксирного зацепа, по крайней мере, с одной из сторон автомобиля ветви гибких элементов пересекаются между собой (см. рис. 5.24).

Предложенные выше схемы систем закрепления транспортных средств на динамическом стенде с беговыми барабанами обладают следующими преимуществами:

позволяют удалить крепежные стойки из областей непосредственного исследования звукового поля автомобиля в зонах характерных излучателей шума – шин, впуска, выхлопа – слева и справа от продольной оси автомобиля, как этого требует международные нормы по измерению внешнего шума по Правилу № 51 ЕЭК ООН (в 7,5 м от продольной оси);

- позволяют разгрузить колеса автомобиля от дополнительной нормальной (прижимной) нагрузки, что в меньшей степени деформирует структуру шины и в меньшей степени искажает площадь пятна контакта шины с поверхностью бегового бара-

бана. Как следствие, исключается усиленный специфический шум шин, отличающийся от шума шины при ее свободном качении в составе автомобиля по дорожному покрытию;

позволяют свести к минимуму разворачивающий момент, действующий на автомобиль относительно оси, нормальной к плоскости, проходящей через оси вращения передних и задних колес, и стремящийся изменить курсовую устойчивость автомобиля.

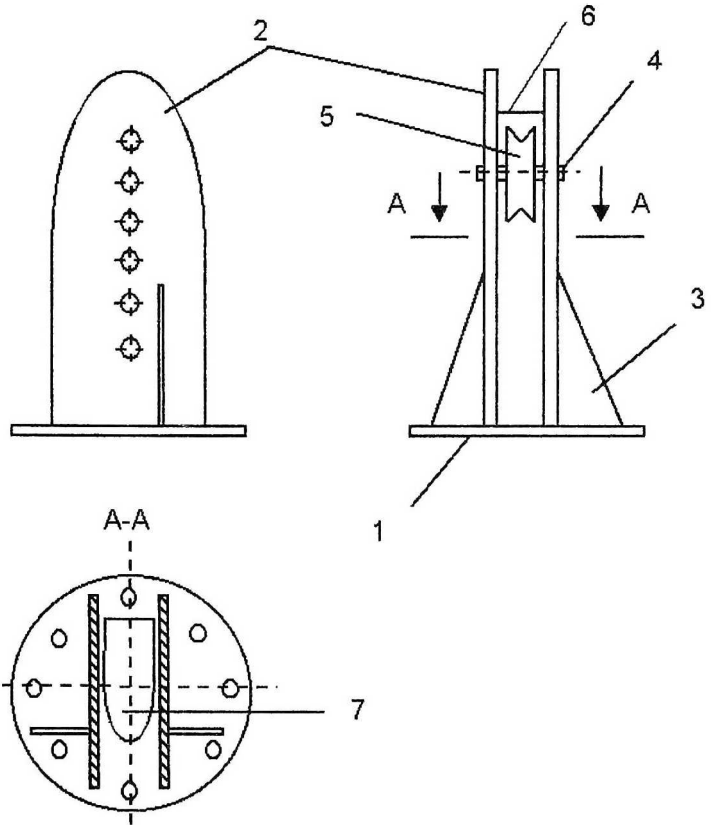


Рис. 5.23. Схема неподвижной стойки:
1 – прижимная пластина (основание) подвижной стойки; 2 – пазовая направляющая стенда; 3 – ребро жесткости; 4 – ось блока; 5 – блок (шкив); 6 – ограничитель; 7 – отверстие для выхода троса.

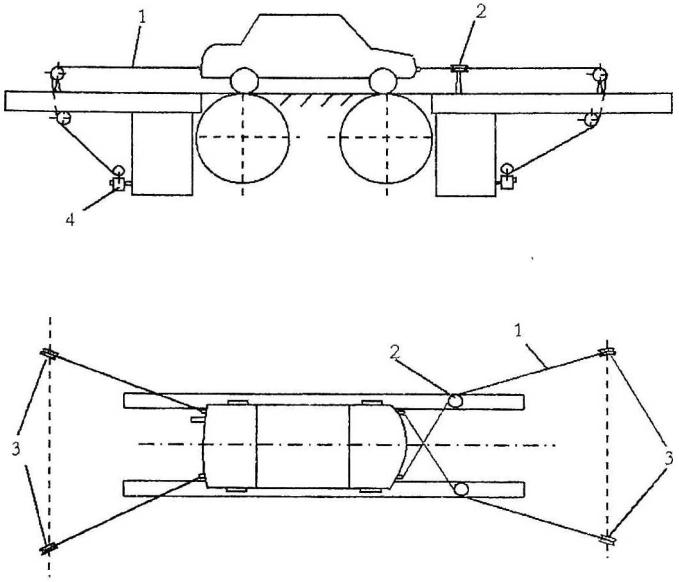


Рис. 5.24. Схема системы крепления транспортного средства для случая парного буксирного зацепа:
1 – гибкий элемент (крепежный трос); 2 – подвижная стойка; 3 – неподвижная стойка; 4 – электролебедка.

Для обеспечения безопасной эксплуатации стенда при сохранении высоких акустических характеристик измерительного помещения большой полубезэховой камеры, в которой смотровой динамический стенд с беговыми барабанами авторами разработаны специальные защитные устройства, монтируемые в зонах вращения колес исследуемого транспортного средства и барабанов динамического стенда [103]. Динамический стенд с беговыми барабанами снабжается защитными ограждениями, размещенными в специальных пазовых направляющих, по крайней мере, напротив осей вращения каждого колеса испытуемого автомобиля (см. рис. 5.25 и 5.26) Защитные ограждения выполняются в виде жестких сетчатых структур, сбалансированных в единые защитные модули с упорными ограничительными роликами, свободно вращающимися на жестко закрепленных к основанию роликов осях (см. рис. 5.27). Основания роликов смонтированы в пазовых направляющих, с возможностью перемещения и фиксирования в необходимом положении в зависимости от базы автомобиля.

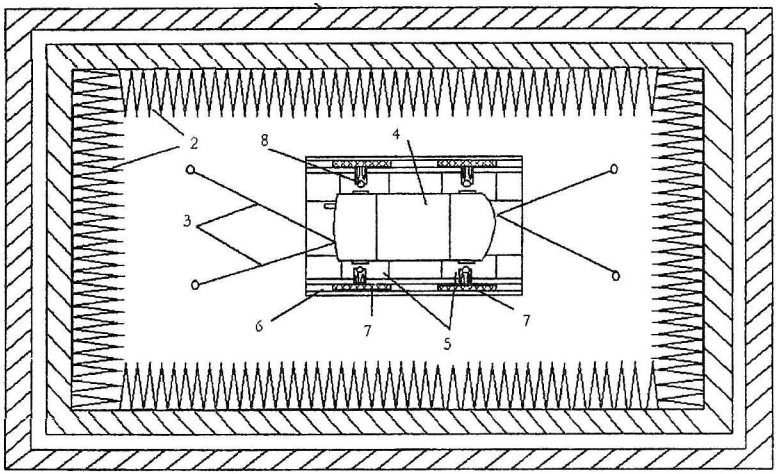


Рис. 5.25. Защитные ограждения зон вращающихся колес и барабанов большой полубезэховой камеры:
1 – полубезэховая акустическая камера; 2 – звукопоглощающие кулисы акустической камеры; 3 – трос удерживающих гибких элементов стенда; 4 – испытуемый автомобиль, 5 – беговые барабаны стенда; 6 – направляющие элементы стенда для монтажа защитного устройства; 7 – защитное устройство стенда; 8 – упорный ограничительный ролик защитного устройства стенда.

В рамках работ по виброакустической доводке стенда с беговыми барабанами авторами разработана конструкция передвижного шумоизолирующего экрана, предназначенного для исследования акустической эффективности глушителей шума выпуска отработавших газов двигателей транспортных средств [125]. Передвижной шумоизолирующий экран позволяет дополнительно уменьшить маскирующий шумовой фон в точке измерений от шума двигателя, трансмиссии и шин и, таким образом, более точно и объективно оценивать акустические характеристики различных конструкций опытных глушителей, поочередно монтируемых в штатную трассу системы выпуска отработавших газов двигателя автомобиля. Несущий каркас экрана выполняется в виде металлического листа, на плоскости которого со стороны исследуемого транспортного средства размещаются (см. рис. 5.28):

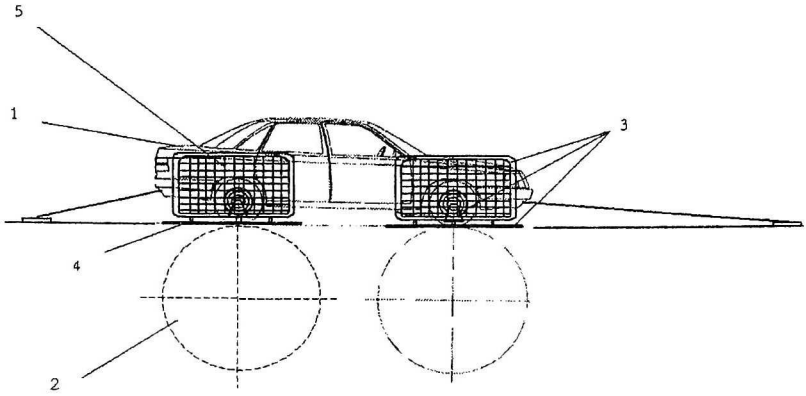


Рис. 5.26. Схема защитного ограждения зон вращающихся колес:
1 – испытуемый автомобиль; 2 – беговые барабаны стенда; 3 – защитное устройство стенда; 4 – основание сетчатого ограждения; 5 – сетчатое ограждение.

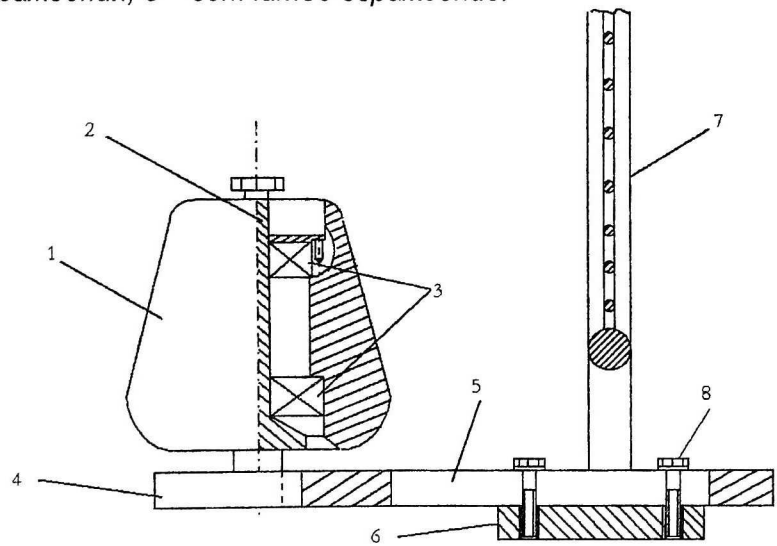


Рис. 5.27. Схема защитного устройства стенда:
1 – упорный ограничительный ролик защитного устройства стенда; 2 – ось ролика; 3 – радиальный шарикоподшипник; 4 – стопорная опора; 5 – специальный паз; 6 – основание сетчатого ограждения; 7 – сетчатое ограждение; 8 – прижимной болт.

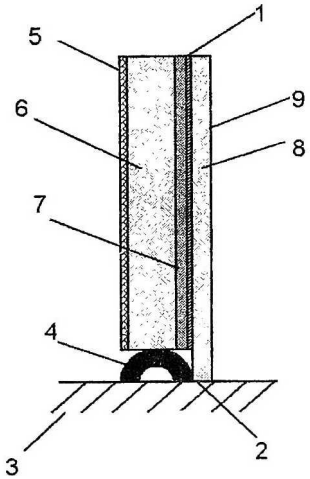


Рис.5.28. Поперечное сечение акустического экрана:
1 – несущий каркас; 2 – нижний торец экрана; 3 – пол полубезэховой камеры; 4 – упругий эластичный звукоизолирующий уплотнитель; 5 – внешний перфорированный металлический лист; 6 – волокнистый или открытоячеистый пенистый шумопоглощающий материал; 7 – виброшумодемпфирующий шумоизолирующий листовой битумный материал; 8 – самоклеющийся открытоячеистый шумопоглощающий материал; 9 – тонкая защитная звукопрозрачная пленка.

- внешний перфорированный металлический лист;

слой волокнистого или открытоячеистого пенистого шумопоглощающего материала;

- непосредственно прилегающий к несущему каркасу слой виброшумодемпфирующего шумоизолирующего листового битумного материала, на внешней поверхности которого размещено тонкая защитная звукопрозрачная пленка.

В экране выполняется несколько сквозных окон, располагающихся на уровне выхлопного патрубка основного глушителя шума выхлопа (см. рис. 5.29). В окнах монтируются съемные акустические заглушки, структура которых аналогична структуре экрана. В свою очередь, одна из заглушек снабжается несколькими сквозными каналами, диаметр которых не менее наружного диаметра выхлопного патрубка. В сквозных каналах плотно монтируются съемные звукоизолирующие пробки. Кроме того, в каждом сквозном канале закрепляется термошумоизолирующий уплотнитель. Средство для перемещения экрана выполняется в

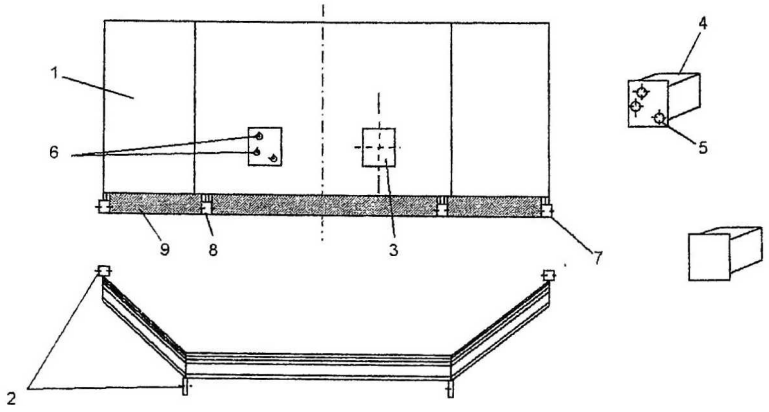


Рис. 5.29. Общий вид передвижного шумоизолирующего экрана: 1 – многослойная панель; 2 – механические узлы для перемещения экрана (колеса); 3 – сквозные окна; 4 – акустические заглушки; 5 – сквозной канал; 6 – съемные звукоизолирующие пробки; 7 – крайние поворотные самоустанавливающиеся колеса; 8 – средние колеса в виде опорных роликов; 9 – упругий эластичный звукоизолирующий уплотнитель.

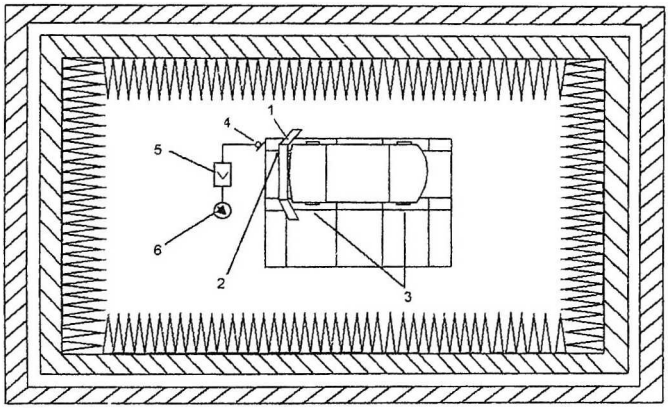


Рис. 5.30. Полубезэховая акустическая камера, в которой установлены исследуемый автомобиль и передвижной шумоизолирующий экран:
1 – передвижной шумоизолирующий экран; 2 – выхлопной патрубок основного глушителя шума выпуска; 3 – беговые барабаны; 4 – микрофон; 5 – измерительный усилитель; 6 – регистрирующий прибор.

виде двух пар обрезиненных колес. Крайние колеса являются поворотными и самоустанавливающимися, а средние колеса выполняются в виде опорных роликов. Нижний торец экрана беззазорно контактирует с полом полубезэховой акустической камеры посредством упругого эластичного звукоизолирующего уплотнителя. На рис. 5.30 изображена полубезэховая акустическая камера, в которой установлены стенд с динамическими беговыми барабанами, подготовленный к проведению акустических испытаний автомобиль и передвижной шумоизолирующий экран. На рис. 5.29 представлен общий вид передвижного шумоизолирующего экрана. Отдельно показаны акустические заглушки сквозных окон экрана. На рис. 5.29 они условно увеличены. На рис. 5.28 показано поперечное сечение акустического экрана. На рис. 5.31 изображена смонтированная в заглушке окна звукоизолирующая пробка (поперечное сечение).

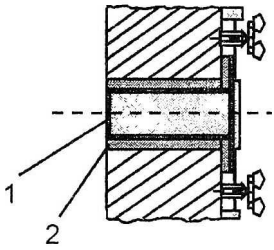


Рис. 5.31. Поперечное сечение звукоизолирующей пробки, смонтированной в заглушке окна: 1 – звукоизолирующая пробка; 2 – термоизолирующий уплотнитель.

В качестве одного из мероприятий по виброакустической доводке стенда с беговыми барабанами авторами разработано устройство для принудительного отвода выхлопных газов, предназначенное для дистанционного отвода выхлопных газов при стендовых виброакустических испытаниях автомобиля [126]. Разработанное устройство позволяет:

повысить точность и объективность результатов стендовых виброакустических испытаний автомобиля в результате исключения отрицательного влияния на внешний и внутренний шум автомобиля жестко присоединяемой к хвостовой трубе системы выпуска отработавших газов технологической системы отсоса выхлопных газов;

исключить проблемы загазованности пространства испытательной камеры;

ослабить коррозию трубопроводов технологической системы вытяжки выхлопных газов;

уменьшить интенсивность отражаемого звука в зону измерений путем специального конфигурирования геометрии поверхности отсасывающего раструба, применения двухсторонней футеровки и т. д.

Устройство для дистанционного принудительного отвода выхлопных газов [126] монтируется в зоне расположения среза выхлопной трубы основного глушителя шума системы выпуска и подключается к технологической системе вытяжной вентиляционной установки (см. рис. 5.32). Конструктивно устройство выполняется в виде дистанционного передвижного отсасывающего раструба, имеющего форму усеченного раскрытого полуконуса. Наружные и внутренние стенки раструба футеруются звукопоглощающим материалом, облицованным защитной термостойкой влагогазонепроницаемой звукопрозрачной пленкой. Раструб устанавливается на определенном расстоянии от среза выхлопной трубы и снабжается цилиндрическим присоединительным насадком для подключения шланга отсоса выхлопных газов технологической системы вытяжной вентиляционной установки (см. рис. 5.33). Передвижной дистанционный раструб монтируется на несущем каркасе, который дополнительно снабжается накопителем конденсата, тормозным устройством, рукояткой управления и колесами для транспортировки. Колеса на несущем каркасе могут закрепляться с возможностью складывания. В этом случае днище несущего каркаса контактирует с полом акустической безэховой камеры через пористую виброизолирующую структуру (листовую губчатую резину, листовой пенополиуретан).

Вентиляторная установка стендовой технологической системы отсоса отработанных газов оказывает существенное влияние на увеличение акустического фона в полубезэховой акустической камере с беговыми барабанами. В связи с этим авторами разработана низкошумная система вентиляционного обдува объекта испытаний для стенда с беговыми барабанами, используемая при акустических испытаниях транспортных средств [104, 105, 106]. Разработанная система позволяет эффективно заглушать шум применяемой вентиляторной установки стендовой технологической системы отсоса отработавших газов. Тем самым обеспечивается проведение качественных акустических исследовательских работ и, в первую очередь, объективная оценка акустических характеристик глушителей шума выпуска отработавших газов исследуемого транспортного средства.

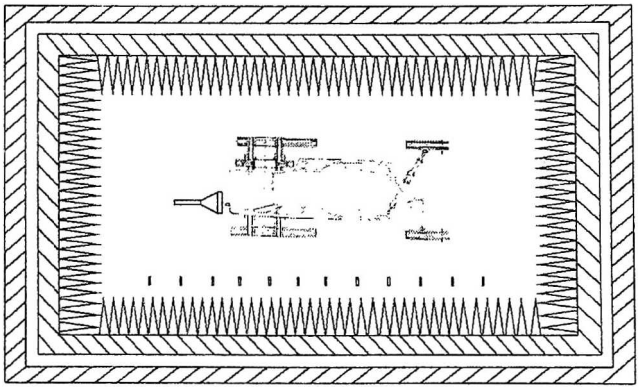


Рис. 5.32. Общий вид полубезэховой акустической камеры с барабанным стендом и исследуемым автомобилем, в зоне выхлопной трубы которого установлено разработанное устройство для принудительного отвода выхлопных газов.

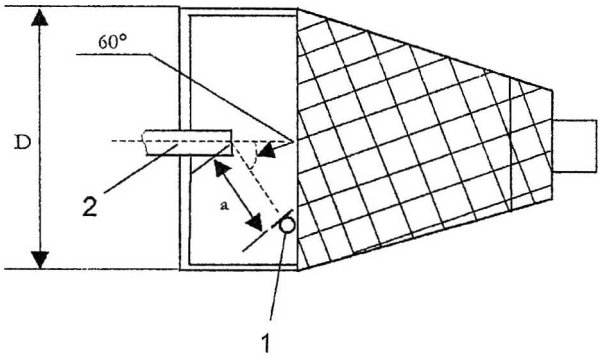


Рис. 5.33. Схема расположения разработанного устройства для принудительного отвода выхлопных газов относительно свободного среза выхлопной трубы:
1 – измерительный микрофон; 2- свободный срез хвостовой трубы глушителя.

Разработанная технологическая система дистанционного отсоса выхлопных газов [127] содержит специальный ресивер-глушитель сферической формы, установленный на участке трубопровода системы отсоса выхлопных газов (см. рис. 5.34). Ре-

сивер-глушитель расположен над поверхностью пола полубезэховой акустической камеры и контактирует с полом испытательной камеры и стенками трубопровода канала отсоса через герметизирующий виброзвукоизолирующий элемент (см. рис. 5.35). В корпус сферы интегрирован подводящий патрубок, ось которого располагается в плоскости, параллельной плоскости пола и проходящей через геометрический центр внутренней полости сферы. Динамические срезы отводящего и подводящего патрубков располагаются в узловых зонах низших собственных мод колебаний объема газа в полости ресивера-глушителя. Подводящий патрубок ресивера-глушителя соединен с гибким отводящим шлангом. Противоположный конец гибкого отводящего шланга, в свою очередь, соединен со специальным цилиндрическим насадком открытого конического раструба. Внешняя поверхность корпуса сферы футерована самоклеющимся звукопоглощающим пористым волокнистым или открытоячеистым пенистым материалом с внешним защитным звукопрозрачным слоем. Конструкция ресивера-глушителя имеет возможность поворачиваться вокруг вертикальной оси для установления заданного направления подводящего патрубка.

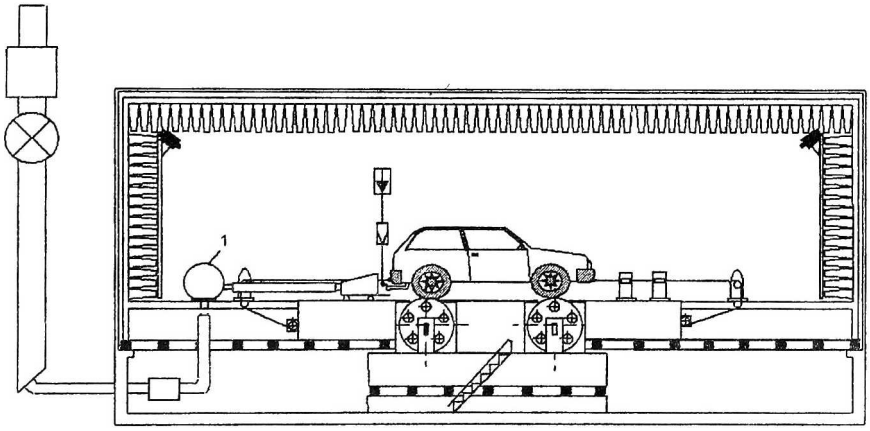


Рис. 5.34. Схема низкошумной системы дистанционного отсоса выхлопных газов для динамического стенда с беговыми барабанами:
1- ресивер глушитель.

Для заглушения интенсивного по уровню шума выхлопа, излучаемого системой выпуска ДВС установленного на беговых

барабанах динамического стенда транспортного средства во внутреннюю полость отводящего шланга технологической системы отвода выхлопных газов авторами разработан легкосъемный подвижный (мобильный) глушитель шума, расположенный на участке отвода выхлопных газов [128] (см. рис. 5.36), находящемся в пространстве испытательной полубезэховой камеры. Разработанный глушитель [128] позволяет проводить качественные исследовательские и доводочные работы по виброакустике транспортного средства, когда требуется исключить шумоизлучение системы выпуска отработавших газов. В частности, такая задача возникает при работах по разделению и исследованию шума отдельных узлов и агрегатов в составе транспортного средства и составлению уравнения акустического баланса источников шума транспортного средства. Легкосъемный подвижный (мобильный) глушитель шума устанавливается на участке отвода выхлопных газов, расположенном в пространстве испытательной камеры, вблизи хвостовой части выхлопной трубы исследуемого транспортного средства. Глушитель шума - цилиндрической формы, с интегрированными в полость камеры глушителя подводящим и отводящим патрубками. Патрубки расположены соосно (см. рис. 5.37). Срез подводящего патрубка расположен на заданном расстоянии от торцевой стенки камеры, равном половине длины воздушной полости цилиндра за вычетом 0,3 его диаметра. Срез отводящего патрубка находится на расстоянии четвертой части длины воздушной полости от торцевой стенки цилиндра за вычетом 0,3 его диаметра. Корпус глушителя выполняется в виде многослойной сэндвич-конструкции (стальной лист - вибродемпфирующий клей - стальной лист, или стальной лист - вибродемпфирующий ламинат – алюминиевая фольга, или стальной лист - сыпучее вибродемпфирующее вещество - стальной лист). Внешняя поверхность корпуса футеруется самоклеющимся открытоячеистым пенистым материалом с внешним защитным звукопрозрачным слоем. Корпус глушителя шума монтируется на полу испытательной полубезэховой камеры через упругие виброизолирующие элементы (например, мат из пористой резины, или резиновые стойки, или опорные стойки из полиуретановых виброизоляторов, или колеса с массивными обрезиненными ободами). Корпус глушителя за счет присоединительной части короткого подводящего патрубка располагается, по-возможности, ближе к открытому срезу хвостовой трубы системы выпуска отработавших

газов двигателя транспортного средства для того, чтобы через длинный участок отводящего патрубка глушителя транспортировался заглушенный поток выхлопных газов с ослабленными пульсациями потока. Это обеспечивает слабое переизлучение выхлопа стенками гибкого шланга в пространство измерений акустической камеры.

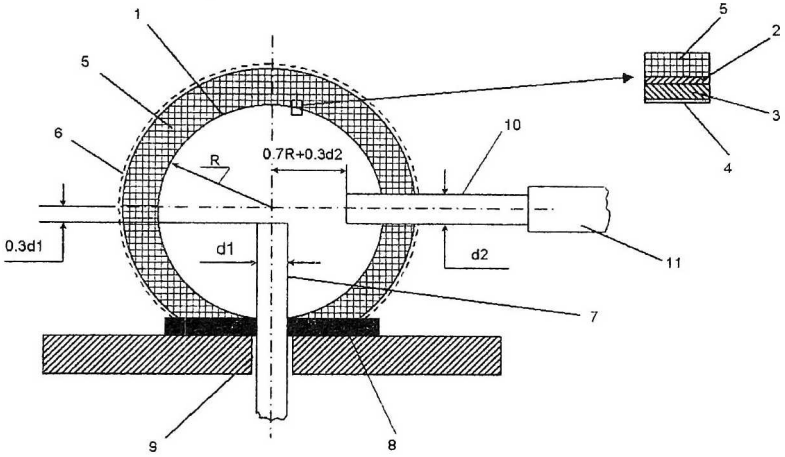


Рис. 5.35. Схема разработанного ресивера-глушителя: 1 – корпус ресивера-глушителя; 2 – листовая сталь; 3 – вибродемпфирующий ламинат; 4 – алюминиевая фольга; 5 – самоклеющейся звукопоглощающий материал (пористый волокнистый или открытоячеистый пенистый); 6 – внешний защитный звукопрозрачный слой; 7 – участок трубопровода канала откоса (отводящий патрубок); 8 – виброзвукоизолирующий элемент в виде манжеты; 9 – технологический проем; 10 – подводящий патрубок; 11 – гибкий отводящий шланг отсоса выхлопных газов.

Для проведения объективных и качественных измерений внешнего и внутреннего шума автомобиля в акустической полубезэховой камере с беговыми барабанами необходимо создание условий свободного звукового поля, а следовательно устранение дополнительных звукоотражающих эффектов, связанных с наличием в пространстве камеры поверхностей с малым коэффициентом звукопоглощения. В частности, для закрытия крепежных стоек системы закрепления автомобиля на динамическом стенде с беговыми барабанами, способных исказить при исследованиях звуковое поле испытуемого транспортного

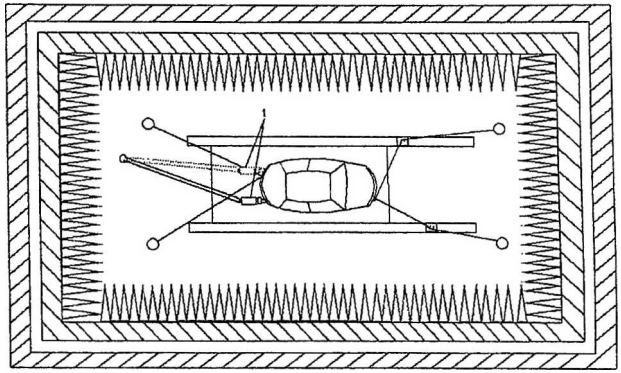


Рис. 5.36. Схема установки разработанного легкосъемного подвижного (мобильного) глушителя шума на участке отвода выхлопных газов испытательной полубезэховой камеры:
1 – глушитель шума системы отвода выхлопных газов.

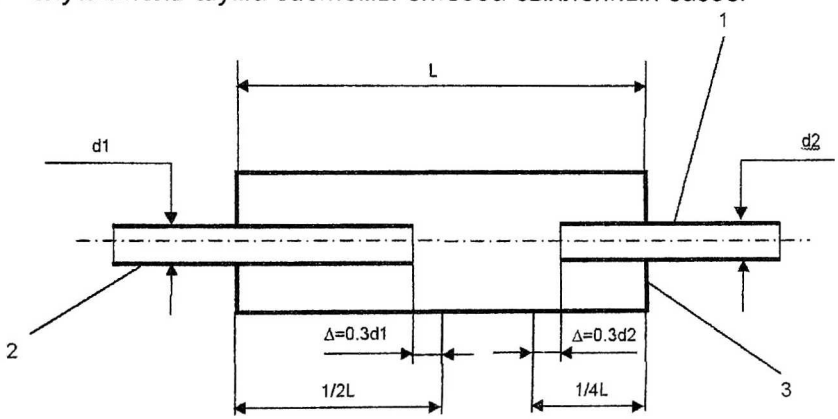


Рис. 5.37. Схема разработанного легкосъемного глушителя шума:
1 – подводящий патрубок глушителя; 2 – отводящий патрубок глушителя; 3 – корпус глушителя.

средства, разработаны легкосъемные поглотители звука [129] (рис. 5.38). Легкосъемные поглотители звука конусообразной формы выполнены в виде многослойной панели, структура которой включает комбинацию плотно взаимноприлегающих несущего перфорированного металлического листа и слоев самоклеющегося высокоэффективного звукопоглощающего пористо-

го волокнистого или открытоячеистого пенистого материала с внешним защитным звукопрозрачным слоем (рис. 5.39). Поглотители звука имеют один или два проходных паза для выхода гибких ветвей крепежных тросов, герметично закрывающихся звукопоглощающим материалом. Нижняя торцевая поверхность поглотителей, устанавливаемая на пол камеры, футерована виброизолирующей герметизирующей упругой подложкой.

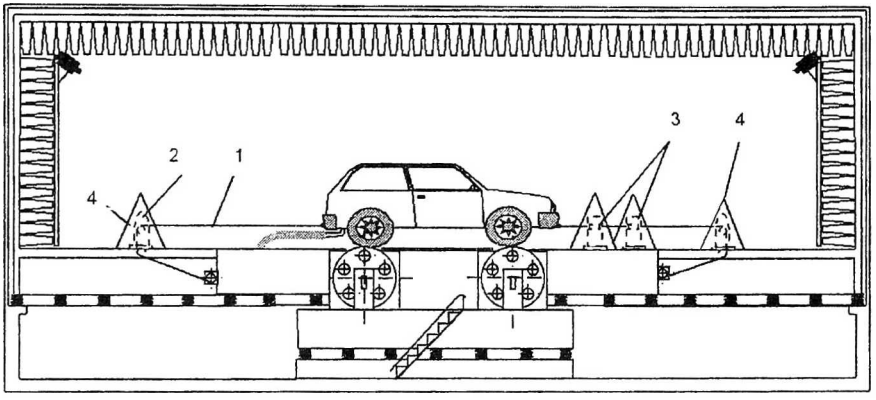


Рис. 5.38. Схема установки разработанной легкосъемных поглотителей звука на крепежных стойках в безэхзовой камере: 1 – гибкий элемент (крепежный трос); 2 – стационарная стойка; 3 – подвижная стойка; 4 – легкосъемный конусообразный поглотитель звука.

Для закрытия приборной стойки с вмонтированными регулирующими и измерительными устройствами (например, кнопка аварийного останова стенда, датчик абсолютного давления и т. п.), искажающей реальное звуковое поле, излучаемое исследуемым транспортным средством, авторами разработан объемный двухсторонний шумопоглощающий экран [130] (рис. 5.40). Дополнительной функцией шумопоглощающего экрана является устранение «паразитного» шумового фона со стороны машинного зала, излучаемого через технологический проем монтажного кабельного канала, предназначенного для прохождения электрических кабелей к устройствам приборной стойки. Объемный двухсторонний шумопоглощающий экран устанавливается с воздушным зазором от внешней поверхности звукопоглощающих элементов клиновидной геометрии испытательной камеры.

Экран выполняется в виде многослойных панелей, включающих комбинацию плотно взаимно сопрягающихся слоев несущего перфорированного металлического листа и расположенных по обе стороны от него слоев самоклеющегося высокоэффективного звукопоглощающего пористого волокнистого или открытоячеистого пенистого материала с внешним защитным звукопрозрачным слоем (рис. 5.41). Фронтальная панель шумопоглощающего экрана имеет специальные проемы для свободного оперативного доступа к кнопке аварийного останова и для монтажа кабеля дистанционного управления стендом, герметично закрывающиеся уплотнителем из звукопоглощающего материала. Нижняя торцевая поверхность экрана футерована виброизоляционной прокладкой (резиновой).

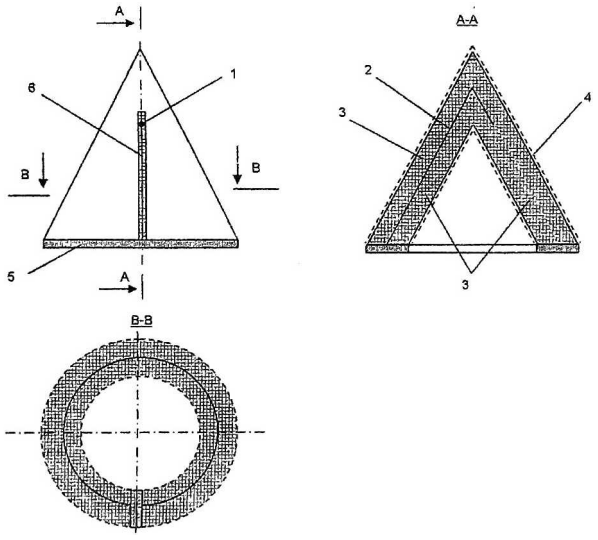


Рис. 5.39. Схема разработанного легкосъемного поглотителя звука:
1 – гибкий элемент (крепежный трос); 2 – каркас поглотителя звука (металлический перфорированный лист); 3 – звукопоглощающие панели (самоклеющийся пористый волокнистый или открытоячеистый пенистый материал); 4 – внешний защитный звукопрозрачный слой; 5 – упругая резиновая подложка; 6 – проходной паз для выхода гибкой ветви крепежного троса.

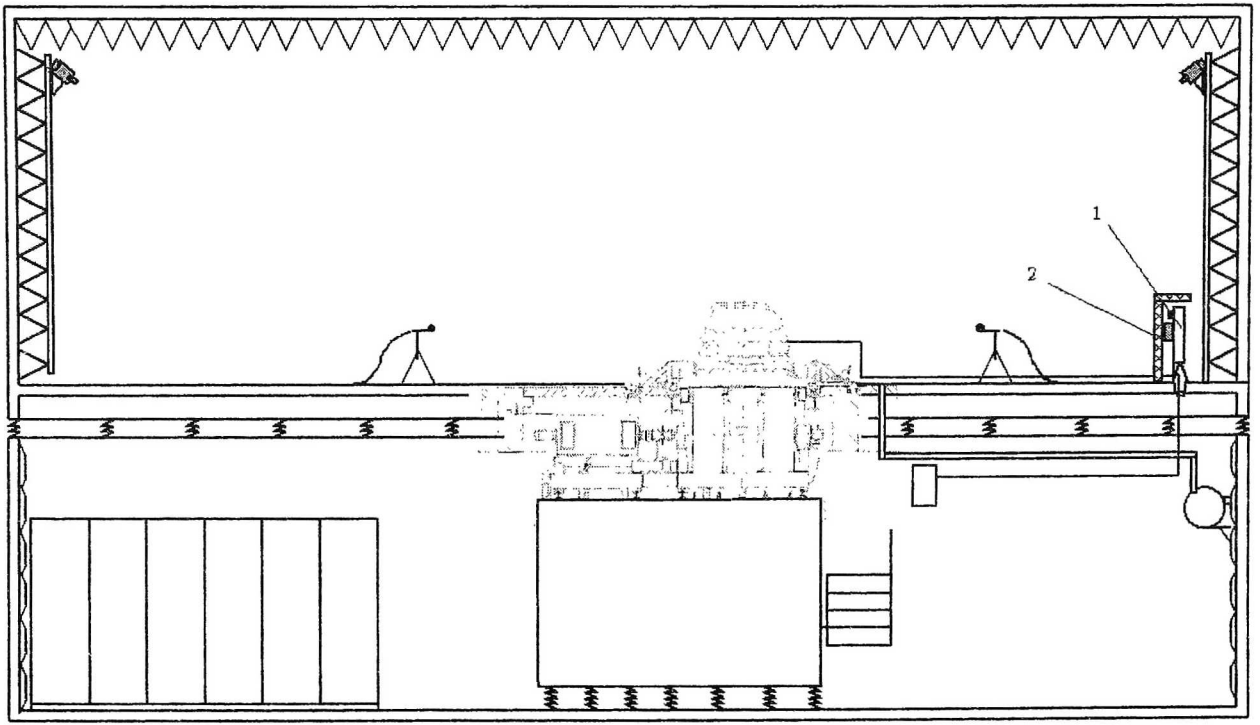


Рис. 5.40. Двухсторонний шумопоглощающий экран в помещении барабанного стенда:
1 - приборная стойка с регулирующими и измерительными устройствами;
2 – объемный двухсторонний шумопоглощающий экран.

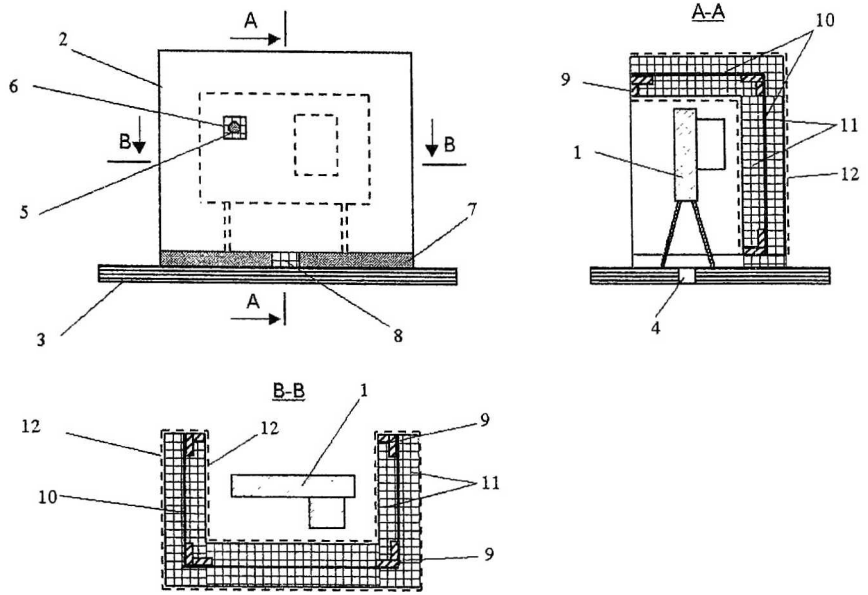


Рис. 5.41. Схема разработанного объемного двухстороннего шумопоглощающего экрана:
1 – приборная стойка с регулирующими и измерительными устройствами; 2 – объемный двухсторонний шумопоглощающий экран; 3 – пол испытательной камеры; 4 – технологический проем кабельного канала; 5 – кнопка аварийного стопа; 6 – проем для оперативного доступа к кнопке аварийного стопа; 7 – упругая резиновая подложка; 8 – проем для монтажа кабеля дистанционного управления стендом; 9 – несущий каркас экрана (выполнен из металлического уголка); 10 – перфорированный металлический лист; 11 – звукопоглощающие панели (выполнены из самоклеющегося высокоэффективного звукопоглощающего пористого волокнистого или открытоячеистого пенистого материала); 12 – внешний защитный звукопрозрачный слой (например, звукопроницаемое, негорючее, влагостойкое, стеклотканевое полотно или тонкая, защитная, термостойкая, влагогазонепроницаемая звукопрозрачная фольга).

Приведенные материалы позволяют предложить последовательность мероприятий по виброакустической доводке стенда

с беговыми барабанами, предназначенного для акустических исследований транспортных средств. В первую очередь до формирования списка возможных мероприятий необходимо провести тщательную оценку текущего виброакустического состояния стенда, сравнить его с допустимыми нормами, выделить частотные диапазоны максимального превышения уровня шума и возможные источники интенсивного шумоизлучения. Первые мероприятия по доводке стенда должны быть направлены на вибродемпфирование и шумоглушение наиболее мощных источников (например, виброшумодемпфирование несущего каркаса стенда). Обязательно также выполнение ряда работ по исключению и уменьшению интенсивности второстепенных источников (например технологической системы отвода выхлопных газов). Однако, снижение уровня шума до допустимых норм еще не означает завершение работ по акустической доводке испытательного стенда. Важное значение при проведении акустических исследований автомобиля имеет:

- обеспечение свободной пространственной области непосредственного исследования звукового поля в зонах характерных излучателей шума;
- обеспечение возможности объективной оценки интенсивности отдельных источников шума;
- создание условий свободного звукового поля в камере за счет исключения дополнительных звукоотражающих эффектов.

В качестве примера решения данных задач авторами предложены и испытаны такие мероприятия, как:

- оптимизация систем крепления транспортного средства на акустическом стенде с беговыми барабанами;
- использование специально спроектированных передвижных шумоизолирующих экранов;
- использование легкосъемных поглотителей звука.

Большое внимание при проектировании и доводке стендов для виброакустических испытаний автомобилей имеет обеспечение безопасности в эксплуатации. В частности авторами разработаны и внедрены специальные защитные устройства, монтируемые в зонах вращения колес исследуемого транспортного средства и барабанов стенда без заметных искажений звуковых полей источников излучения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Авиационная акустика // Под. ред. Мунина А.Г и квитки В.Е. - М.: Машиностроение, 1973. - 448 с.
2. Авторское свидетельство СССР №311085, СССР МПК F 16 L 55/04. Гаситель колебаний давления для гидравлических магистралей/ Шорин В.П.(СССР) - № 1371524/25-08; Заявлено 03.11.69; Опубл. 09.08.71, Бюлл. №21.-2с.
3. Авторское свидетельство СССР №1216543, МКИ F 16 L 55/04. Гаситель колебаний давления/ Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В., Шестаков Г.В, Шорин В.П. (СССР) - №3782457/25-06. - Заявлено 10.08.84; Опубл. 07.03.86, Бюлл. №9.-3с.
4. Авторское свидетельство СССР №1023139, кл. F 04 D 3/02, опублик. 1983.
5. Авторское свидетельство СССР №1834987, кл. F 04 D3/00, 29/66, опублик. 1993.
6. Авторское свидетельство СССР №848757, кл. F 04 D9/00, опублик. 1981.
7. Вильнер П.Д., Кондрашов Н.С. Некоторые вопросы доводки прочности трубок ГТД // Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей. Вып. XIX. – Куйбышев, 1965. – С. 143-155.
8. Авторское свидетельство СССР №1344948, кл. F 04 D3/00, опублик. 1987.
9. Авторское свидетельство СССР №1040222, кл. F 04 D3/00, F 04 D 29/66, опублик. 1983.
10. Авторское свидетельство СССР №1542160, кл. 5 F 04 D3/00, опублик. 1994.
11. Авторское свидетельство СССР №1789758, кл. F 04 D 1/00, 29/66, опублик. 1993.
12. Авторское свидетельство СССР №731058, кл. F 04D 1/04, F 04D 31/00, опублик. 1980.
13. Авторское свидетельство СССР №1731995, кл. F 04 D3/00, 29/66, опублик. 1992.
14. Авторское свидетельство СССР №1127998, кл. F 04 D3/00, опублик. 1993.
15. Авторское свидетельство СССР №775388, кл. F 04 D3/00, опублик. 1980.
16. Акустический центр выполнит: // Автомобильная промышленность, 2000, №11. - С. 1.

17. Алексеев А.М., Сборовский А.К. Судовые виброгасители. – Л.: Судпромгиз, 1962. – 194 с.

18. Андреев Н.Н. К расчету глушителей для моторов внутреннего сгорания //Журнал технической физики, 1946. - Т. XVI, вып. 6. - с.729 - 732.

19. Арзуманов Э.С. Гидравлические регулирующие органы систем автоматического регулирования. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.

20. Ариничев С.В. Теория колебаний неконсервативных систем. – М.: МГТУ, 2002. – 464 с.

21. Артоболевский И.И. и др. Введение в акустическую динамику машин.-М.:Наука,1979.-296с.

22. Артюхов А.В., Шорин В.П. Методика определения динамических характеристик гидравлических насосов //Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов: Сб. научн. тр. Куйбышев. авиац. ин-т. -Куйбышев, КуАИ, 1988. - с.70-77.

23. Атабеков Г.И. Основы теории цепей. - М. Энергия, 1969.-424с.

24. Башта Т.М. Снижение шума в гидросистемах //Вестник машиностроения. - 1971. - с.33-38.

25. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов.-М.:Машиностроение,1967.-495с.

26. Бердников В.В. Прикладная теория гидравлических цепей. М.: Машиностроение, 1977.-190с.

27. Бершадский С. А. Снижение вибрации и шума поршневых компрессоров. – Л.: Судостроение, 1990. – 272 с.

28. Боголепов И.И. Промышленная звукоизоляция.- Л.: Судостроение, 1986. - 368с.

29. Босый Н.Д. Электрические фильтры. -Киев: ГИТЛ УССР, 1960. - 616с.

30. Бузицкий В.Н., Сойфер А.М. Цельнометаллические упруго-демпфирующие элементы, их изготовление и применение //Труды КуАИ. – Куйбышев: КуАИ, 1965. -Вып. 19. -с.259 266.

31. Булгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. - М.: Машиностроение, 1974. - 264с.

32. Буренин В.В., Дронов В.П. Конструкции шестеренных насосов. - М.: ЦИНТИХимнефтемаш, 1982. - 40с.

33. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. / Ред. Фролов К.В. Т. 6. Защита от вибрации и ударов. - М.: Машиностроение, 1995. – 456 с.

34. Владиславлев А.С. и др. Трубопроводы поршневых компрессорных машин. – М.: Машиностроение, 1972. - 288 с.

35. Влияние рабочих параметров на пульсацию и уровень шума шестеренных гидронасосов/ЦНИИТЭСТРОЙМАШ, № ВП-82-14895, 1970. -12с.

36. Влияние закупоривания жидкости во впадинах между зубьями на шумность работы шестеренных насосов //ТПП, БССР, Минское отделение, № 737/4, 1980. - 14с.

37 Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.

38. Гимадиев А. Г., Крючков А.Н., Шорин В.П., Шабуров И.В. Исследование влияния колебаний рабочей среды на характеристику запуска авиационного ГТД //Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов. Куйбышев, КуАИ, 1990. - с.87-89.

39. Гимадиев А.Г., Крючков А.Н., Леньшин В.В., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В., Шестаков Г.В., Шорин В.П. Снижение виброакустических нагрузок в гидромеханических системах. – Самара, СГАУ, 1998. – 270 с.

40. Гладких П. А., Хачатурян С. А. Вибрации в трубопроводах и методы их устранения. - М.: Машгиз, 1959 – 244 с.

41. Головин А.Н., Шестаков Г.В. Структура автоматизированного расчета гасителей колебаний давления //Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов. - Куйбышев, КуАИ, 1988. - с.20-25.

42. Головин А.Н., Шорин В.П. Снижение пульсационной напряженности в авиационных гидравлических системах гасителями колебаний // Авиационная промышленность, № 5, 1982. – С. 35-36.

43. ГОСТ 12.1.024-80 Шум. Точный метод определения уровня звуковой мощности шума машин в заглушенной камере.

44. ГОСТ 12.1.026-80 Шум. Технический метод определения уровня звуковой мощности машин в свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью.

45. ГОСТ 12.1.025-81 Точный метод определения уровня звуковой мощности шума машин в реверберационной камере.

46. ГОСТ 25144 – 82. Пневмоглушители. Технические условия - Издательство стандартов, 1982 г.

47. Григорьев Е.Т. Расчет и конструирование резиновых амортизаторов. – М.: Машгиз, 1960. – 160 с.

48. Гризодуб Ю.Н. К исследованию переменного движения жидкости в многоузловых гидравлических системах машин и автоматических устройств //Автоматика и телемеханика. - 1952. - Т.XIII, №1. - с.55-60.

49. Гулиенко А.И., Калнин В.М. Влияние механических возмущений на характеристики гидромеханических регуляторов силовых установок //Кавитационные автоколебания в насосных системах. - Киев, 1976. Ч.2. - с.128-134.

50. Гулиенко А.И. Компоновочные эффекты уменьшения виброчувствительности гидромеханических САР //Автоматическое регулирование двигателей летательных аппаратов: Труды ЦИАМ № 1071. - М., 1984. Вып. 23. - с.44-51.

51. Гутин Л.Я. О звуковом поле вращающегося воздушного винта ЖТФ т. VI вып 5, 1936/

52. Дворянкин Н.Н. Нехарактерный шум газотурбинного двигателя //Авиационная промышленность. 1976. № 10. - с.76-79.

53. Заболотный Н. Г., Крючков А. Н., Назаров О. В., Шахматов Е. В., Иголкин А. А. Пневмоглушитель. Свидетельство на полезную модель № 28189 от 10.07.2002.

54. Зайченко Н.З., Болтянский А.Д. Понижение уровня шума путем улучшения конструкции торцевого распределителя //Вестник машиностроения, 1969. - №4. с.38 – 41.

55. Залманзон Л.А. Теория элементов пневмоники. – М.: Наука, 1969. – 508 с.

56. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. - М.. Мир, 1975. – 544 с.

57. И 3173.37.101.019-2000. Определение вибронагруженности деталей и узлов (агрегатов) автомобиля и изделий машиностроения.

58. Исакович М.А. Общая акустика: Учебное пособие. - М.: Наука, 1973. – 496 с.

59. Исследование характеристик пульсаций нагнетаемого давления в шестеренчатых насосах / ТПП.- 118341/3.- М, 1987.-24с.

60. Кинелев В. Г. Колебания давления и вибрации трубопровода в гидравлической системе с осевым насосом //Труды МВТУ -1985. - Вып. № 442. - с.3-10.

61. Козьяков А. Ф. и др. Исследование глушителей шума механических прессов. Труды МВТУ им. Н. Э. Баумана М., 1979, № 308. с. 62-73.

62. Колебания силового агрегата / В.Е. Тольский, Л.В. Корчемный, Л.М. Минкин, Г.В. Латышев. – М: Машиностроение, 1976. - 256 с.

63. Колесников К.С. Продольные колебания ракеты с жидкостным ракетным двигателем. - М.: Машиностроение, 1970. - 260с.

64. Колесников К.С., Рыбак С.А., Самойлов Е.А. Динамика топливных систем ЖРД. - М.: Машиностроение, 1975. - 172с.

65. Колесников В.А., Фойт В.В., Шахматов Е.В. Демпфер. – Патент РФ №2115842 на изобретение, бюлл. №20 от 20.07.98 г.

66. Кондаков Л.А. Уплотнения гидравлических систем. М.: Машиностроение, 1972. - 240с.

67. Корнилов В.В., Синицкий В.М. Гидропривод в кузнечно-штамповочном оборудовании. – М.: Машиностроение, 2002. – 224 с.

68. Коробочкин Б.Л. Динамика гидравлических систем станков. - М.: Машиностроение, 1976. - 240с.

69. Коротков Ф.А. и др. Некоторые случаи возникновения колебаний числа оборотов авиационных двигателей //Авиационная промышленность. - 1974. - № 1. - с.26-32.

70. Крючков А.Н., Леньшин В.В., Фойт В.В., Шахматов Е.В. Особенности стендовой доводки динамики топливных насосов авиационных ГТД // Гидропривод. Проблемы использования конверсионных разработок в машиностроении: Материалы Всероссийской научно-практической конференции. – Самара, СГАУ, 1994. – С. 38.

71. Кузьмин Ю.А., Комаров В.М. О колебаниях золотника центробежного регулятора, вызванных статической и динамической неуравновешенностями //Авиационная промышленность. 1983. - №11. - с.38-40.

72. Лепендин Л.Ф. Акустика. – М.: Высшая школа, 1978. – 448 с.

73. Луканин В.Н., Гудцов В.Н., Бочаров Н.Ф. Снижение шума автомобиля. – М.: Машиностроение, 1981. – 157 с.

74. Майер Д. Торцовые уплотнения. - М.: Машиностроение, 1978. - 520 с.

75. Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. Использование численных методов при моделировании собственных колебаний трубопроводных систем // Сборник трудов третьей конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH. – М.: Полигон-пресс, 2003. – С. 401-408.

76. Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В., Шестаков Г.В. Исследование виброакустических характеристик трубопровода при его силовом нагружении с использованием программного комплекса ANSYS // Сборник трудов четвертой конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH. – М.: Полигон-пресс, 2004. – С. 280-287.

77. Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. Обеспечение работоспособности трубопроводной обвязки стенда для наземных испытаний рулевых машин // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. – С.-Петербург, 2005. – В печати.

78. Матвеенко А.М., Зверев И.И. Проектирование гидравлических систем летательных аппаратов: Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1982. - 296с.

79. Мацияк В.Н., Гулиенко А.И., Раковский В.Е. О возбуждении низкочастотных колебаний расхода топлива при совместных вибрационно-пульсационных возмущениях //Автоматическое регулирование двигателей летательных аппаратов: Труды ЦИАМ № 963. М., 1981. - Вып. 21. - с.67-79.

80. Найденко О.К., Петров П.П. Амортизация судовых двигателей и механизмов. – Л.: Судпромгиз, 1962. – 288 с.

81. Натанзон М.С. Продольные автоколебания жидкостной ракеты. М.: Машиностроение, 1977. - 208с.

82. Нау Б.С. Гидродинамика торцовых уплотнений //Проблемы современной уплотнительной техники. - М., 1976.- с.432-464.

83. Нгуен Ван Дао. Динамическое гашение автоколебаний в механических системах с источником энергии ограниченной мощности //Нелинейные задачи динамики машин. М., 1992. -с.63-69.

84. Неверов А.Н. Глушители шума машин контактной сварки с пневматическим приводами // Труды МВТУ им. Н. Э.Баумана М., 1979, № 308.с. 73-94

85. Неустойчивость горения в ЖРД / Под ред. Д.Т. Харрье, Ф.Г. Рирдона. - М.: Мир, 1975. - 869с.

86. Образцов И.Ф., Савельев Л.М., Хазанов Х.С. Метод конечных элементов в задачах строительной механики летательных аппаратов: Учебное пособие для студентов авиац. спец. вузов. - М.: Высш. шк., 1985. – 392 с.

87 Ольсон Г. Динамические аналоги. М.. Госизд. иностранной литературы, 1947. - 224с.

88. Орлов Ю.М., Носов Л.И. К оценке пульсации давления в насосах //Авиационная промышленность. - 1986. №-17 - с.31-34.

89. Пахомов А.В., Опарин Е.Л., Ларионов А.И. Синтетические глушители воздушного шума для пневмоприспособлений. «Тракторы и сельхозмашины» № 2, 1972.

90. Пахомов А.В. Стаканы из синтетических материалов для снижения шума на производстве. «Технология производства, научная организация труда и управления» № 1, 1976.

91. Пилипенко В.В., Задонцев В.А., Натанзон М.С. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем. М.: Машиностроение, 1977 - 352с.

92. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы. - М. Машиностроение, 1982. 240с.

93. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. – М.: Машиностроение, 1976. – 424 с.

94. Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. Виброакустическая модель прямолинейного неоднородного трубопровода при его силовом возбуждении пульсациями рабочей жидкости // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – Самара, 2000, Т.2, №1. – С.135-140.

95. Прокофьев А.Б., Шестаков Г.В. Исследование частотных характеристик отрезка трубопроводной линии при несогласованной нагрузке в виде акустически закрытого трубопровода // Научно-технический сборник Ракетно-космическая техника. Расчет, проектирование, конструирование и испытания космических систем. Серия XII. Вып. 1. – Самара, ВКБ РКК Энергия, 1998. – С. 105-112.

96. Прохоров С.П., Фесина М.И., Дерябин И.В. Свидетельство РФ на полезную модель №23682 «Низкошумный моторный исследовательский стенд», Кл.7 G 01 M 17/00, публ. 27.06.2002, бюл. №18.

97. Прохоров С.П., Фесина М.И., Дерябин И.В. Свидетельство РФ на полезную модель №23501 «Низкошумный стенд

для испытаний двигателей внутреннего сгорания», Кл.7 G 01 M 17/00, публ. 20.06.2002, бюл. №17.

98. Прохоров С.П., Фесина М.И., Дерябин И.В. Свидетельство РФ на полезную модель №26131 «Акустический моторный исследовательский стенд», Кл.7 G 01 M 17/00, публ. 10.11.2002, бюл. №31.

99. Прохоров С.П., Фесина М.И., Дерябин И.В. Свидетельство РФ на полезную модель №28549 «Низкошумный исследовательский моторный стенд», Кл.7 G 01 M 17/00, публ. 27.03.2003, бюл. №9.

100. Прохоров С.П., Фесина М.И., Дерябин И.В. Свидетельство РФ на полезную модель №23502 «Низкошумный моторный стенд для испытаний двигателей внутреннего сгорания», Кл.7 G 01 M 17/00, публ. 20.06.2002, бюл. №17.

101. Прохоров С.П., Фесина М.И., Дерябин И.В. Свидетельство РФ на полезную модель №28549 «Низкошумный исследовательский моторный стенд», Кл.7 G 01 M 17/00, публ. 27.03.2002, бюл. №9.

102. Прохоров С.П., Фесина М.И., Люкшин Ю.И. Свидетельство РФ на полезную модель №23503 «Система крепления автомобиля на динамическом стенде с бегшовыми барабанами (варианты)», Кл.7 G 01 M 17/00, публ. 20.06.2002, бюл. №17.

103. Прохоров С.П., Фесина М.И., Люкшин Ю.И. Свидетельство РФ на полезную модель №28772 «Динамический исследовательский стенд с беговыми барабанами», Кл.7 G 01 M 17/00, публ. 10.04.2003, бюл. №10.

104. Прохоров С.П., Фесина М.И., Дерябин И.В. Патент РФ на полезную модель №33226 «Устройство направленного обдува термозагруженных агрегатов энергетической установки и/или колесного транспортного средства в процессе их стендовых акустических испытаний», Кл.7 G 01 M 17/00, публ. 10.10.2003, бюл. №28.

105. Прохоров С.П., Фесина М.И., Дерябин И.В., Соколов А.В. Патент РФ на полезную модель №36523 «Устройство обдува термозагруженных агрегатов энергетической установки/или колесного транспортного средства интегрированное с глушителем аэродинамического шума», Кл.7 G 01 M 17/00, G 10 K 11/16, публ. 10.03.2004, бюл. №7.

106. Прохоров С.П., Фесина М.И., Дерябин И.В. Теляковский В.В., Люкшин Ю.И., Соколов А.В. Патент РФ на полезную модель №36522 «Низкошумное устройство регулируемого на-

правленного обдува термонагруженных агрегатов энергетической установки и/или колесного транспортного средства в процессе их стендовых акустических испытаний», Кл.7 G 01 M 17/00, G 10 K 11/16, публ. 10.03.2004, бюл. №7.

107. Пятидверный А. П., Кудрявцев А.И., Соляник Л.В., Гинзбург В.Л. Снижение уровня шума при использовании сжатого воздуха – Вестник машиностроения, 1982, № 11 с 15-17

108. Раздолин М.В., Сурнов Д.Н. Агрегаты воздушно-реактивных двигателей. -М.: Машиностроение, 1973. -352с.

109. Рекомендации к внедрению универсального металлокерамического глушителя УМКГ, М., Госгилроорсельстрой, 1974.

110. РТМ 1672-82. Гасители колебаний давления жидкости с активным волновым сопротивлением: Методика расчета параметров: Руководящий технический материал авиационной техники: -М.: НИИСУ, 1982. - 21с.

111. Селивановский Ю.М., Чуешко К.Е., Поповский С.Ш. Виброакустические характеристики шестеренных насосов основного типа и их использование для анализа рабочего процесса //Труды Николаевского кораблестроительного института. Николаев, 1973. - Вып. 77. - с.17-20.

112. Сидоренко М.К. Определение собственных частот колебаний трубопроводов методом простукивания // Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей. Вып. XIX. – Куйбышев, 1965. – С. 135-142.

113. Соловьев Р.В., Ларионов А.И. Полиэтиленовые глушители шума. «Машиностроитель», № 3, 1977.

114. Соловьев Р.В. Глушители шума выхлопа из пористого полиэтилена. Материалы VII Всесоюзной акустической конференции. М., 1973

115. Справочник по технической акустике // Под. ред. М. Хекла и Х.А. Мюллера. - Л.: Судостроение, 1980. - 440с.

116. 116 5.9. Справочник по контролю промышленных шумов: Пер. с англ. / Пер. Л.Б. Скорина, Н.И. Шабанова. Под. ред. д-ра техн. наук проф. В.В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1979. – 447 с.

117. Фельдштейн А.Л., Явич Л.Р Синтез четырехполюсников и восьмиполюсников на СВУ. -М.: Связь, 1971. - 388с.

118. Фесина М.И., Дерябин И.В. Свидетельство РФ на полезную модель №22551 «Низкошумный акустический моторный стенд», Кл.7 G 01 M 17/00, публ. 10.04.2002, бюл. №10.

119. Фесина М.И., Дерябин И.В. Свидетельство РФ на полезную модель №22552 «Стенд для акустических исследований двигателей внутреннего сгорания», Кл.7 G 01 M 17/00, публ. 10.04.2002, бюл. №10.

120. Фесина М.И., Дерябин И.В. Свидетельство РФ на полезную модель №22387 «Низкошумный стенд для исследования и доводки двигателей внутреннего сгорания», Кл.7 G 01 M 17/00, публ. 27.03.2002, бюл. №9.

121. Фесина М.И., Дерябин И.В. Свидетельство РФ на полезную модель №22329 «Низкошумный акустический моторный стенд», Кл.7 G 01 M 17/00, публ. 20.03.2002, бюл. №8.

122. Фесина М.И., Дерябин И.В. Свидетельство РФ на полезную модель №23681 «Стенд для акустических исследований двигателей внутреннего сгорания», Кл.7 G 01 M 17/00, публ. 27.06.2002, бюл. №18.

123. Фесина М.И., Дерябин И.В. Свидетельство РФ на полезную модель №23984 «Низкошумный стенд для исследования и доводки двигателей внутреннего сгорания», Кл.7 G 01 M 17/00, публ. 20.07.2002, бюл. №20.

124. 124 5.24. Фесина М.И., Люкшин Ю.И. Свидетельство РФ на полезную модель №20791 «Динамический стенд с беговыми барабанами для акустических исследований автотранспортных средств», Кл.7 G 01 M 17/00, публ. 27.11.2001, бюл. №33.

125. Фесина М.И., Люкшин Ю.И., Дерябин И.В., Теляковский В.В. Свидетельство РФ на полезную модель №20750 «Передвижной шумоизолирующий экран», Кл.7 B 60 R 13/08, публ. 27.11.2001, бюл. №33.

126. Фесина М.И., Люкшин Ю.И., Дерябин И.В., Теляковский В.В. Свидетельство РФ на полезную модель №20399 «Устройство для дистанционного отвода выхлопных газов при стендовых виброакустических испытаниях автомобилей», Кл.7 G 01 M 11/00, B 60 H 1/00, публ. 27.10.2001, бюл. №30.

127. Фесина М.И., Теляковский В.В., Люкшин Ю.И., Дерябин И.В. Патент РФ на полезную модель №30986 «Низкошумная система дистанционного отсоса выхлопных газов для динамического стенда с беговыми барабанами (варианты)», Кл.7 G 01 M 19/00, публ. 10.07.2003, бюл. №19.

128. Фесина М.И., Теляковский В.В., Люкшин Ю.И., Дерябин И.В. Патент РФ на полезную модель №31651 «Динамический стенд с беговыми барабанами для акустических исследо-

ваний транспортных средств», Кл.7 G 01 M 15/00, G 10 K 11/00 публ. 20.08.2003, бюл. №23.

129. Фесина М.И., Теляковский В.В., Люкшин Ю.И., Дерябин И.В. Свидетельство РФ на полезную модель №30194 «Система крепления автомобиля на динамическом стенде с беговыми барабанами», Кл.7 G 01 M 17/00, публ. 20.06.2003, бюл. №17

130. Фесина М.И., Теляковский В.В., Люкшин Ю.И., Дерябин И.В. Свидетельство РФ на полезную модель №30195 «Динамический стенд с беговыми барабанами для акустических исследований транспортных средств», Кл.7 G 01 M 17/00, публ. 20.06.2003, бюл. №17.

131. Фролов К.В., Гельман А.С., Синев А.В., Фурман Ф.А. Колебания элементов аксиально-поршневых гидромашин. –М.. Машиностроение, 1973. – 280с.

132. Фурсенко А. К. О влиянии высокочастотных колебаний в рабочем процессе на акустическую активность аксиально-поршневых гидромашин //Вестник машиностроения. 1992. -№1. -с.22-24.

133. Хорошев А.Г., Петров Ю.И., Егоров Н.Ф. Шум судовых систем вентиляции и кондиционирования воздуха. – Л.: Судостроение, 1974. – 200 с., ил.

134. Чебаевский В.Ф., Петров В.И. Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов. М.: Машиностроение, 1974. – 152 с.

135. Чегодаев Д.Е., Мулюкин О.П., Колтыгин Е.В. Конструирование рабочих органов машин и оборудования из упругопористого материала МР: Учеб.-справ. пособие, ч.2. – Самара: НПЦ "Авиатор", 1994. - 100с.

136. Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К. Демпфирование. Самара: Из-во СГАУ, 1997. -334с.

137. Чегодаев Д.Е., Шатилов Ю.В., Управляемая виброизоляция (Конструктивные варианты и эффективность). - Самара, 1995. - 143с.

138. Чегодаев Д.Е., Мулюкин О.П., Колтыгин Е.В. Конструирование рабочих органов машин и оборудования из упругопористого материала МР: Учеб.-справ. пособие ч.1. – Самара: НПЦ "Авиатор", 1994. - 156с.

139. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.

140. Шахматов Е.В. Методы и средства коррекции параметров динамических процессов в гидромеханических и топлив-

ных системах двигателей летательных аппаратов: Дисс. ... докт. техн. наук. - Самара, 1993. - 333с.

141. Шахматов Е.В. О выборе параметров корректирующих устройств для подавления колебаний в гидравлических цепях систем управления //Динамические процессы в силовых и энергетических установках ЛА. – Куйбышев: КуАИ, 1990. С. 38-43.

142. Шахматов Е.В. Снижение вибропульсационных нагрузок и обеспечение требуемых динамических свойств гидромеханических и топливных систем двигателей и летательных аппаратов //Материалы 2-й научно-техн. конф. Самара, 1992. С.28.

143. Шахматов Е. В., Крючков А. Н., Иголкин А. А., Назаров О. В. Пневмоглушитель со смешением потока. Патент на полезную модель № 38841 от 25.02.2004.

144. Шахматов Е. В., Крючков А. Н., Иголкин А. А., Назаров О. В., Заболотный Н. Г. Пневмоглушитель переменной структуры. Патент на полезную модель № 39649 от 22.03.2004.

145. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. -М.. Машиностроение, 1980. -156с.

146. Шорин В.П. Проектирование гасителей колебаний типа акустического фильтра низких частот//Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов/ КуАИ. -Куйбышев, 1972. -Вып. 51 - с.161-169.

147 Юдин Е.М. Шестеренные насосы. -М.: Машиностроение, 1964. - 232с.

148. Ayman Al-Maaitah, Kamal Kardsheh. Flow-induced vibration of a Y-shaped tube conveying fluid // Technical acoustics 2(2002) –P 8.1-8.12.

149. Ammortissement du Bruit dans les dispositifs de commande et d'outillage pneumatiques. "Achats et Entretien du Material Jndastriel" 1972. v 24, № 232.

150. Brandstatt P., Fuchs H. V., Roller M. Novel silencers and absorbers for wind tunnels and acoustic test cells, Noise Control Eng. J., №50 (2), 2002 Mar-Apr. - pp. 46-47.

151. Brandl F., Beidl C. Optimization of Motor Vehicle Acoustics at AVL with State-of-the Test Rig Technology // AVL Proceedings. Engine and Environment .-Graz, Austria, 1996. - pp.173-177

152. Craggs A. A Finite Element Model For Acoustically Lined Small Rooms // Journal of Sound and Vibration, Vol. 108, No. 2 - pp. 327–337.

153. Everett W.S. Pulsation – cause, effect, solution // Hydraulic and Pneumatic. Vol. 21, № 4, 1968. – pp. 116-119.

154. Gavine A. The American Way // Testing Technology International, November, 2000. - p. 28...31.

155. Gutzmer P., Pilgrim R.. Motorakustische Versuchs und Meβtechnik bei Porsche, MTZ, Motortechnische Zeitschrift, №48, 1987, 2. - pp. 47...50.

156. Haarhaus M., Haas H. J. Untersuchung neuer Wege zur Geräuschminderung bei Axialkolbeneinheiten // O+P 1985. №2. S. 96-103.

157. Hoffmann D. Wirkungsgrad und Pulsation verschiedener Zahnradpumpenbanarten und ihr Einflus auf den Einsatzbereich // Olhydraulik und pneumatik. - 1974. - 18. - P 9 - 13.

158. Ishihama M. Examples of Engine Noise Reduction Technology Development at Nissan // AVL Proceeding. Engine and Environment.- Graz, Austria, 1996.- pp. 283-301.

159. Kojima E., Shinada M. Characteristics of fluidborne noise generated by fluidpower pump// Bulierin of JSME.- 1984.- Vol.27,N 232.-P.2188-2195.

160. Lighthill M.J. On sound generated aerodynamically. -I. Ctemral Jheory. Proc. Roy.Soc. A 211, 1952. 564-587

161. Schalldampler fur pneumatische Erinrichtungen. "Maschinenmarht" 1974. Bd 80, № 60

162. Silencers from Finland. "Hydraulie. Pneumatic Power" 1974. v 20, № 237

163. Turbulence as a Source of Sound. - Proc.Roy.Soc. A222, 1954, 1-32.

164. Zienkiwicz O.C. The finite element method in engineering science.-London, Mc Graw – Hill, 1971.

165. Zienkiwicz O.C., Newton R.E. Coupled vibrations of a structure submerged in a compressible fluid. Proceedings of the Symposium on finite element techniques,-Germany, University of Stuttgart, 1969.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Условные обозначения 3
Сокращения 6
Введение 7

Глава 1. **Источники колебаний и шума в пневмо- и гидромеханических системах** 11
1.1. Использование пневмо- и гидромеханических систем в технических объектах. Элементный состав 11
1.2. Динамические нагрузки в пневмогидромеханических системах 22
1.3. Источники пульсаций рабочей среды. . . . 29
1.4. Колебания механических элементов систем. . . 37
1.5. Шумоизлучение пневмогидромеханических систем. 45

Глава 2. **Моделирование виброакустических процессов в пневмогидромеханических системах** . . 56
2.1. Моделирование источников пульсаций рабочей среды 56
2.2. Моделирование виброакустических процессов в трубопроводных системах 98
2.3. Методы моделирования процессов звукоизлучения элементами пневмогидромеханических систем . . . 126

Глава 3. **Методы и средства снижения колебаний и шума гидромеханических и гидрогазовых систем** 143
3.1. Снижение пульсационных нагрузок в пневмогидравлических системах 143
3.2. Гасители вибрации . . 165
3.3. Снижение шума аэроакустических источников 175
3.4. Снижение аэроакустического шума технологического оборудования 185

Глава 4. **Снижение динамических нагрузок в системах топливопитания газотурбинных двигателей** . . 204

Глава 5. **Виброакустическая доводка стендового оборудования для исследования шумовых характеристик автомобилей** 245

5.1. Стенд для виброакустических исследованийсилового агрегата транспортных средств 245
5.2. Динамическая доводка стенда с беговыми барабанами для акустических исследований транспортных средств 275

Список литературы 300

Иголкин Александр Алексеевич
Крючков Александр Николаевич
Макарьянц Георгий Михайлович
Прокофьев Андрей Брониславович
Прохоров Сергей Петрович
Шахматов Евгений Владимирович
Шорин Владимир Павлович

СНИЖЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ И ШУМА В ПНЕВМОГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

Под редакцией **В.П. Шорина и Е.В.Шахматова**

Издательство Самарского научного центра РАН
Лицензия на издательскую деятельность ЛР № 040910 от 10.08.98 г.

Подписано в печать 17.10.2005
Формат 60x84 1/8 Бумага офсетная. Печать оперативная.
Гарнитура Arial. Усл. печ. л. 39,4
Тираж 500 экз. Заказ № 940

Отпечатано в типографии АНО «Издательство СНЦ РАН»
443001, Самара, Студенческий пер., 3а
тел.: 242-37-07