

ОДЕССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

*На правах рукописи*

ЧЖОУ ХУИЮЙ

УДК621.65 (031)

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ НАСОСОВ  
МЕТОДОМ ПониЖЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ РАСХОДА И ДАВЛЕНИЯ  
В ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМАХ

Специальность 05.14.14 – Тепловые и ядерные энергоустановки

Диссертация

на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель –

Королев Александр Викторович

доктор технических наук, профессор

Одесса – 2016

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
Раздел 1. АНАЛИЗ ПРОБЛЕМ СНИЖАЮЩИХ НАДЕЖНОСТЬ РАБОТЫ И РЕСУРС НАСОСОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ.....	15
1.1. Колебания давления в напорных линиях насосов.....	15
1.2. Возникновение условий для реализации в системе резонансных колебаний.....	20
1.3. Последствия возникновения резонанса во всасывающем трубопроводе поршневого насоса.....	25
1.4. Расчет собственных частот трубопровода всаса(васывания) насоса и оценка вероятности резонанса.....	27
Выводы по разделу 1.....	29

Раздел 2. АНАЛИЗ, РАСЧЕТЫ И ВЫБОР УСТРОЙСТВ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ НАСОСОВ ВЫСОКИХ ДАВЛЕНИЙ.....	31
--	----

2.1. Алгоритм расчета демпфирующего колпака для поршневого насоса..	31
---	----

2.2. Расчет акустических фильтров для поршневых насосов и компрессоров.....	38
2.3. Расчет демпфирующей емкости с учетом динамических свойств клапана-гасителя.....	42
2.4. Динамические гасители колебаний давления в насосных системах...46	
Выводы по разделу 2 .....	54
Раздел 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ В НАПОРНОЙ МАГИСТРАЛИ НАСОСА И ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ.....	
3.1. Цель и задача исследований .....	55
3.2. Методика экспериментального исследования и техническое обеспечение эксперимента .....	55
3.3. Результаты экспериментального исследования и их анализ .....	59
Выводы по разделу 3 .....	71
Раздел 4. СРЫВ РАБОТЫ ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ, ПРИЧИНЫ, ПОСЛЕДСТВИЯ .....	
4.1. Процессы, связанные со срывом работы поршневой группы .....	73
4.2. Разработка системы защиты насоса от срыва её реализация .....	79
Выводы по разделу 4 .....	84
Раздел 5. ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПОРШНЕВОГО НАСОСА В НОРМАЛЬНОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ И ПРИ СРЫВЕ ПОДАЧИ .....	
5.1. Цель и задачи исследования .....	85
5.2. Методика экспериментального исследования и обеспечение эксперимента .....	85
5.3. Результаты экспериментального исследования и их анализ .....	91
Выводы по разделу 5 .....	96
ВЫВОДЫ .....	98
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	100

Приложение 1 Осциллограммы колебаний давления в поршневом насосе, снижение колебаний давления .....	105
Приложение 2 Осциллограммы колебаний давления и колебаний затвора клапана в поршневом насосе, Нормальный режим работы и режим срыва подачи .....	139

## ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

$G$  – массовый расход воды, кг/с

$\Delta P$  – величина гидравлического удара

$t$  – время заполнения установки

$c$  – скорость распространения ударной волны вдоль трубопровода, м/с

$\rho$  – плотность жидкости,  $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

$v_0, v_1$  – средние скорости в трубопроводе до и после закрытия запорного клапана,  $\frac{\text{м}}{\text{с}}$



$E$  – модуль объемной упругости жидкости  
 $E_{tr}$  – модуль упругости материала стенок трубы  
 $D$  – диаметр трубы, м  
 $h$  – толщина стенок трубы, м  
 $N$  – число циклов колебаний  
 $C_p$  – изобарная теплоемкость воды, кДж/(кг × К)  
 $V$  – объем воды, м<sup>3</sup>  
 $Q$  – поток теплового излучения, Вт  
 $T$  – температура, °С  
 $A$  – площадь теплообмена, м<sup>3</sup>  
 $F$  – площадь, м<sup>2</sup>

ТЭС	тепловая электрическая станция
АЭС	атомная электрическая станция
РАО	радиоактивные отходы
ТОКАМАК	тороидальная камера с магнитными катушками
ВВЭР	водо-водяной электрический реактор
КПД	коэффициент полезного действия
КД	компенсатор давления
ПАД	пассивный акустический датчик
МЭДС	магнитоэлектрический датчик срыва
НСГ	насос сжиженного газа
ЭБ	энергоблок
РУ	реакторная установка
ГО	герметичный объем
РБМК	реактор большой мощности канальный
ПГ	парогенератор
ШЦК	шнеково-центробежное колесо
ГЦТ	главный циркуляционный трубопровод

ГЦН      главный циркуляционный насос

## **ВВЕДЕНИЕ**

Повышение надежности и эффективности эксплуатации оборудования АЭС тесно связано с внедрением новых технологий в ремонт и эксплуатацию АЭС. Одной из таких технологий является криогенная техника, которая все шире внедряется в технологический процесс работы АЭС. Одной из особенностей новой технологии является широкое применение объемных (поршневых и шестеренных) насосов, открывающих не только новые возможности, но и создающих новые проблемы, ранее несвойственные для оборудования АЭС. Такой задачей является снижение

пульсаций давления и расхода нагнетаемой среды, возникающих при эксплуатации центробежных, и особенно поршневых насосов. Причин для беспокойства две: снижение надежности работы гидравлических узлов насоса и ухудшение качества процессов дозировки, например криоагента. Другой проблемой является существенная вибрация трубопроводов маслохозяйств турбин АЭС и ТЭС, вызванная существенными колебаниями давления при использовании объемных шестеренных насосов.

Говоря об этих используемых на АЭС криогенных технологиях, нельзя обойти вниманием проведение на Кольской АЭС тестовых испытаний новой технологии очистки оборудования от загрязнений с помощью высокоскоростной струи гранул сухого льда – методики криогенного бластинга. В отличие от технологии пескоструйной очистки сухой лед не образует кварцевой пыли, которая сопутствует пескоструйной очистке и воздействует как на оборудование, осаждаясь в виде абразивной пыли, так и на человека, вызывая опаснейшую болезнь – силикоз. Применение технологии криогенного бластинга позволяет существенно повысить эффективность проведения ремонта и тем самым повысить производительность труда ремцехов АЭС. В отличие от применяемой в настоящее время очистки металла от загрязнений пневмо- и электроинструментом сухой лед не образует технологической пыли, а сразу после воздействия с окалиной или краской уходит в атмосферу в виде углекислого газа. Это наиболее чистый способ очистки металла от известных загрязнений: от масла и жира до краски и полимеров. Среди плюсов криогенного бластинга такие значимые, как отказ от использования воды и растворителей, а также возможность очистки легко повреждаемых материалов и низкие трудозатраты [1].

Другим направлением расширения (Другим способом расширения возможности) использования криоагентов на АЭС является технология демонтажа основного оборудования АЭС. Это демонтаж с помощью жидкого азота, который при нормальном давлении имеет температуру кипения  $77,35 \text{ }^{\circ}\text{K}$  ( $-196,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Погружение металлоконструкций в жидкий

азот приводит металл к хладоломкости, и они могут быть разрушены сравнительно малыми ударными усилиями и без пыли и дыма, свойственным другим видам резки. Стоимостные оценки использования этой технологии, представленные в работе [2], показали, что по ценовому критерию такой метод вполне может быть рассмотрен как один из вариантов демонтажа оборудования АЭС. Кроме этого, использование жидкого азота в сосудах Дюара более безопасно, чем работы со сжатым газом (кислородом или азотом), поставляемым в баллонах с давлением 15,0 МПа. Недостатком такого метода является низкая скрытая теплота парообразования у жидкого азота  $-197,6$  кДж/кг К, т. е. более чем в 10 раз меньше, чем у воды. Ввиду того, что температура охрупчивания стали 20 равна  $-50$  °С, а теплоемкость стали равна  $0,42$  кДж/кг К, то для приведения стали в состояние хладоломкости потребуется около  $0,15$  кг азота на охлаждение  $1$  кг стали. При этом не учитываются потери жидкого азота от разбрызгивания при первых минутах контакта с «горячим» металлом. Тем не менее, учитывая цену на жидкий азот в сосудах Дюара около  $15$  грн/кг, приведение стали к хладоломкому состоянию будет стоить от  $2,25$  грн на  $1$  кг металла, т. е. по ценовому критерию такой метод вполне может быть рассмотрен как один из вариантов демонтажа оборудования АЭС [2].

Жидкие криогазы предполагается также использовать при прессовании в монолитные блоки таких РАО, как пластмассы, базальтовая теплоизоляция, смолы, резина и т. д. Для оптимального прессования перечисленных отходов их необходимо предварительно измельчить до  $100 \div 1000$  мкм, однако не все материалы могут легко измельчаться. Так большинство из них (пластмассы, резина, смолы) могут измельчаться только при охлаждении их до температуры охрупчивания. Такое охлаждение вышеперечисленных материалов возможно лишь при низких температурах, например в среде газообразного или жидкого азота [3].

Кроме указанных выше применений, жидкий азот в энергетике применяется для снятия изоляции с проводов и кабелей, для регулирования

давления в первом контуре через КД, для вытеснения водорода в электрогенераторах, как инертная среда в реакторах типа РБМК, для создания низкотемпературной сверхпроводимости в реакторах типа ТОКАМАК. Таким образом, криогенные технологии все ближе сходятся с атомной технологией. Причем гораздо выгодней транспортировать и хранить сжиженные газы в жидком состоянии и использовать для этого объемные насосы. В настоящее время такие насосы применяются в маслохозяйствах ТЭС и АЭС.

Как уже отмечалось, их главной проблемой является сильная вибрация подсоединенных трубопроводов, вызванная значительными колебаниями давления. Эта проблема особенно актуальна для трубопроводов большого диаметра или гибких шлангов, имеющих малые отношения изгибной жесткости к массе единицы длины трубы ( $EI_x / l A$ ).

Другая проблема в эксплуатации таких насосов проявляется в ухудшении условий работы контрольно-измерительной аппаратуры, отвечающей за точную установку требуемого расхода или давления. Подобное положение вызвано особенностью гидравлики пульсирующего потока в трубопроводах, емкостях и местных сопротивлениях. В этом случае гидравлическое сопротивление определяется не только активной частью ( $A$ ) полного комплексного сопротивления трубопровода ( $Z = A + i\omega R$ ), но и его реактивной составляющей ( $R$ ), возрастающей с ростом частоты колебательного процесса. Такое положение приводит к возникновению больших погрешностей при эксплуатации измерительных приборов, тарированных в стационарных условиях и имеющих значения постоянной времени, большее или равное периоду колебаний гидравлического процесса. Так, при измерении расхода, например сужающим устройством, показания вторичных приборов практически всегда будут занижены, что при заполнении закрытых емкостей может создавать определенные неудобства, например переполнение.

Использование расходомеров на принципах ротаметра в таких случаях вообще не позволяет сколько-нибудь точно вести отсчет расхода.

При использовании турбинных расходомеров частота первичного сигнала датчика модулируется частотой колебательного гидравлического процесса, что затрудняет задачу расшифровки сигнала расходомера.

Так, во время аварии на ЧАЭС (26 апреля 1986 г.) пришлось использовать жидкий азот для охлаждения опоры реактора, который перевозили 5-тонными заправщиками-термосами. Заполнялись они трехлинейными насосами. В результате повышенных колебаний давления точность расходомеров была занижена, что привело к переполнению и авариям на нескольких заправщиках.

Ниже представлен анализ проблемы снижения пульсаций давления в поршневых насосах высокого давления, выбор и алгоритм расчета демпфирующего колебания давления устройства. Показаны конструкция и эффективность работы различных демпфирующих устройств. Даны результаты исследования колебаний давления в напорной магистрали трехлинейного поршневого насоса в нормальном режиме и в режиме срыва одной ступени, до и после демпфирующего устройства. Дается анализ экспериментальных результатов и рекомендации по расчету и использованию демпферов, алгоритм расчета и расчет гасителя колебаний давления и расхода, предназначенного для работы с поршневым насосом. Диссертация направлена на выполнение важной народно-хозяйственной задачи – повышения надежности и эффективности работы вспомогательного оборудования ТЭС и АЭС.

***Цель и задачи исследования.*** Цель работы – исследование методов снижения колебаний давления в напорных магистралях насосов высокого давления, выбор, расчет и испытание демпфирующих устройств для снижения колебаний давления до заданного предела, а также контроль и профилактика режима срыва работы насосов высокого давления.

Для достижения поставленной цели в работе ставятся и решаются

следующие задачи:

1. Проанализировать условия возникновения срыва работы насосов при перекачивании насыщенных и вскипающих сред.

2. Выполнить аналитическое исследование режимов работы насосов высокого давления, в частности резонансных режимов, и их влияния на работу насоса.

3. Выполнить аналитическое и экспериментальное исследование устройств различного типа для снижения колебаний давления в насосах, для чего разработать экспериментальный стенд и провести физическое исследование.

4. Выполнить аналитическое и экспериментальное исследование режима срыва поршневых насосов, а также исследовать устройства для контроля режима срыва.

**Объектом** исследования являются одно- и трехлинейные поршневые насосы при нормальной работе и в режиме срыва подачи, а также гасители пульсаций давления разных типов.

**Предметом** исследования являются конструктивно-функциональные характеристики насосов и устройств, которые используются для выполнения различных задач энергетических объектов.

**Методы исследования.** В работе использован комплексный подход к решению поставленных задач, который включает критический анализ способов снижения колебаний давления в насосах, а также теоретические разработки методик и конструкций демпферов-гасителей колебаний давления, затем метод экспериментальной проверки теоретических разработок и обобщений результатов исследований для практических рекомендаций.

**Научная новизна полученных результатов:**

1. Выполнено исследование резонансных явлений в трубопроводах, подключенных к поршневым насосам, которое впервые выявило влияние гидродинамического резонанса на работу насоса, что позволяет уточнить

вопросы проектирования всасывающих и напорных трубопроводов насосов высокого давления.

2. Впервые методами теории устойчивости исследована конструкция колпака-гасителя, показана возможность расчета его конструкции по заданным параметрам перекачиваемой среды, что обеспечивает гарантированное снижение амплитуды резонансных колебаний давления до заданных пределов.

3. Впервые для снижения амплитуд колебаний давления в жидких средах использован принцип динамического гашения колебаний давления, что обеспечивает более компактную и надежную конструкцию гасителя, который может заменить колпаки-гасители и расширить возможности выбора конструкции гасителя для разных условий эксплуатации.

4. Получило дальнейшее развитие экспериментальное исследование динамики колебательных процессов и способов снижения амплитуд колебаний давления в объемных насосах, показаны качественные и количественные показатели колебаний давления, что впервые позволило получить достоверные данные как по амплитуде колебаний давления в поршневых насосах, так и по степени их снижения.

5. Впервые было выполнено экспериментальное и теоретическое исследование режимов срыва работы объемного поршневого насоса, показана опасность этого явления для поршневой группы насоса и исследована конструкция датчика, который надежно контролирует режим срыва.

### ***Практическое значение полученных результатов***

1. Разработанные конструкции колпаков-гасителей с шайбой с профилем Вентури позволили снизить амплитуду колебаний давления в нормальном режиме более чем в 10 раз, в режиме срыва – как минимум в 10 раз.

2. Показана опасность режима срыва подачи поршневой группы,



определено предельное время работы насоса в режиме срыва, составляющее 1-3 мин, что позволяет задать условия работы датчика срыва подачи.

3. Исследована конструкция датчика срыва режима, который надежно контролирует режим срыва и обеспечивает быстрый перевод насоса в нормальный режим работы.

### ***Внедрение результатов работы***

1. Разработанные в исследовании научно-технические решения внедрены в практическое использование на ОАО «Криопром» (г. Одесса), а также рассмотрены специалистами ГП «ГНТЦ ЯРБ» и ГП ГНИЦ СКАР (г. Киев) как перспективные разработки, которые могут быть внедрены на предприятиях ГП НАЭК «Энергоатом» Министерства энергетики и угольной промышленности Украины.

2. Результаты диссертационной работы внедрены в учебный процесс Одесского национального политехнического университета (на кафедре «Атомные электростанции») для подготовки бакалавров, специалистов и магистров по специальностям 6.05060301, 7.05060301 и 8.05060301 «Атомная энергетика».

### ***Связь работы с научными программами, планами, темами***

Диссертационная работа связана с научными планами исследований, проводимых в период 2011-2015 гг. на кафедре «Атомные электростанции» Одесского национального политехнического университета по теме МОН України «Аналіз ефективності та контроль технологічних процесів в електроенергетиці, модернізація обладнання енергетичних установок та дослідження перспективних енергетичних систем» (№ госрегистрации 0111U006720), а именно – выполнена в рамках следующих завершённых тематических этапов: «Дослідження ефективності елементів енергетичного обладнання та аналіз необхідності їх модернізації» (2013 р.), «Рекомендації

з модернізації елементів обладнання енергоустановок і енергосистем» (2014 р.), а також в рамках х/д № 1734-42, «Разработка мероприятий по повышению надежности арматуры и трубопроводов АЭС» (2016 р.); г/б № 701-42 «Разработка и внедрение методики адаптации непроектного ядерного топлива в аварийных режимах АЭС Украины».

**Личный вклад соискателя.** Большая часть результатов, представленных в диссертации, получены автором самостоятельно. Автором проведен критический анализ научно-технических достижений по теме работы (включая проведение экспериментальных исследований).

Автор лично участвовал в проведении стендовых экспериментов. При личном участии автора были обработаны и проанализированы экспериментальные данные, а также сформулированы рекомендации для промышленного использования полученных результатов и сформулированы выводы по работе.

**Апробация результатов диссертации.** Результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на 5-й Міжнародній науково-практичній конференції «Підвищення безпеки та ефективності атомної енергетики» (Україна, м. Одеса, 6-9.09.2016 р.), на XVI Всеукраїнської науково-технічної конференції «Актуальні проблеми енергетики та екології», Одеса, ОНАХТ, 5-6 жовтня, 2016 г.

**Публикации.** По результатам научных исследований опубликовано 6 печатных трудов, а именно: 5 статей в специализированных научных изданиях, рекомендованных МОН Украины, включая размещенные в наукометрических базах данных, издана 1 монография.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация структурно включает вступление, 5 разделов, выводы по работе, список использованной литературы из 64 наименований и 2 приложения. Объем рукописи – 145 страниц основного текста и 19 страниц списка литературы. В работе 77 рисунков и 13 таблиц (с учетом помещенных в приложениях). Объем приложений (включая рисунки и таблицы) составляет 49 страниц.

## **Раздел 1. АНАЛИЗ ПРОБЛЕМ СНИЖАЮЩИХ НАДЕЖНОСТЬ РАБОТЫ И РЕСУРС НАСОСОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ**

### **1.1. Колебания давления в напорных линиях насосов и их влияние на их работу**

Сложные конструкции трубопроводов, подсоединяемые к нагнетателю, могут как снижать пульсации давления, так и их увеличивать, вплоть до появления резонанса на частотах, близких к собственным. Колебательные процессы в трубопроводной системе оказывают существенное влияние на работу самодействующих клапанов, динамика которых в значительной степени определяется соотношением частотных характеристик потока и клапана, в частности возможны запаздывания открытия-закрытия клапана,

приводящие к снижению производительности системы. В некоторых случаях потери энергии в клапанах достигают 20-25 % энергии, расходуемой на привод [7].

Другое нежелательное явление, связанное с пульсациями давления в подсоединенной к насосу магистрали, – изменение динамики течения жидкости через клапан. Если при закрытии всасывающего клапана давление в трубопроводе меньше среднего давления всасывания, а к моменту закрытия – больше среднего, то увеличивается скорость изменения давления на клапане, амплитуды колебаний запорного органа резко возрастают и посадка в седло сопровождается интенсивными ударами. Так, скорость посадки тарелки в седло может увеличиваться в 2-2,5 раза, что приводит к преждевременному разрушению клапанов. Статистика исследования отказов клапанов показывает, что разность гарантийной и среднестатистической эксплуатационной долговечности прямооточных клапанов достигает 70 % [7].

Перераспределение отношения давления в цилиндрах насоса может изменять поршневые силы, при этом максимальный размах динамического давления достигает 20-30 % среднего значения [7]. Перераспределение отношения давления в цилиндрах насоса, связанное с влиянием динамических составляющих потока, снижает не только экономичность, но и снижает надежность эксплуатации насоса, повышает энергозатраты на его привод.

Важно отметить, что в процессе эксплуатации на переменных режимах работы спектральный состав колебаний рабочей среды меняется в широких пределах, в результате меняются как производительность, так и другие технико-экономические показатели машины. Особенно часто это наблюдается на режимах с частыми пусками и остановками оборудования. Возникновение в этих случаях в криогенных системах значительных колебаний давления может создавать условия для развития кавитации и гидроударов, сопровождающих разрывы сплошности среды [21].

Вышесказанное показывает необходимость разработки мероприятий по гарантированному снижению пульсаций давления в трубопроводных системах поршневых насосов.

В настоящее время наиболее рациональным способом борьбы с пульсациями давления принято считать стабилизацию течения сразу на выходе из нагнетательного аппарата. Для этих целей используют ряд приемов, каждый из которых обладает своими достоинствами и недостатками. По способу снижения пульсаций гасители делятся на два класса – активные и реактивные, основное различие между которыми состоит в том, на какую составляющую комплексного гидравлического сопротивления они рассчитаны. Так, к гасителям активного типа относятся в основном разного рода местные сопротивления, например хонейкомбы, плоские диафрагмы, сужающие устройства. Такие гасители создают активное сопротивление, на котором происходит диссипация энергии колебаний. В этом случае при прохождении через сужение происходит локальное увеличение скорости потока, которое увеличивается на положительных пучностях колебательного процесса. За счет этого потери в цикле распределяются неравномерно (т. к. пропорциональны квадрату скорости) и происходит «срезание» пиков давления. При этом среднее значение параметров приближается не к среднему за цикл, а к более нижнему значению. Устройства такого рода в чистом виде, как правило, не применяются, однако их часть используют в сочетании с гасителями реактивного типа. Преимуществом активных гасителей является однако то, что они одинаково хорошо сглаживают как чисто гармонические пульсации, так и случайные пульсирующие процессы.

Реактивные гасители в отличие от активных представляют более широкий по конструкционным исполнениям класс. Сюда входят акустические гасители [9], динамические демпферы [14], к этому классу можно отнести метод увода точки забора давления с пучности.

Акустические гасители представляют собой наиболее широкую группу реактивных гасителей. Наиболее известные из них – колпаковые гасители, а также секционные сборки (где поочередно размещаются объемы, соединенные между собой трубками, причем размеры подбираются таким образом, чтобы устройство смешивало противофазные пульсации или создавало локальный резонанс с повышенными потерями энергии в пучностях).

Динамические гасители представляют из себя устройства, где колебательная энергия жидкости отдается колеблющейся на упругих подвесках массе, при этом в условиях резонанса происходит наиболее интенсивное гашение пульсаций. На стабильных частотах работы машины это устройство позволяет снижать пульсации давления (расхода) практически до нуля, однако недостатком его является довольно узкая область рабочих частот.

Вышеприведенные реактивные гасители имеют основное преимущество в том, что снижают пульсации давления (расхода), не снижая практически давления ниже среднего (т. е. не внося дополнительных потерь). Недостатками гасителей такого рода является, как уже отмечалось, узкая рабочая область по частотам, а также возможность (при неправильной установке) возникновения резонанса в цепи клапан–объем гасителя со всеми вытекающими отсюда негативными последствиями. Учитывая такое положение, в промышленности используют, как правило, комбинации из гасителей двух типов, при этом они взаимно дополняют друг друга и позволяют устранять присущие обоим недостатки.

Метод забора расхода из условий точки при искусственном образовании на специальном участке трубопровода режима стоячих волн практически используется с 1970-х гг. (Хитати Сайсакусе). Устройства, построенные на этом принципе, позволяют работать машинам на переменных режимах, осуществляя автоматическое слежение за узловой точкой (точкой забора). К недостаткам таких устройств следует отнести

большие линейные размеры, однако на больших частотах эти устройства могут быть успешно использованы.

В качестве конкретных устройств, предназначенных для снижения пульсаций расхода до 1 %, представляется рациональным использовать газовый колпак, где для криогенных систем задача значительно упрощается – поддержание давления газа в колпаке осуществляется за счет перепада давлений температур между криоагентом и окружающей средой. К тому же газовый колпак будет в этом случае наиболее дешевой конструкцией.

Среди объемных насосов наилучшими эксплуатационными качествами обладают многопоршневые (самый распространенный вид среди которых – трехпоршневые). Сдвиг фаз (на  $120^\circ$ ) в движении поршня обеспечивает более плавную подачу расхода и снижение пульсации давления как в напорном, так и во всасывавшем трубопроводах, что в свою очередь ведет к более благоприятным условиям для эксплуатации обратных клапанов, а также к снижению вероятности вибрационной работы трубопроводов.

Однако трехпоршневые насосы имеют и свои недостатки, которые в основном проявляются в процессе их эксплуатации. Так, некоторые неисправности поршневых насосов, легко обнаруживаемые и устранимые в однопоршневых системах, в трехпоршневых компенсируются нормальной работой остальных поршневых групп. При этом наиболее частые неисправности как раз и связаны с клапанами насосов и являются при этом независимыми событиями – это прикипание клапана на всасывающей трубе, его засорение или неисправность.

Другим явлением, часто наблюдаемым в насосах разных видов, будет кавитация – явление «холодного» парообразования, обусловленное локальным понижением давления и жидкости до уровня давления, ниже или равного давлению насыщения. Чаще всего с кавитацией связывают явление эрозионного износа, характерное для работы различного гидравлического оборудования и вызывающее преждевременный выход его из строя. Однако

стоит заметить, что это не единственная проблема, создаваемая кавитацией. Другой проблемой появления кавитации в рабочих колесах насосов является дисбаланс колес, подверженных эрозионному износу с последующим их разрушением. Кавитация в поршневых, шестеренных насосах объемного типа приводит к срыву насоса, что также является фактором, снижающим ресурс машин. Исследование срыва насоса будет представлено ниже. Для центробежных насосов подобное явление, т. е. периодический срыв режима работы, называется «помпаж», т. к. приводит к пульсационному режиму работы центробежного насоса, подобно поршневому.

С точки зрения кавитации, эксплуатация насоса в режиме резонанса на всасе насоса, является опасным и недопустимым мероприятием. Поэтому оценка возможности выхода насоса на такой режим, является актуальной с точки зрения надежности работы насосов.

## **1.2. Возникновение условий для реализации в системе резонансных колебаний**

Как правило, причиной появления колебаний в любых механических, гидравлических и электрических системах является наличие запаздывания в передаче энергии между составляющими системы узлами. Такое положение свойственно всем материальным объектам, имеющим инерционность в качестве одного из своих фундаментальных свойств. Наиболее ярко эта инерционность проявляется при обмене потенциальной и кинетической энергией в колебательных системах. Это обстоятельство, обусловленное «энергетической емкостью» системы и скоростью передачи и «усвоения» энергии, послужило (основой для) формулировки принципа Релея, по которому определяется собственная частота системы через приравнивание



потенциальной и кинетической энергий, получаемых и отдаваемых системой за цикл колебаний. При этом собственная частота выражается через отношение упругих свойств системы к ее инерционным свойствам

$$\omega_c \cong \sqrt{\frac{k}{m}},$$

где  $\omega_c$  – собственная частота системы;

$k$  – обобщенный модуль упругости;

$m$  – обобщенная подвижная масса системы.

Резонанс в таких системах возникает, когда процессы передачи и накопления энергии совпадают по фазе с возмущающей силой. В этом случае происходит значительное увеличение запасаемой за период колебаний потенциальной энергии и соответственно более быстрый (по сравнению со свободными колебаниями) переход ее в энергию кинетическую. Для трубопроводных и других гидравлических систем это проявляется в увеличении амплитуды колебаний давления, ограничиваемой в реальных условиях процессами трения и диссипации энергии в окружающую среду.

Исходя из общих положений развития резонанса в гидродинамических системах, можно заключить, что трубопровод должен представлять собой либо конструктивно замкнутый резонатор типа тупикового трубопровода, либо «акустически изолированный» участок трубы, т. е. подключенный с одной или двух сторон к большой емкости (значительно большей, чем емкость рассматриваемого трубопровода). В этом случае в трубопроводе реализуется колебательный процесс, характеризующийся появлением стоячих волн, опирающихся «узлами» на закрытые участки (тупики) трубопровода, а также на гибы и Т-образные соединения. Трубопровод при этом работает как акустическая система, в которой волна давления, возникнув после цилиндра насоса (компрессора), доходит до закрытого конца трубопровода и отражается назад с обратным знаком (разряжение). При это при совпадении характера отражений волны с

характером падающей (работа в фазе, с отставанием или опережением на целое число циклов), возникают стоячие волны, характеризующие наступление условий резонанса в системе.

Максимальные колебания давления возникают при этом в случае совпадения возмущений с основной модой собственных колебаний трубопровода как акустической системы. При совпадении возмущений с высшими тонами (модами) колебаний, отличающихся от основной в нечетное число раз, также возникает резонанс, который, однако, характеризуется меньшей амплитудой колебаний давления. Это связано с тем, что энергия рассеивания в течение одного цикла колебаний пропорциональна частоте этих колебаний.

Длина стоячей волны основной моды (тона) в условиях резонанса для одиночного трубопровода, закрытого с одного конца и открытого с другого, равна четырехкратной длине трубы.

Частота собственных колебаний давления столба жидкости будет равна

$$f_c = \frac{a_{зв}}{4\ell}, \quad (1.1)$$

где  $a_{зв}$  – приведенная к условиям трубопровода скорость звука в жидкости в трубе.

При расчете  $a_{зв}$  в трубопроводах с жидкостью принято учитывать диаметр и толщину стенки трубопровода ( $D$  и  $\delta$ ), а также модуль Юнга материала, из которого он сделан ( $E$ ) [8]:

$$a_{зв} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{1}{K_{ж}} + \frac{D}{E\delta}\right)\rho_{ж}}}, \quad (1.2)$$

где  $K_{ж} = a_{ж}^2 \rho_{ж}$  — модуль упругости (Юнга) для жидкости [10].

Это обстоятельство связано с тем, что при прохождении волны давления стенки трубопровода деформируются, увеличивая тем самым объем, т.е. емкость трубопровода, что аналогично повышению сжимаемости

воды, и снижает этим скорость распространения волн давления в трубопроводе. Упругие свойства стенок трубопровода необходимо учитывать в расчетах собственной частоты системы, так как условия резонанса реализуются в достаточно узких областях частот, что требует как можно более точного их определения.

Угловая частота высших тонов колебаний давления жидкости для трубопровода закрытого с одной и открытого с другой стороны определяется общим выражением:

$$f_{\text{в}}(z) = (2z + 1) \frac{a_{\text{зв}}}{4\ell}, \quad (1.3)$$

где  $z$  — порядок тона ( $z = 0$  — основной,  $z = 1$  и  $z = 2$  — первый и второй высшие тона колебаний).

Частота хода поршня, создающего импульсы возбуждения, равна:  $f_{\text{в}}(0) = n$ , где  $n$  — число ходов поршня в секунду. Тогда ряд частот, возбуждаемых в трубопроводе, составит:

$$f_{\text{в}}(m) = mn, \quad (1.4)$$

где  $m$  — номер гармоники возбуждающего импульса (целые числа). При совпадении собственной и возбуждающей частот возникает резонанс:  $f_0(z) = f_{\text{в}}(m)$ . Таким образом, условия резонанса имеют вид:

$$(2z + 1) \frac{a_{\text{зв}}}{4\ell} = mn. \quad (1.5)$$

Представленный выше расчет условий резонанса (1.5) составлен на условии равенства собственных и возмущающих частот колебаний и не может быть использован при расчете резонаторов произвольной формы, как, например, большой сосуд, соединенный трубопроводом с насосом. Эта конфигурация известна как резонатор Гельмгольца. В этом случае принято считать, что масса жидкости, находящаяся в трубопроводе, образует пробку, которая содержится в условиях равновесия под упругой газовой подушкой (или жидкой при больших размерах сосуда) внутри сосуда. В этом случае частота определяется через приведенную массу и упругость системы.

Длина трубопровода  $L$  и площадь его поперечного сечения  $F$ , масса находящейся в ней жидкости равна  $m = \rho_{\text{ж}} FL$  и, следовательно, сила инерции равна

$$\mathfrak{R}_i = -ma = -\rho_{\text{ж}} FL \frac{d^2 x}{dt^2}, \quad (1.6)$$

где  $x$  – координаты вдоль оси трубопровода, амплитуда колебаний жидкости в трубопроводе, м.

Противодействует силе инерции сила, возникающая вследствие сжатия на  $\Delta P$  (разность давлений) среды в сосуде,

$$\mathfrak{R}_p = F \Delta P. \quad (1.7)$$

Учитывая, что при сжатии состояние содержащегося в сосуде газа меняется адиабатически,

$$PV^k = \text{const} = P_0 V_0^k, \quad (1.8)$$

где  $V_0, P_0$  – соответственно объем сосуда и давление в нем в невозмущенном, равновесном состоянии;

$k$  – показатель адиабаты.

Дифференцируя (1.8) по объему, получим

$$\frac{dP}{dV} = -\frac{kP_0}{V_0}, \quad (1.9)$$

из чего принимая, что объем сжимаемой среды в сосуде изменяется на величину  $dV = F \cdot x$ , получим

$$dP = -\frac{kP_0}{V_0} \cdot dV = -\frac{kP_0 F}{V_0} \cdot x = \Delta P. \quad (1.10)$$

Приравнивая теперь сумму сил по выражениям (1.6, 1.7) к нулю, получим

$$\mathfrak{R}_i + \mathfrak{R}_p = 0 = -F \left( \rho_{\text{ж}} L \ddot{x} + \frac{kP_0 F}{V_0} x \right). \quad (1.11)$$

Отсюда, введя обозначение

$$\omega_c = \sqrt{\frac{kP_0F}{\rho_{\text{ж}}LV_0}}, \quad (1.12)$$

получим уравнение колебательного контура с собственной частотой  $\omega_c$

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \omega_c^2 x = 0. \quad (1.13)$$

Полученное уравнение позволяет более подробно описать колебательный процесс, определить не только собственную частоту, но и амплитуду колебаний. В выражении (1.13) можно учесть наличие внешнего возмущающего воздействия, например в виде произвольно заданной силы  $\mathfrak{R}(t)$

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \omega_c^2 x = \mathfrak{R}(t). \quad (1.14)$$

Представленные выражения (1.5) и (1.12) дают возможность оценить резонансные частоты, которые могут возникать во всасывающем трубопроводе насоса, подключенном к питающей емкости.

### **1.3. Последствия возникновения резонанса во всасывающем трубопроводе поршневого насоса**

Колебания давления в напорном и всасывающем трубопроводах по форме практически совпадают, различаясь, как правило, только по амплитуде (при условии нормального функционирования клапанов). Кроме колебаний давления, имеет место и колебание расхода.

Ниже представлены неравномерности подачи, представляющие собой отношение максимальной подачи за цикл  $Q_{\text{max}}$  к средней подаче  $Q_{\text{T}}$   $\delta_1 = \frac{Q_m}{Q_0}$ :

- а) для одноцилиндрового, однопоршневого —  $\delta_1 = 3,14$ ;
- б) для одноцилиндрового оппозитного —  $\delta_1 = 1,57$ ;

- в) для двухпоршневого двухстороннего действия (оппозитного) —  $\delta_1 = 1,11$ ;
- г) для трехцилиндрового (трехпоршневого) одностороннего действия —  $\delta_1 = 1,047$

Также в зависимости от конструкции насоса меняется частота возмущений, создаваемых поршнями при периодическом всасывании (нагнетании) жидкости или газа в трубопровод. По отношению к частоте вращения кривошипа  $\omega_\delta$  частоты пульсаций давления в трубопроводах, подключенных к насосам разных типов, будут соответственно равны:

- а)  $\omega_1 = \omega_K$ ;
- б)  $\omega_{12} = 2\omega_K$ ;
- в)  $\omega_{22} = 4\omega_K$ ;
- г)  $\omega_3 = 6\omega_K$ .

Как отсюда видно, при изменении конструкции насоса с однопоршневого одностороннего действия на трехпоршневой, частота возмущающих колебаний давления увеличивается в 6 раз, а их амплитуда снижается в 3 раза.

Всасывающие трубопроводы, несмотря на невысокие перепады давления, существующие на нем, оказывают существенное влияние на работу насоса в целом. В частности, колебания давления воздействуют на отдельные участки трубопровода, вызывают его вибрацию, создают пики давления в камере насоса, изменяя его индикаторную мощность [7; 9]. Колебания давления во всасывающем трубопроводе могут вызвать увеличение или уменьшение производительности насоса. Так, при возникновении во всасывающем трубопроводе колебаний давления может иметь место опережение или отсасывание фазы открытия клапана на входе в цилиндр от начала периода в волне давления. Таким образом, при открытии всасывающего клапана давление перед ним может быть больше, меньше или равно среднему. Вследствие того, что степень открытия

клапана изменяется в незначительной степени, это приводит соответственно к повышению или понижению степени заполнения цилиндра рабочей средой.

Степень изменения производительности можно характеризовать коэффициентом заполнения  $\eta_p$ , представляющим собой отношение массы среды, которая втекает в цилиндр при наличии колебаний во всасывающем трубопроводе, к массе среды, втекающей в цилиндр при постоянном среднем за цикл колебаний давлений. Повышение производительности компрессора или насоса, таким образом, называется акустическим наддувом и реализуется в резонансных режимах с резной степенью, зависящей как от порядка резонирующей гармоники, так и от конструкции насоса.

Так, для одного цилиндра коэффициент заполнения при резонансе первой гармоники имеет значение меньше единицы, при резонансе гармоники выше первой – больше единицы, а при нечетных значениях  $\eta_p$  равно нулю. Для двух же цилиндров резонанс нечетных гармоник дает коэффициент заполнения, равный единице, четных – выше единицы. При увеличении порядка гармоники значения  $\eta_p$  снижаются и фактически становятся равными единице при  $m \geq 10$  [7].

Этот факт подтверждает то, что наиболее интенсивные колебания давления имеют место на основной, первой и второй гармониках резонансных колебаний. Именно поэтому наиболее сильные разрушения имеют место на трубопроводных системах, резонирующих на основной и первой гармониках возмущающей силы.

Другим нежелательным явлением, с точки зрения эксплуатации, становится жесткая посадка всасывающего клапана в седло, при совпадении фазы хода поршня на клапан и снижения давления за клапаном до минимальной величины. Результатом такой эксплуатации является быстрый износ клапанов и повышенный шум (стук) при эксплуатации насосов.

#### **1.4. Расчет собственных частот трубопровода всаса(васывания) насоса и оценка вероятности резонанса**

Требуется провести расчет и оценить вероятность резонанса в трубопроводной системе, подключенной к поршневому насосу одностороннего действия. Характеристики системы:

— трубопровод: диаметр  $d_{\text{ТР}} = 45 - 1,5 \times 2 = 42$  мм;

длина:  $L = 1,0$  м;

материал: медь (модуль Юнга = 110 ГПа)

— насос: диаметр поршня:  $d_{\text{Г}} = 72$  мм;

ход поршня:  $X_{\text{Г}} = 50$  мм;

частота вращения кривошипа:  $n_{\text{к}} = 750/2,5 = 300$  мин<sup>-1</sup>

(в т.ч. для однопоршневого насоса  $n_{\text{к}}^{\text{I}} = 5,0$  сек<sup>-1</sup>

для трехпоршневого насоса  $n_{\text{к}}^{\text{III}} = 30,0$  сек<sup>-1</sup>)

— рабочая среда: азот (N<sub>2</sub>);

температура:  $T_0 = 75$  °К;

давление:  $P_0 = 0,1$  МПа;

плотность:  $\rho_{\text{ж}} = 0,17$  кг/м<sup>3</sup>;

(параметры насыщения:  $T_{\text{S}} = 77$  °К;

$\rho'' = 4,44$  кг/м<sup>3</sup>;  $\rho' = 808$  кг/м<sup>3</sup>)

скорость звука в жидкости:  $a_{\text{ж}} = 880$ , м/с;

скорость звука в газе:  $a_{\text{Г}} = 201,5$ , м/с;

вязкость:  $\mu = 1,67 \cdot 10^{-4}$ , Па·с.

Частота колебаний давления, создаваемая движущимся поршнем, будет равна соответственно для одно- и трехпоршневого насоса

$$f_{\text{В}}^{\text{I}}(m) = 5 \cdot m; f_{\text{В}}^{\text{III}}(m) = 30 \cdot m \quad (1.15)$$

Приведенная к условиям трубопровода скорость звука в жидком азоте определится из формулы (1.2)

$$K_{\text{ж}} = a_{\text{ж}}^2 \rho_{\text{ж}} = 880^2 \cdot 808 = 625,7 \text{ МПа};$$

$$a_{\text{жТ}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{1}{625,7 \cdot 10^6} + \frac{45}{1,5 \cdot 110 \cdot 10^9}\right)}} = 813,0 \text{ м/с.}$$

Собственная акустическая частота всасывающего трубопровода равна (1.3)

$$f_{\text{В}}(z) = (2z + 1) \frac{813,0}{4 \cdot 1,0} = 203,3(2z + 1), \text{ Гц.} \quad (1.16)$$

Как видно из выражений (1.15) и (1.16), собственная частота основного тона для трубопровода (203 Гц) значительно больше возмущающих частот низших гармоник как для одноцилиндрового, так и для трехцилиндрового насоса (соответственно 5 и 30 Гц). Это говорит о том, что резонанса с образованием стоячих волн в данном трубопроводе быть не



может и о том, что жидкость в трубопроводе будет двигаться как квазитвердое тело, т. е. ее можно считать несжимаемой.

Возникновение резонанса в системе сосуд — всасывающий трубопровод оценим из условий формулы (1.12)

$$\omega_c = 2\pi f_c \sqrt{\frac{kP_0 F}{\rho_{\text{ж}} L V_0}},$$

$$\text{где } F = \pi \frac{(D - 2\delta)^2}{4} = \pi \frac{(45 - 3)^2 \cdot 10^{-6}}{4} = 1,385 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2;$$

$$k = 1,4;$$

$V_0 = V_{\%}$ , м<sup>3</sup> — свободная от жидкого азота часть сосуда, по отношению к 1 м<sup>3</sup>.

Тогда имеем

$$f_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1 \cdot 10^5 \cdot 1,4 \cdot 1,385 \cdot 10^{-3}}{808 \cdot 1,0 \cdot 1 \cdot V_{\%}}} = 0,48(V_{\%})^{-1/2}, \text{ Гц.}$$

Учитывая формулу (1.15), получим резонансный объем сосуда:

$$\text{I) } V_{\%}^{\text{PE3}}(m) = \frac{0,23}{25m^2} = 9,2 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2;$$

$$\text{III) } V_{\%}^{\text{PE3}}(m) = \frac{0,23}{900m^2} = 2,6 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2.$$

Тогда для первой и второй гармонии резонансный объем будет равен:

$$\text{I) } V_{\%}^{\text{PE3}}(1) = 9,2 \cdot 10^{-3}; \quad V_{\%}^{\text{PE3}}(2) = 2,3 \cdot 10^{-3};$$

$$\text{III) } V_{\%}^{\text{PE3}}(1) = 0,26 \cdot 10^{-3}; \quad V_{\%}^{\text{PE3}}(2) = 0,065 \cdot 10^{-3}.$$

Расчеты показывают, что в системе трубопровод — сосуд реализуются резонансные колебания при неполном заполнении сосуда (газовый объем ~10 л ~ 2,5 л). Таким образом, в такой системе всегда будут иметь место резонансные колебания, имеющие максимальную амплитуду в системе с однопоршневым насосом и значительно меньшие в системе с трехпоршневым насосом.

Анализ формулы (1.12) показывает: чтобы избежать резонанса, возможны два конструктивных решения — увеличение длины всасывающего трубопровода и уменьшение площади его проходного сечения. Однако увеличение длины трубопровода — конструктивно невыгодное мероприятие, т. к. требует увеличения длины на несколько порядков. Уменьшение площади проходного сечения может привести к вскипанию жидкости на всасе в цилиндр за счет увеличения сопротивления трубопровода. В этом случае при наличии разрыва сплошности жидкости скорость звука в ней падает до значений, определяемых зависимостью [17],

$$a_{\text{РЖ}} = \sqrt{\frac{kP}{\varphi(1-\varphi)\rho_{\text{ж}}}}, \quad (1.17)$$

где  $\varphi$  – истинное паросодержание, в случае разрыва столба жидкости (появления кавитации), можно считать  $\varphi = 0,5$ .

Тогда скорость звука в трубопроводе упадет до значений

$$a_{\text{РЖ}} = \sqrt{\frac{1,4 \cdot 1 \cdot 10^5}{0,5 \cdot 0,5 \cdot 808}} = 26,3, \text{ м/с,}$$

а собственная частота трубопровода станет равной

$$f_{\text{в}}(z) = (2z + 1) \frac{a_{\text{РЖ}}}{4\ell} = 6,6(2z + 1), \text{ Гц.}$$

Как видим, при наличии вскипания азота в трубопроводе его собственная частота становится практически равной первой гармонике возмущающей силы (5,0 Гц), что ведет к развитию опасных резонансных колебаний.

Анализ, проведенный выше, показывает, что эксплуатировать всасывающий трубопровод на однопоршневом насосе без установки демпфера или гасителя динамического типа невозможно.

Увеличение числа рабочих поршней до 3 приведет к тому, что резонансные колебания будут проходить на втором тоне, что даст повышение коэффициента заполнения цилиндра и рост производительности насоса.

### **Выводы по разделу 1**

Показана опасность появления колебания давлений в напорных и всасывающих магистральных насосов.

Подробно рассмотрены условия возникновения резонансных колебаний давления, показано как это связано с компоновкой трубопроводных систем.

Показано, что возникновение резонанса может приводить к кавитации на всасе насосов. Рассмотрены последствия этого явления.

Выполнены расчеты собственных частот всасывающих трубопроводов и выполнена оценка вероятности появления резонанса, в частности показано, что при переходе на трехпоршневой насос, может наблюдаться акустический наддув насоса и повышение его производительности.

## **Раздел 2. АНАЛИЗ, РАСЧЕТЫ И ВЫБОР УСТРОЙСТВ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ НАСОСОВ ВЫСОКИХ ДАВЛЕНИЙ**

### **2.1. Алгоритм расчета демпфирующего колпака для поршневого насоса**

Одним из наиболее часто используемых гасителей пульсаций давления является демпфирующий колпак. Анализ литературы [5; 12; 15-17; 18] показывает, что теоретическое обоснование выбора оптимального размера камеры колпака основывается на двух основных направлениях. Первое – это расчеты колпака на максимальное пусковое давление и резонанс [13; 15; 24], получившие свое развитие в работах Н. Е. Жуковского о гидроударе. В задачи этих расчетов входит, в частности, определение граничной частоты

пропускания колпака, однако применительно к условиям, задающим определенный уровень снижения колебаний входного давления, эти расчеты не приспособлены. Такое положение определяется тем, что колпак рассматривается как сосредоточенный сжимаемый объем, и в целях упрощения расчетов рассматривается в основном его частотная характеристика. Второе направление специально предназначено для расчета элементов трубопровода как заградительного фильтра гармоническим сигналом. Теоретическое обоснование этих расчетов сводилось к проведению аналогий с электрическими системами и отождествлению рассматриваемого гасителя четырехполюснику с импедансным методом записи граничных условий [5; 7; 9]. Такая постановка позволяет решать задачи фильтрации и усиления гармонического сигнала в сложных гидравлических системах. Однако необходимость точного знания волнового сопротивления присоединенных участков, а также необходимость решения, как минимум, системы двух уравнений, не позволяет свести подобные расчеты к одной расчетной формуле. Такая необходимость часто возникает при вариациях конструктивного исполнения присоединительных к гасителю узлов, а также при частом повторении расчетов с разными технологическими условиями.

Ниже предлагается расчет колпака – гасителя гармонических пульсаций давления, основанный на анализе передаточной функции колпака, как преобразователя (ослабителя) сигнала [11].

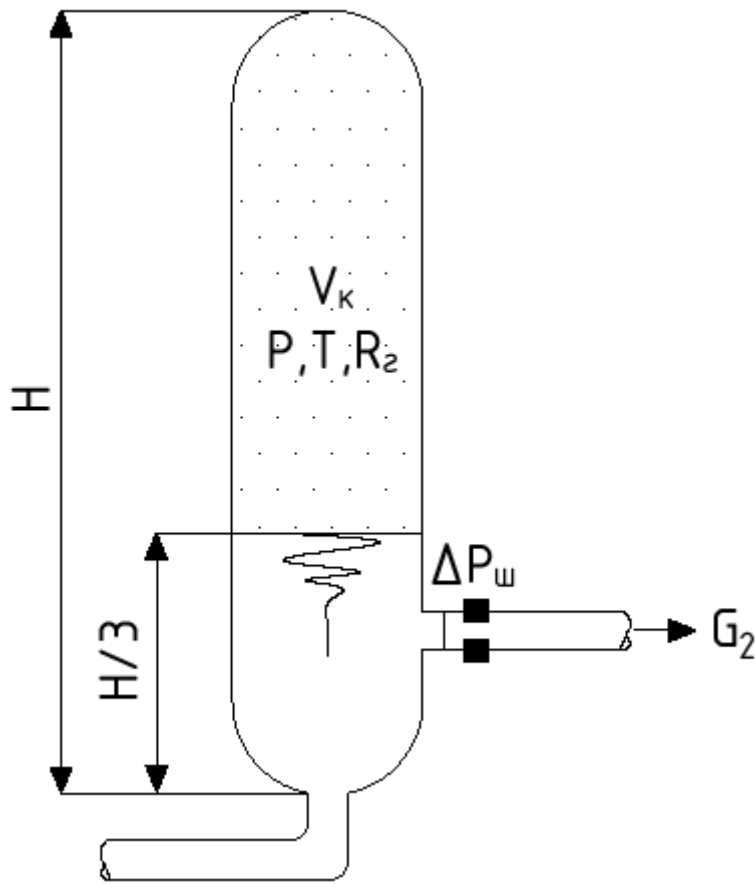


Рис. 2.1. Схема работы колпака – гасителя колебаний давления с дроссельной шайбой

Рассмотрим принципиальную схему подключения колпака к выходному патрубку насоса (рис. 2.1). Примем, что  $1/3$  высоты колпака занята жидкостью и элементами подключения к напорной магистрали, а  $2/3$ —газом.

Условие баланса массы газа в колпаке будет иметь вид

$$V_k \frac{d\rho_r}{dt} = G_1 - G_2 \quad (2.1)$$

где

$V_k$ —объем занятый газом;

$\rho_r$ —плотность газа;

$G_1, G_2$ —соответственно расход жидкости, входящей и выходящей из колпака.

Запишем выражение (2.1) в отклонениях от среднего значения:

$$V_k \frac{d(\rho_{or} + \delta\rho_r)}{dt} = G_{01} + \delta G_1 - G_{02} - \delta G_2$$

или, поскольку  $G_{01} = G_{02}$ , получим:

$$V_k \frac{d\delta\rho_r}{dt} = \delta G_1 - \delta G_2 \quad (2.2)$$

где индекс "δ" показывает, что рассматривается отклонение от среднего значения.

Примем, что процесс сжатия-расширения газа в колпаке происходит по изотермическому закону:

$$P = \rho_r R_r T \quad (2.3)$$

В отклонениях от среднего, уравнение (2.3) примет вид:

$$\begin{aligned} \delta P &= \delta\rho_r R_r T \\ \delta\rho_r &= \delta P / R_r T \end{aligned} \quad (2.4)$$

Подставив (2.4) в (2.2):

$$\frac{V_k}{R_r T} \cdot \frac{d\delta P}{dt} = \delta G_1 - \delta G_1 - \delta G_2 \quad (2.5)$$

Для исключения  $\delta P$  из уравнения (2.5) составим уравнение для течения жидкости через местное сопротивление на выходе из колпака:

$$P_{ш} = P - P_1 = K G_2^2 \quad (2.6)$$

где  $K$ —укрупненный коэффициент сопротивления.

Записывая (2.6) в отклонениях, получим:

$$\delta P - \delta P_1 = K \cdot 2G_{20} \delta G_2 = \frac{2\delta P_0}{G_{20}} \delta G_2 \quad (2.7)$$

Считая, что на выходе из колпака пульсации практически отсутствуют ( $\delta P_1 = 0$ ), а расход равен номинальному ( $G_{20} + G$ ), приведем (2.7) к безразмерному виду:

$$\delta P = \frac{2\delta P_0}{P} \delta G_2 \quad (2.8)$$

Приведа (2.5) также к безразмерному виду, и подставив в него (2.8), получим уравнение динамики колпака-гасителя:

$$\frac{2\delta P_o V_k}{GR_r T} \cdot \frac{d\delta G_2}{dt} + \delta G_2 = \delta G \quad (2.9)$$

Для построения передаточной функции, преобразуем (2.9) в операторную форму, при этом обозначим

$$\frac{2\delta P_o V_k}{GR_r T} = \theta \quad (2.10)$$

$$s\theta\delta G_2 + \delta G_2 = \delta G_1 \quad (2.11)$$

Откуда непосредственно получаем:

$$W(s) = \frac{\delta G_2}{\delta G_1} = \frac{1}{1+s\theta} = \frac{1}{1+s\omega\theta}, \quad (2.12)$$

где  $\omega$  – частота гармонического сигнала (колебания), проходящего через гаситель.

Для включения в расчет требуемых по технологии условий (снижение пульсаций расхода), представим эти условия в виде

$$\left| \frac{\delta G_2}{\delta G_1} \right| = \sqrt{\operatorname{Re}^2 [W(s)] + I^2_m [W(s)]}, \quad (2.13)$$

где  $\left| \frac{\delta G_2}{\delta G_1} \right|$  – отношение амплитуд колебаний сигнала до и после гасителя

$$(\delta G_2 / \delta G_1 = N).$$

С учетом (2.11), выражение (2.12) примет вид

$$\left| \frac{\delta G_2}{\delta G_1} \right| = \frac{1}{\sqrt{1 + \omega^2\theta^2}}. \quad (2.14)$$

Полученное выражение (2.14) позволяет оценивать размеры колпака гасителя с учетом свойств газа и конструктивных условий на выходе из гасителя (в этом случае шайбование выхода вносит дополнительный гасящий эффект, т. к. повышается общее волновое сопротивление схемы). Выражение (2.10) получено при допущении, что газ в колпаке работает изотермически. Рассмотрим вариант, когда газ работает адиабатически, т. е. уравнение состояния имеет вид

$$P = C\rho_r^n, \quad (2.15)$$

где  $C$  – постоянная ( $C = P_0 / \rho_0^n$ );

$n$  – показатель адиабаты.

Последовательно логарифмируя и дифференцируя (2.15) представим его в отклонениях

$$\delta P = \frac{nP}{\rho_r} \delta \rho_r \quad (2.16)$$

Подставим выражение (2.16) в выражение (2.2), получим

$$\frac{\rho_r V_k}{nP} \cdot \frac{d\delta P}{dt} = \delta G_1 - \delta G_2 \quad (2.17)$$

Следуя далее, аналогично изложенным выше выкладкам (2.6-2.8), получим выражение для постоянной времени  $\theta_{ад}$ . При адиабатном процессе

$$\theta_{ад} = \frac{2\Delta P_u \rho_r V_k}{nGP} \quad (2.18)$$

Подставляя (2.18) в (2.14), можно определить конструктивные размеры колпака при адиабатном процессе сжатия газа.

Для расчетов размеров колпаков выражения (2.14, 2.10, 2.18) удобнее представить в следующем виде:

$$\left| \frac{\delta G_2}{\delta G_1} \right| = N \geq \frac{1}{\sqrt{1 + \omega_2 \theta^2}}$$

Откуда

$$\theta \geq \sqrt{\left(\frac{1}{N^2} - 1\right)} \frac{1}{\omega} \quad (2.19)$$

Для условий изотермического процесса имеем

$$(V_k \Delta P_u)_{из} \geq \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{1}{N_2} - 1\right)} \frac{GR_r T}{\omega} \quad (2.20)$$

Для условий адиабатического процесса

$$(V_k \Delta P_u)_{ад} \geq \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{1}{T^2} - 1\right)} \frac{nGP}{\rho_r \omega} \quad (2.21)$$

Определение размеров гасителей для насоса 2 НСГ - 0,42/15.

1. Технические данные по насосу:



$d$  – диаметр поршня – 25 мм;

$Z$  – число цилиндров – 3 шт.;

$S$  – ход поршня – 30 мм;

$d_0$ —диаметр вых. патрубка—10 мм;

$G$ —подача насоса (ном.)—1500 кг/ч;

$P$ —давление (макс.)—15,0 МПа;

раб. среда—углекислота, азот;

$t$ —раб. температуры—-20...-40 °С; - 196 °С.

2. Технические условия к расчету:

Снижение пульсаций расхода до 1 % ( $\delta G_2 / G \leq 0,01$ ).

3. Определим относительное снижение пульсаций давления, требуемое в расчете,

$$\frac{\delta G_1}{G_1} = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{cp}}} = 0,14 \text{— относительные входные пульсации, по условиям}$$

работы насоса [12].

Тогда:

$$N = \frac{\delta G_2}{\delta G_1} = \frac{\delta G_2}{G} / \frac{\delta G_1}{G} = \frac{0,01}{0,14} = 0,07$$

4. Постоянная времени при заданном  $N$  и частоте  $\omega$ :

$$\omega = 356,5 \text{ рад/с;}$$

$$\theta = 0,084, \text{ с.}$$

5. Объем и длина гасителя (при  $\varnothing_{\text{внут}} = 56$  мм) при изотермическом и адиабатическом сжатии:

$$(\Delta P_{\text{ув}} V_k)_T^{CO_2} = \frac{\theta}{2} \cdot \frac{GR_r T}{1} = \frac{0,084}{2} \cdot 0,439 \cdot 0,18895 \cdot 10^3 \cdot 243 = 846,6 \text{ Дж}$$

$$(\Delta P_{\text{ув}} V_k)_{AD}^{CO_2} = \frac{\theta}{2} \cdot \frac{nPG}{\rho} = \frac{0,084}{2} \cdot \frac{0,439 \cdot 150 \cdot 10^5 \cdot 1,35}{1128,7} = 330,8 \text{ Дж}$$

$$(\Delta P_{\text{ув}} V_k)_T^{N_2} = \frac{\theta \cdot GR_r T}{2} = \frac{0,084}{2} \cdot 0,439 \cdot \frac{8,14 \cdot 10^3}{28} \cdot 77 = 412 \text{ Дж}$$

$$(\Delta P_{\text{ув}} V_k)_{AD}^{N_2} = \frac{\theta}{2} \cdot \frac{nPG}{\rho} = 0,439 \cdot \frac{150 \cdot 10^{5 \cdot 1,4}}{846} = 457,7 \text{ Дж}$$

Примем дополнительное местное сопротивление на выходе  $\Delta P_{ш} = 1-3 \% (P_0) = 0,5 \text{ МПа}$ , тогда:

$$\begin{aligned}(V_k)_{T}^{CO_2} &= 1,693'; & (H_k)_{T}^{CO_2} &= 0,688\text{м} \\ (V_k)_{AD}^{CO_2} &= 0,662'; & (H_k)_{AD}^{CO_2} &= 0,270\text{м} \\ (V_k)_{T}^{N_2} &= 0,803'; & (H_k)_{T}^{N_2} &= 0,326\text{м} \\ (V_k)_{AD}^{N_2} &= 0,901'; & (H_k)_{AD}^{N_2} &= 0,366\text{м}\end{aligned}$$

Из двух результатов выбираем больший и окончательный размер гасителя:

$$\begin{aligned}H_k^{CO_2} &= \frac{3}{2}(H_k)_{T}^{CO_2} \cong 1,0\text{м} \\ H_k^{N_2} &= \frac{3}{2}(H_k)_{AD}^{N_2} \cong 0,55\text{м}\end{aligned}$$

6. Диаметр шайбы для обеспечения перепада давления 0,5 МПа, при заданном расходе (1500 кг/ч):

$$\begin{aligned}d_{CO_2} &\cong \sqrt{\frac{46}{n} \sqrt{\frac{1}{2\Delta P_{ш} \rho_{ж}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,439}{n} \sqrt{\frac{1}{2 \cdot 5 \cdot 10^5 \cdot 1128,7}}} = 4,96\text{мм} \approx 5\text{мм} \\ d_{N_2} &\cong \sqrt{\frac{4 \cdot 0,439}{n} \cdot \frac{1}{\sqrt{2 \cdot 5 \cdot 10^5 \cdot 846}}} = 4,38\text{мм} \approx 4\text{мм}\end{aligned}$$

При падении частоты работы поршневой группы, при неизменности размеров гасителя падает расход и давление нагнетания, при этом как следствие падает перепад давления по шайбе. Общая степень ослабления пульсаций давления гасителем будет определяться зависимостью (для адиабатического приближения):

$$N \geq \left[ 1 + \left( \frac{V_k}{nP\rho_{ж}F_{ш}^2} \cdot G\omega \right)^2 \right]^{-1/2},$$

где  $F_{ш}$  – площадь проходного сечения шайбы.

Таким образом, при падении расхода и частоты колебаний потока степень ослабления колебаний потока возрастает в пропорции от произведения  $G\omega$ , т. е. в случае использования колпака не должно быть ослабления гашения пульсаций давления при изменении режима работы насоса.

## 2.2. Расчет акустических фильтров для поршневых насосов и компрессоров

Акустические фильтры являются полными аналогами электрических фильтров [6]. Так же как и электрические фильтры, они имеют акустические аналоги емкости и индуктивности или механические аналоги жесткости и массы. Структура ячеистого акустического фильтра показана на рис. 2.2. Фильтры такого типа совмещают последовательно соединенные емкости и соединительные трубки, играющие роль, соответственно акустической жесткости и акустической массы. При этом акустическая жесткость определяет упругие свойства камеры, позволяющей эффективно сглаживать пульсации определенной частоты:

$$C_a = \frac{V}{\rho c^2},$$

где  $V$  – объем камеры;

$\rho$ ,  $c$  – плотность среды и скорость звука в ней.

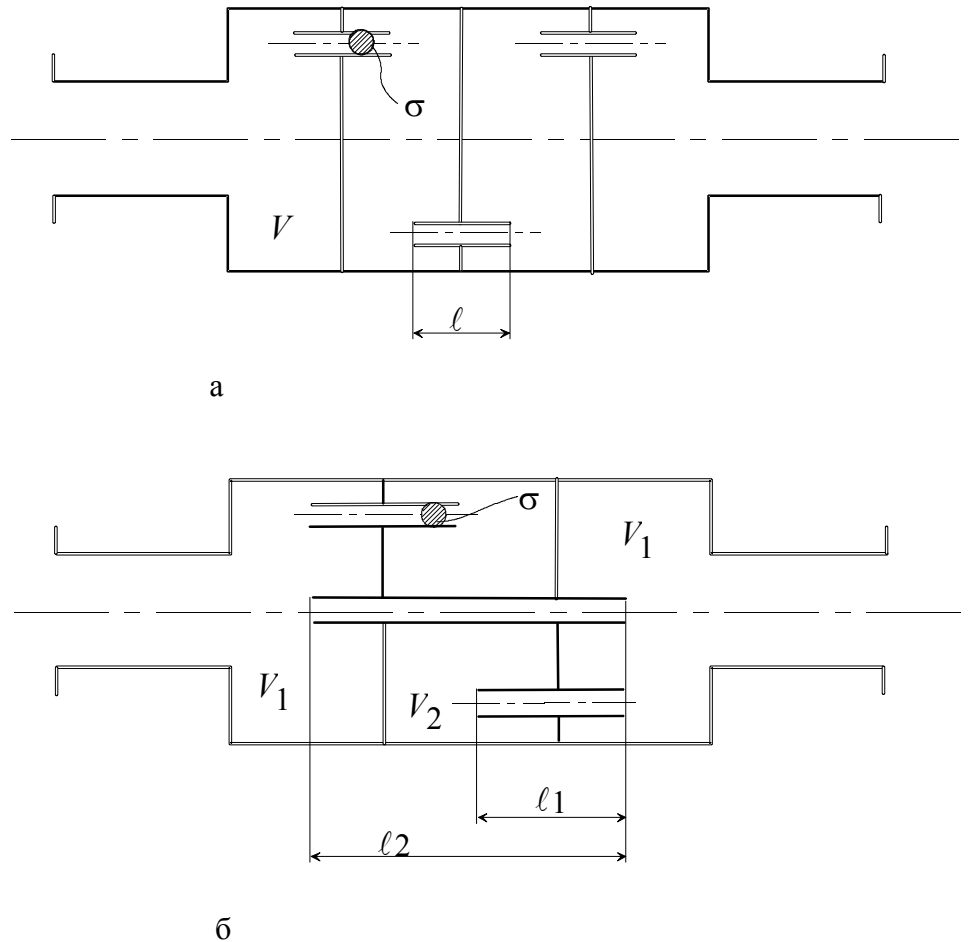


Рис. 2.2 Расчетная схема ячеистых акустических фильтров  
 а – составной акустический фильтр из 3 ячеек;  
 б – акустический фильтр фирмы «Палсэйшнз контролз»  
 с расширенным частотным диапазоном

Акустическая масса позволяет вносить в систему элемент инерционности, что при равных размерах камеры приводит к большему сглаживающему эффекту:  $M_a = \frac{\rho l}{\sigma}$ ,

где  $l$  и  $\sigma$  – соответственно длина и площадь сечения трубки.

Для фильтров такого типа рабочая частота колебательной системы, в частности [7]:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{M_a C_a}} = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{\sigma}{\ell V}}. \quad (2.22)$$

Учитывая, что геометрические параметры гасителя могут быть представлены как

$$\sigma = \frac{\pi d^2}{4} \text{ и } V = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \ell,$$

получим зависимость для определения размеров резонансной ячейки ( $\ell$ ) при заданных технологических ( $\omega$ ) и конструктивных параметрах

$$\omega = c \sqrt{\frac{d^2}{D^2 \ell^2}} = \frac{cd}{\ell D}.$$

Откуда

$$\ell = \frac{cd}{\omega D}; \text{ м.} \quad (2.23)$$

Здесь  $\omega$  – граничная угловая скорость, выше которой происходит гашение сигнала, ниже – пропускание;

$D$  и  $d$  – диаметр камеры фильтра и соединительной трубки.

Для того чтобы не вносить существенных потерь в гасителе, диаметр пропускной (соединительной) трубки рекомендуется выбирать в пределах  $(1,0-0,8)d_0$  по отношению к диаметру напорного трубопровода  $d_0$ .

Учитывая параметры эксплуатации насоса НСГ (см. раздел 1), а также сортамент выпускаемых труб, проведем конструктивный расчет ячейки гасителя по рис. 2.2.

$$\ell = \frac{cdn}{\omega D} = \frac{580 \cdot 0,8 \cdot 0,01 \cdot 1,5}{3 \cdot 56 \cdot 56 \cdot 10^{-3}} = 0,74, \text{ м.}$$

Полная длина гасителя равна

$$L \approx 2\ell = 1,5 \text{ м.}$$

В расчете принимался коэффициент запаса по частоте  $n=1,5$  [7]. Расчет показывает, что для имеющихся размеров трубопроводов ( $\varnothing 10$  мм,  $\varnothing 70$ -х гг. 7.0) и по технологическим условиям эксплуатации ( $C = 580$  м/с) размер гасителя получается довольно большим, что может явиться препятствием для его использования.

Другого вида акустический гаситель представляет собой трубку Вентури (рис. 2.3). Такая трубка обладает большей акустической массой, чем ее цилиндрический эквивалент в выше рассмотренном устройстве (рис. 2.1). Чтобы избежать отрывных течений в диффузионном участке трубки, профиль должен быть гладким с углом раскрытия не более  $8-12^\circ$ . В конфузорной части трубки угол может быть увеличен до  $25-30^\circ$ . По рекомендациям [6] акустическая масса для такой трубки вычисляется по зависимости

$$M_a = \frac{\rho L_B}{\sigma_0} \cdot \frac{R_0}{R_1}, \quad (2.24)$$

а граничная частота соответственно конструкции по рис. 2.3, где цилиндрические трубки заменены трубками Вентури, равна

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\sigma_0 R_1}{V L_B R_0}}. \quad (2.25)$$

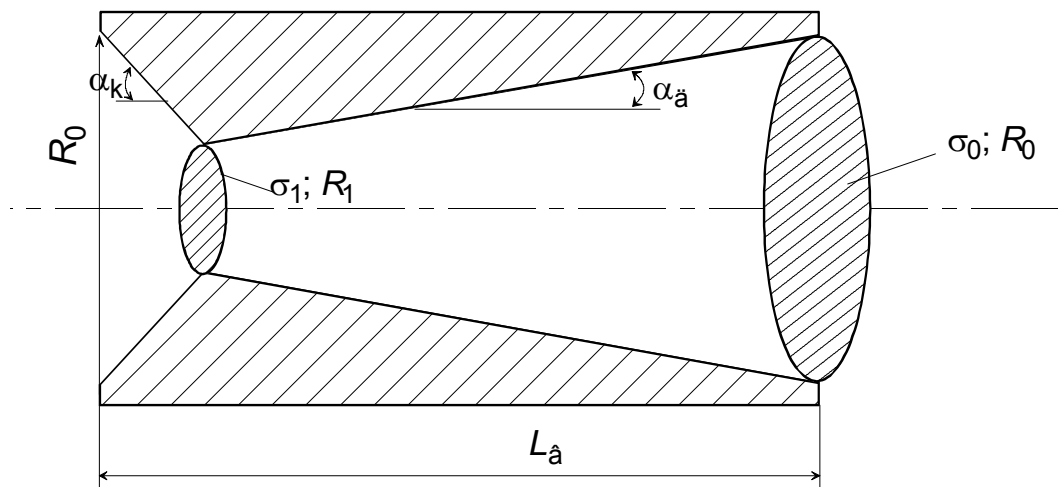


Рис. 2.3 – Соединительная трубка акустического фильтра в виде трубки Вентури (расчетная схема)

Аналогично предыдущей конструкции проведем расчет размеров гасителя с трубками Вентури, при этом примем угол раскрытия диффузора —  $\alpha_g = 11^\circ$ , а конфузора —  $30^\circ$ .

Геометрические преобразования дают зависимость длины трубки Вентури от радиусов  $R_0$  и  $R_1$  принятых углов в диффузоре  $\alpha_g$  и конфузоре  $\alpha_k$ :

$$L = (R_0 - R_1) \left( \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_g} + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_k} \right).$$

В этом случае при условии  $R_1 = (1 - 0,8)R_0$  имеем

$$L = 0,2R_0 \left( \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_g} + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_k} \right) = 0,25R_1 \left( \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_g} + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_k} \right). \quad (2.26)$$

Длина гасителей на рабочей частоте  $\omega = 3 \times 56$  об/с будет:

$$L_B = \frac{c \sqrt{2R_0 R_1}}{\omega D} = \frac{580 \sqrt{2 \cdot (5 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,8}}{3 \cdot 56 \cdot 56 \cdot 10^{-3}} = 0,39 \text{ м.}$$

$$L = 2L_B = 0,76 \text{ м.}$$

Как показывают расчеты, при применении трубок Вентури, длина акустического гасителя снизилась почти в 2 раза. Однако и в этом случае применение акустического фильтра остается под вопросом, т. к. изготовление трубки Вентури с заданными углами конусности ( $60^\circ$  и  $22^\circ$ ) на длине 390 мм — сложная задача. Большие размеры фильтров — гасителей получаются из-за применения их на жидкой среде, где сжимаемость среды низкая (большая скорость звука  $C$ ) и соответственно низкая эффективность работы акустической жесткости системы  $C_a$ .

Установка в промежуточную камеру  $V_2$  (рис. 2.1б) дополнительного газового объема может решить эту задачу положительно.

### 2.3. Расчет демпфирующей емкости с учетом динамических свойств клапана-гасителя

В этом разделе рассматривается конструкция динамического клапана, которым будет заменена дроссельная шайба по рис. 2.1. Такие клапаны уже сами по себе сглаживают пульсации давления и используются в частности

для гашения гидроударов в трубопроводах [18]. Конструкция такого клапана представлена на рис. 2.4.

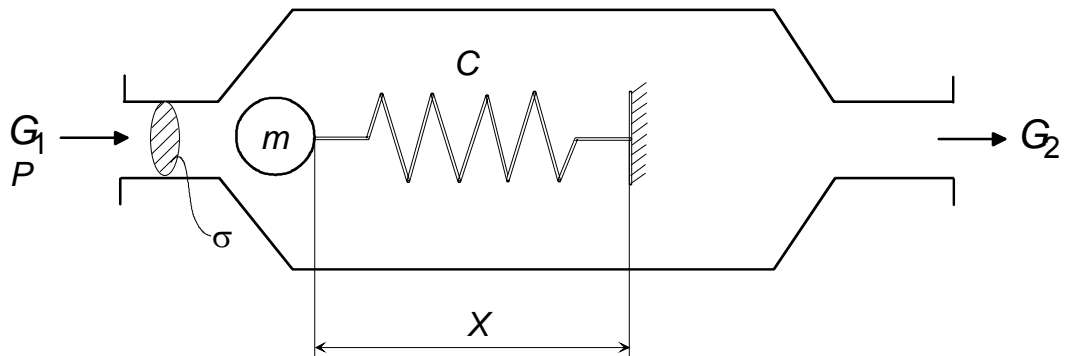


Рис. 2.4. Расчетная схема динамического клапана-гасителя

Для расчета запишем полученное ранее уравнение

$$\left( \frac{V_{ж}}{a_{ж}^2} + \frac{\rho_c V_c}{nP} \right) \frac{dP}{dt} = G_1 - G_2, \quad (2.27)$$

(здесь добавлен член  $\frac{V_{ж}}{a_{ж}^2}$  учитывающий сжатие жидкости [19]).

Для динамики клапана запишем уравнение [4]

$$(P - P_1)\sigma = m \frac{d^2 x}{dt^2} + cx. \quad (2.28)$$

Расход через клапан определяется в общем случае по уравнению неразрывности. В случае работы клапана как динамического гасителя, перепад на вентиле отсутствует и уравнение динамики для клапана будет иметь вид ( $\delta W \rightarrow 0$ )

$$\delta G_2 = \rho W \delta \sigma + \rho \sigma \delta W = \rho W \delta \sigma = \delta W \frac{\partial \sigma}{\partial x} \delta x, \quad (2.29)$$

где  $\frac{\partial \sigma}{\partial x} = K$  — коэффициент профиля сечения клапана, показывающий относительное изменение живого сечения клапана при изменении хода штока [24].

Дифференцируя по времени выражение (2.28) и подставляя в него выражение (2.27), получим:



$$\frac{m\sigma}{KG} \delta \ddot{\bar{G}}_2 + \frac{c\sigma}{KG} \delta \bar{G}_2 = \frac{\sigma P}{AX_0} (\delta \bar{G}_1 - \delta \bar{G}_2), \quad (2.30)$$

где  $A = \left( \frac{V_{\text{ж}}}{a_{\text{ж}}^2} + \frac{\rho_{\Gamma} V_{\Gamma}}{nP} \right)$ ,  $\delta \ddot{X}$  и  $\delta X$  получены из (2.29).

Проведя разделение переменных в (2.30) и преобразуя по Лапласу переведем (2.30) в операторную форму

$$\frac{m\sigma}{KG} \mathcal{S}^2 \delta \tilde{G}_2 + \frac{c\sigma}{KG} \delta \tilde{G}_2 = \frac{\sigma P}{AX_0} (\delta \tilde{G}_1 - \delta \tilde{G}_2). \quad (2.31)$$

Откуда

$$\frac{\delta \tilde{G}_2}{\delta \tilde{G}_1} = \frac{\frac{\sigma P}{AX_0}}{\frac{mAX_0}{KG} \mathcal{S}^2 + \frac{c\sigma}{KG} + \frac{\sigma P}{AX_0}}, \quad (2.32)$$

или

$$\frac{\delta \tilde{G}_2}{\delta \tilde{G}_1} = \frac{1}{\frac{mAX_0}{KGP} \left( \frac{c}{m} - \omega^2 \right) + 1} \quad (2.33)$$

С учетом принятых ранее допущений о том, что газ занимает 2/3 объема колпака, а жидкость – 1/3, и используя выражение (2.33) и условие снижения пульсаций расхода  $N = 0,07$ , получим

$$\begin{aligned} N &\geq \frac{1}{\frac{mAX_0}{KGP} \left( \frac{c}{m} - \omega^2 \right) + 1}; \\ N \left[ 1 + \frac{mBX_0}{KGP} \left( \frac{c}{m} - \omega^2 \right) \right] &\geq 1; \\ B = A \cdot \frac{V_{\text{к}}}{3} = \frac{V_{\text{к}}}{3} \left[ \frac{1}{a_{\text{ж}}^2} + \frac{2\rho_{\Gamma}}{nP} \right]; \\ V_{\text{к}} &\geq \frac{3 \left( \frac{1}{N} - 1 \right) GPK}{mX_0 \left( \frac{c}{m} - \omega^2 \right) \left( \frac{1}{a_{\text{ж}}^2} + \frac{2\rho_{\Gamma}}{nP} \right)}. \end{aligned} \quad (2.34)$$

По выражению (2.34) можно определить для клапана с заданными характеристиками  $(c, m)$  объем предвключенного демпфирующего колпака

$V_{\text{е}}$ , либо имея объем колпака-гасителя (рассчитанный по разделу 2 отчета), подобрать клапана с необходимой частотной характеристикой ( $\omega_{\text{кл}} = \sqrt{c/m}$ ).

Другой тип клапана, который может быть установлен в паре с демпфером, – дроссельно-регулирующий клапан. Следует заметить, что рассмотренный выше клапан работает без предварительного поджатия пружины, в то время как рассматриваемый ниже клапан имеет поджатую пружину для обеспечения дросселирования потока.

Условие течения жидкости через такой клапан будет подчиняться известной зависимости

$$\mu \Pi X_0 \Delta P_{\text{кл}}, \quad (2.35)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода (0,6÷0,7) [10];

$\Pi$  – эффективный периметр клапана, ориентировочно можно брать  $\Pi \approx \pi d_0$ ;

$X$  – степень открытия клапана;

$\Delta P_{\text{кл}} = P - P_1$  – перепад давления на клапане.

Запишем выражение для изменения расхода через клапан в отклонениях:

$$2G_{20}^2 \delta \bar{G}_2 = \mu \Pi (\delta X \Delta P_{\text{кл}} + X \delta \Delta P_{\text{кл}}) = \mu \Pi X_0 \Delta P_{\text{кл}} (\delta \bar{X} + \delta \bar{P}),$$

$$\delta \bar{X} = \frac{2G \delta \bar{G}_2}{\mu \Pi X_0 \Delta P_{\text{кл}}} - \delta \bar{P}. \quad (2.36)$$

Используем выражение (2.27), записанное также в отклонениях от среднего,

$$A \frac{P}{G} \frac{d\delta \bar{P}}{dt} = \delta \bar{G}_1 - \delta \bar{G}_2. \quad (2.37)$$

Дважды дифференцируем по времени выражения (2.36) и (2.37) и подставляем полученные значения в выражение (2.28), при этом окончательно получаем уравнение динамики системы в отклонениях:

$$m \left[ D \delta \ddot{\bar{G}}_2 - B (\ddot{\bar{G}}_1 - \ddot{\bar{G}}_2) \right] + C \left[ D \delta \dot{\bar{G}}_2 - B (\delta \bar{G}_1 - \delta \bar{G}_2) \right] = \sigma \Delta P_{\text{кл}} B (\delta \bar{G}_1 - \delta \bar{G}_2). \quad (2.38)$$

Преобразуем выражение (2.38) к условию допустимых пульсаций давления в системе, для этого преобразуем выражение (2.38) в операторную форму:

$$\delta\tilde{G}_2 \left[ m \frac{D}{B} S^2 + S^2 + \frac{CD}{B} S + C + \sigma\Delta P_{\text{кп}} \right] = \delta\tilde{G}_1 [S^2 + C + \sigma\Delta P]$$

или

$$\left| \frac{\delta\tilde{G}_2}{\delta\tilde{G}_1} \right| = \frac{C + \sigma\Delta P - \omega^2}{C + \sigma\Delta P - \omega^2 - j \left[ m \frac{D}{B} \omega^3 - \frac{CD}{B} \omega \right]}, \quad (2.39)$$

где  $D = \frac{2G^2}{\mu \Pi X_0 \Delta P_{\text{кп}}}$ ;

$$B = A \frac{\Delta P_{\text{кп}}}{G} = \left( \frac{V_{\text{ж}}}{a_{\text{ж}}^2} + \frac{\rho_{\text{г}} V_{\text{г}}}{nP} \right) \frac{\Delta P}{G}.$$

Проводя преобразования аналогичные (13) над выражением (2.39), можно получить условия для вычисления необходимых соотношений между объемом колпака, частотной характеристикой клапана и перепадом давления на клапане соответствующих оптимальной по габаритам и техническим характеристикам.

## 2.4. Динамические гасители колебаний давления в насосных системах

Инерционная часть какого-либо устройства или машины, подвешенная или укрепленная на упругом каркасе и находящаяся под действием возмущающей силы постоянной частоты, может испытывать вредные колебания, особенно вблизи резонансной области. Устранить такие колебания можно двояко: либо освободиться от возмущающей силы (что в случае, когда источником возмущений является насос, нереально), либо удалить систему из резонансной области, изменить соответствующим образом инерционную и упругую составляющие системы. Для случая со всасывающим трубопроводом поршневого насоса, подключенным к

питающей емкости большого объема, такой подход, как показано в подразделе 1.3, реализовать не удастся.

В этом случае можно прибегнуть к помощи динамического гасителя колебаний, изобретенного в 1909 г. Фрамом (называемого также актививратором).

Схематично устройство динамического гасителя представлено на рис. 2.1, где на содержащуюся в механизме инерционную часть (массой  $M$ ), действует периодическая возмущающая сила  $P_0 \sin \omega t$ . Упругая составляющая системы представлена в обобщенном виде пружиной с жесткостью  $K$ . Динамический гаситель колебаний (ДГК) состоит из малой, по сравнению с первой, колебательной системы  $k, m$ , и связан с главной массой  $M$ . Основное правило в выборе ДГК гласит: «Собственная частота  $\sqrt{\frac{k}{m}}$  присоединенного поглотителя подбирается так, чтобы она равнялась частоте  $\omega$  изменения возмущающей силы». При этом реализуется такой режим работы, что «главная» масса такой составной системы ( $M$ ) совсем не будет колебаться, а малая колебательная система  $k, m$  будет колебаться так, что упругая сила ее пружины во всякий момент времени будет равна и противоположна по направлению возмущающей силе  $P_0 \sin \omega t$ .

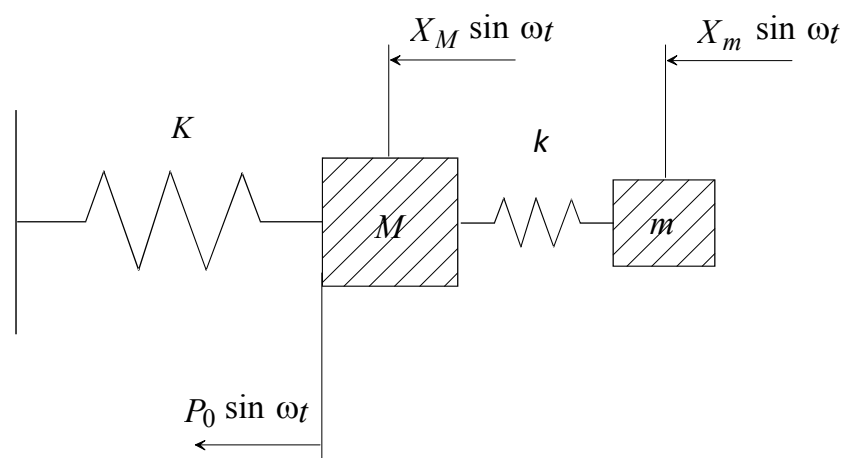


Рис. 2.5. Принципиальная схема динамического гасителя колебаний

Полное доказательство представленных положений дано, например, в [15; 18].

Вводя безразмерные величины:

$x_{\text{ст}} = \frac{P_0}{K}$  — статическая деформация основной системы, м;

$\omega_{\text{дг}} = \sqrt{k/m}$  — собственная частота динамического гасителя, 1/с;

(2.40)

$\omega_c = \sqrt{K/M}$  — собственная частота основной системы,

$\mu = m/M$  — отношение массы динамического гасителя к массе основной системы.

Можно получить зависимости для относительных амплитуд колебаний основной массы и массы ДГК (2.40):

$$\frac{x_M}{x_{\text{ст}}} = \frac{1 - \omega^2/\omega_{\text{дг}}^2}{\left(1 - \omega^2/\omega_{\text{дг}}^2\right)\left(1 + \frac{k}{K} - \frac{\omega^2}{\omega_c^2}\right) + \frac{k}{K}}, \quad (2.41)$$

$$\frac{x_M}{x_{\text{ст}}} = \frac{1}{\left(1 - \omega^2/\omega_{\text{дг}}^2\right)\left(1 + \frac{k}{K} - \frac{\omega^2}{\omega_c^2}\right) - \frac{k}{K}}, \quad (2.42)$$

где  $\omega$  — частота возмущающей силы, рад/с (1/с).

Как видно из выражений (2.41), (2.42), при совпадении возмущающей и собственной для ДГК частот амплитуде колебаний основной массы ( $x_1$ ) стремится к нулю, а амплитуда колебаний ДГК, противоположная направлению возмущающей силы и пропорциональная отношению основной и вспомогательной (малой) масс системы,

$$x_m = -x_{\text{ст}} \frac{K}{k}. \quad (2.43)$$

Основным недостатком конструкций динамических гасителей является их узкий диапазон работы, что ограничивает их применение в основном в системах с постоянной возмущающей частотой, например, в синхронных машинах. Однако в последнее время ДГК находят все более широкое применение в системах с переменной частотой работы. Для этого

ДГК изготавливают с возможностью регулировки его собственной частоты и подстройки ее в резонансе с возмущающей силой. Как правило, это достигается за счет изменения упругости ДГК за счет различного рода конструктивных приспособлений. При этом  $\omega_{дг} = \sqrt{k/m}$  изменяется в широких пределах, а система приобретает возможность регулировки.

Для такой системы, как всасывающий трубопровод поршневого насоса, при применении к нему методов снижения пульсаций давления с помощью ДГК, необходимо прежде всего определить, что является в нем обобщенной массой ( $M$ ), а что обобщенной пружиной с жесткостью ( $K$ ). В подразделе 2.3 такой анализ был проведен и показал, что приведенной массой здесь является масса жидкости в трубопроводе, с жесткостью системы определяется упругостью сжимаемой среды в подсоединенном питательном баке.

Таким образом, устанавливая на вход насоса, например, газовый колпак-демпфер, получаем схему, аналогичную приведенной на рис. 2.5. Здесь  $K$  определяет упругость газа в баке;  $M$  — массу жидкости в трубопроводе;  $k$  — упругость газа в подключенном газовом колпаке-демпфере, а  $m$  — массу жидкости, заключенную между входом в насос и местом установки демпфера. При этом сила  $P_0 \sin \omega t$  прилагается и к массе  $M$ , а в  $m$  (что однако, не лишает справедливости представленных в подразделе 2.1 соображений о работе ДГК). Введение такой аналогии сильно упрощает анализ работы демпфера в этих условиях и показывает, что важную роль в этом играют не только резонансные объемы включенных в работу емкости, но и массы жидкости, разделенные в трубопроводе установленным демпфером. Но это условие не указывается ни в одном из предлагаемых методов расчета демпфера [2; 4; 5; 6; 9].

Таким образом, применительно к расчетам всасывающего трубопровода будем иметь

$$M = F\rho_{ж}(L - \ell), \text{ кг}; \quad (2.44)$$

$$m = F\rho_{\text{ж}}\ell, \text{ кг}, \quad (2.45)$$

где  $L$  и  $\ell$  – соответственно полная длина трубопровода и длина его участка от входа в насос до места установки демпфера.

Расчет демпфера в этих условиях будет иметь вид

$$\omega_{\text{д}} = \sqrt{k/m} = \left( \frac{P_0 k F}{\rho_{\text{ж}} \ell V_{\text{до}}} \right)^{1/2}, \text{ 1/с}, \quad (2.46)$$

где  $P_0$  — давление в демпфере, Па;

$k$  — показатель адиабаты;

$F$  — площадь живого сечения трубопровода, м<sup>2</sup>;

$V_{\text{до}}$  — объем газа в демпфере (сжимаемый объем), м<sup>3</sup>.

Так как возмущающая частота в рассматриваемых условиях равна:

$$\omega_1 = 2\pi f^1 = 10\pi, \text{ 1/с} \text{ — для однопоршневого и}$$

$$\omega_{\text{III}} = 60\pi, \text{ 1/с} \text{ — для трехпоршневого насоса,}$$

то условия для расчета граничной частоты демпфера примут вид:

$$\omega^i = \left( \frac{P_0 k F}{\rho_{\text{ж}} \ell V_{\text{до}}} \right)^{1/2}.$$

Отсюда конструктивные характеристики «газового колпака» определяются соответственно для двух случаев:

$$(\ell V_{\text{до}})_I = \frac{P_0 k F}{\omega_1^2 \rho_{\text{ж}}} = \frac{P_0 k F}{100\pi \rho_{\text{ж}}}, \text{ м}^4; \quad (2.47)$$

$$(\ell V_{\text{до}})_{\text{III}} = \frac{P_0 k F}{3600\pi^2 \rho_{\text{ж}}}, \text{ м}^4. \quad (2.48)$$

Здесь следует отметить, что выбор установки демпфера (длины  $\ell$ ) ограничен условием  $m \ll M$  и поэтому демпфер должен быть установлен как можно ближе, по конструктивным соображениям, ко входу в насос (как правило,  $\ell \leq D_{\text{тр}}$ , где  $D$  — диаметр трубопровода). Исходя из этого, размеры газовой камеры демпфера, изготовленного из трубы  $\varnothing 70 \times 7,0$  и установленного на трубопровод  $\varnothing_{\text{тр}} 45 \times 1,5$ , будет равен

$$(V_{до})_I = \frac{P_0 k d_{ТР}^2}{4 \cdot 100 \pi \rho_{ж}} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 1,4 \cdot (0,042)^2}{400 \pi 808 \ell} = 2,43 \cdot 10^{-4} \frac{1}{\ell}, \text{ м}^3,$$

$$(V_{до})_{III} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 1,4 \cdot (0,042)^2}{3600 \pi \cdot 4 \cdot 808 \ell} = 6,76 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\ell}, \text{ м}^3,$$

а длина газового колпака соответственно будет равна (для трубы  $\text{Ø}70 \times 7,0$ ):

$$(H_{до})_I = \frac{(V_{до})_I}{F_D} = \frac{0,0987}{\ell}, \text{ м},$$

$$(H_{до})_{III} = \frac{2,74 \cdot 10^{-3}}{\ell}, \text{ м}.$$

(Так, например, для  $\ell = 5 \cdot D_{ТР} = 0,21$  м:  $(H_{до})_I = 0,47$  м;  $(H_{до})_{III} = 0,013$  м)

Другим методом борьбы со значительными пульсациями давлений во всасывающем трубопроводе может быть установка ДГК по рис. 2.6.

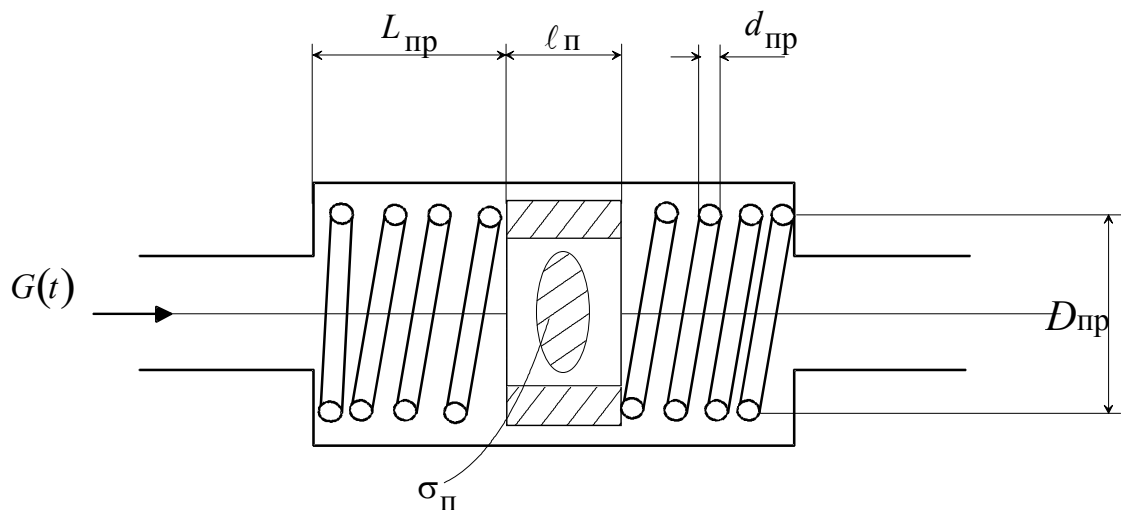


Рис. 2.6. Расчетная схема динамического гасителя колебаний ДГК

Представленный ДГК является чисто резонансным гасителем и хорошо работает только в области резонансных частот. При уходе возмущающей частоты от резонансной условия работы насоса становятся такими же, как и без установки ДГК, а в некоторых случаях и ухудшаются. Для того, чтобы избежать этого, упругие элементы-пружины необходимо устанавливать таким образом, чтобы иметь возможность изменять их



упругие свойства за счет изменения степени их натяжения (меняющего резонансную частоту гасителя).

Более лучшей конструкцией является последовательная установка упруго-инерционных элементов (поршень-пружина) в одном корпусе. Такая колебательная цепочка, в случае большого числа составляющих ее элементов, представляет собой фильтр высоких частот, т. е. не пропускает возмущения с частотой  $\omega \geq 2\sqrt{k/m}$ .

В качестве приближения к такой системе примем число составляющих ДГК осцилляторов равным трем, причем с массами, различающимися друг от друга ( $m, 2m, 3m$ ). Частота основного тона колебания по такой схеме составляет [21]

$$\omega_c = 0,283\sqrt{k/m}, \quad (2.49)$$

что позволяет снизить собственную частоту такой конструкции по сравнению с изображенной на рис. 2.2, при прочих равных условиях примерно в 3 раза, что существенно важно для гашения низкочастотных колебаний.

Приведен расчет такого ДГК для установки его в горизонтальный трубопровод  $\varnothing_{\text{ТР}} 45 \times 1,5$ .

Исходные данные по расчету:

$\sigma = 7 \cdot 10^{10}$  Па — сдвиговой модуль упругости для бронзовой проволоки;

$\rho_{\text{Г}} = 7800$  кг/м<sup>3</sup> — плотность поршней (нержавеющая сталь 12Х18Н9Т);

$\rho_{\text{А}} = 808$  кг/м<sup>3</sup> — плотность азота;

$G = 0,833$  кг/с — расход азота (средняя величина);

$\omega_1 = 5$  рад/с — угловые частот хода поршневой группы насоса для одно-

$\omega_{\text{III}} = 30$ , рад/с — и трехпоршневых систем;

$D_{\text{ОД}} = 42$  мм — внутренний диаметр ДГК;

$D_r = 42 - 0,4 = 41,6$  мм — внешний диаметр поршня;

$R_{\text{пр}} = D_{\text{пр}}/2 \cong 19$  мм — радиус витков пружины (при ее диаметре

$D_{\text{пр}} = 38$  мм);

$d_{\text{пр}} = 2$  мм — диаметр пружины (проволоки).

Жесткость пружин, входящих в систему, можно определить по [13]

$$k = \frac{\sigma d_{\text{пр}}^4}{8nD_{\text{пр}}^3}, \quad (2.50)$$

где  $n$  — число витков.

Масса поршня определяется, как и в выражении [21], следующим образом:

$$m = \ell_i (F_i - G_i) \rho_i, \quad (2.51)$$

где, приняв отверстие для прохода из отношения  $d_i/D_i = 0,7$ , получим массу поршня

$$m = \ell_i (F_i - G_i) \rho_i = 5,407 \cdot \ell_i, \quad (2.52)$$

при  $d_i = 29$  мм.

Тогда собственная частота (основной тон) ДГК будет равна:

$$\begin{aligned} \omega_c &= 0,283 \sqrt{\frac{k}{m}} = 0,283 \sqrt{\frac{\sigma d_{\text{пр}}^4}{8nD_{\text{пр}}^3 \cdot 5,407 \ell_{\text{п}}}} = 0,283 \sqrt{\frac{7 \cdot 10^{10} (2 \cdot 10^{-3})^4}{8(41,6 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 5,407 n \cdot \ell_{\text{п}}}} = \\ &= 5,37 \sqrt{\frac{1}{n \cdot \ell_{\text{п}}}} \end{aligned} \quad (2.14)$$

Учитывая, что частоты возмущающих сил для двух типов насосов составляют  $5\pi$  и  $30\pi$ , рад/с, определим конструктивные размеры пружин и поршней, входящих в гаситель:

$$1) \text{ для однопоршневого насоса — } n \cdot \ell_i = \left( \frac{5,37}{5\pi} \right)^2 = 0,1169 \text{ м.}$$

$$2) \text{ для трехпоршневого насоса — } n \cdot \ell_i = \left( \frac{5,37}{30\pi} \right)^2 = 3,25 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Варьируя число витков в пружине, определим размер (линейный), требуемый для изготовления поршней. Примем число витков соответственно 10 и 2, получим:

$$1) n_I = 10 \quad \ell_I = 0,0117 \text{ м} = 11,7 \text{ мм},$$

$$2\ell_I = 23,4 \text{ мм},$$

$$3\ell_I = 35,1 \text{ мм}.$$

$$1) n_{III} = 2 \quad \ell_I = 3,25 \cdot 10^{-3} / 2 = 1,6 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 1,6 \text{ мм},$$

$$2\ell_I = 3,25 \text{ мм},$$

$$3\ell_I = 4,9 \text{ мм}.$$

## Выводы по разделу 2

1. Проведенный расчет позволяет сконструировать динамические гасители колебаний как для однопоршневого так и для трехпоршневого насоса.
2. Проведенный анализ показал, что колебания давления во всасывающем трубопроводе могут быть снижены установкой газового колпака-демпфера, либо динамического гасителя колебаний механического типа.
3. Проведенный анализ показал необходимость проведения экспериментальных исследований, подтверждающих выполненные расчеты гасителей колебаний давления.

### **Раздел 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ В НАПОРНОЙ МАГИСТРАЛИ НАСОСА ИЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ**

#### **3.1. Цель и задача исследований**

Целью настоящего исследования являлось изучение гидравлических характеристик пульсирующих потоков в напорных магистралях поршневых насосов сжиженного газа, а также эффективности работы гасителей пульсаций давления и соответствие их параметров расчетным.

В задачи исследования входило получение информации о колебаниях давления при нормальном режиме работы насоса на разных режимах и в разных точках стенда. На экспериментальных стендах были установлены гасители пульсаций давления, разработанные в ОНПУ, а также штатные устройства снижения колебаний давления потока. Выявление сравнительных характеристик в работе демпфирующих устройств также входило в задачу исследования.

#### **3.2. Методика экспериментального исследования и техническое обеспечение эксперимента**

Испытания проводились на стендах ОНПУ (в машзале кафедры АЭС) и НПО «Криопром». В качестве привода использовались поршневые насосы НПО «Кислородмаш» – однолинейный 2НСГ-0,063/20 и трехлинейный 2НСГ-0,42/15. В ходе испытаний фиксировались колебания давления в напорной магистрали. Для этой цели использовались малоинерционные датчики давления ЛХ-417 на  $P_k = 15,0$  МПа, работающие в комплекте с тензостанцией Л-7000, позволяющей регистрировать колебания давления на частотах до 10 кГц и давлениях до 2  $P_k$ . Выходной сигнал тензостанции подается на вход осциллографа С8-13, работающего в режиме запоминания, что позволяет фиксировать на пленку низкочастотные сигналы (до 0,5 Гц) с

датчиков давления. Съемка осциллограмм проводилась непосредственно с экрана осциллографа фотоаппаратом Canon 10D с объективом "Юпитер-37А". При всех испытаниях датчики давления устанавливались в трех точках—после поршневой группы, на напорной магистрали перед демпфирующим устройством и после него. Схема установки датчиков представлена на рис.3.1. Нумерация датчиков идет от насоса к демпферу и сохраняется такой при регистрации и обработке результатов наблюдений. Напорный трубопровод выполнен из металлорукава Ду 20 с герметичной частью в виде сильфона из стали 12Х18Н9Т.

На стенде были установлены три различных демпфера—два новых, рассчитанных в разд. 2 и один штатный, комплектующий в настоящее время поршневые насосы в отдельных установках выпускаемых НПО "Кислородмаш". Изготовленные по расчету демпферы представляли собой заглушенные с двух сторон отрезки труб  $\varnothing 70 \times 7,0$  длиной 0,5 и 1,0 м. Демпферы устанавливались вертикально, ввод потока осуществлялся в нижнюю крышку, а выход через боковую поверхность на расстоянии 100 мм от нижней крышки демпфера. Выход осуществлялся через дроссельную шайбу диаметром соответственно 4,0 и 5,0 мм. На рис. 3.2 представлен эскиз этих демпферов. Вес демпферов был соответственно 11,5 и 6 кг. Дроссель выполнен в виде трубки Вентури.

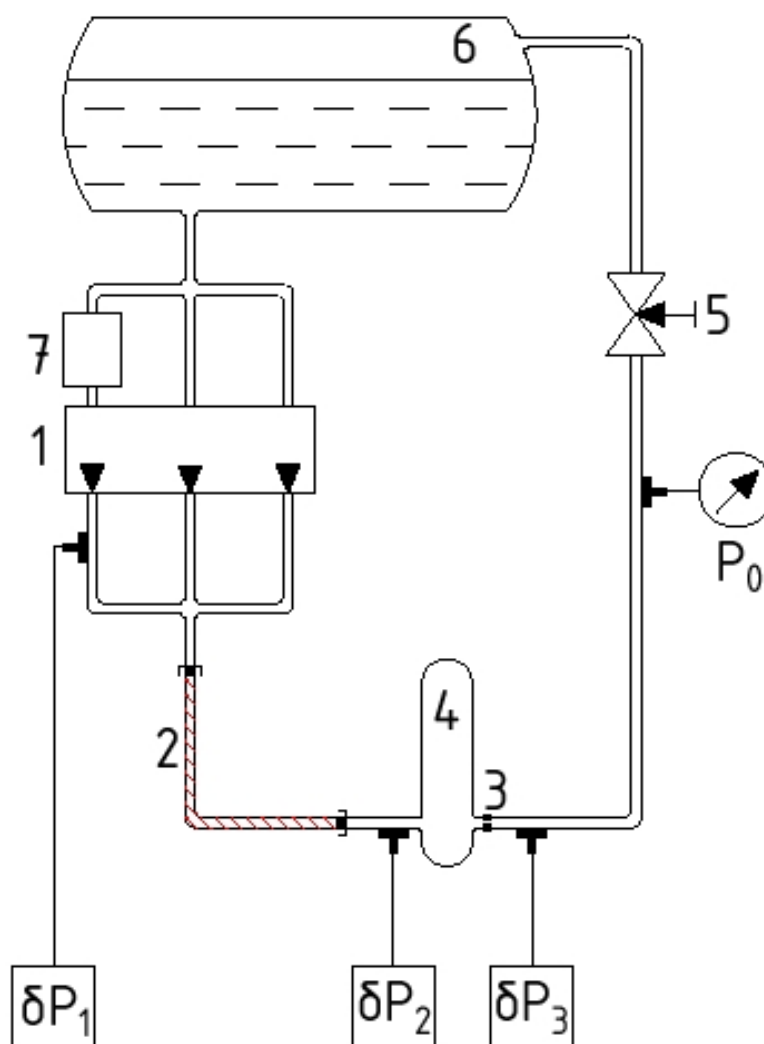


Рис. 3.1. Схема экспериментального стенда с указанием точек замера давления

- 1 – трехлинейный насос; 2 – гибкий шланг напорной магистрали;  
 3 – дроссельная шайба; 4 – демпфер; 5 – регулирующий вентиль;  
 6 – емкость теплоизолированная; 7 – устройство срыва подачи

Внешний вид тензостанции с подключенным осциллографом представлен на рис. 3.2.

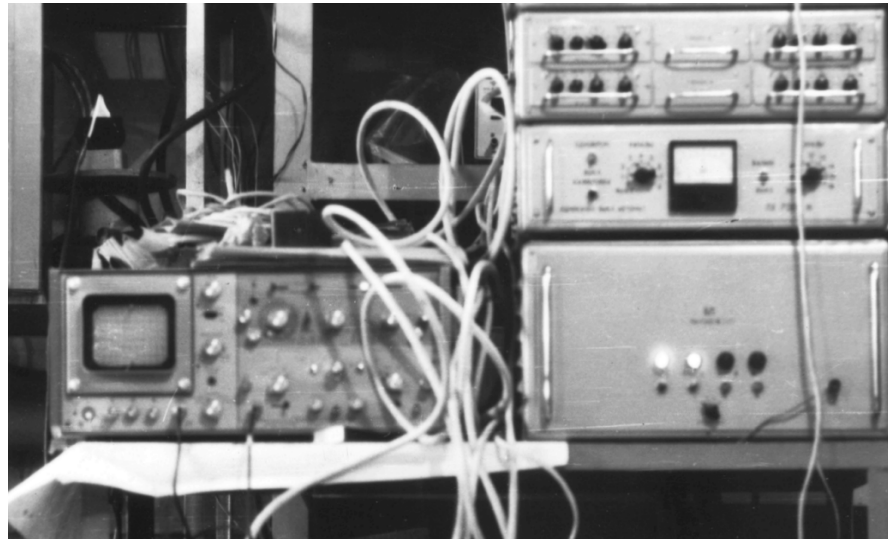


Рис. 3.2. Внешний вид тензостанции LX-7000 с подключенным к ней запоминающим осциллографом С8-13

Штатный демпфер представлял из себя гаситель пульсаций чисто реактивного типа, где гашение колебаний давления осуществлялось при прохождении потока через емкость  $\sim 10$  литров, с поддерживаемым в верхней ее части паровым объемом. Создание и поддержание парового объема обеспечивается испарителем, представляющим собой алюминиевую отливку, где залиты змеевик из стали 12Х18Н10Т и электронагревательные элементы. Защита элементов от перегрева осуществляется с помощью датчика-реле температуры ТР-К. Демпфер имеет кожух, в межтрубном пространстве которого помещено сверхтонкое стекловолокно для теплоизоляции. Общий вес демпфера составляет 70 кг.

В трехлинейном насосе исследовались два различных режима работы по частоте привода — 1000 и 1500 об/мин, а также особенности работы насосов в нормальном и срывном режиме. Для имитации срыва режима насоса использовалось устройство позволяющее отжимать от седла всасывающий клапан, непосредственно на работающем насосе.

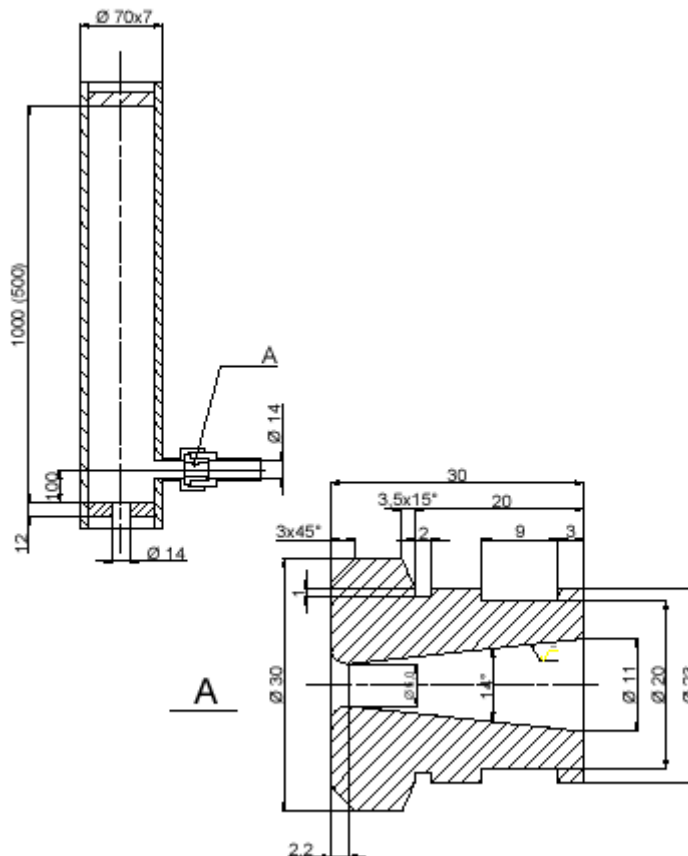


Рис. 3.3. Эскиз демпфера гасителя колебаний давления и дроссельной шайбы в виде сопла Вентури к нему.

### 3.3. Результаты экспериментального исследования и их анализ

Исследования проведенные на стендах показали, что при нормальной работе насоса, также как и при срыве не наблюдается чисто гармонического вида сигнала, что свидетельствует о наличии шумов ударного происхождения (см. фото осциллограмм в Приложении 1). При срыве одной из ступеней насоса (в трехлинейном насосе), наблюдается провал давления на фазе сорванной ступени, однако этот провал давления не достигает значений давления на всасе, а составляет в зависимости от режима работы насоса 300...400 % от пульсаций давления при нормальном режиме (это составляет 20...40 % от номинального давления нагнетания). При удалении точки замера от компрессора шумы давления ударного характера



сглаживаются (ослабевают), четче просматривается основная гармоника на частоте хода поршней, а при прохождении колебаний давления через демпфер, они ослабляются. На рис. 3.4-3.10 представлены результаты замеров осредненной величины пульсаций давления ( $\delta P_i$ ) отношению к давлению нагнетания ( $P_0$ ) в трех точках замера по длине нагнетательной магистрали. Средняя величина пульсаций давлений определялась как среднеарифметическая пяти максимальных значений колебаний давления зарегистрированных за 5 с реализации процесса по осциллограмме. Из рисунков видно, что демпферы установленные в напорную магистраль по-разному влияют на колебания давления по длине трубопровода. Так, установка на стенде штатного демпфера или демпфера  $H = 0,5$  приводят к росту колебаний давления перед демпфером (т.2) в 1,5... 2 раза по сравнению с колебаниями давления непосредственно после поршневой группы. Одинаковой особенностью этих же демпферов является и то, что в режиме срыва подачи относительные колебания давления при частоте привода насоса  $n = 1500$  об/мин наибольшего значения достигают при давлении нагнетания 15,0 МПа, а при частоте  $n = 1000$  об/мин—при давлении 10,0 МПа. Относительно заданных значений снижения пульсаций давления в нормальном режиме работы насоса из рис. 3.3-3.6 видно, что штатный демпфер не снижает пульсации давления до заданного 1 %, а дает значения 1,3...1,8 % для  $n = 1500$  об/мин и 2...2,5 % для  $n = 1000$  об/мин. Демпфер  $H = 0,5$  дает соответственно пульсации сглаженного давления 0,9...1,4 % и 0,6...1,0 %. В срывном режиме сглаженные колебания давления достигают значений 6...10 % для штатного демпфера и 4...5,5 % для демпфера  $H = 0,5$ . Очевидно, что указанные демпферы не удовлетворяют условиям технического задания.

Наилучшие показатели в испытаниях имел демпфер  $H = 1,0$ , специально рассчитанный для работы на углекислоте (рис. 3.7-3.8). Во-первых, установка демпфера на стенд не вызывает возрастания давления перед демпфером, как это было в первых двух случаях. Во-вторых, значения

сглаженных пульсаций давления достигли расчетных заданий 0,5...1,0 % и не отличались при перемене частоты работы насоса. И, в-третьих, сглаженные пульсации давления при срыве насоса не превышают 2,0...2,5 %, что в 2...4 раза ниже значений даваемых в этом случае другими демпферами.

Демпфер  $H = 1,0$  испытывался также в совместной работе с однопоршневым насосом. Осциллограммы пульсаций давления представлены в Приложении 1, а результаты обработки экспериментальных данных на рис. 3.9. Из графика видно, что сглаженные пульсации давления не превышают 1 % в диапазоне давлений 10...20 МПа, а степень снижения пульсаций давления на демпфере в среднем равна 13,6 раза. Также как и в случае с трехлинейным насосом, колебания давления вдоль напорной магистрали снижаются.

Таким образом, испытание демпфера  $H = 1,0$  показало хорошее совпадение расчетных характеристик с выявленными из опыта и подтвердило его высокую эффективность для снижения пульсаций давления как в однолинейных так и в трехлинейных насосах. Сравнение массогабаритных характеристик штатного демпфера и демпфера  $H = 1,0$ , также выходит в пользу последнего: масса демпфера снижается почти в 7 раз. Значительно облегчается технологический процесс изготовления демпфера.

Эксперимент подтвердил общее положение о большей эффективности сложных составных фильтров и о правильности выбранной методики их расчета.

Таблица 3.1 – Трехпоршневой насос, штатный демпфер

Частота двигателя: 1500 об/мин

Давления нагнетания	Снижение пульсаций на демпфере	Относительная величина несглаженных пульсаций давления	Относительная величина сглаженных пульсаций
$P_0$ , МПа	$\delta P_2 / \delta P_3, -$	$\delta P_1 / P_0, \% \delta P_2 / P_0, \%$	$\delta P_3 / P_0, \%$
Нормаль- 5,0	9,6	15,8 13,4	1,4
ный 10,0	4,8	8,4 6,7	1,4
режим 15,0	4,4	7,5 7,5	1,7
Режим 5,0	6,7	9,4 4,0	0,6
срыва 10,0	3,7	17,5 32,9	8,8
15,0	4,3	20,1 35,9	8,4

Частота двигателя: 1000 об/мин

Нормаль- 5,0	7,3	5,8 4,4	0,6
ный 10,0	3,9	6,3 7,8	2,0
режим 15,0	3,2	5,8 9,0	2,8
Режим 10,0	3,4	1,0 33,6	9,8
срыва 15,0	4,8	16,2 30,0	6,3

Таблица 3.2 – Трехпоршневой насос: демпфер  $H = 0,5$

Частота двигателя: 1500 об/мин

Давление нагнетания	Снижение пульсаций на демпфере	Относительная величина несглаженных пульсаций давления	Относительная величина сглаженных пульсаций
$P_0$ , МПа	$\delta P_2 / \delta P_3,$	$\delta P_1 / P_0, \% \delta P_2 / P_0, \%$	$\delta P_3 / P_0, \%$
Нормаль-5,0	9,5	12,5 5,9	0,63
ный 10,0	5,0	9,1 7,0	1,4
режим 15,0	5,05	5,3 4,7	0,93

Режим	5,0	5,7	5,2 3,2	0,56
срыва	10,0	10,8	22,4 11,9	1,1
	15,0	6,25	17,5 35,0	5,6

Частота двигателя: 1000 об/мин

Нормаль-	5,0	9,0	6,6 3,6	0,4
ный	10,0	10,5	5,5 5,5	0,52
режим	15,0	7,4	6,4 7,9	1,07
Режим	10,0	10	18,4 42	4,2
срыва	15,0	9,9	12,3 34,4	3,5

Таблица 3.3 – Трехпоршневой насос, демпфер Н = 1,0

Частота двигателя: 1500 об/мин

Давления нагнетания	Снижение пульсаций на демпфере	Относительная величина несглаженных пульсаций давления	Относительная величина сглаженных пульсаций	
$P_0$ , МПа	$\delta P_2 / \delta P_3$ , –	$\delta P_{10} / P$ , % $\delta P_2 / P_0$ , %	$\delta P_3 / P_0$ , %	
Нормаль-	5,0	4,0	5,0 1,6	0,4
ный	10,0	6,0	9,8 4,8	0,8
режим	15,0	4,2	6,1 3,9	0,93
Режим	10,0	8,2	30,8 12,3	1,5
срыва	15,0	4,0	10,8 10,3	2,6

Частота двигателя: 1000 об/мин

Нормаль- 5,0		2,8	6,2 2,8	1,0
ный 10,0		4,0	5,9 2,0	0,5
режим 15,0		5,2	6,7 4,7	0,9
Режим 10,0		4,2	24,6 7,6	1,8
срыва 15,0		4,2	18,2 8,9	2,1

Таблица 3.4 – Однопоршневой насос: демпфер Н = 1,0

Давление нагнетания	Снижение пульсаций на демпфере	Относительная величина сглаженных пульсаций		Относительная величина несглаженных пульсаций
$P_0$ , МПа	$\delta P_2 / \delta P_3$ , -	$\delta P_1 / P_0$ , %	$\delta P_2 / P_0$ , %	$\delta P_3 / P_0$ , %
5,0	12,5	1,6	40	20
10,0	16,9	0,8	20	13,5
15,0	13,5	1,1	18	15,5
20,0	12,5	1,2	12,5	14,3

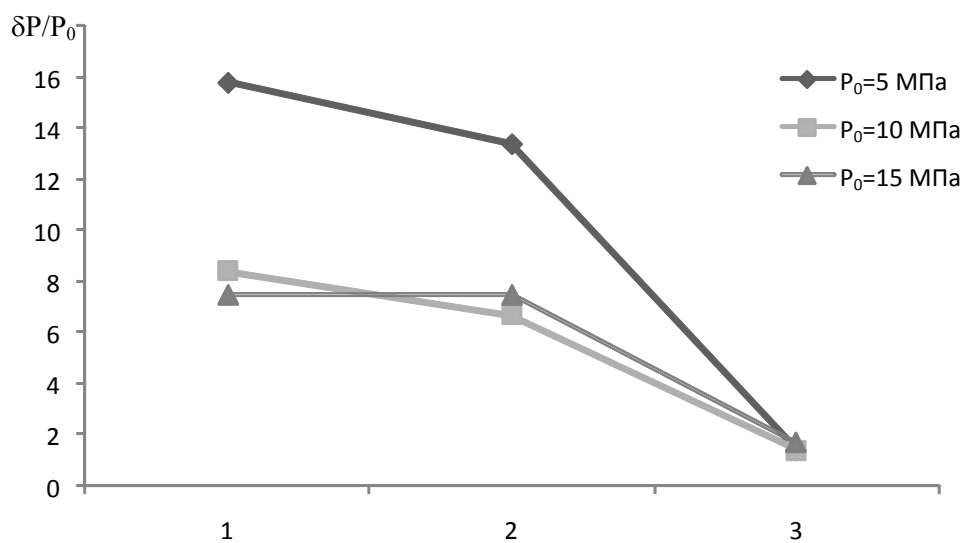


Рис. 3.4. Относительная величина колебаний давления по длине магистрали.

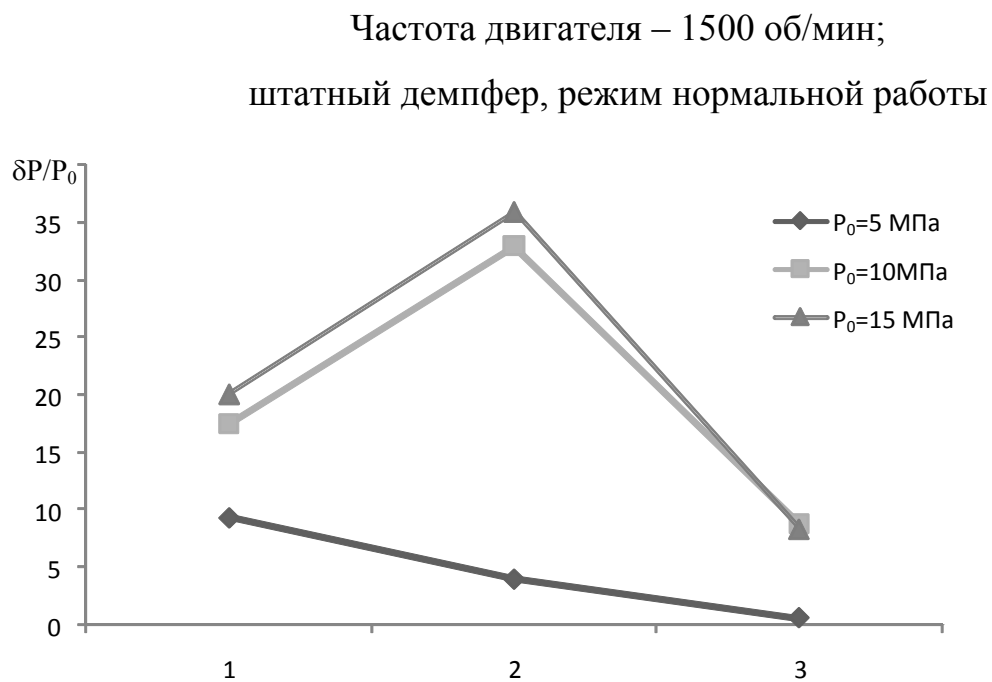


Рис. 3.5. Относительная величина колебаний давления по длине магистрали.

Частота двигателя – 1500 об/мин; штатный демпфер, режим срыва подачи

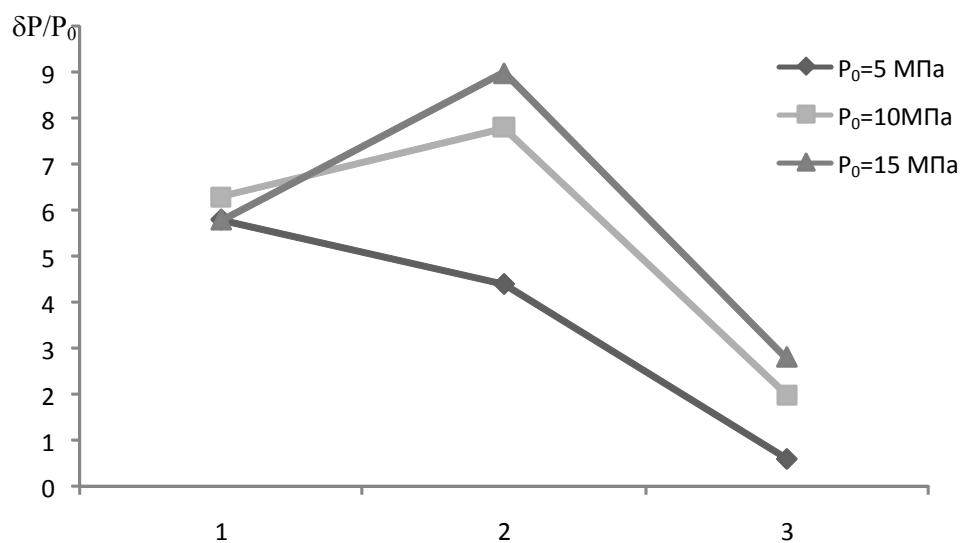


Рис. 3.6. Относительная величина колебаний давления по длине магистрали.

Частота двигателя – 1000 об/мин; штатный демпфер, режим нормальной работы.

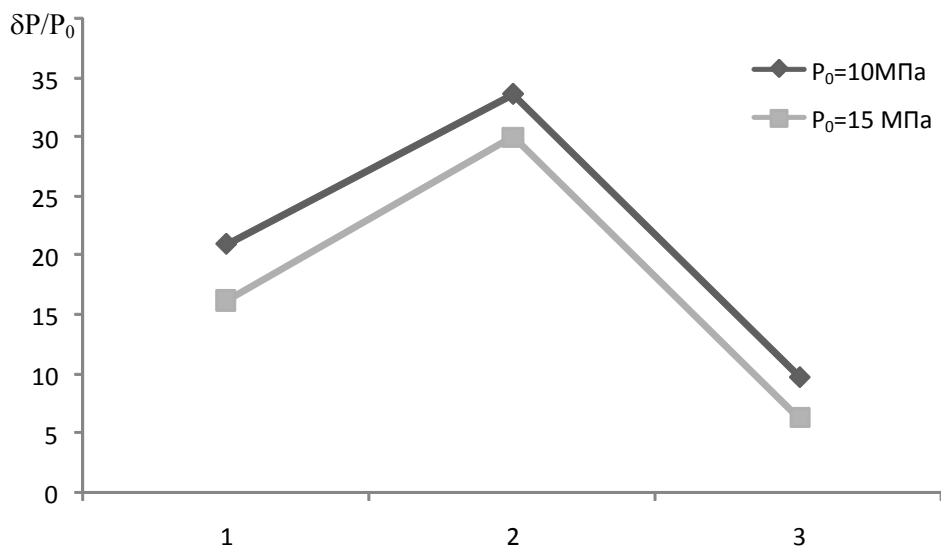


Рис. 3.7. Относительная величина колебаний давления по длине магистрали. Частота двигателя – 1000 об/мин; штатный демпфер, режим срыва подачи.

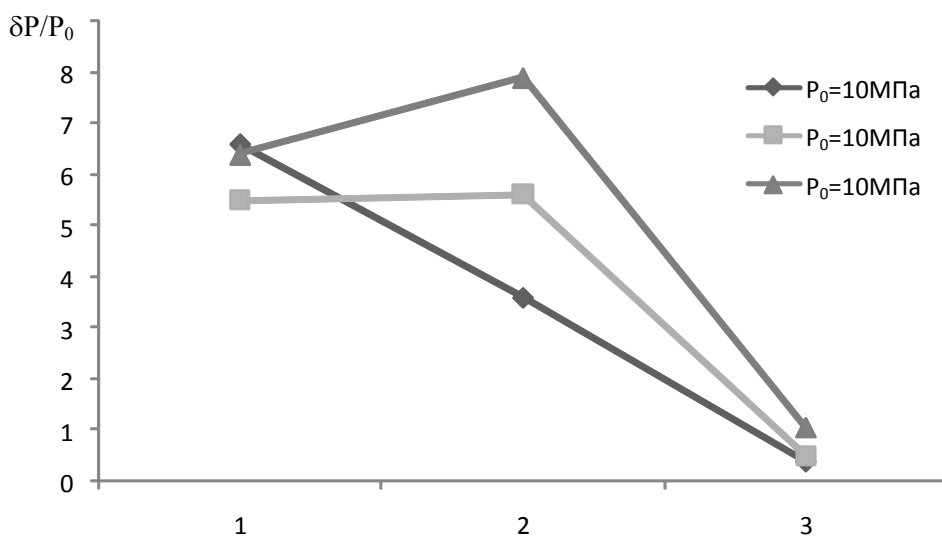


Рис. 3.8. Относительная величина колебаний давления по длине магистрали. Частота двигателя – 1000 об/мин; демпфер  $H = 0,5 \text{ м}$ , режим нормальной работы.

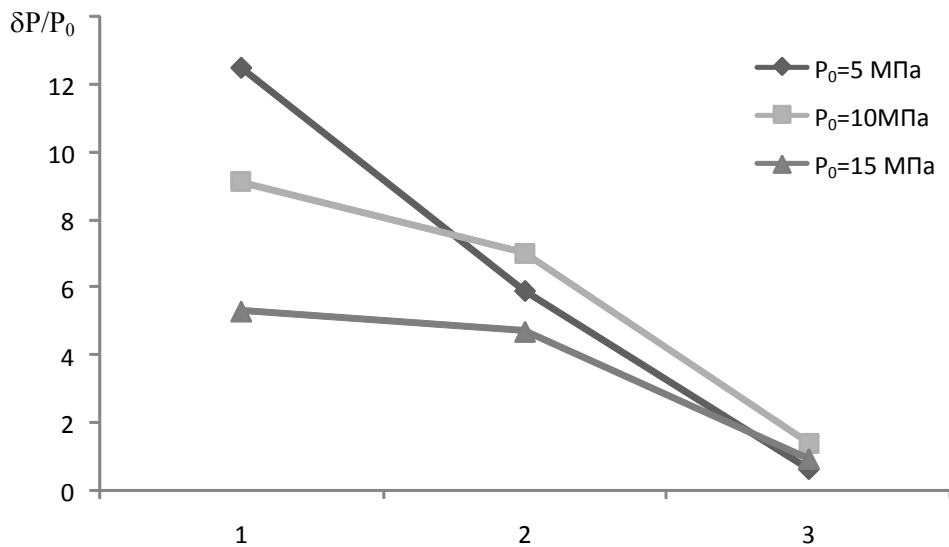


Рис. 3.9. Относительная величина колебаний давления по длине магистрали. Частота двигателя – 1500 об/мин; демпфер  $H = 0,5$  м, режим нормальной работы.

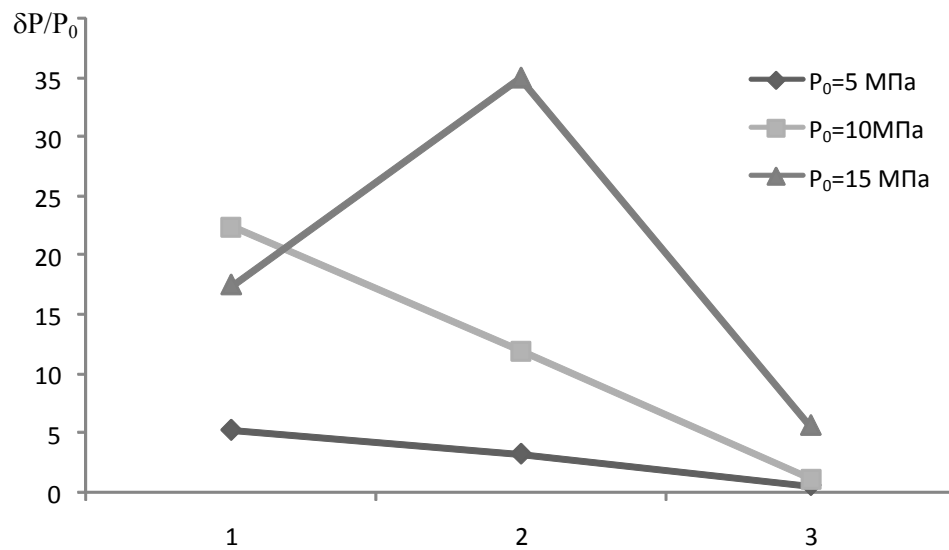


Рис. 3.10. Относительная величина колебаний давления по длине магистрали. Частота двигателя – 1500 об/мин; демпфер  $H = 0,5$  м, режим срыва подачи.



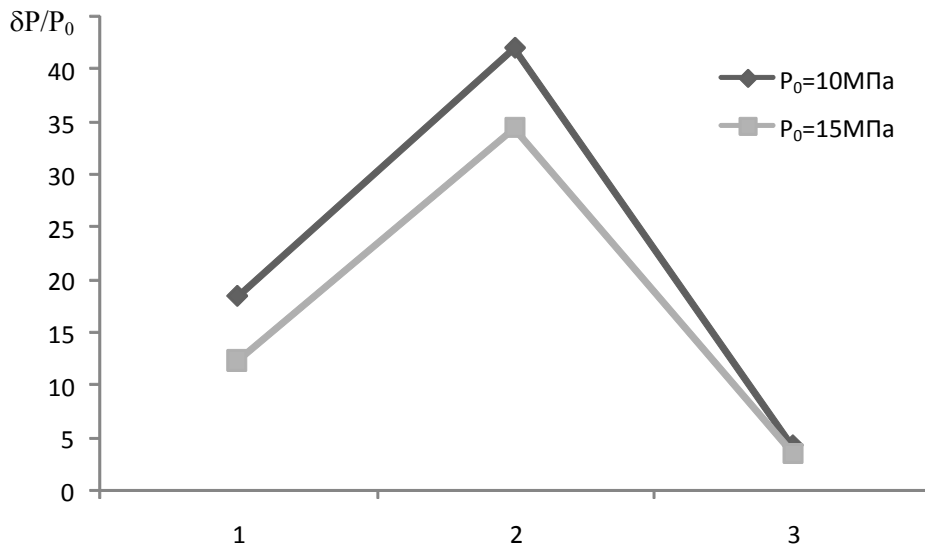


Рис. 3.11. Относительная величина колебаний давления по длине магистрали. Частота двигателя – 1000 об/мин; демпфер  $H = 0,5 \text{ м}$ , режим срыва подачи.

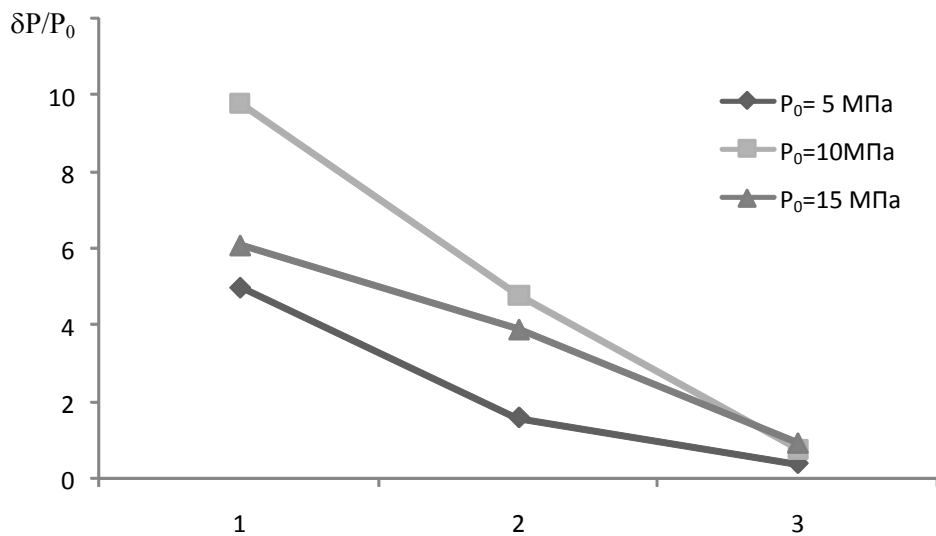


Рис. 3.12. Относительная величина колебаний давления по длине магистрали. Частота двигателя – 1500 об/мин; демпфер  $H = 1,0 \text{ м}$ , режим нормальной работы.

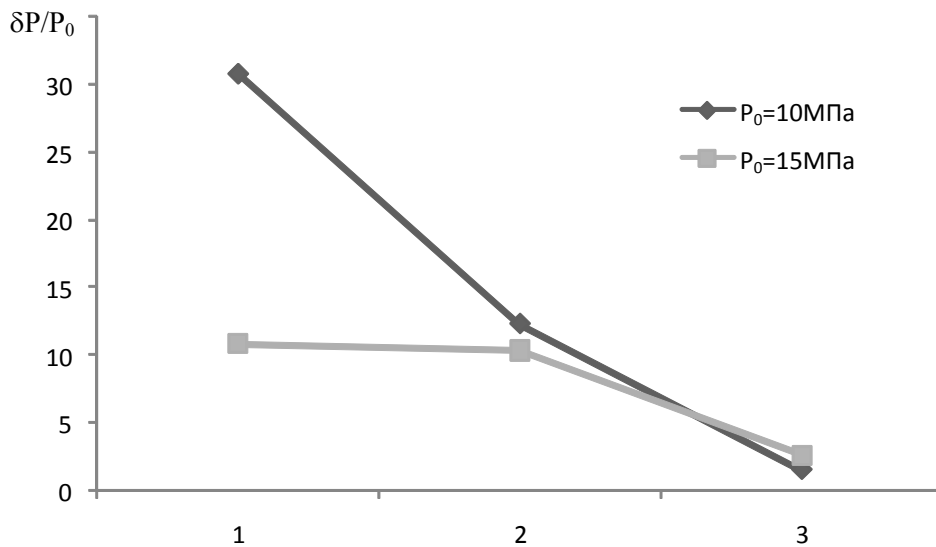


Рис. 3.13. Относительная величина колебаний давления по длине магистрали. Частота двигателя – 1500 об/мин; демпфер  $H = 1,0$  м, режим срыва подачи.

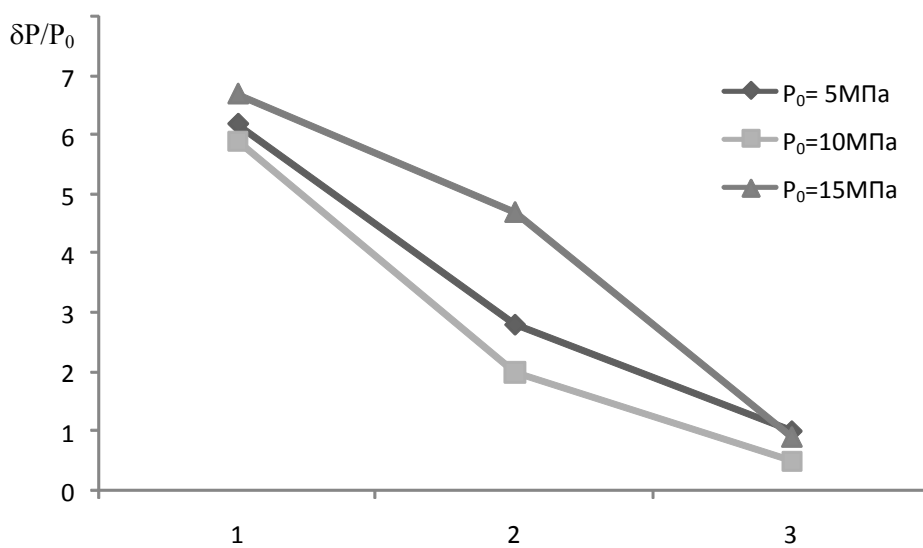


Рис. 3.14. Относительная величина колебаний давления по длине магистрали. Частота двигателя – 1000 об/мин; демпфер  $H = 1,0$  м, режим нормальной работы.

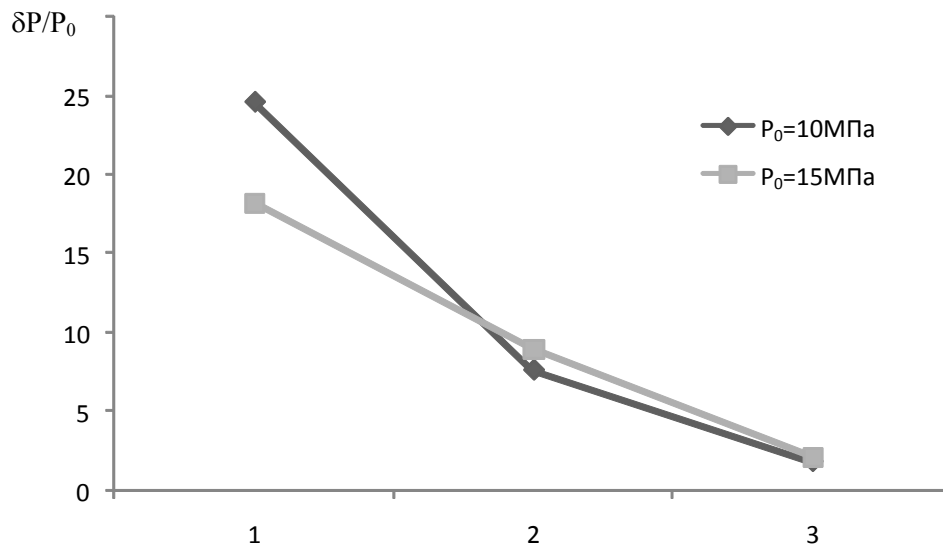


Рис. 3.15. Относительная величина колебаний давления по длине магистрали. Частота двигателя – 1000 об/мин; демпфер  $H = 1,0$  м, режим срыва подачи.

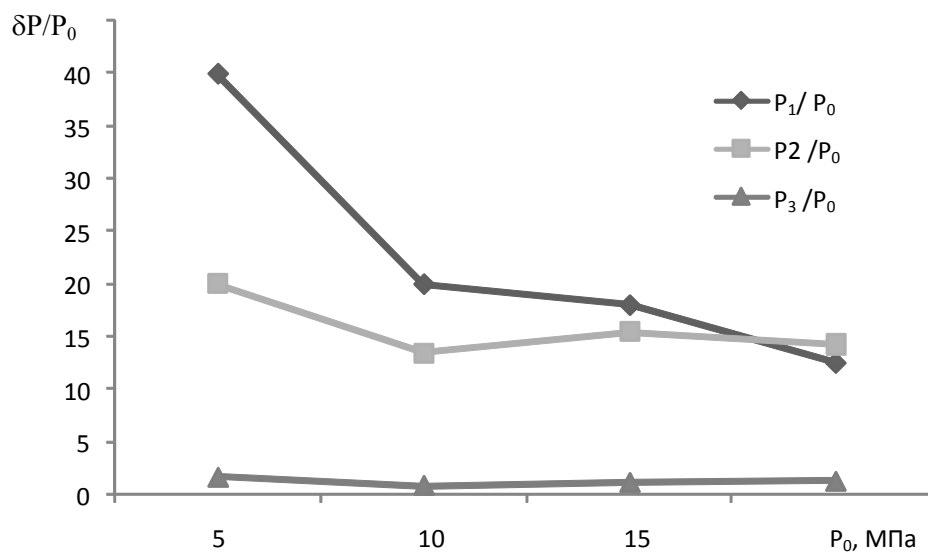


Рис. 3.16. Относительная величина колебаний давления в зависимости от начального давления. Однопоршневой насос, частота двигателя – 980 об/мин; демпфер  $H = 1,0$  м, режим нормальной работы.

### Выводы по разделу 3

Выполненное экспериментальное исследование подтвердило необходимость разработки гасителей колебаний давления, позволяющий выполнять снижение колебаний давления до заданных пределов.

Проведенное исследование показало высокую эффективность разработанных в разделе 2 гасителей, в частности гасителя с рабочей высотой – 1 м.

Исследование также показало необходимость более тщательного исследования режима срыва подачи поршневой группы насоса, а также необходимость оперативной диагностики этого режима работы и его предотвращения.

## **Раздел 4. СРЫВ РАБОТЫ ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ, ПРИЧИНЫ, ПОСЛЕДСТВИЯ И ИХ ДИАГНОСТИКА**

Представлены возможные причины и последствия срыва подачи поршневой группы насоса. Даны результаты исследования систем защиты насоса от срыва подачи и представлены практические разработки устройств защиты насоса. Даются результаты экспериментального исследования нормальных и срывных режимов работы поршневого насоса, а также результаты проверки эффективности работы предложенного датчика срыва. Дается анализ результатов эксперимента, предложены рекомендации по совершенствованию датчика срыва.

### **4.1. Процессы, связанные со срывом работы поршневой группы**

Срыв работы поршневой группы является неисправностью, довольно характерной для криогенных насосов. Такое положение связано с тем, что трубопроводное оборудование является источником тепла для криогенных жидкостей, что в свою очередь приводит к уменьшению недогрева жидкости до температуры насыщения (при давлении всасывания) и снижает кавитационную "прочность" жидкости. Так, для кипяченой воды в стальных трубах прочность на разрыв составляет  $1,3 \div 1,4$  МПа, а для водопроводной  $\sim 0,3$  МПа [25], причем повышение температуры до температуры насыщения - практически снижает прочность на разрыв до нуля. Аналогичная ситуация наблюдается и для криогенных жидкостей, поэтому здесь необходимы те же условия, что и для предотвращения кавитации в водяных насосах, т.е. снижение температуры и повышения давления на всасе. Однако, как было сказано, криогенное оборудование доставляет определенное количество тепла к жидкости, понижая ее подогрев до температуры насыщения, который, например, для трубопровода, будет составлять величину

$$T_n = \left( \frac{4qL}{\rho W D} \right) \frac{1}{C_p}, \quad (4.1)$$

где  $L/D$  – относительная длина трубы;

$\rho W$  – массовая скорость потока;

$q$  – средняя плотность теплового потока к транспортируемой среде;

$r$  – скрытая теплота испарения.

Учитывая, что теплопритоки происходят не только от трубопроводов, но и от арматуры и насоса, обязательным условием пуска криогенного насоса без срыва является достаточное предварительное захлаживание всей системы насос – всасывающий трубопровод.

Таким образом, имеется два независимых фактора, приводящих к срыву поршневой группы, – недостаточное охлаждение оборудования и неисправность всасывающего клапана.

Срыв поршневой группы – крайне нежелательное явление в трехлинейном насосе, поскольку при невозможности оперативно диагностировать срыв происходят разогрев цилиндра и поршня, а также возникает нарушение эпюры сил действующих на вал насоса.

Нагрев цилиндра и поршня возможен за счет двух независимых процессов: сжатие газа в цилиндре насоса и трение плунжера (вернее, уплотнительных колец) о цилиндр. Рассмотрим наиболее тяжело диагностируемый случай срыва одной поршневой группы из трех.

Параметры насоса 2НСГ-0,42/15 следующие:

1. Диаметр поршня –  $d = 25$  мм;
2. Максимальный ход поршня –  $h = 30$  мм;
3. Материал поршня и цилиндра – *12X18H10T*
4. Материал уплотнительных колец - фторопласт;
5. "Вредный" объем в цилиндре –  $V_2 = 0,085 V_0$ ;
6. Число оборотов двигателя  $n = 980/1470$  мин<sup>-1</sup> = 16,3/24,5 с<sup>-1</sup> ;
7. Передаточное отношение редуктора  $i = 2,41$ ;

8. Подача насоса  $G = 1000/1500$  кг/ч;
  9. Максимальное давление  $P = 15,0$  МПа;
  10. Рабочая жидкость –  $\text{CO}_2$ :  $P_{кр} = 7,4$  МПа;  $\rho_{кр} = 468$  кг/м<sup>3</sup>;  $T_{кр} = 304,19^\circ\text{K}$ .
- Параметры среды при  $P = 15$  МПа:  $T_s = 232$  °K (- 40 °C);
- $\rho' = 1130$  кг/м<sup>3</sup>;
- $\rho'' = 20,8$  кг/м<sup>3</sup>;
- $C_p = 0,812$  кДж/кг;
- $k_0 = 1,30$
- $r = 575,4$  кДж/кг.

Показатель изоэнтропы ( $k$ ) для конкретной температуры может быть определен из зависимости [37]:

$$k = k_0 - \alpha t = 1,30 - 0,5 \cdot 10^{-4} t \quad (4.2)$$

где  $t$  – температура пара, °C.

При сжатии из максимального объема цилиндра  $V_0$  до  $V_2$ , составляющего разность,  $V_0 - \frac{\pi d^2 h}{4}$  температура изменяется по закону Пуассона, который с учетом изменения  $k$  от температуры (2) имеет вид [37]:

$$\frac{T_p}{T_2} = \left( 1 - \frac{\alpha T_0}{k_0 - 1} \right) \left( \frac{V_2}{V_0} \right)^{k_0 - 1} - \frac{\alpha T_0}{k_0 - 1} \quad (4.3)$$

где  $\alpha$  - коэффициент из уравнения (2).

Для насоса 2НСГ - 0,42/15 будем иметь прирост температуры за один цикл сжатия (ход поршня):

$$\frac{T_p}{T_2} = \left( 1 - \frac{0,5 \cdot 10^{-4} \cdot 232}{1,3 - 1} \right) \left( \frac{0,085}{1,0} \right)^{1,3 - 1} - \frac{0,5 \cdot 10^{-4} \cdot 232}{1,3 - 1} = 0,4975,$$

Откуда  $T_2 = 466$  °K (193°C).

С учетом изменения температуры в процессе сжатия показатель изоэнтропы будет равен

$$k = k_0 - \alpha \left( \frac{t_2 + t_0}{2} \right);$$

$$k = 1,3 - 0,5 \cdot 10^{-4} \cdot \left( \frac{-40 + 193}{2} \right) = 1,296$$

Тогда давление в конце процесса сжатия будет равно

$$P_2 = P_0 \left( \frac{T_2}{T_0} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (4.4)$$

где –  $P_0$  – давление в начале сжатия (атмосферное):

$$P_2 = 0,1 \left( \frac{466}{232} \right)^{\frac{1,296}{0,296}} = 2,1 \text{ МПа.}$$

Поскольку давление в конце процесса сжатия меньше номинального давления, создаваемого насосом ( $P = 15,0$  МПа), то выпускной клапан не будет открыт после первого цикла сжатия, а будет работать при закрытых клапанах, т. е. следующим циклом будет расширение газа с понижением температуры.

Таким образом будет происходить колебание температуры газа в цилиндре от —  $40$  °С до  $193$  °С. При этом в материале цилиндра и поршня будут распространяться тепловые волны [38], длина волны которых будет равна:

$$\chi = \sqrt{2\pi a \tau_0}, \quad (4.5)$$

где  $\chi$  – длина волны;

$a = \lambda / \rho C_v$  – коэффициент температуропроводности,

$\tau_0 = i / n / 2 = 2,41 / 2 \cdot 16,3 = 0,074$  с – период одностороннего хода поршня.

Учитывая свойства стали 12Х18Н9Т:  $\lambda = 14,0$  кДж/м·К;  $C_v = 0,5$  кДж/кг·К;  $\rho = 7800$  кг/м<sup>3</sup>, получим величину длины тепловой волны:



$$\chi = \sqrt{2\pi \frac{14,0}{0,5 \cdot 10^3 \cdot 7800} \cdot 0,074} = 1,29 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 1,29 \text{ мм}$$

Тепло аккумулированное стенками цилиндра и плунжером насоса будет составлять [38]

$$Q_{\tau} = \Delta T \cdot F \sqrt{\frac{2}{\pi} \lambda C_v \rho \tau_0} \quad (4.6)$$

где  $\Delta T$  – колебание температуры на стенке;

$F$  – площадь теплообмена (поверхность поршня и цилиндра);

$$F = 2,5\pi dh = 5,89 \cdot 10^{-3}$$

$$Q_{\tau} = (466 - 232) \cdot 5,89 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{2}{\pi} 14 \cdot 0,5 \cdot 10^3 \cdot 7800 \cdot 0,074} = 2,2 \text{ кДж}$$

Удельный теплоотвод за цикл будет равен:

$$q_{\tau} = Q_{\tau} / F = \frac{2200}{5,89 \cdot 10^{-3}} = 375 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^2}$$

Тогда длина тепловой волны будет равна

$$\chi = \sqrt{2\pi \frac{0,22}{4 \cdot 1,47 \cdot 10^6} \cdot 0,0739} = 4,89 \cdot 10^{-4} \text{ м} \quad (4.7)$$

Нагрев поверхности уплотнения за счет трения может быть определен через работу трения, переходящую в этом случае полностью в тепло [40].

Работа трения определится через произведение средней силы давления за цикл на путь, пройденный поршнем,

$$A_{TP} = Q_{TP} = F_{TP} \cdot h = \frac{(P_0 + P_K)}{2} \cdot n \cdot \delta \cdot \pi dh \cdot f = 1,04 \text{ Дж}$$

где  $\delta$  – толщина кольца уплотнения;

$d$  - диаметр цилиндра;

$h$  – ход поршня;

$P_0, P_K$  - давления соответственно в начале и в конце процесса сжатия;

$n = 5$  – число колец уплотнения;

$f$  - коэффициент трения фторопласт-сталь.

На границе контакта тепло распределяется в сторону металла и фторопласта пропорционально их тепловой проводимости (т.е. в том же соотношении, что и отношение длин тепловых волн -  $\lambda/\lambda_{\Phi} = 2,64$ ).

Следовательно:  $Q_{TR}^{\Phi} = Q_{TR} / 2,64 = 0,39 \text{ Дж}$ .

Учитывая, что тепло аккумулируется в материале накопительно, можно высчитать время, за которое температура уплотнений превысит допустимую температуру (для фторопласта  $\sim 260 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Тогда число циклов будет равно

$$n_{\text{ДОП}} = \frac{\Delta T_{\text{MAX}} C_V^{\Phi} \rho^{\Phi} 5 \cdot \delta \pi d l \chi}{Q_{TR}^{\Phi}} = 2456$$

где  $l$  – ширина уплотнительного кольца ( $l = 3 \text{ мм}$ ),

Другой вид теплообмена существующий в поршневой группе - теплообмен за счет трения. Трущейся парой в насосе 2НС7-0,42/15 является фторопласт и сталь.

Поршневые кольца из фторопласта по долговечности и многим другим качествам превосходят чугунные и графитовые кольца, фторопласт имеет малый коэффициент трения (0,04~0,05), способен работать без смазки, термостоек (до  $250\sim 260^{\circ}\text{C}$ ), химически стоек. Небольшие твердые частицы хорошо в него впитываются, не принося вреда поршневым кольцам. Лучшим материалом для работы в паре с фторопластовыми кольцами является чугун или нержавеющая сталь. Поверхность зеркала цилиндра должна иметь чистоту не ниже  $\nabla 8\div\nabla 9$ . При такой чистоте частицы фторопласта заполняют неровности и происходит трение фторопласта по фторопласту.

Однако фторопластовые кольца обладают и отрицательными свойствами: хладнотекучесть, зависимость механических свойств от температуры и малая теплопроводность ( $\lambda_{\Phi} \sim 0,22 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ ). Поэтому нагрев поверхности цилиндра отрицательно влияет на стойкость фторопластовых

уплотнительных колец, ведя к нарушению герметичности уплотнения, из-за склонности фторопласта к образованию трещин в режиме сухого трения (определяется фактором форма кольцевого уплотнения -  $\Phi$ , равного  $\Phi = \Delta T_{MAX} \lambda_{\Phi}$  [39]. Тепловые волны распространяются во фторопласте на значительно меньшую длину, чем в стали, что ведет к большей концентрации тепла на поверхности материала и соответственно к большим температурным напряжениям.

С учетом теплофизических свойств фторопласта:

$$C_V = 1,47 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К};$$

$$\lambda_{\Phi} = 0,22 \text{ Вт/м}\cdot\text{К};$$

$$\rho_{\Phi} = 4000 \text{ кг/м}^3,$$

время, за которое температура в уплотнениях плунжера достигнет предельного значения будет равно:

$$\tau = n_{\text{ДОП}} \cdot \tau_0 = 2456 \cdot 0,0739 = 181,5 \text{ с} \approx 3 \text{ мин}$$

Таким образом, время на диагностику срыва поршневой группы для насоса типа 2СНГ, работающего на углекислоте, не должно превышать 3 мин. Исходя из этого условия надо подбирать соответствующие устройства, позволяющие быстро и гарантировано отключать насос или обеспечивать продувку сорванной линии.

#### **4.2. Разработка системы защиты насоса от срыва и её реализация**

Исследования технической литературы и патентных источников по методам и устройствам защиты насосов от срыва показали, что в рубрикаторе изобретений отсутствуют подклассы, связанные непосредственно с устройствами контроля и защиты насоса от срыва. Имеющаяся патентная информация по устройствам и методам, решающим поставленную задачу, относится в основном к трем подклассам: F04D29- предотвращение кавитации, завихрений, шума, вибрации; F04D27 - защита

поршневого компрессора; G01F1/00 ((1/38) - измерение расхода с помощью магнитной или электромагнитной связью (с использованием подвижных элементов).

Поскольку срыв поршневого насоса происходит из-за вскипания криогенной жидкости либо из-за заедания клапана, а конечной целью является останов насоса по сигналу о срыве ступени, патенты рассматривались под этим углом зрения. Ретроспективный анализ патентных источников (1980-2015г.г.) показал следующее.

Наибольшее число изобретений связано с устройствами обнаружения и предотвращения кавитационного срыва (центробежного) насоса. Так, в а. с. № 802643, 1028901, 628345 [31, 32, 33] для этих целей используются датчики давления, позволяющие обнаруживать характерный для кавитационных процессов шум, который отличается от шумов создаваемых при нормальной работе насоса [30]. Однако все предложенные мероприятия касаются центробежных насосов, где кавитационные процессы происходят на лопатках рабочего колеса и акустически связаны через перекачиваемую жидкость с датчиками давления, расположенными на входе или выходе насоса. При кавитационном срыве поршневого насоса шум от кавитации возникает в замкнутом объеме рабочей камеры и акустически "развязан" через всасывающий и нагнетательным клапан, что не позволяет адекватно регистрировать кавитацию с помощью датчиков давления, установленных на подсоединенных трубопроводах. Установленный на этих трубопроводах датчик давления может, однако, фиксировать срыв поршневого насоса по заеданию всасывающего клапана, но при этом, использование датчика потребует комплектации устройства дополнительными вторичными приборами. По а.с. 802643 [31] пульсации давления в жидкости, связанные с кавитацией, через датчик давления подаются на усилитель и фазоинвертор, а затем возвращаются на вход насоса, сдвинутые по фазе на  $180^\circ$ . Очевидно, что для поршневого насоса этот метод также неприемлем, хотя окончательный вывод можно делать только после соответствующих

экспериментальных исследований гидродинамики нормальных и срывных режимов работы поршневого насоса.

Более надежными и дешевыми представляются сигнализаторы и реле потока среды, фиксирующие срыв насоса через отсутствие потока на выходе или входе в поршневую ступень насоса. Таким устройством может быть реле потока типа РП (рис. 4.1) [28] или сигнализатор наличия потока среды по а.с. № 434262 (рис.4.2) [29]. Оба устройства имеют электрические контакты, что облегчает применение автоматики при отключении насоса при срыве. Однако, специфика работы поршневого насоса, т.е. пульсирующий расход жидкости, при использовании указанных реле требует установки предвключенных демпферов. Иначе может возникать периодическое замыкание – размыкание контактов, приводящее их к преждевременному электроэрозионному износу, либо к "зависанию" контактов, когда при совершении колебаний исполнительным механизмом, замыкающий контакт занимает динамически устойчивое положение между состоянием "включено" и "выключено". И даже возможна работа в режиме "включено" (диагностика срыва) при нормальной работе поршневой группы насоса. Такое явление возникает при совпадении частоты возмущающей силы со стороны потока с рядом гармоник упругих элементов реле [26].

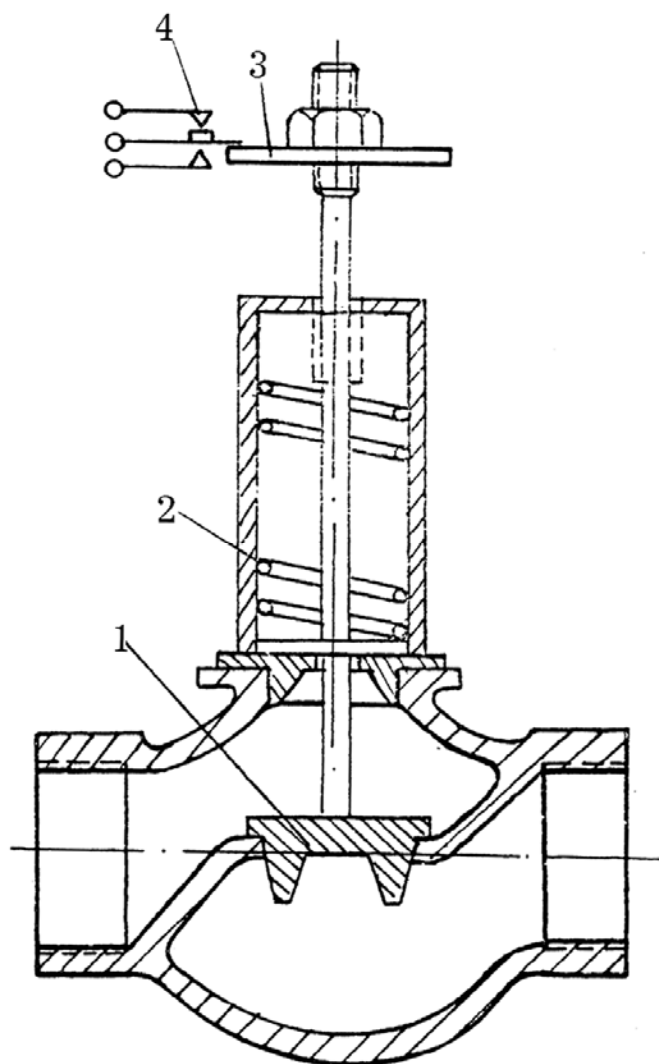


Рис. 4.1. Реле потока топа РП

1 - поплавок; 2 - пружина; 3 - диск; 4 – контакты включения-выключения

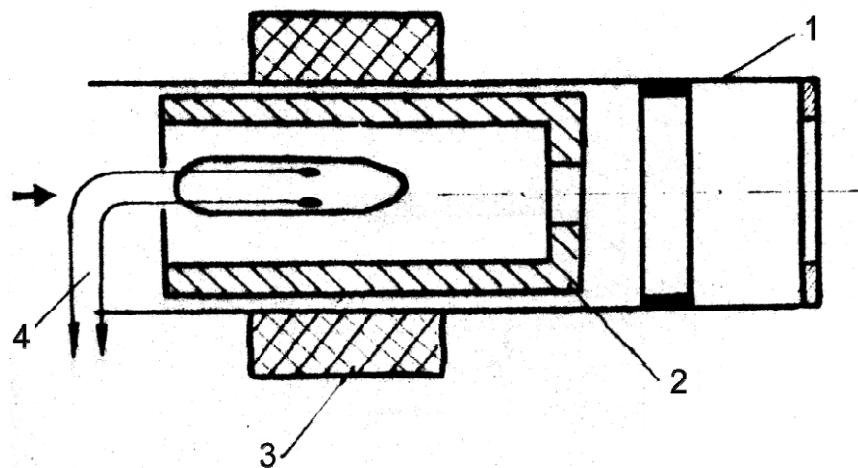


Рис. 4.2. Сигнализатор потока среды

1 - корпус; 2 - поршень-экран; 3 - магнит; 4 - геркон

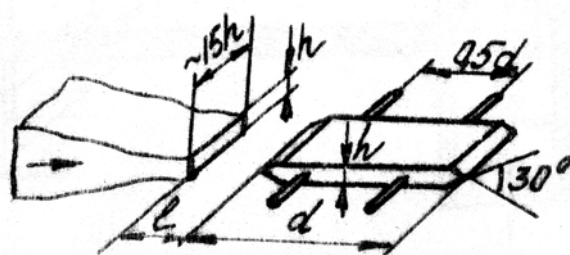


Рис. 4.3. Схема гидродинамического излучателя (движение среды показано стрелкой)

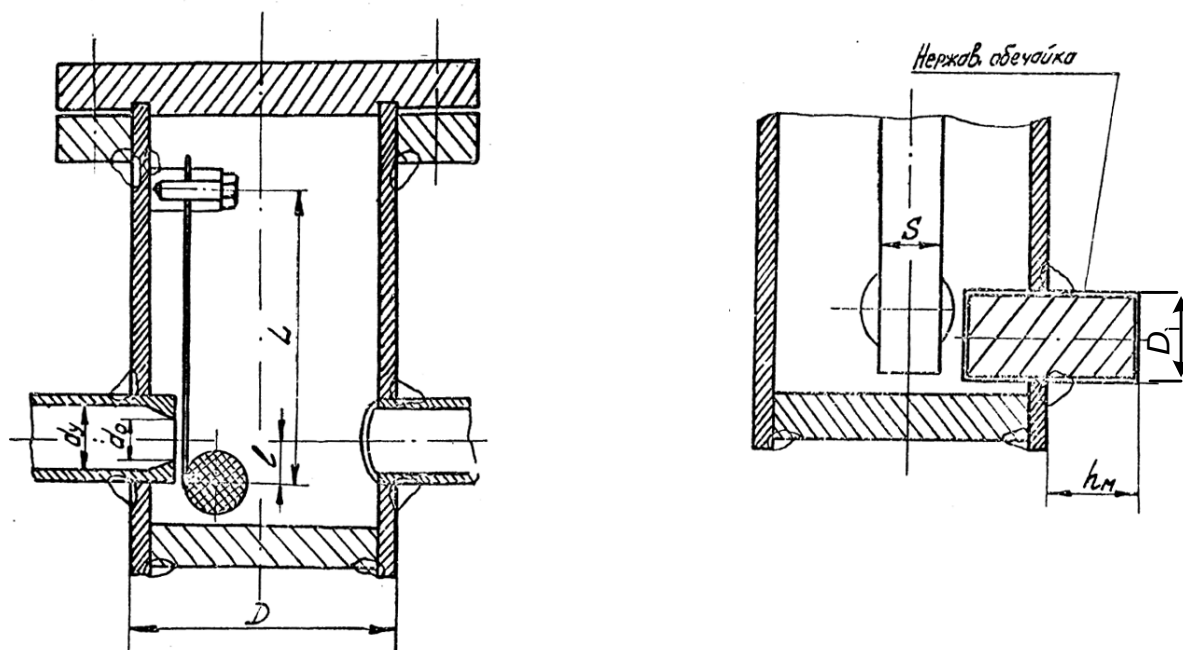


Рис. 4.4. Вариант датчика срыва потока типа «обратный клапан»

Другим способом защиты поршневого насоса или компрессора от срыва ступени может быть система, работающая на сравнении осредненных давлений в нагнетательных трубопроводах различных ступеней, как например в а.с. № 1423796. Работающая на сравнении давлений золотниковая группа перемещается в сторону меньшего давления, например при заедании клапана и включает механизм защиты насоса. Однако для трехлинейного одноступенчатого насоса такой метод защиты требует дополнительных изменений в схеме нагнетания, приводящих к увеличению давления в отводящем трубопроводе от одной поршневой группы по сравнению с давлением в общем сборном коллекторе. Одним из таких изменений может быть установка на каждом напорном трубопроводе, перед сборным коллектором дроссельных шайб, создающих перепад давления  $0,2 + 0,5$  МПа. Орган управления, воздействующий на продувочный вентиль непосредственной механической связью, под действием указанного перепада давления находится в исходном состоянии, а при заедании клапана на одной из ступеней давление на дроссельной шайбе выравнивается и под действием возвратной пружины нажимает на продувочный вентиль. Недостатком такой схемы будет невозможность ее работы при переходных



режимах и при пуске насоса, кроме этого, золотниковые распределители давления сложны в изготовлении и недостаточно надежны в условиях загрязненного потока.

Анализ литературы и патентных источников показывает, что в настоящее время нет приемлемых и надежных конструкций систем защиты насоса от срыва.

На рис. 4.3 изображен гидродинамический излучатель [41], используемый для получения в жидкости акустических полей, в т. ч. звуковых и волн давления для смешения разнородных жидкостей. В этом случае излучатель настраивают на частоты порядка десятков килогерц. Устройство может работать как на пульсирующих, так и на стабильных потоках: вытекающая из сопла излучателя жидкость возбуждает гидроупругие колебания (флаттер) пластинки установленной вдоль потока. Для диагностики срыва насоса (при отсутствии потока) гидроизлучатель должен быть спроектирован на низкие частоты, позволяющие работать как на небольших скоростях потока в трубах, так и не создающие кавитации в напорных трубопроводах. Момент срыва насоса фиксируется при этом по отсутствию колебаний пластинки, которые могут быть обнаружены, например с помощью дифференциального трансформатора трансфокатора [42].

Применительно к насосам НСГ может быть использован датчик пульсирующего потока, см. рис.4.4. Пульсирующий поток из одной из диагностируемых поршневых групп вызывает колебания ферромагнитного тела закрепленного на упругом основании (на плоской консольной пружине). Колебания ферромагнитного тела происходят в поле постоянного магнита, расположенного снаружи корпуса датчика, Установленная вблизи магнита катушка индуктивности позволяет фиксировать переменное магнитное поле и выдавать наведенный индукцией ток, свидетельствующий о наличии потока через датчик.

На основе этого принципа в ОНПУ совместно с Научно-исследовательским институтом технологии криогенного машиностроения [36] была разработана

схема датчика срыва подачи (ДСП) используемого в настоящей работе для исследования и диагностики срыва подачи каждой ступени насоса (рис. 4.5.)

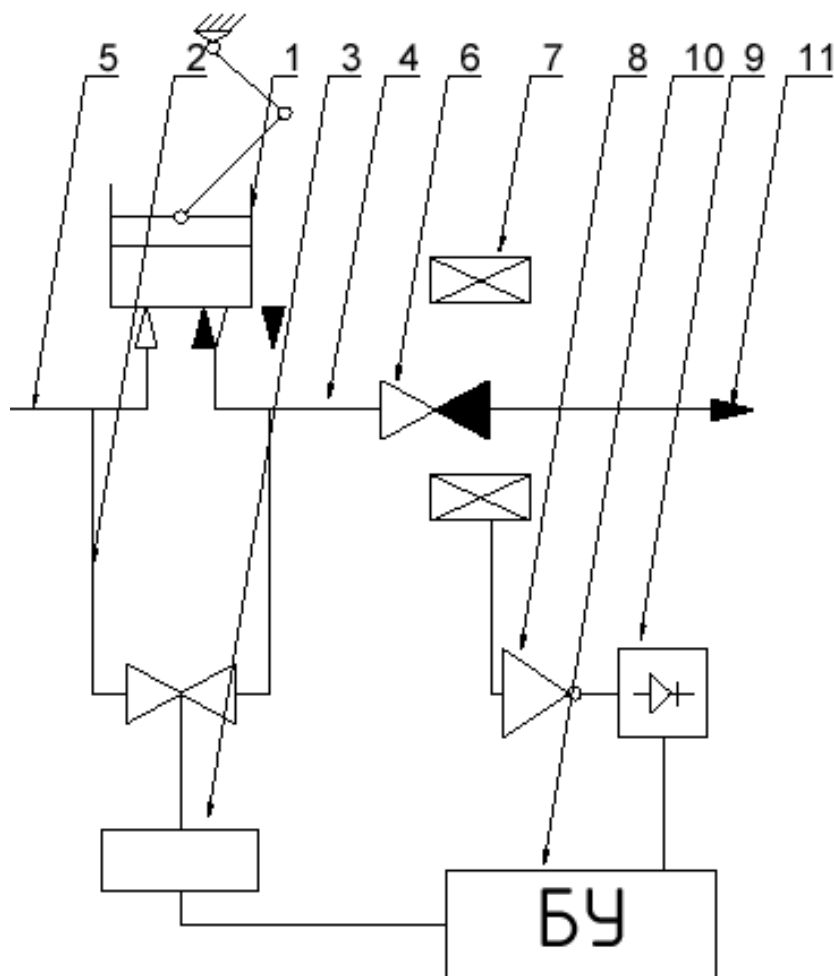


Рис. 4.5 Схема системы защиты поршневого насоса от срыва работы [36]:

1 – цилиндр поршневого насоса; 2 – байпас; 3 – клапан продувки с исполнительным механизмом; 4 – напорная магистраль; 5 – всасывающая магистраль; 6 – обратный клапан с ферромагнитным затвором; 7 – катушка датчика срыва; 8 – усилитель сигнала; 9 – преобразователь тока; 10 – блок управления

Поршневая ступень 1 забирает жидкость из всасывающей линии 5 и полагает в напорную линию 4, на которой установлен обратный клапан 6, где затвором служит ферромагнитный нержавеющей шарик  $\varnothing 10$  мм. Корпус клапана выполнен из бронзы и установлен в напорной линии 4 из аустенитной парамагнитной стали 12X18H9T. Конструкция всасывающего и напорного клапанов представлена на рис. 4.6.



Рис. 4.6. Внешний вид всасывающего клапана (справа сверху) и разобранного напорного, где хорошо виден шарик-затвор из ферромагнитной стали(справа внизу)

На немагнитный корпус клапана установлен кольцевой постоянный магнит из феррита бария (М2БА1-1) типоразмера К75х18х12, на торцевой поверхности которого, соосно установлена катушка индуктивности, тех же размеров, что и магнит, имеющая 4400 витков провода ПЭЛ - 0,12. Через экранированный кабель катушка подключена к вторичному прибору представляющему собой низкочастотный усилитель с выходом на сигнальный светодиод. Экспериментальная схема (рис. 4.5) предполагает выход через блок управления 10 на орган управления клапаном продувки 3, включенным байпасом между напорной и всасывающей линиями. Таким образом система защиты насоса (рис. 4.5) позволяет в автоматическом режиме отслеживать срыв насоса, или одной поршневой линии и обеспечивать ее автоматическую продувку и захолаживание для дальнейшего включения в работу.

Для контроля акустических характеристик обратного клапана в режиме нормальной работы и срыва, на корпусе нагнетательного обратного клапана приварена крепежная гайка М6, на которой крепится пассивный акустический датчик (ПАД), представляющий собой установленную в защитном кожухе

пьезокерамическую пластинку из ЦТС-19 ( $\varnothing 20 \times 0,8$ ), выводы с которой подключены к входу осциллографа С8-73.

Важной частью работы по созданию любого типа датчиков является разработка вторичных приборов и согласование их с первичными датчиками неэлектрических величин. В нашем случае датчиком контроля потока служит колеблющееся в потоке ферромагнитное тело (шарик-затвор обратного клапана насоса), колебания которого в магнитном поле внешнего магнитарегистрируются измерительной катушкой.

Для контроля работы поршневого насоса достаточно иметь катушку создающую постоянное магнитное поле или постоянный магнит и катушку регистрации. Колебания ферромагнитного затвора обратного клапана создают в катушке регистрации ЭДС, величина которой зависит от мощности магнита и скорости движения ферромагнитного тела. Для конструкции датчика срыва на базе обратного клапана КК 6225.90 укомплектованного магнитом М2БА1-1(К75х18х12) с силой 0,74 Тл (рис. 4.7) и катушкой индуктивности (К63х43х10,  $L_k = 1,2$  Гн), величина ЭДС, создаваемая в катушке при колебании в клапане запорного шарика, составляет величину порядка 10 мВ.



Рис. 4.7. Внешний вид магнита М2БА1-1(К75х18х12)

Для усиления такого сигнала до стандартного уровня в 5 В может быть использован любой низкочастотный усилитель с коэффициентом усиления  $K = 500$ . При этом светодиод в усилителе будет гореть мигающим светом при нормальной работе насоса и не гореть при срыве насоса. Для повышения устойчивости работы схемы на выход усилителя можно установить ждущий

мультивибратор, который можно настраивать на работу с одним или тремя параллельно установленными датчиками срыва. Мультивибратор формирует импульс повышенной длительности по сравнению с импульсом формируемым датчиком срыва, что позволяет выдавать сигнал непрерывного свечения при нормальной работе и пульсирующий сигнал при срыве. Аналогичным будет выходной сигнал, если к мультивибратору будут подключены три датчика срыва, установленные на трехлинейном насосе, что позволяет унифицировать информацию о срыве ступени для одно- и трехпоршневого насоса.

#### **Выводы по разделу 4**

Выполненное в этом разделе исследование подтвердило опасность режима срыва подачи на трехлинейном поршневом насосе, показано, что в случае неустранения этого режима в течение 3 мин, в поршневой группе происходят необратимые изменения.

Проведен анализ и оценка эффективности различных устройств контролируемых режимов срыва подачи, показана их неэффективность работы на поршневом насосе.

Выполнено исследование разработанного в ОНПУ датчика срыва, который показал высокую эффективность работы при существенной простоте его конструкции.

## **5. ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПОРШНЕВОГО НАСОСА В НОРМАЛЬНОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ И ПРИ СРЫВЕ ПОДАЧИ**

### **5.1. Цель и задачи исследования**

Целью настоящего исследования являлось изучение методов и устройств повышающих эксплуатационные характеристики и надежность поршневых насосов.

В задачи исследования входят изучение гидравлических характеристик пульсирующего потока в напорных магистралях поршневых насосов сжиженного газа, выявление основных отличий при нормальной работе насоса и при срывном режиме. Важной частью исследований является изучение эффективности работы датчика срыва насоса. Выявление эффективности и сравнительных характеристик демпфирующих устройств, также входит в задачи настоящего исследования.

### **5.2. Методика экспериментального исследования и обеспечение эксперимента**

При всех испытаниях датчики давления устанавливались в трех точках - после поршневой группы, на напорной магистрали перед демпфирующим устройством и после него. Схема установки датчиков представлена на рис.5.1. Нумерация датчиков идет от насоса к демпферу и сохраняется таковой при регистрации и обработке результатов наблюдения. Напорный трубопровод выполнен 19 металлорукава Ду 20 с герметичной частью в виде сильфона из стали 12Х18Н9Т.

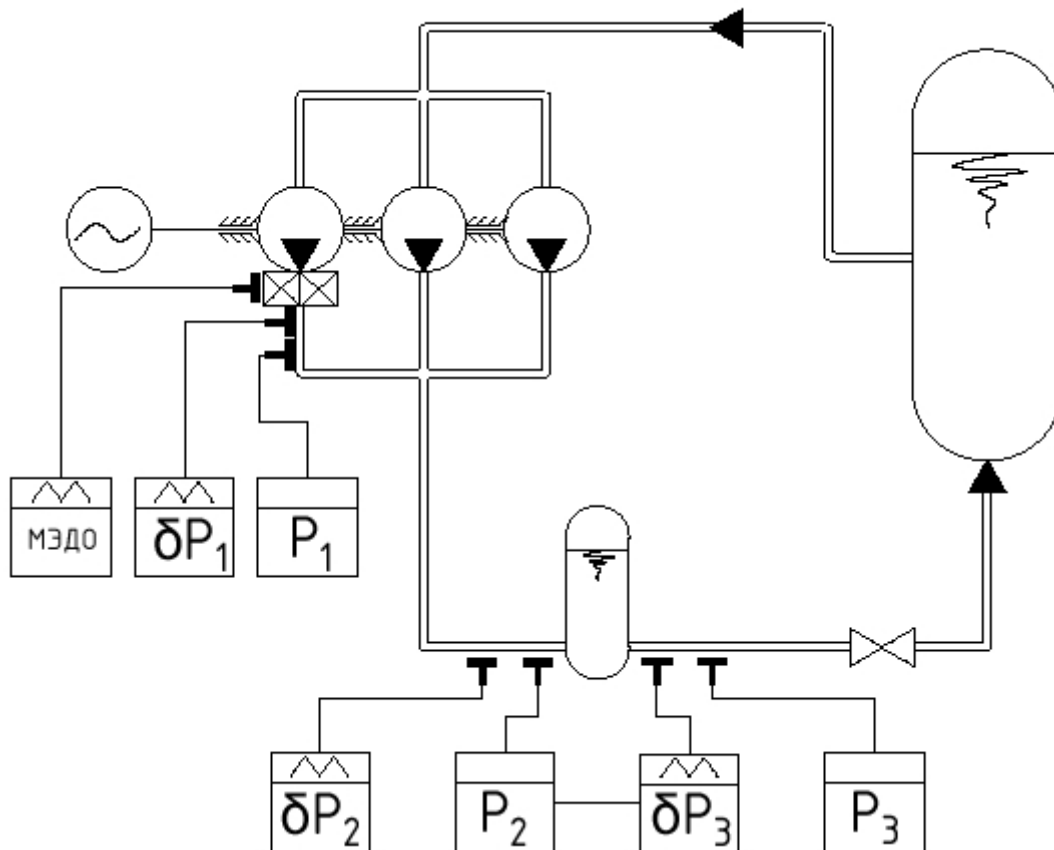


Рис. 5.1. Схема установки измерительных датчиков на стенде:

1 – трехпоршневой насос; 2 – катушка МЭДС; 3 – напорная магистраль; 4 – исследуемый демпфер; 5 – резервуар накопитель; 6 – датчики давления и контроля срыва насоса

Для имитации срыва подачи использовался узел отжима всасывающего клапана, разработанный в НИИТ «Криогенмаше» и позволяющий искусственно реализовывать срывной режим на работающем насосе.

Диагностирование срыва насоса осуществлялось магнито-электрическим датчиком срыва (МЭДС) конструкция которого описана в разделе 4. Сигнал с выхода МЭДС подавался также на вход осциллографа, для сравнения с датчиков давления и более точной идентификации срывного режима, а также для визуального наблюдения за сигналом первичного датчика для улучшения параметров вторичного прибора МЭДС.

На корпусе нагнетательного клапана приваривалась крепежная гайка М6, на которой крепился пассивный акустический датчик (ПАД), представляющий собой установленную в защитном кожухе

пьезокерамическую пластинку из ЦТС-19(Ø20x0,8) [27], выводы с которой подключались к входу осциллограф С8-73.

Испытания проводились при следующих условиях: рабочая среда - жидкая двуокись углерода, давление в резервуаре 2,0÷2,2 МПа; давление в напорных линиях насоса - 15,0 МПа; режим работы электродвигателя - 980 и 1455 об/мин. Работа насоса осуществляется по замкнутой схеме - с возвратом жидкости в резервуар.

В процессе испытаний реализовывались следующие режимы работы насоса:

- устойчивая работа при давлении нагнетания 15,0; 10,0 и 5,0 МПа последовательно;
- имитация срыва подачи цилиндра № 3, отжимом всасывающего клапана, на трех указанных выше давлениях нагнетания;
- режим с имитацией срыва подачи открытием продувочного вентиля цилиндра № 3;
- исследования проводились при ступенчатом снижении давления, а затем при обратном повышении давления.

В процессе испытаний фиксируются показания датчиков МЭДС и ЛХ-417 на фотоаппарат в каждом режиме. Сигналы с датчика ПАД наблюдались визуально, при этом фиксируются их амплитуда и частота. Штатными приборами КИП определяется давление в резервуаре и давление на выходе из каждой линии насоса. Характер световых импульсов светодиода МЭДС наблюдался визуально.

В результате испытаний ожидалось провести проверку эффективности МЭДС визуальным наблюдением за сигнальным светодиодом и за осциллограммой сигнала с МЭДС и ЛХ-417. Планировалось также сопоставить сигнал акустических шумов нагнетательного клапана с характерными режимами работы насоса.



### 5.3. Результаты экспериментального исследования и их анализ

Исследования проведенные на трехпоршневом насос 2НСГ-0,42/15 представлены осциллограммами колебаний давления в напорном патрубке ступени насоса, на которой был установлен датчик срыва (см.рис.5.1) В экспериментах фиксировалась работа насоса и датчика срыва для трех давлений в напорной магистрали -15,0; 10,0; 5,0 МПа, а также на двух режимах работы двигателя насоса - 1500 и 1000 об/мин. Масштаб измерения давления для всех случаев (кроме отдельно оговоренных) составил 0,70 МПа/дел (по вертикали), а масштаб длительности развертки осциллограммы - 50 мс/дел. Таким образом, частота колебаний давления или затвора клапана может быть определена по формуле:

$$f = \frac{1}{0,05T}$$

где T – период колебаний в делениях, дел.

Колебания затвора обратного клапана (ферромагнитного шарика Ø10) регистрировались на выходе измерительной части датчика срыва - катушки индуктивности. Масштаб измерения ЭДС в катушке датчика срыва составлял 1 мВ/дел.

Визуальный контроль за сигнальным диодом датчика срыва показал следующее. При частотах вращения 980 и 1455 об/мин насос при устойчивой работе дает давление нагнетания 13,0 и 15,0 МПа. Сигнальный диод горит при этом непрерывным для визуального контроля светом (частота световых импульсов - 6...7 и 9... 10 Гц), что соответствовало частоте колебаний шарика клапана при устойчивом режиме работы насоса. Пассивный акустический датчик (ПАД) выдает акустический сигнал в виде многочастотного сигнала на осциллографе с амплитудой  $50 \pm 20$  мВ. Выбросов амплитуды акустических сигналов, характеризующих гидроудары на обратном клапане, не наблюдалось. Осциллограммы колебаний давления в напорном патрубке показывают, что при нормальном

режиме работы (рис. П2.2.1, П2.2.3) колебания давления многочастотные (полигармонические), что говорит о наложении на идеальный процесс (сумма трех усеченных синусоид), шумовых процессов, связанных с периодической работой нагнетательных клапанов и появлением в выходном патрубке микрогидроударов. Такое явление является характерным для поршневых насосов и не представляет большой опасности для нагнетательных клапанов [42]. Однако при больших значениях величин гидроударов возможна ударная насадка затвора клапана и его быстрый износ, улучшение процесса нагнетания при этом обычно достигается за счет доработки конструкций всасывающего и нагнетающего клапанов, а также установка всасывающего и нагнетательного воздушного колпака. В вашем случае амплитуда колебаний давления для всех режимов работы составляла примерно 5 % от статического давления, а амплитуда шумов (гидроударов) была порядка 10 % (см. осциллограммы нормального режима работы). Измерение колебаний давления показало, что в штатных режимах работы насоса отсутствуют значительные провалы и всплески давления неустановленной природы. Частота основной гармонике колебаний давления в этих режимах составляет для работы двигателя в режиме 1500 об/мин  $\sim 27\div 30$  Гц, что совпадает с частотой хода поршней - 30 Гц. При режиме нагнетания 5,0 МПа, характер колебания давления отличается от режимов с нагнетанием 15,0 и 10,0 МПа - менее четко проступает основная гармоника колебаний, больше просматриваются акустические шумы от работы движущихся в перекачиваемой жидкости частей насоса.

Осциллограммы колебания шарикового затвора обратного клапана для одной линии насоса показали, что характер колебания мало изменяется на всех режимах работы, возрастает лишь период колебаний затвора при переходе в работе двигателя с 1000 до 1500 об/мин, в то время как амплитуда колебаний затвора не меняется (рис. П2.2.8, П2.2.10, П2.2.12). Отличие составляет лишь один режим работы - 15,0 МПа, 1500 об/мин, где обнаруживаются всплески ЭДС, характеризующие ударную насадку

шарикового затвора на седло клапана. Ориентировочно, по осциллограмме (Рис.П2.10, П2.12), можно оценить скорость посадки затвора, зная величину его подъема –  $\Delta h = 3$  мм:

$$V = \frac{h}{\Delta t} = \frac{3 \cdot 10^{-3}}{8 \cdot 10^{-3}} = 0,375 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Такая величина скорости посадки является допустимой и не вызывает оснований для беспокойства за долговечность работы клапана. Однако, природа такого явления для нас неясна, т.к. более длительная временная развертка (рис. П2.2.15) показывает, что периодичность в рассматриваемом явлении не просматривается. Изучение этого явления необходимо проводить иными приборами, позволяющими записывать спектр сигналов (например спектроанализатором С4-56).

Для задачи разработки датчика срыва важно то, что получаемый с первичного датчика размах напряжения составляет величину  $1,5 \div 1,8$  мВ и является величиной мало меняющейся от режима работы насоса (как по давлению, так и по частоте), что позволяет использовать один и тот же вторичный прибор для диагностики штатного режима работы насоса. Частота колебаний затвора по осциллограмме составила: для 1500 об/мин - 9,7 Гц, для 1000 об/мин - 6,4

Срывной режим работы насоса на частотах вращения электродвигателя 980 и 1450 об/мин достигался двумя способами: устройство отжима всасывающего клапана надежно герметизирует всасывающую камеру насоса и при незначительном перемещении штока ( $2 \div 3$  оборота) наступает срыв подачи линии № 3. Сигнальный светодиод МЭДС *VD1* (рис.7) горит при этом пульсирующим светом с более низкой частотой, чем при штатном режиме насоса, -  $1,5 \div 2$  и  $2,5 \div 3$  Гц (в зависимости от режима насоса по частоте вращения). ПАД выделяет из непрерывной записи шумов на экране осциллографа (амплитуда  $-50 \pm 20$  мВ) выбросы амплитуды акустического сигнала -  $1,5 \div 0,5$  В с частотой 2 и 3 Гц, что соответствует наличию механических ударов при посадке шарика-затвора на

седло. Срыв подачи сопровождался значительной вибрацией металлорукава напорной линии насоса.

Следует отметить, что показания манометра на сорванной линии незначительно отличались от показаний манометров остальных линий, что практически не позволяло зафиксировать срыв подачи по манометру и выявление сорванной линии.

Другой режим срыва реализовали открытием продувочного вентиля ВП-4. Сигнальный диод МЭДС перестает при этом светиться. ПАД выдает на осциллограф акустический сигнал, аналогичный сигналу ПАД при нормальном режиме работы насоса, что свидетельствует об отсутствии механических ударов в сорванной линии и плотной посадке шарика на седло. Показания манометра сорванной линии существенно снижается и составляет  $\sim 30\%$  от давления в рабочих линиях. Пульсации металлорукава были ниже, чем в случае срыва, организованного отжимом всасывающего клапана. Этот режим, как видим, легко идентифицируется по манометру.

Таким образом, исследования выявили два вида срывных режимов работы насоса. Наиболее близким к реальным условиям эксплуатации насоса, является первый режим, который, например, может иметь место при попадании посторонних частиц под всасывающий клапан. Этот режим более опасен, чем второй, т.к. не фиксируется штатными манометрами и вызывает значительные вибрации в напорных магистралях.

Исследования осциллограмм этого вида срывного режима (с отжимом всасывающего клапана) показали следующее. Колебания давления в напорной магистрали возрастают в 4 раза и составляют  $20\div 25\%$  от давления нагнетания (рис. П.1.2, П.1.4., П.1.7). При этом сильно возрастает по сравнению с шумами амплитуда колебаний основной гармоники, более низкочастотной, что более опасно для эксплуатации насоса. Из рис. 3.10, 3.11, 3.15 видно, что характер колебаний давления в трубопроводе зависит от давления нагнетания, а сравнение рис. П.1.4, с рис. П.1.7, П.1.9 показывает, что отличия в характере колебаний давления при срыве насоса появляются и при изменении частоты хода поршней.

Наиболее опасны режимы срыва на давлениях 15,0 и 10,0 МПа, тогда как при давлении 5,0 МПа, амплитуда колебаний в режиме срыва меньше, либо такая же, как и амплитуды колебаний при нормальном режиме работы и том же давлении.

По осциллограммам рис. П.1.7, П.1.9, П.1.32 видно, как насос выдает два пика давления и один провал по числу работающих и сорванных линий. Глубина провала составляет примерно 200 % от амплитуды колебаний давления при нормальном режиме работы (или  $15 \div 20$  % от статического давления нагнетания).

Осциллограммы колебаний шарового затвора показывают, что на больших давлениях (15,0 МПа) колебания затвора практически отсутствуют (рис.П.2.9), при уменьшении давления до 10,0 МПа (рис.П.2.11) на частоте работы сорванной ступени появляется импульс (с амплитудой  $\sim 30$  мкВ) свидетельствующий о смещении шарового затвора. При давлении нагнетания 5,0 МПа (рис.П.2.13) затвор уже не сидит плотно в седле, а совершает случайные колебания в седле ("трепещется"). В таком режиме он может пропускать жидкость в обратную сторону, что вероятно и объясняет отличие осциллограмм срыва при давлении 5,0 МПа от осциллограмм на больших давлениях.

Исследование датчика срыва показало, что в режиме срыва работы насоса, верхний предел уровня ЭДС в катушке датчика составляет  $0,2 \div 0,3$  В. Таким образом, имеющиеся различия в уровнях напряжений на клеммах первичного датчика:  $1,5 \div 1,8$  мВ при нормальной работе насоса и  $0,2 \div 0,3$  В при режиме срыва. Различия в уровнях сигналов составляет  $\sim 6 \div 8$  раз, что позволяет использовать логические схемы, например триггера, для получения однозначной информации по вопросу – сорвана линия в насосе или нет.

Исследование практической схемы датчика срыва показало следующее. Сигнальный светодиод в схеме вторичного прибора в режиме нормальной работы насоса светит пульсирующим светом, с частотой пульсаций зависящей от частоты хода поршней, меняясь от 4,7 до 9,7 Гц. В режимах срыва, мигания светодиода снижаются до  $1,5 \div 3,0$  Гц (зависит от

частоты хода поршней) и хотя эти изменения заметны визуально, объективность заключений о срыве насоса, зависит от субъективных оценках оператора установки.

Для повышения надежности идентификации режима срыва, вторичный прибор обработки сигнала с катушки датчика срыва, был укомплектован мультивибратором, формирующим по входному сигналу выходной сигнал регулируемой длительности. Таким образом, мультивибратор позволяет настроить выходной сигнал так, чтоб его длительность определялась режимом работы насоса – постоянное свечение светодиода в нормальном режиме работы и практически отсутствие свечения в режиме срыва. Если подключить светодиод к инвертному выходу, он будет «молчать» в режиме нормальной работы насоса и светиться при наступлении режима срыва.

### **Выводы по разделу 5**

1. Стенд позволил провести испытания во всем исследуемом диапазоне регулируемых параметров.
2. Установленные на стенде разработанные узлы имитации срыва подачи и узлы его фиксации работали достаточно надёжно и позволяли воспроизвести необходимые режимы работы срыва работы установки и фиксацию параметров.
3. Экспериментально исследовано два режима срыва подачи насоса. Установлено, что наиболее опасным является режим, возникающий при заклинивании всасывающего клапана, поскольку он не фиксируется манометром и создаёт большие вибрации.
4. Показана эффективность использования малоинерционных датчиков давления для исследования гидравлических характеристик насоса,

5. Исследования магнитоэлектрического датчика срыва насоса показали, что первичный датчик - преобразующий механические колебания в электрический сигнал является надёжным средством регистрации момента наступления срыва насоса, а также позволяет с помощью осциллографа исследовать особенности работы напорных и обратных клапанов поршневых насосов.

## ВЫВОДЫ

Полученные научные и практические результаты позволяют сделать следующие выводы.

1. Результаты критического анализа литературы и патентов показали отсутствие надежных и эффективных методов расчета гасителей колебаний давления и устройств контроля срыва работы насосов высокого давления, выявили направления и возможности совершенствования этих систем, что предусматривает использование аналитического и экспериментального исследования поставленной задачи.
2. Аналитическими методами выполнено исследование резонансных явлений в трубопроводах, подключенных к насосам, которое выявило влияние резонанса на работу насоса, что позволяет по новому подойти к проектированию всасывающих и напорных трубопроводов насосов высокого давления.
3. Впервые, методами теории устойчивости исследована конструкция колпака–гасителя, показана возможность расчета конструкции колпака по заданным параметрам среды, что обеспечивает гарантированное снижение колебаний давления до заданных пределов.
4. Впервые, для снижения колебаний давления в жидких средах использован принцип динамического гашения колебаний давления, что обеспечивает более компактную и надежную конструкцию гасителя, который может заменить ковпаки – гасители и расширить выбор гасителя для разных русловий эксплуатации.
5. Получило дальнейшее развитие экспериментальное исследование динамики колебательных процессов и



способов снижения колебаний давления в объемных насосах, показаны реальные качественные и количественные показатели колебаний давления, что позволило, получить достоверные данные как по колебаниям давления, так и по уровню их снижения.

6. Впервые было выполнено экспериментальное и теоретическое исследование режимов срыва работы объемного насоса, показана опасность этого явления для поршневой группы насоса и исследована конструкция датчика, который надежно контролирует режим срыва, что обеспечивает быстрый перевод насоса в нормальный режим работы, без выключения.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. На Кольской АЭС прошли тестовые испытания новой технологии очистки оборудования холодом – Электронный доступ:  
<http://www.seogan.ru/na-kolskoiy-aes-proshli-testovie-ispitaniya-novoiy-technologii-ochistki-oborudovaniya-xolodom.html>
2. Королев А. В. Некоторые вопросы демонтажа основного оборудования при снятии аэс с эксплуатации / А. В. Королев, Чжоу ХуиЮй // Ядерна та радіаційна безпека. – 2015. – Вип. 3 (67). – С. 57-59.
3. Гаврилов Р. В. Некоторые концептуальные вопросы утилизации радиоактивных отходов на АЭС / Р.В. Гаврилов, В.В. Гладкий, Н.М. Левченко. – Электронный доступ:  
<http://www.ecologylife.ru/utilizatsiya-2000/nekotoryie-kontseptualnyie-voprosyi-utilizatsii-radioaktivnyih-othodov-na-aes.html>
4. Чжоу Х.Ю., Объемные и поршневые насосы на АЭС и их основные проблемы//Ядерна енергетика та докїлля, 2016. - № 1(7). – С.53-55
5. Владиславлев А.П. Трубопроводы поршневых компрессорных машин / Владиславлев А.П., Коробков А.А., Малышев В.А. и др. —М.: Машиностроение, 1972. —278 с.
6. Ольсон Г. Динамические аналогии. – М.: ИЛ, 1947. – 214 с.
7. Хачатурян С. А. Волновые процессы в компрессорных установках — М.: Машиностроение, 1983. — 222 с.
8. Жуковский Н. Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах. Классики естествознания. – М.-Л.: ГИТТЛ, 1949. – 100 с.
9. Писаревский В. М. Гасители колебаний газа. — М.: Недра, 1986. — 120 с.
10. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. — М.: Машиностроение, 1977. — 424 с.

11. Морозов И. И. Устойчивость кипящих аппаратов / И. И. Морозов, В. А. Герлига. — М.: Атомиздат, 1969. — 280 с.
12. Чиняев И.А. Поршневые кривошипные насосы. — Л.: Машиностроение, 1983. — 176 с.
13. Чарный И.А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. — М-Л.: Гостехиздат, 1951. — 223 с.
14. Дж.П.Ден-Гартог. Механические колебания. — М.: ФИЗМАТГИЗ, 1960. — 580 с.
15. Фартуков В.А. Методы расчетов воздушных колпаков гасителей гидравлического удара // Изв. ВНИИГ, 1974. — т. 102. — с. 34
16. Korolyov O.V., Zhou Huiyu Dynamic damper pressure fluctuation in the pumping systems// Pratsi OPY, 2016. — Issue 1(48). — p.35-41.
17. Stempniewski M., Pompy — Warszawa, WNT, 1978. — 560 L.
18. Фокс Д.А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах. — М.: Энергоиздат, 1981. — 247 с.
19. Гликман Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем. — М.: Наука, 1986. — 368 с.
20. Blievins R.D. Flow induced vibrations — New York, Van Norstrand, 1977. — 364 p.
21. Аварии на объектах котлонадзора и меры по их предупреждению, Информ. письмо Госгортехнадзора — М.: Недра, 1965. — 174 с.
22. Филин Н.В., Буланов А.Б. Жидкостные криогенные системы. — Л.: Машиностроение, 1985. — 245 с.
23. Королев А.В., Чжоу Х.Ю. Исследование динамики поршневого насоса в нормальном режиме и при срыве подачи // Холодильная техника (энергетика, нові технології, автоматика), 2016.- № 52.- вип. 5. — С. 4-8
24. Ситников Б.Т., Матвеев И.Б. Расчет и исследование предохранительных и переливных клапанов. — М.: Машиностроение, 1972. — 21-28 с.

25. Кнепп Р., Дейли Д., Хеммит Ф., Кавитация. – М.: Мир, 1974. – 687 с.
26. Челомей В.Н. Избранные труды - М.: Машиностроение, 1989. - 336 с.
27. Королев А.В., Анализ и моделирование теплоэнергетического оборудования, работающего с двухфазными течениями. – Одесса: Астропринт, 2010. – 456 с.
28. Агейкин Д.А., Костина Е.Н., Кузнецова Н.Н., Датчики контроля и регулирования. – М.: Машиностроение, 1965 - 928 с.
29. А.с. № 434262, МКИ G 01 F 01/00, СССР, Сигнализатор наличия потока среды, 1974/
30. Кавитационные автоколебания / под.ред. Пилипенко В.В.: АН УССР. Ин-т техн. механики. – Киев: Наукова думжа, 1989. -316 с.
31. А.с.№ 1 802643, МКИ F 04D29/66, СССР, Устройство для предотвращения кавитационного срыва насоса.//Ермашкович В.Н. и др., Б И №5, 1981.
32. А.с.№ 1028901, МКИ F 04D 29/66, СССР. Устройство для предотвращения кавитационного срыва насоса // Семенченко В.И. и др.,БИ № 26, 1983,
33. А.с.№ 628345, F 04D 29/66, СССР, Способ обнаружения кавитации в центробежном насосе // Варенбуд Л.Р. и др., БИ № 38, 1978.
34. А.с.№ 1323761, F 04D 29/66, СССР, Устройство для обнаружения кавитации в насосе // Донченко С.И.,БИ №26, 1987.
35. Патент RU № 2206795с1, F04D27/00, G01H1/08, Российская федерация, Общество с ограниченной ответственностью "Борец", Система защиты поршневого компрессора от механических неисправностей // Курьпин В.В., 2003.06.20
36. А.с. № 4880928/29, СССР, F 04 В 49/10, Система защиты поршневого насоса // Королев А.В., Б.И. № 30, 1986.
37. Жуковский В.С., Техническая термодинамика – М.:ГИТТЛ, 1952. - 440 с.
38. Кутателадзе С.С., Основы теории теплообмена. - М.: Атомиздат, 1979. - 415 с.
39. Голубев Г.А., Кукин И.В., Уплотнение вращающихся валов. - М.: Наука, 1966. - 97 с.

40. Кочергин К.А., Контактная сварка. - Л.: Машиностроение, 1987. - 239 с.
41. Ультразвук: Маленькая энциклопедия // под ред. И.П.Голяшна. - М.: Советская энциклопедия, 1979. - 400 с.
42. Панов И., Вншницкнй А.Ф., Яковлев Ю., Прецизионный измеритель перемещения // Радио, №5, 1986. - с. 27-38.
43. А.с. № 4165341/10 "Малоинерционный расходомер", МКИ G 01 F1/24, Герлига В.А., Королев А.В., Погосов А.Ю., Макеенко С.В.
44. Берг Ж., Поршневые и ротационные насосы, часть I. - М.: ГОНТИ, 1933. - 235 с.
45. Козлов А.А., Новиков В.И., Соловьев Е.В. Системы питания и управления жидкостных ракетных двигательных установок.- М.: Машиностроение, 1988. - 351с.
46. Овсянников Б.Б., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. - М.: Машиностроение, 1971. - 539с.
47. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. – М.: Машгиз, 1961. - 683с.
48. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. - Минск: Высшая школа 1976. - 416с.
49. Королев А.В., Чжоу Х. Ю. Исследование колебаний давления в напорной магистрали насоса и эффективности работы гасителей колебаний//PratsiOPY, 2016. – p. 32-37
50. Дурнов П.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры. - Киев-Одесса: Вища школа, 1985.- 264с.
51. Кашкаров Н.А., Курс водоснабжения. - М.: Изд-во МВГУ, 1928. - 410с.
52. Гуревич Д.Ф., Шпаков О.П. Справочник конструктора трубопроводной арматуры. - Л.: Машиностроение, 1987. - 518с.

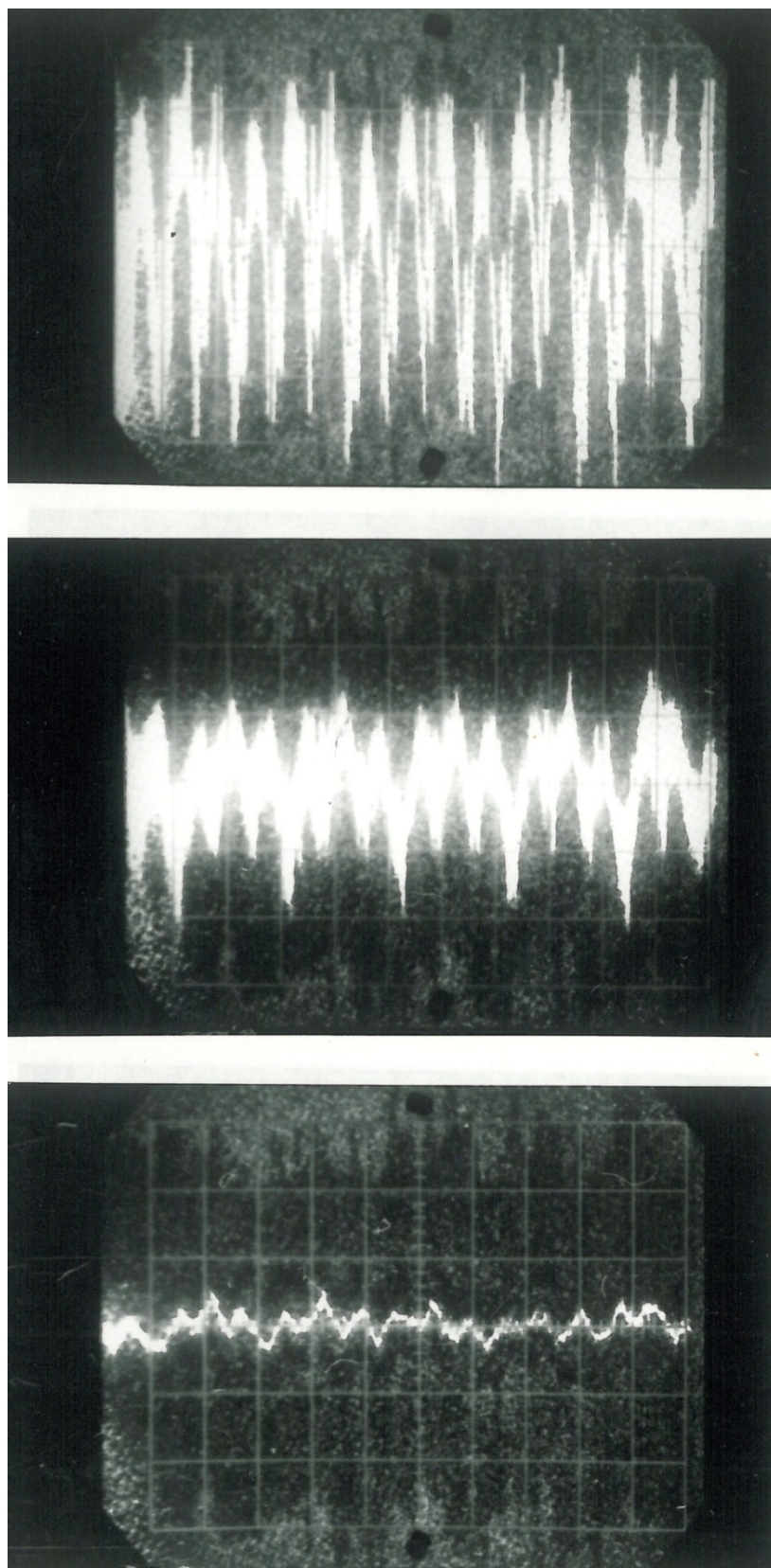
53. Сурвилло В.Л. Судовые гидравлические механизмы. – М.-Л.: Оборонгиз, 1938.- 304с.
54. Диксон С.Л. Механика жидкостей и газов. Термодинамика турбомашин. – М.: Машиностроение, 1981. - 213с.
55. Страхович К.И. Гидро- и газодинамика. – М.: Наука, 1980.- 300с.
56. Смирнов В.И. Курс высшей математики.- М.: ГИГТЛ. т.1,1956.– 628с.
57. Вопросы механики вращающихся потоков и интенсификация теплообмена в ЯЭУ// Каменьщиков Ф.Т. и др. – М.: Энергоатомиздат, 1984.- 176с.
58. Королев А.В. Вибрации дренажных трубопроводов АЭС и пути их снижения: Автореф. диссертации канд.техн.наук.- Ленинград: НПО ЦКТИ, 1989.- 19с.
59. Робожев А.В. Насосы для атомных электрических станций.– М.: Энергия, 1979. – 136 с.
60. Зельдович Я.Б. К теории образования новой фазы. Кавитация// Избр.тр., Химическая физика и гидродинамика.- М.: Наука,1984. - с. 107 - 121.
61. Байбаков С.В., Вихревые гидравлические машины.- М.: Машиностроение, 1981.- 197с.
62. Голубев Г.А., Кукин Г.М. Уплотнение вращающихся валов. - М.: Наука, 1966. - 97с.
63. Попов Д.И. Нестационарные гидромеханические процессы. - М.: Машиностроение, 1982. - 234с.
64. Королев А.В. Чжоу ХуиЮй Исследование режимов работы поршневых насосов для вскипающих и криогенных жидкостей: Моногр. / А.В. Королев, Чжоу ХуиЮй. – О.: Наука и техника, 2016. – 64 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 1

### Осциллограммы колебаний давления в поршневом насосе, снижение колебаний давления

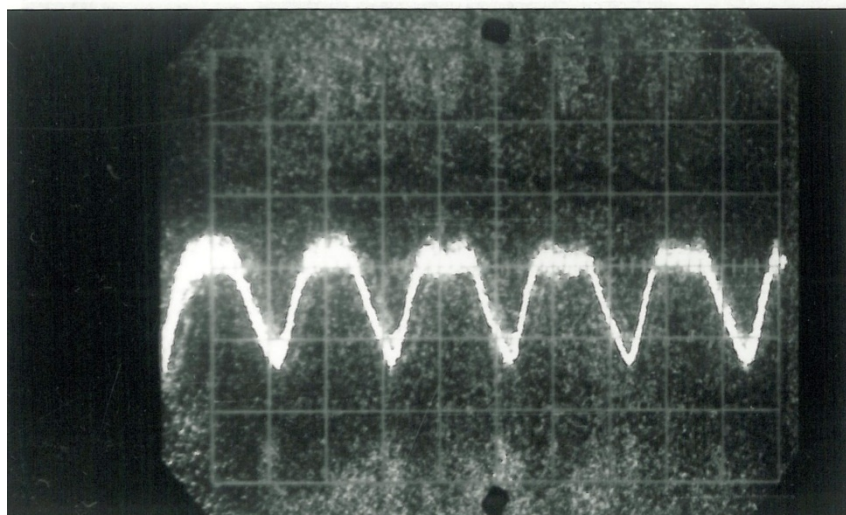
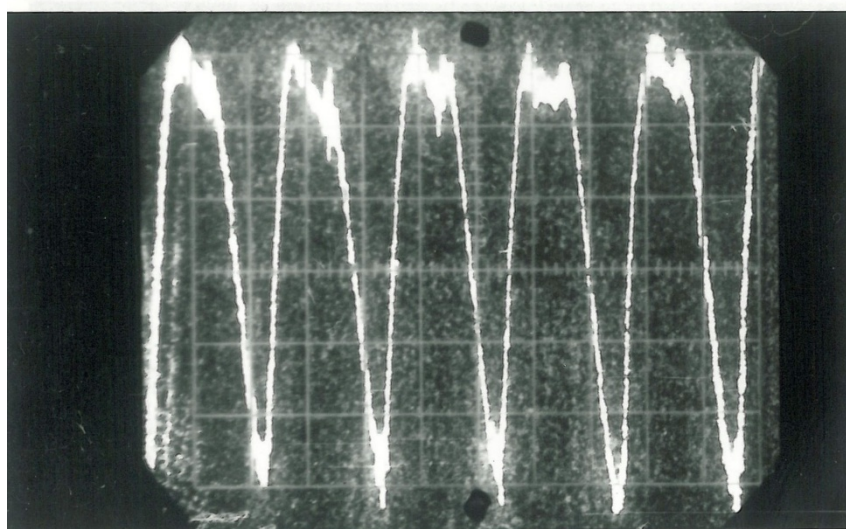
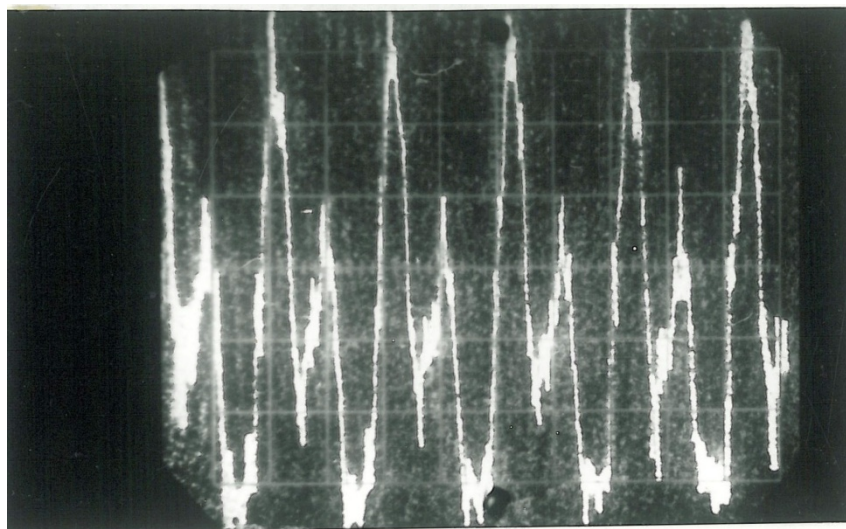
#### Примечания:

1. Представленные в Приложении осциллограммы на каждом рисунке расположены сверху-вниз соответствуют цифрам 1, 2, 3, которые, в свою очередь, соответствуют точкам замера колебаний давления на стенде (рис.3.1).
2. На всех осциллограммах масштаб времени равен 0,05 сек/дел.
3. Масштаб давления на представленных осциллограммах равен 0,7 МПа/дел. Отдельные осциллограммы, где масштаб давления отличается от 0,7 МПа/дел, отмечены коэффициенты усиления, отличные от 1. Например  $K = 0,4$ , т.е. масштаб равен 0,28 МПа/дел.
4. Дополнительные условия получения осциллограмм представлены на надписях к рисункам.

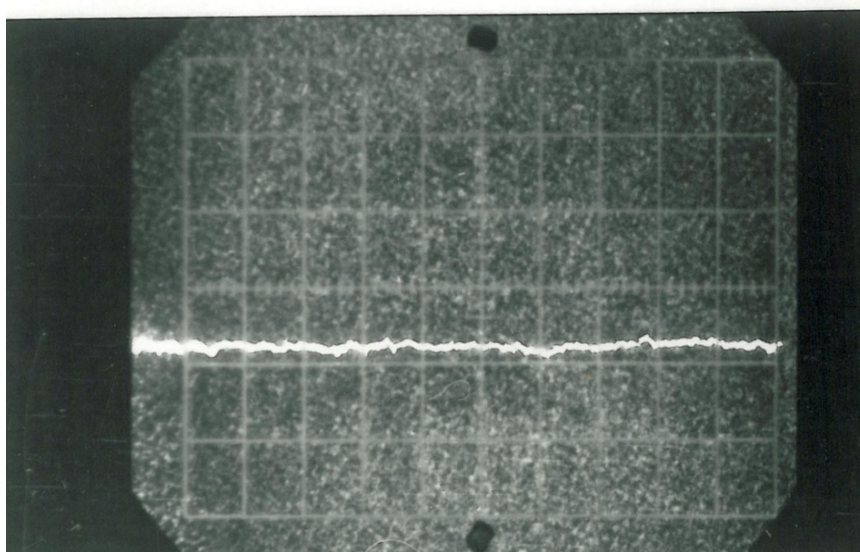
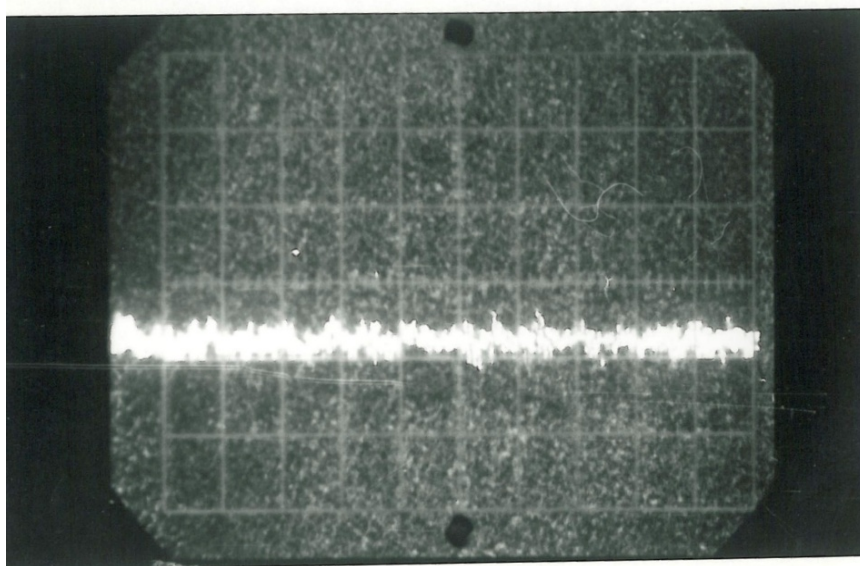
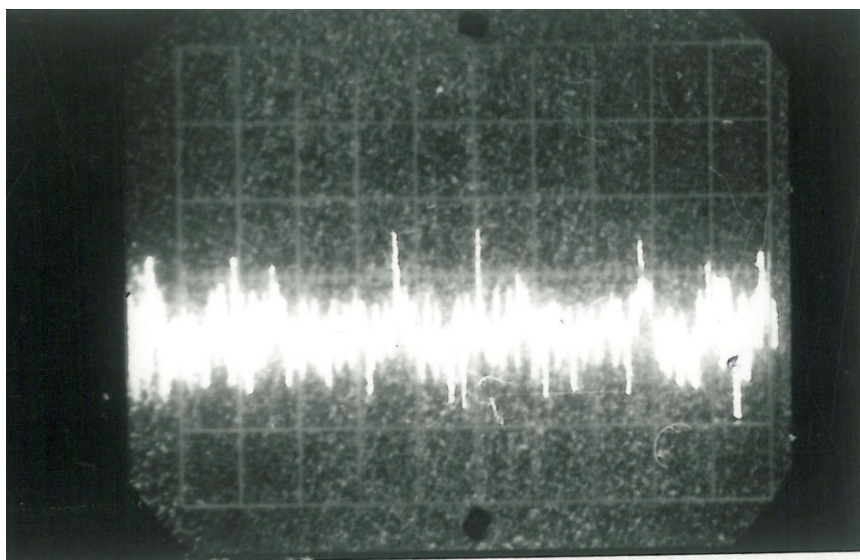


П.1.1.Трехлинейный насос, частота 1500 об/мин, напор 15 МПа, демпфер  $H = 1,0$  м,  $K = 0,4$ . Нормальный режим работы



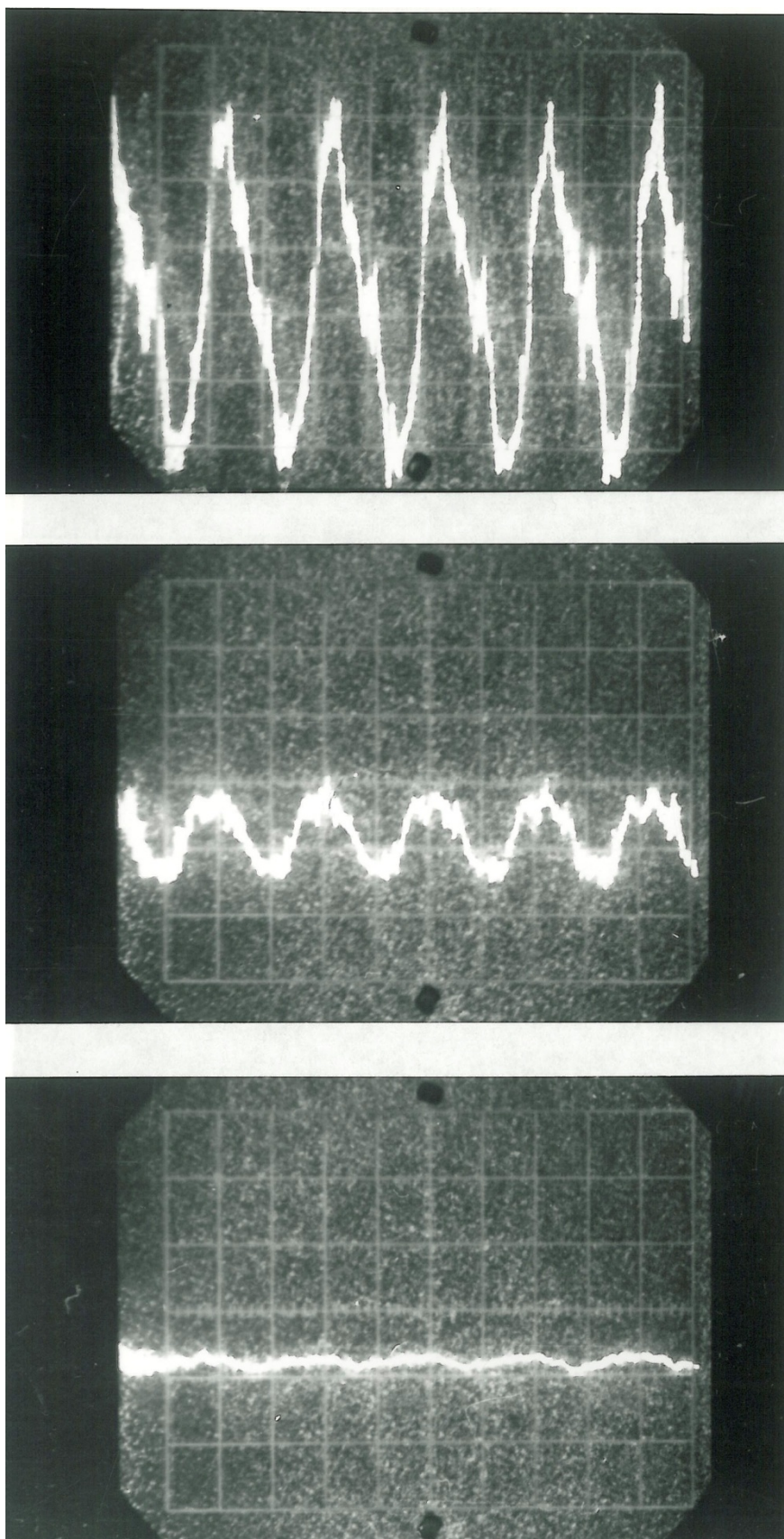


П.1.2 Трехлинейный насос, частота 1500 об/мин, напор 15 МПа, демпфер  $H = 1,0$  м,  $K = 0,4$ . Режим срыва подачи

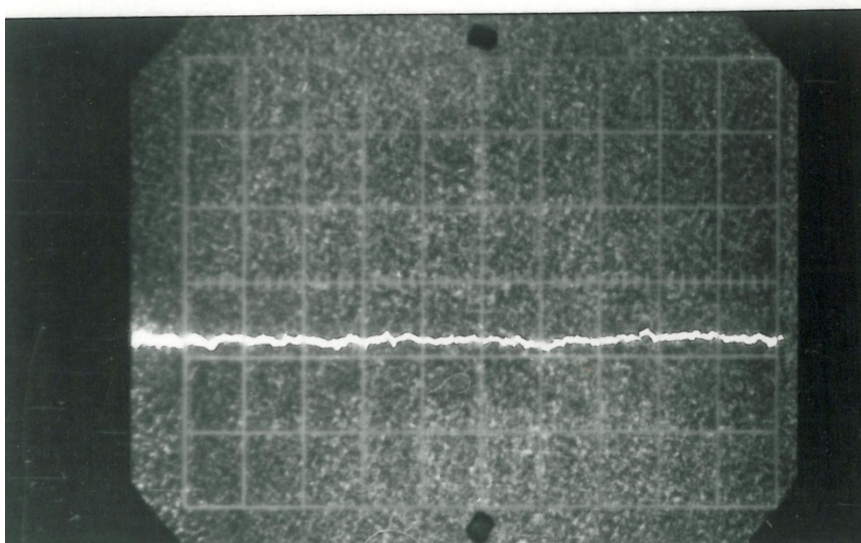
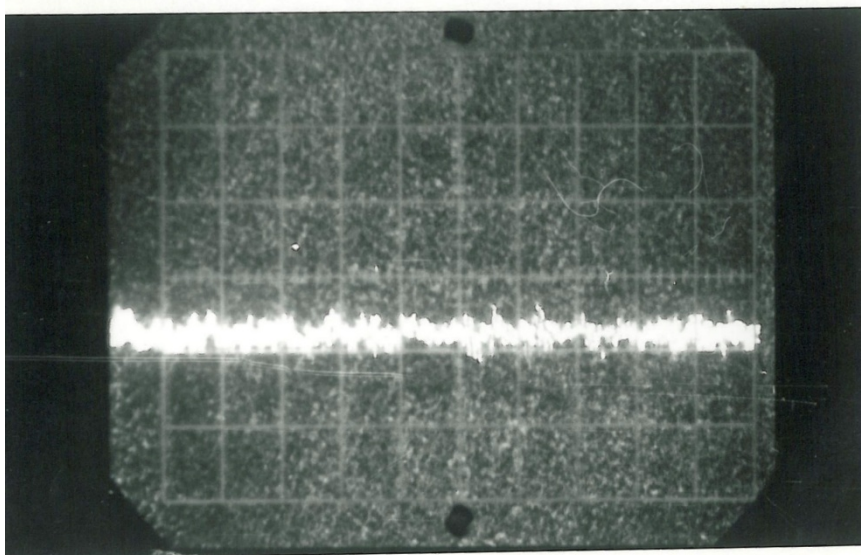
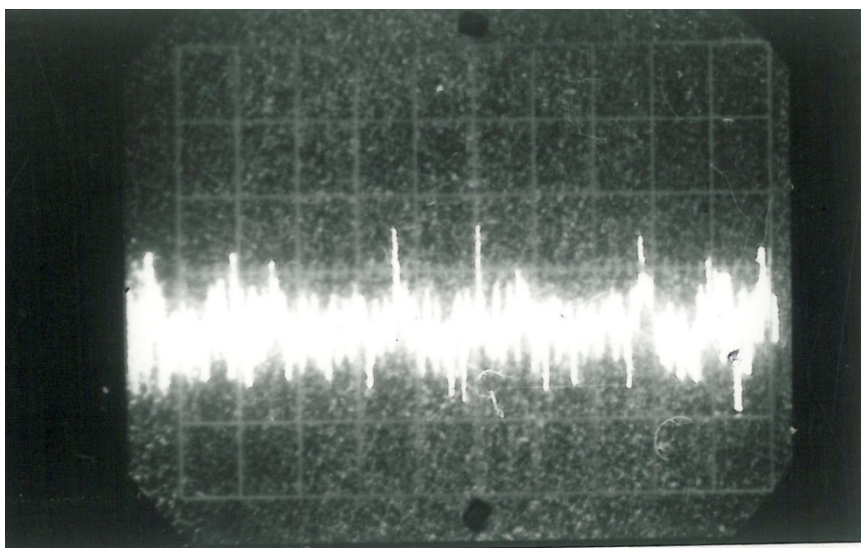


П.1.3 Трехлинейный насос, частота 1500 об/мин, напор 10 МПа, демпфер  $H = 1,0$  м,  $K = 0,4$ . Нормальный режим работы



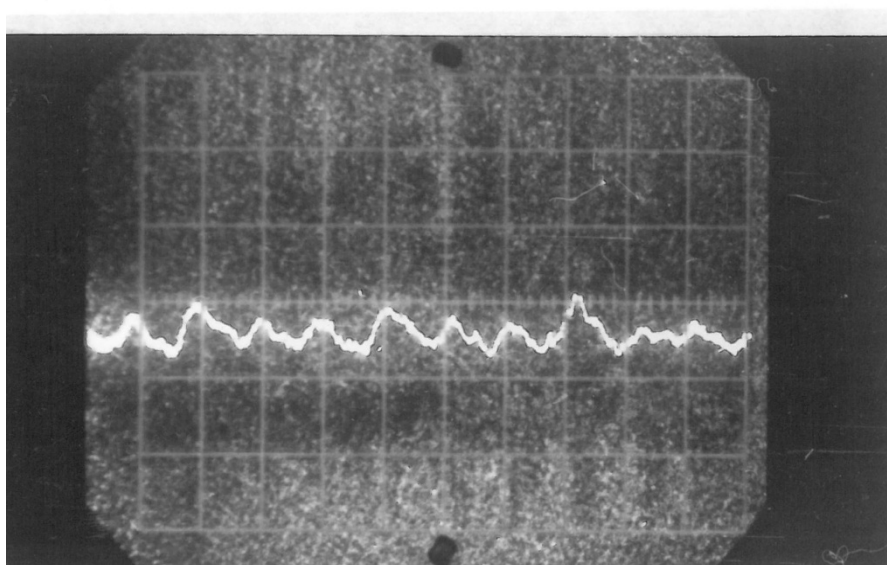
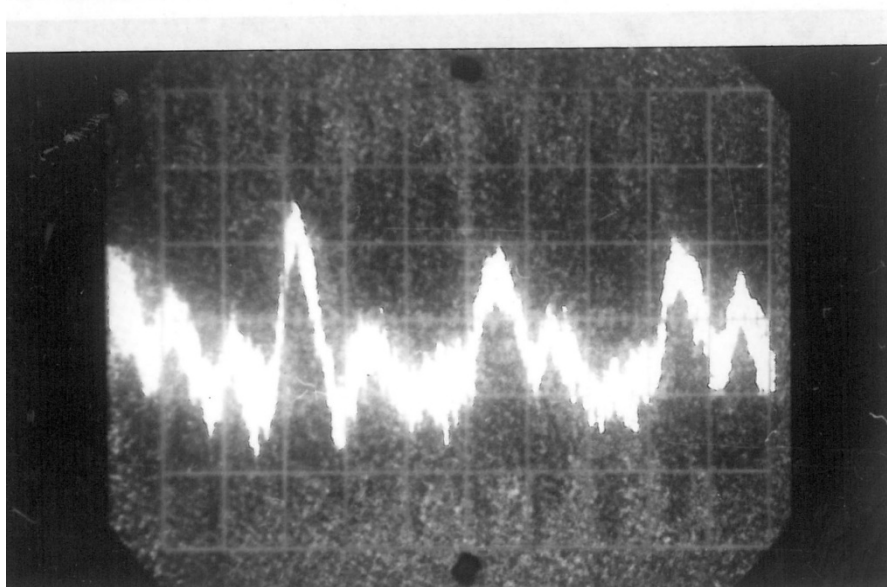
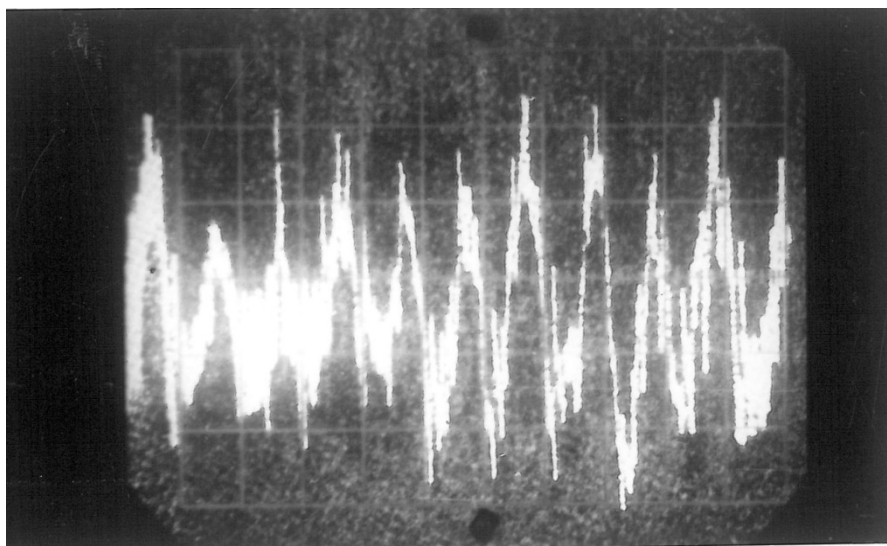


П.1.4 Трехлинейный насос, частота 1500 об/мин, напор 10 МПа,  
демпфер  $H = 1,0$  м, на 1-й осциллограмме  $K = 0,4$ , на остальных  $K = 1,0$ .  
Режим срыва подачи

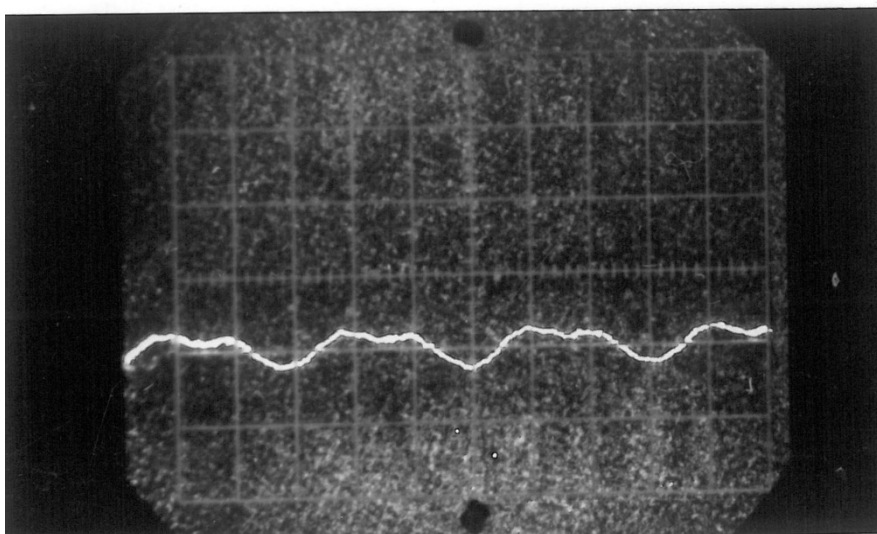
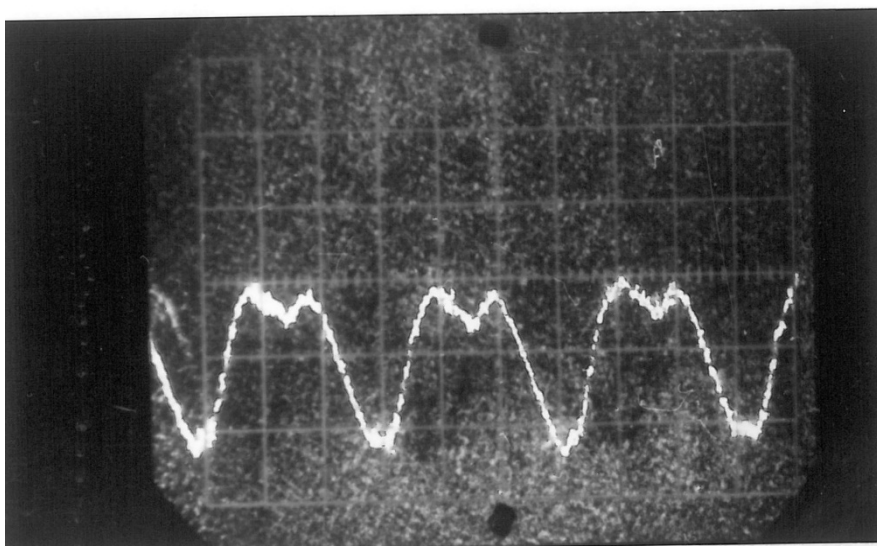
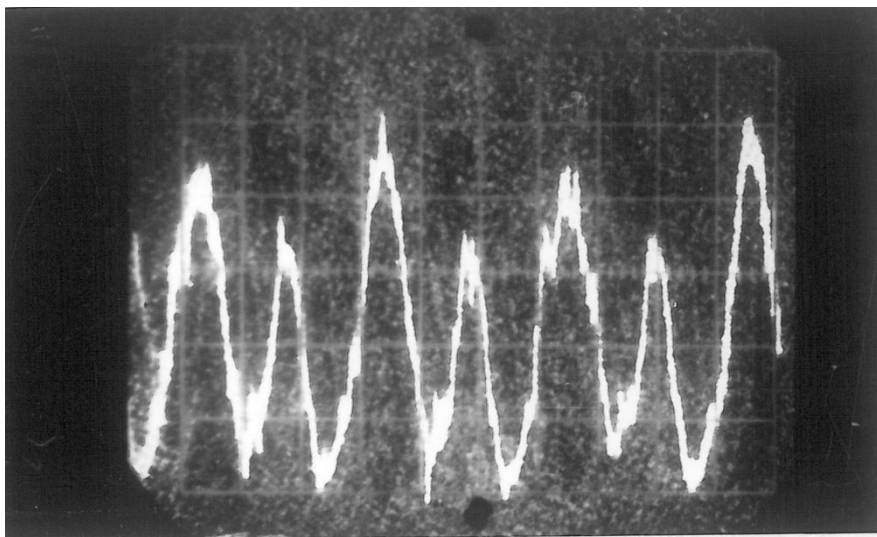


П 1.5 Трехлинейный насос, частота 1500 об/мин, напор 5 МПа, демпфер  $H = 1,0$  м,  $K = 1,0$ . Нормальный режим работы

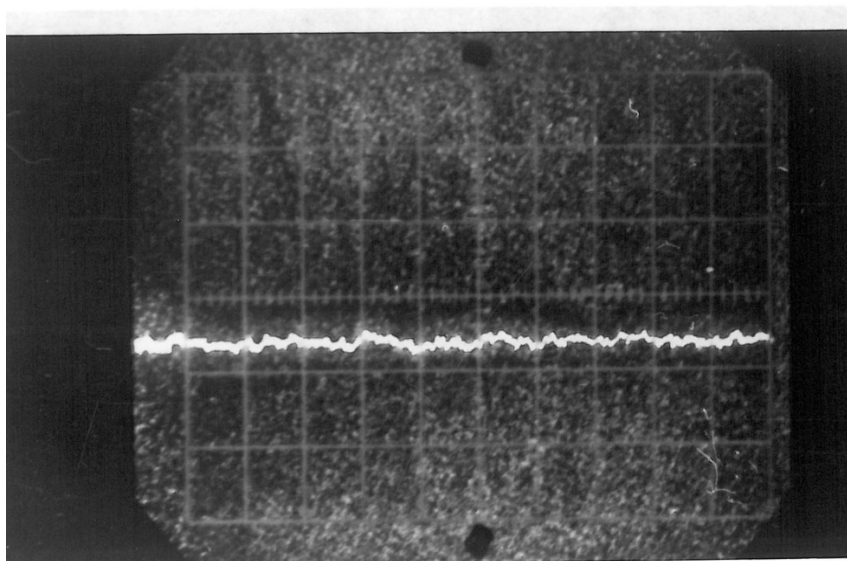
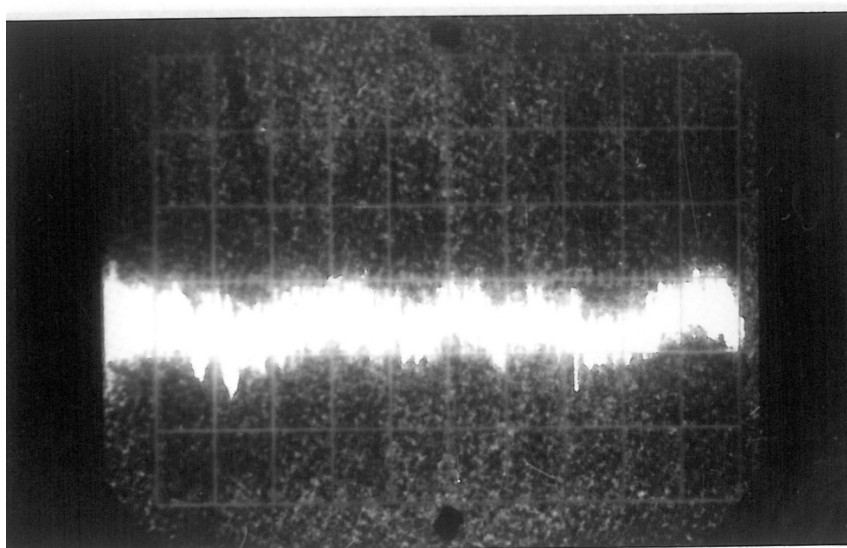
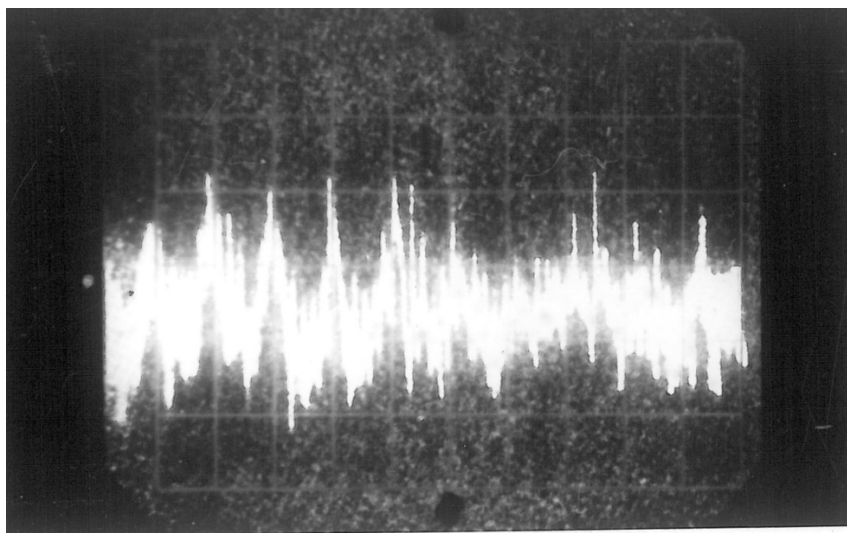




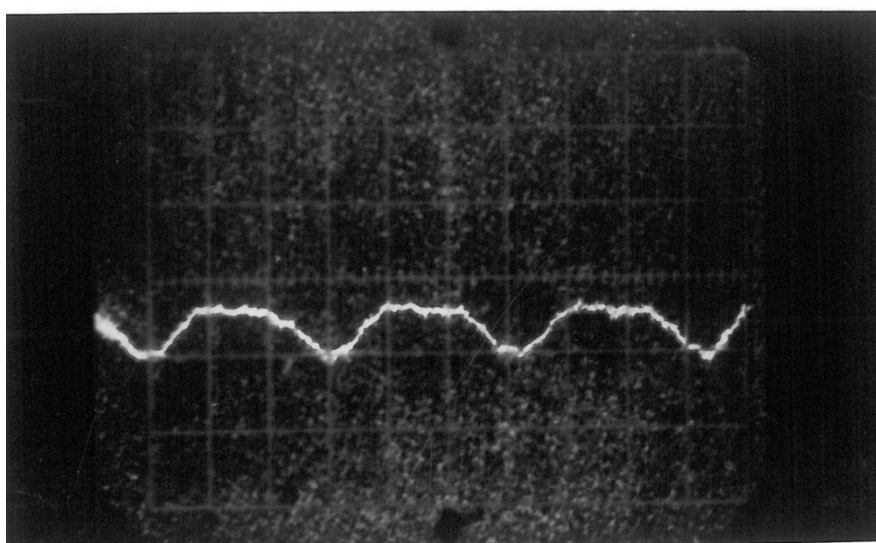
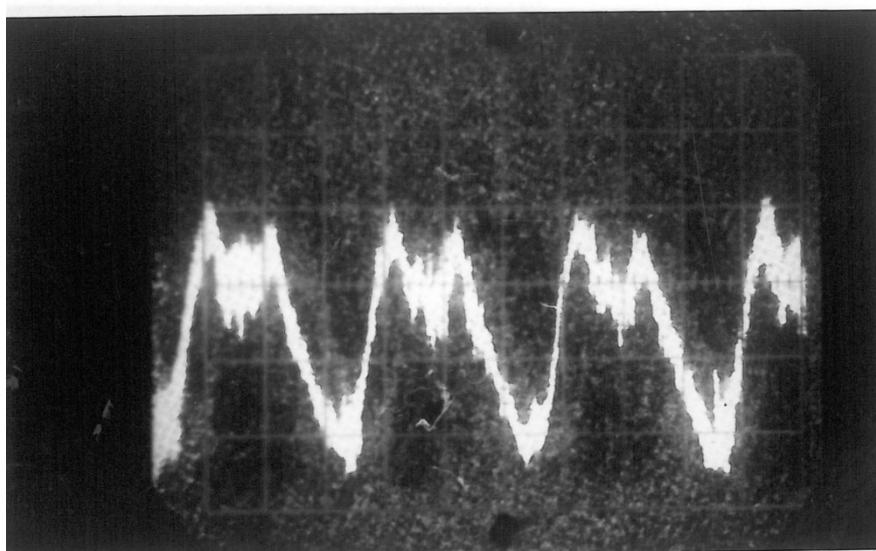
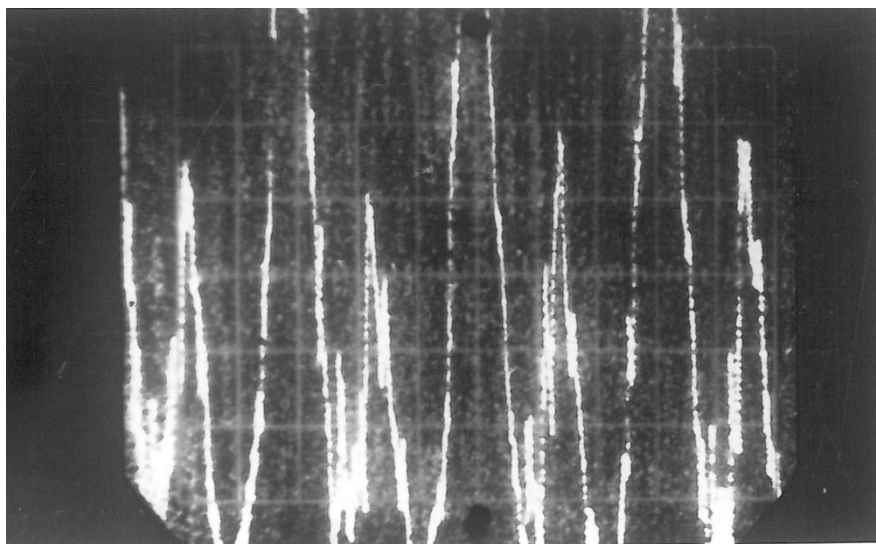
П1.6 Трехлинейный насос, частота 1000 об/мин, напор 15 МПа, демпфер  $H = 1,0$  м,  $K = 0,4$ . Нормальный режим работы



П.1.7 Трехлинейный насос, частота 1000 об/мин, напор 15 МПа, демпфер  $H = 1,0$  м,  $K = 1,0$ . Режим срыва подачи

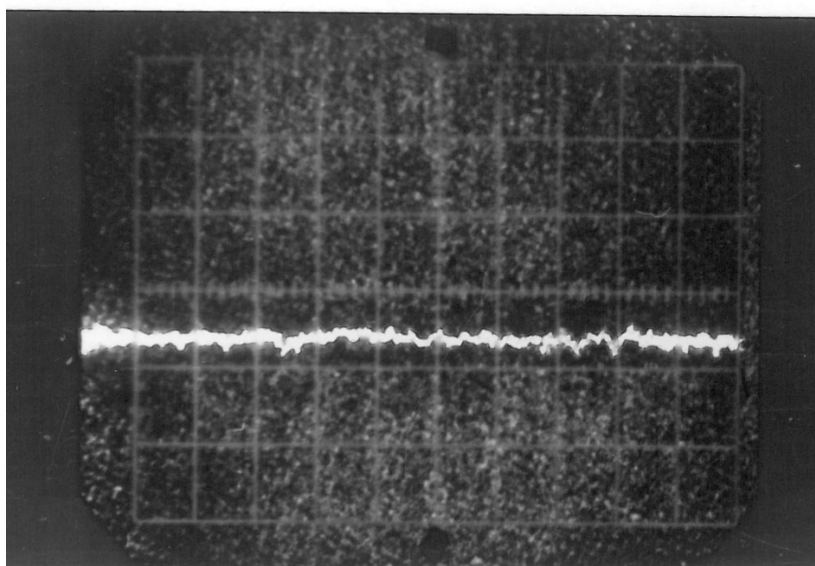
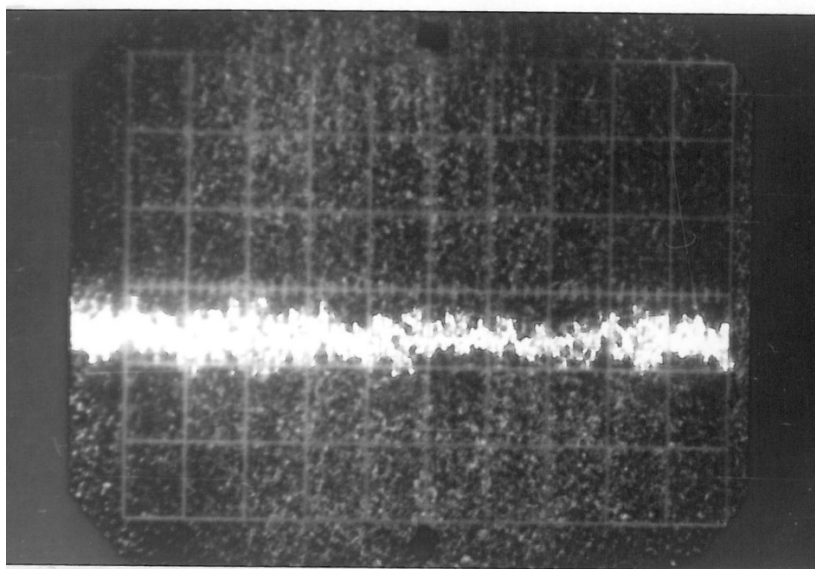
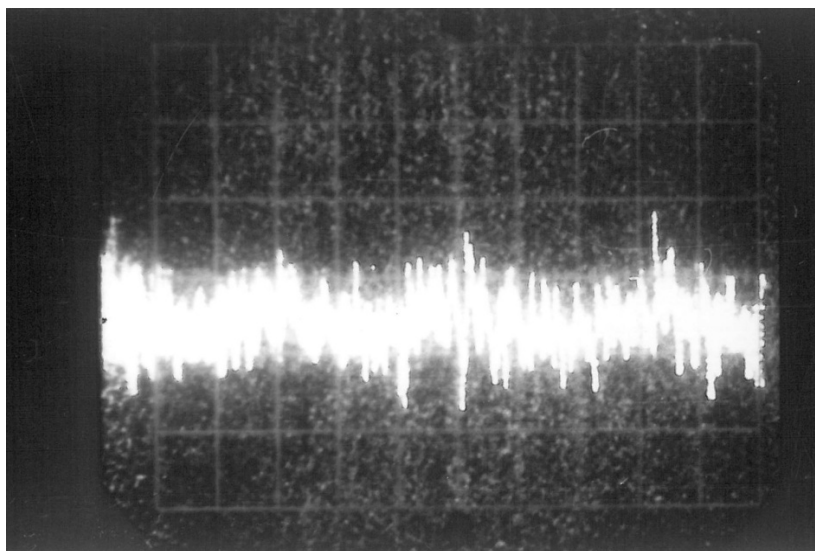


П1.8 Трехлинейный насос, частота 1000 об/мин, напор 10 МПа, демпфер  $H = 1,0$  м,  $K = 0,4$ . Нормальный режим работы

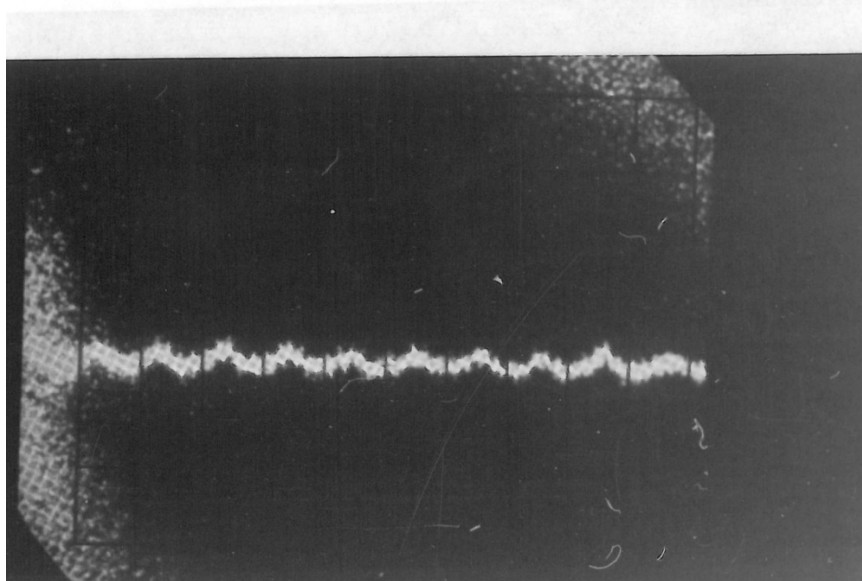
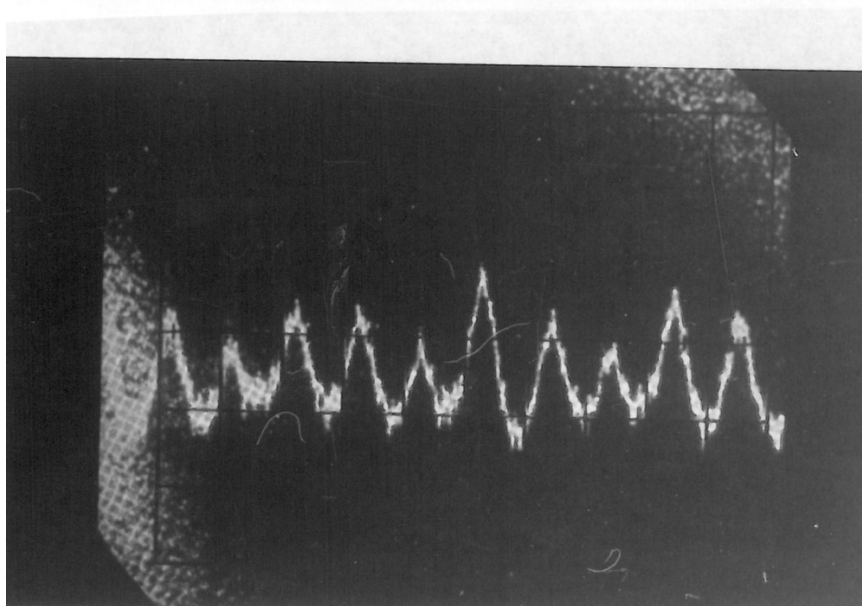
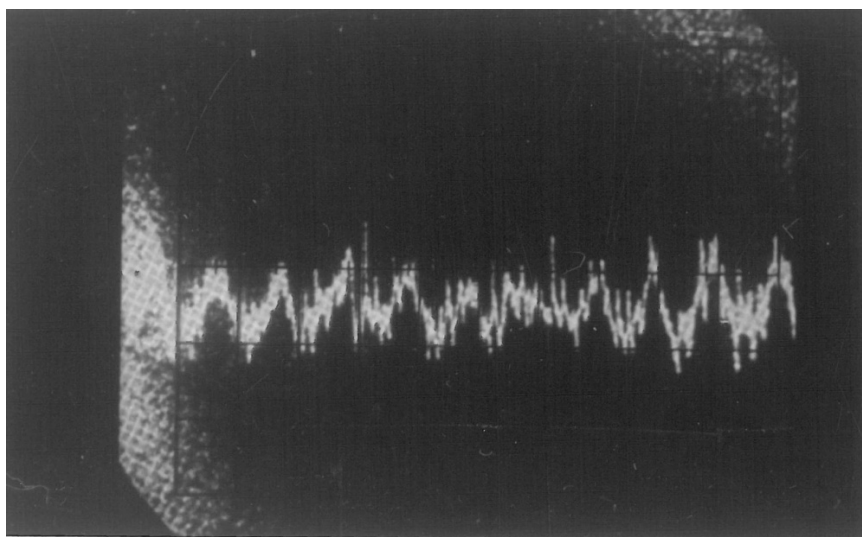


П1.9 Трехлинейный насос, частота 1000 об/мин, напор 10 МПа, демпфер  $H = 1,0$  м,  $K = 0,4$ . Режим срыва подачи

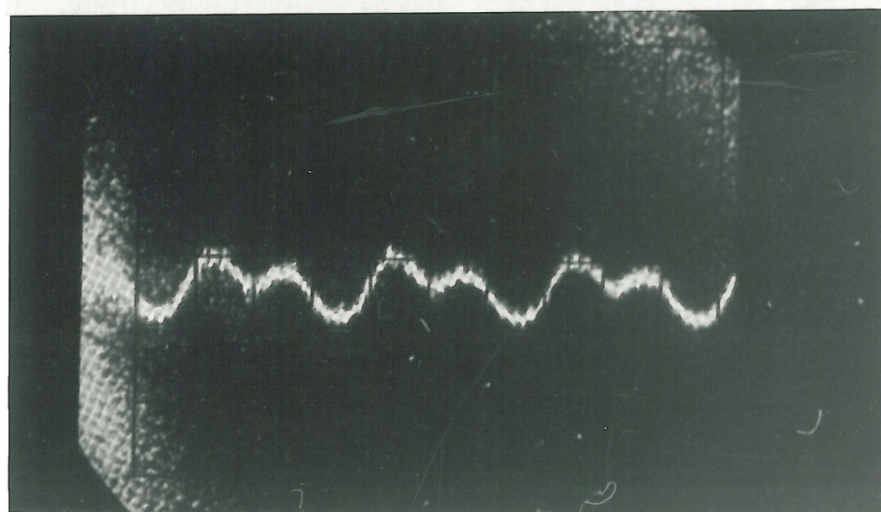
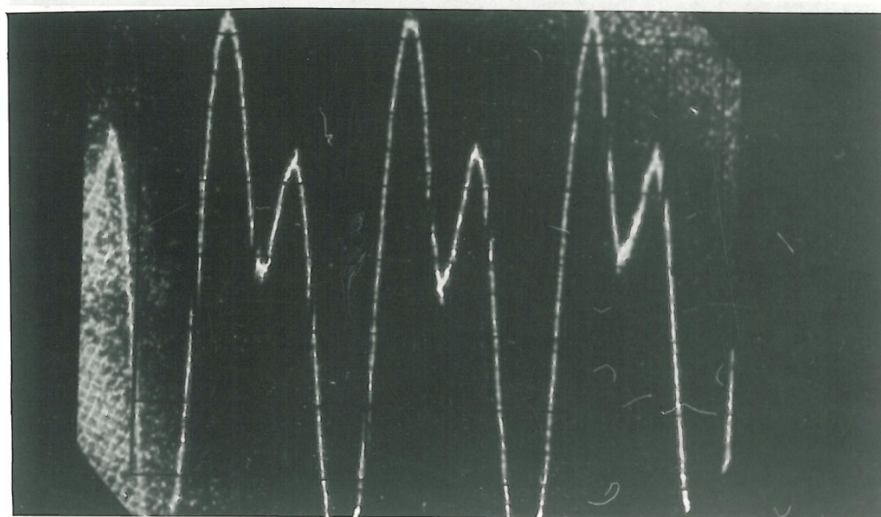
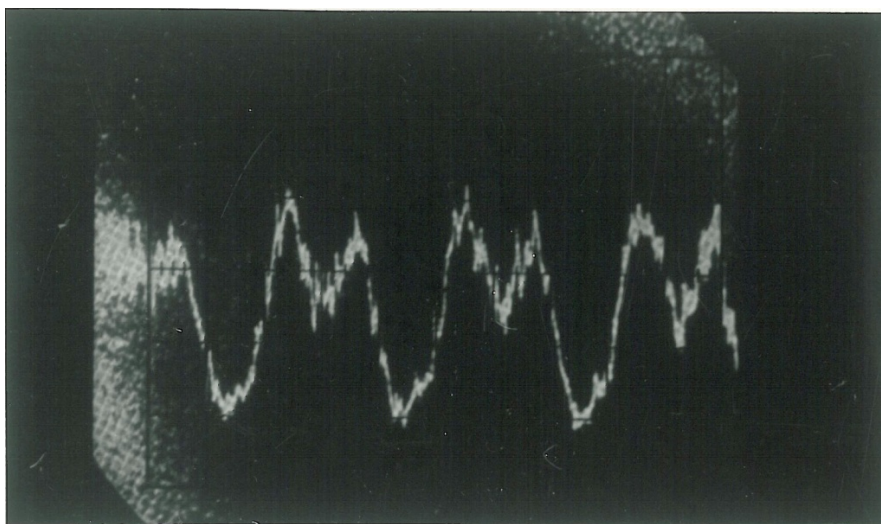




П1.10 Трехлинейный насос, частота 1000 об/мин, напор 5 МПа, демпфер  $H = 1,0$  м,  $K = 0,4$ . Нормальный режим работы

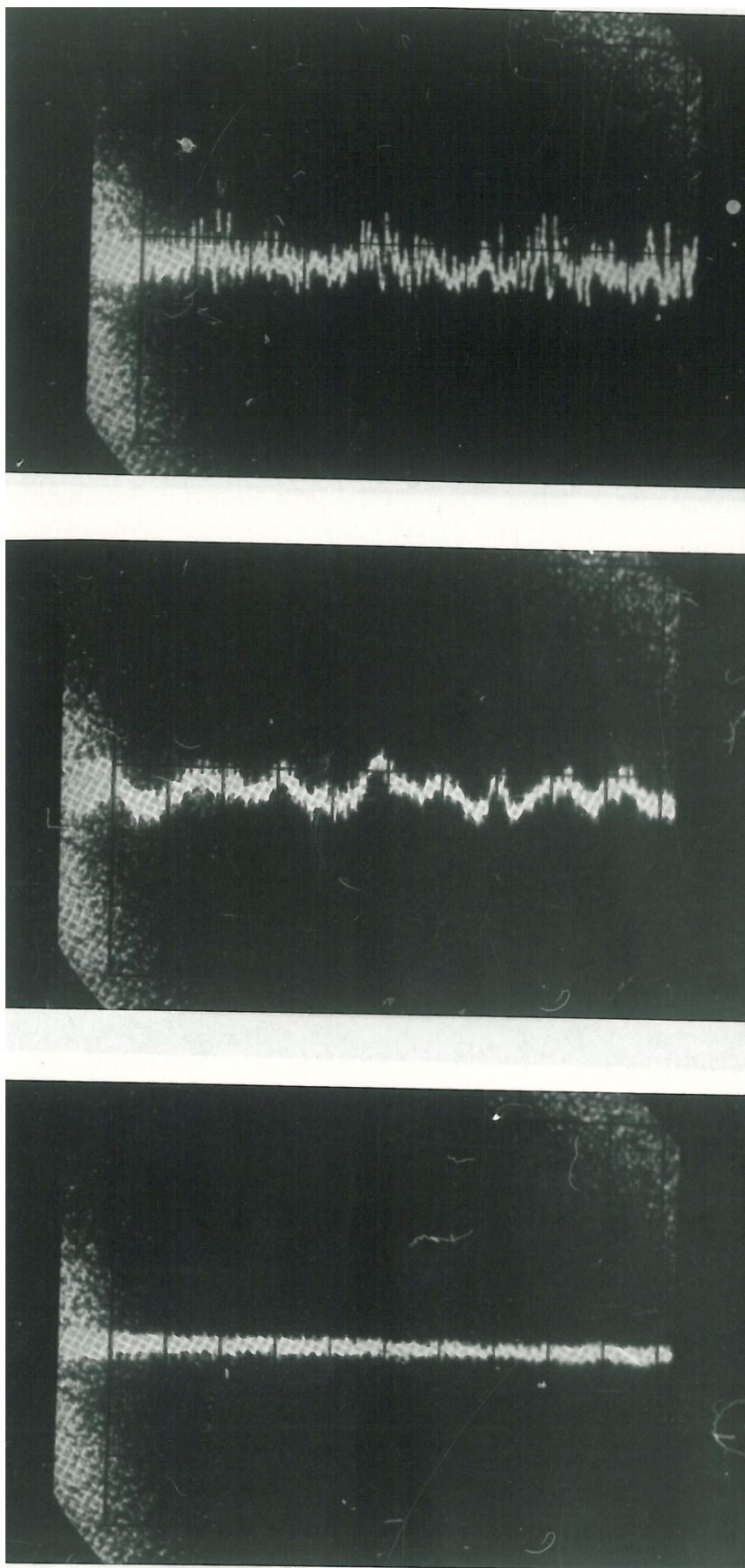


П1.11 Трехлинейный насос, частота 1000 об/мин, напор 15 МПа, демпфер  $H = 0,5$  м,  $K = 0,4$ . Нормальный режим работы

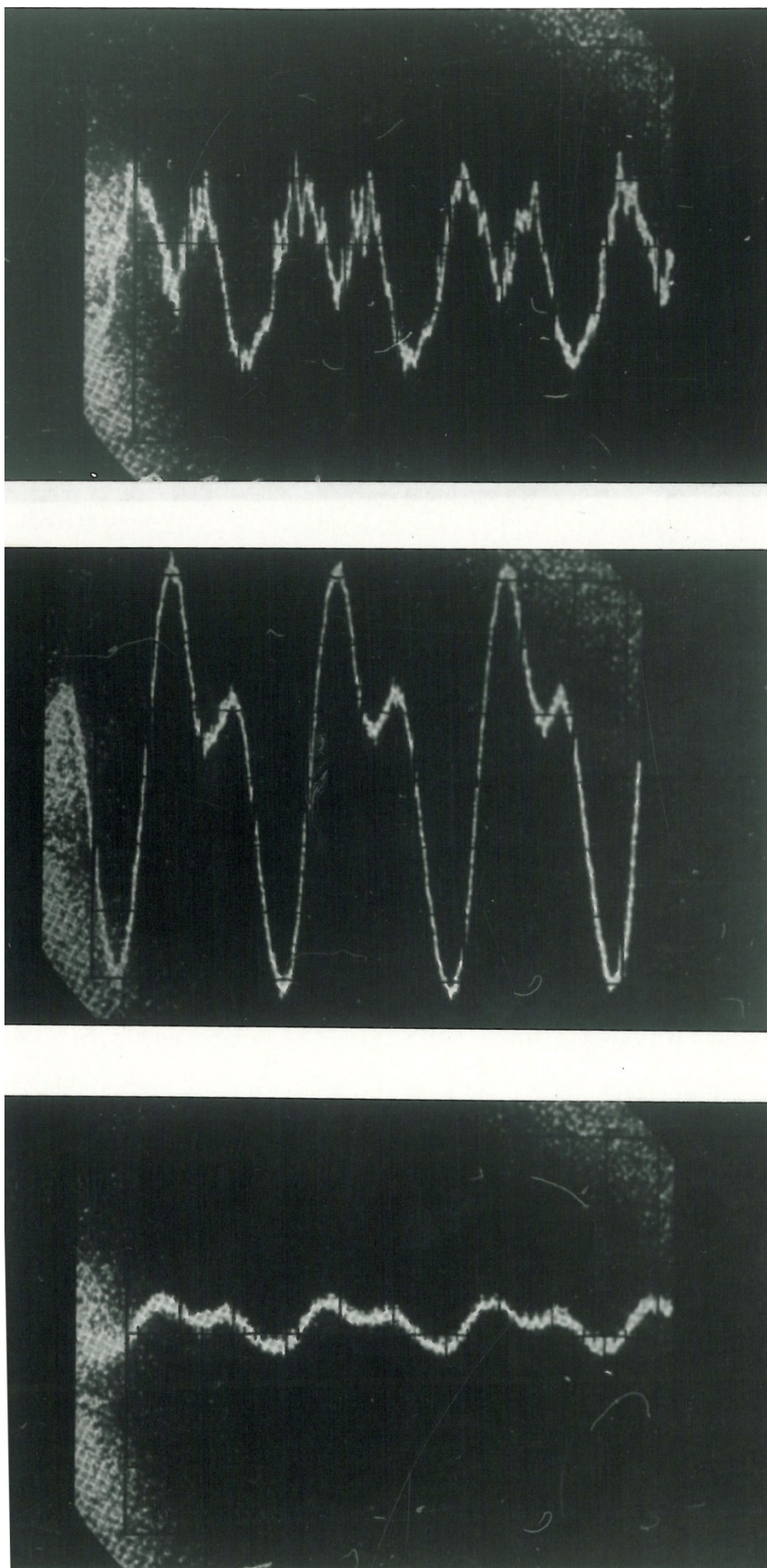


П1.12 Трехлинейный насос, частота 1000 об/мин, напор 15 МПа, демпфер  $H = 0,5$  м,  $K = 0,4$ . Режим срыва подачи



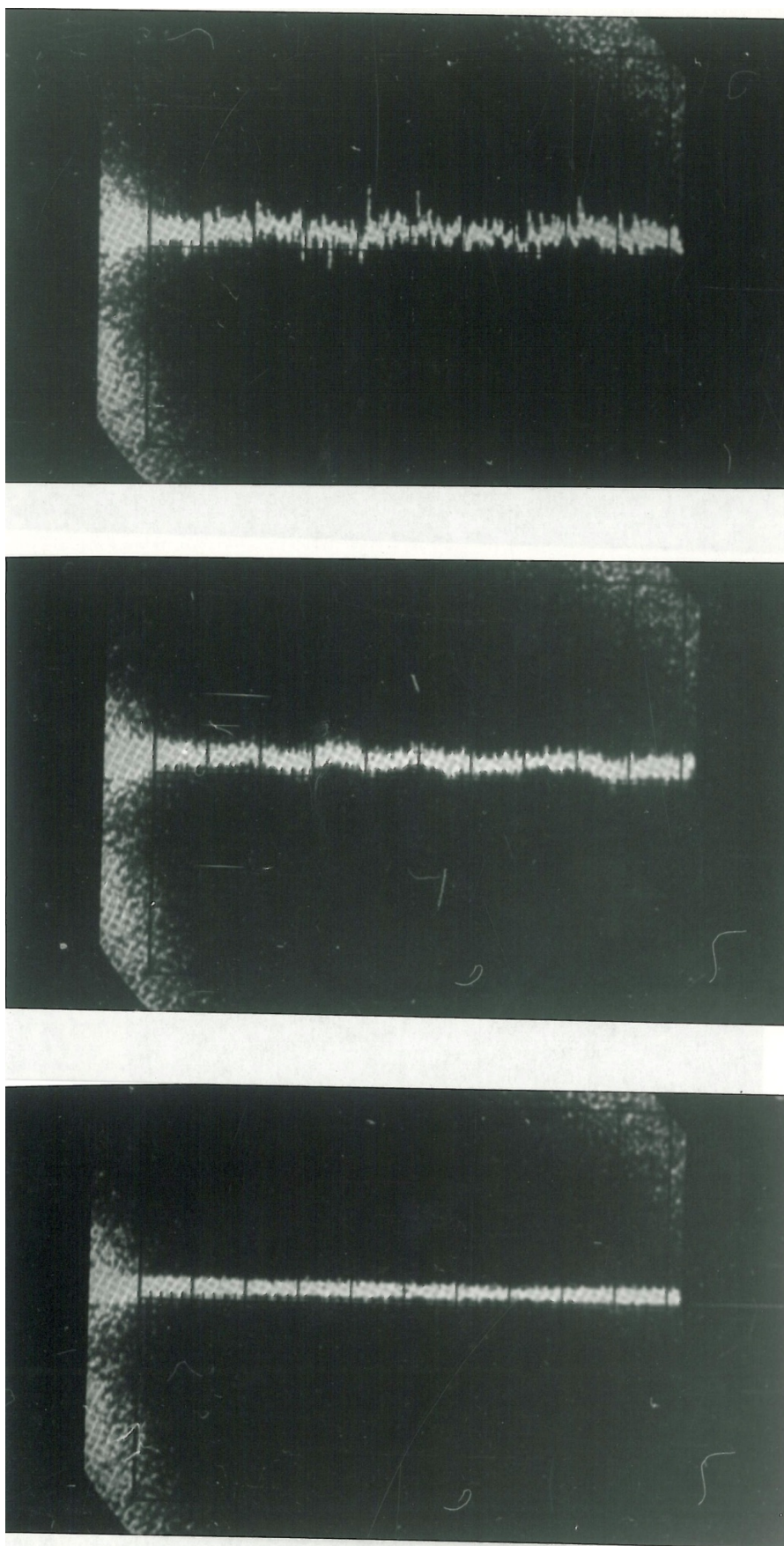


П1.13 Трехлинейный насос, частота 1000 об/мин, напор 10 МПа, демпфер  $H = 0,5$  м,  $K = 0,4$ . Нормальный режим работы

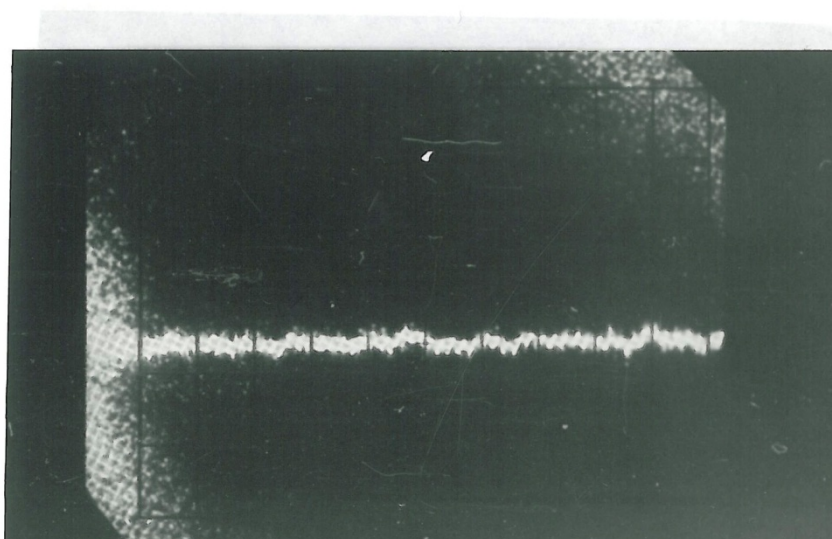
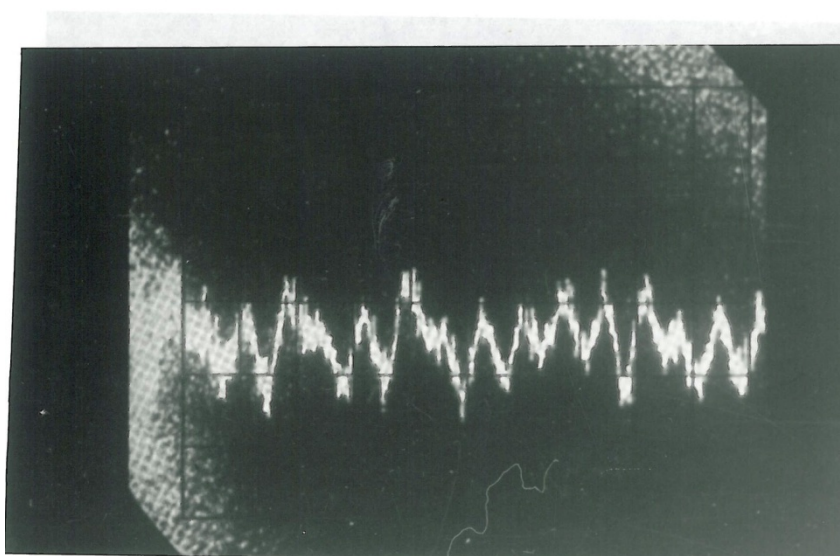
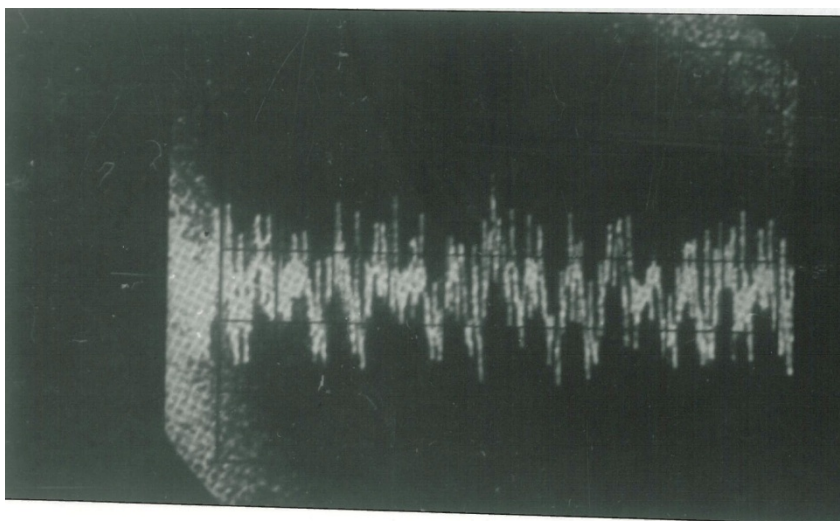


П1.14Трехлинейный насос, частота 1000 об/мин, напор 10 МПа, демпфер Н = 0,5 м, К = 0,4. Режим срыва подачи

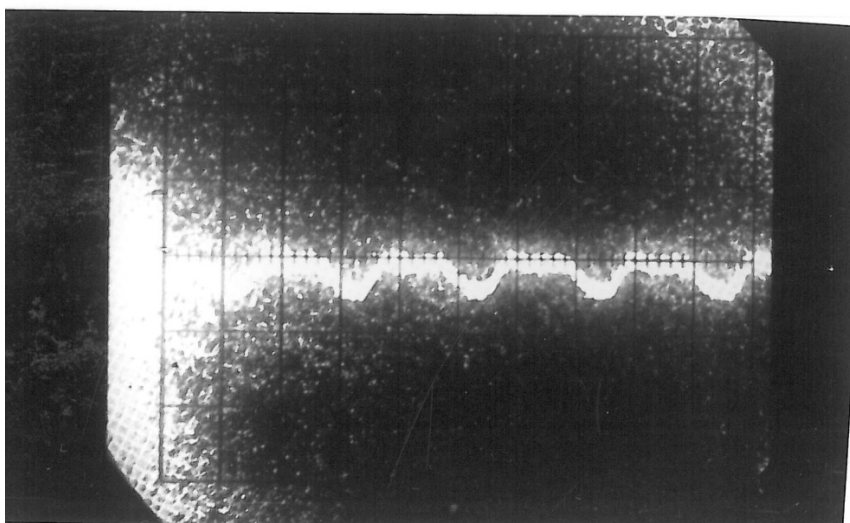
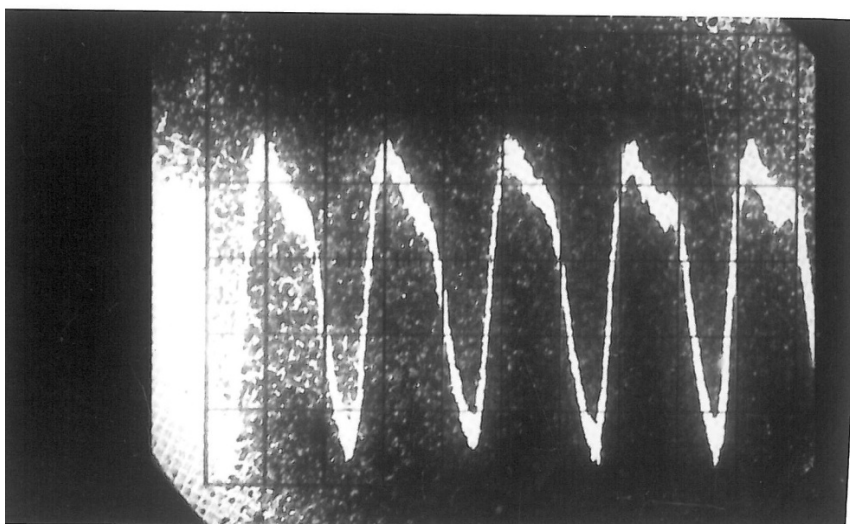
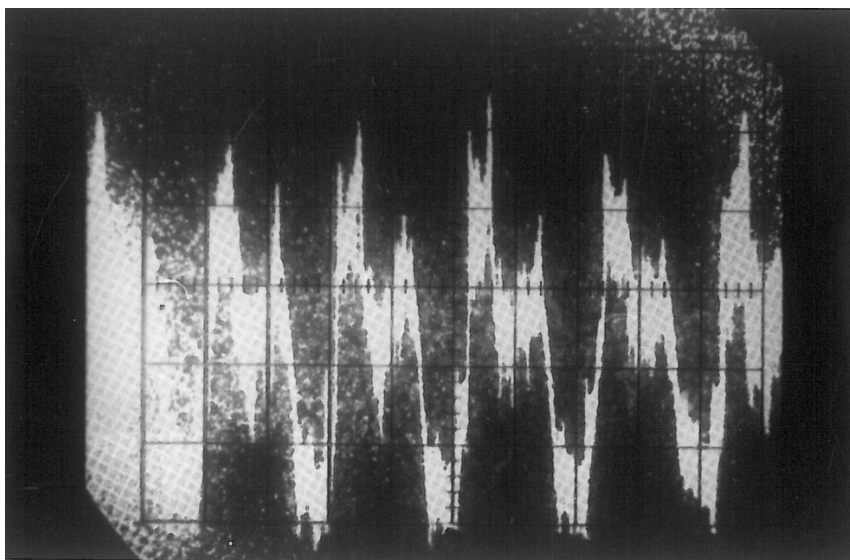




П1.15Трехлинейный насос, частота 1000 об/мин, напор 5 МПа, демпфер  $H = 0,5$  м,  $K = 0,4$ . Нормальный режим работы

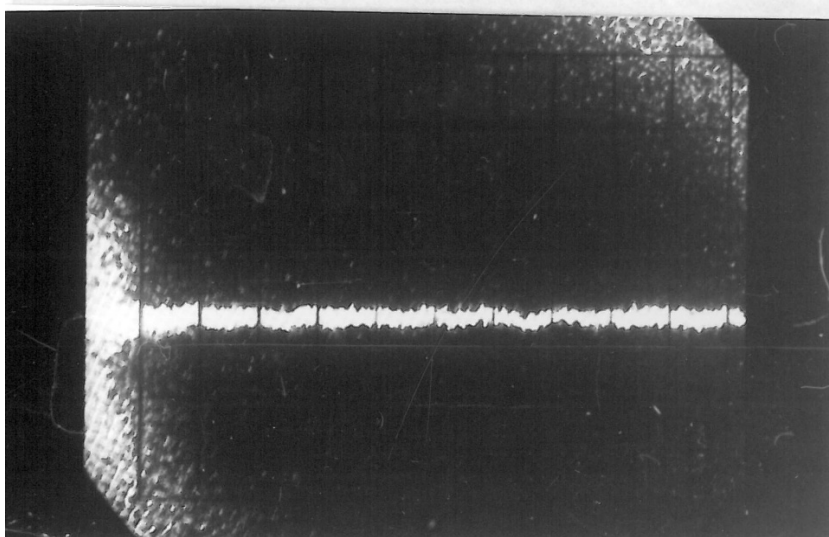
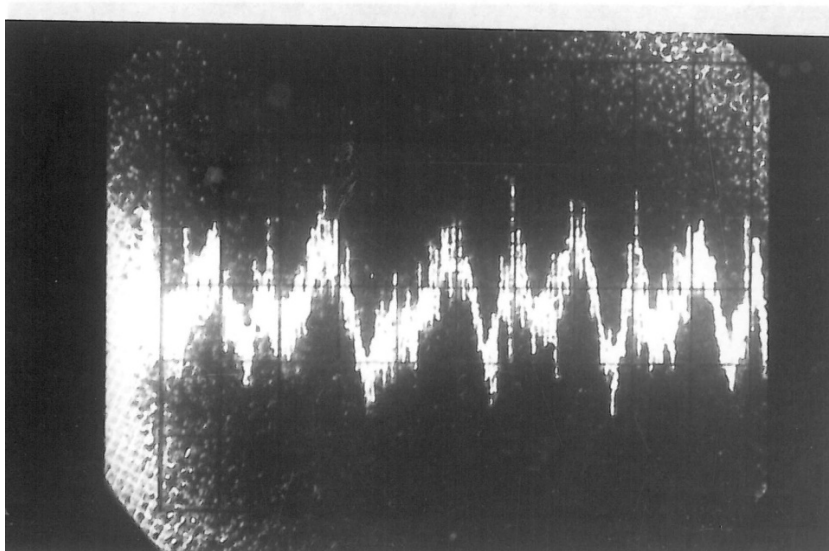
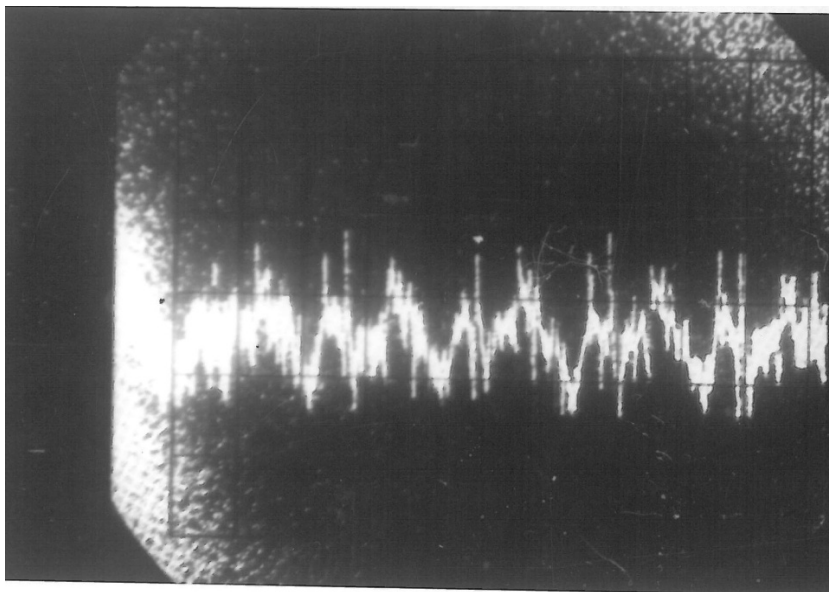


П1.16 Трехлинейный насос, частота 1500 об/мин, напор 15 МПа, демпфер  $H = 0,5$  м,  $K = 0,4$ . Нормальный режим работы

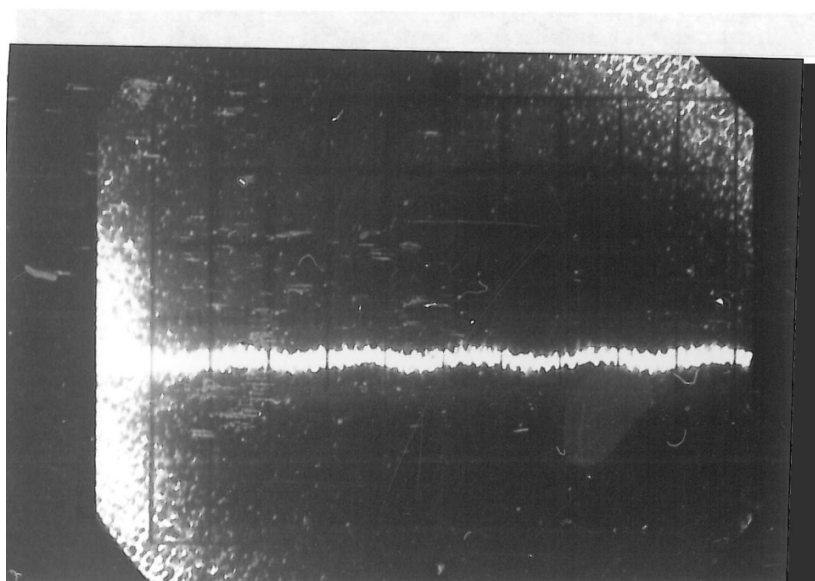
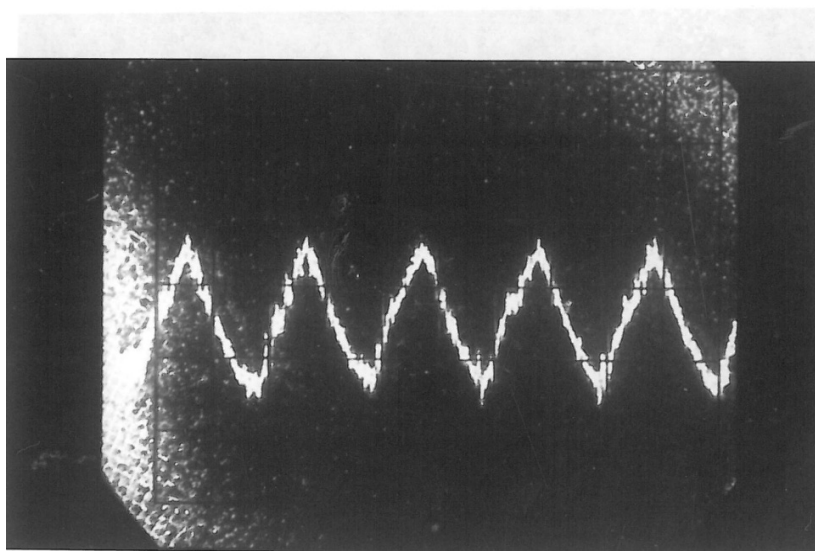
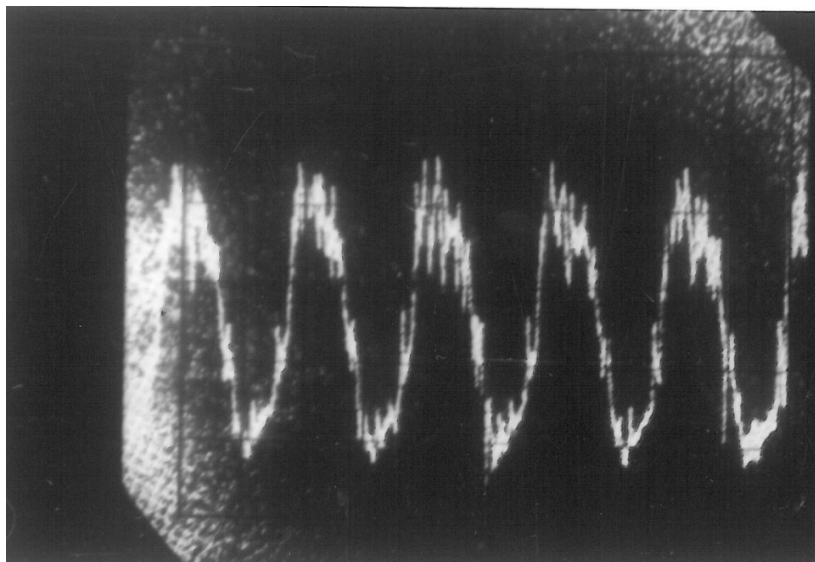


П1.17 Трехлинейный насос, частота 1000 об/мин, напор 15 МПа, демпфер  $H = 0,5$  м,  $K = 0,4$ . Режим срыва подачи

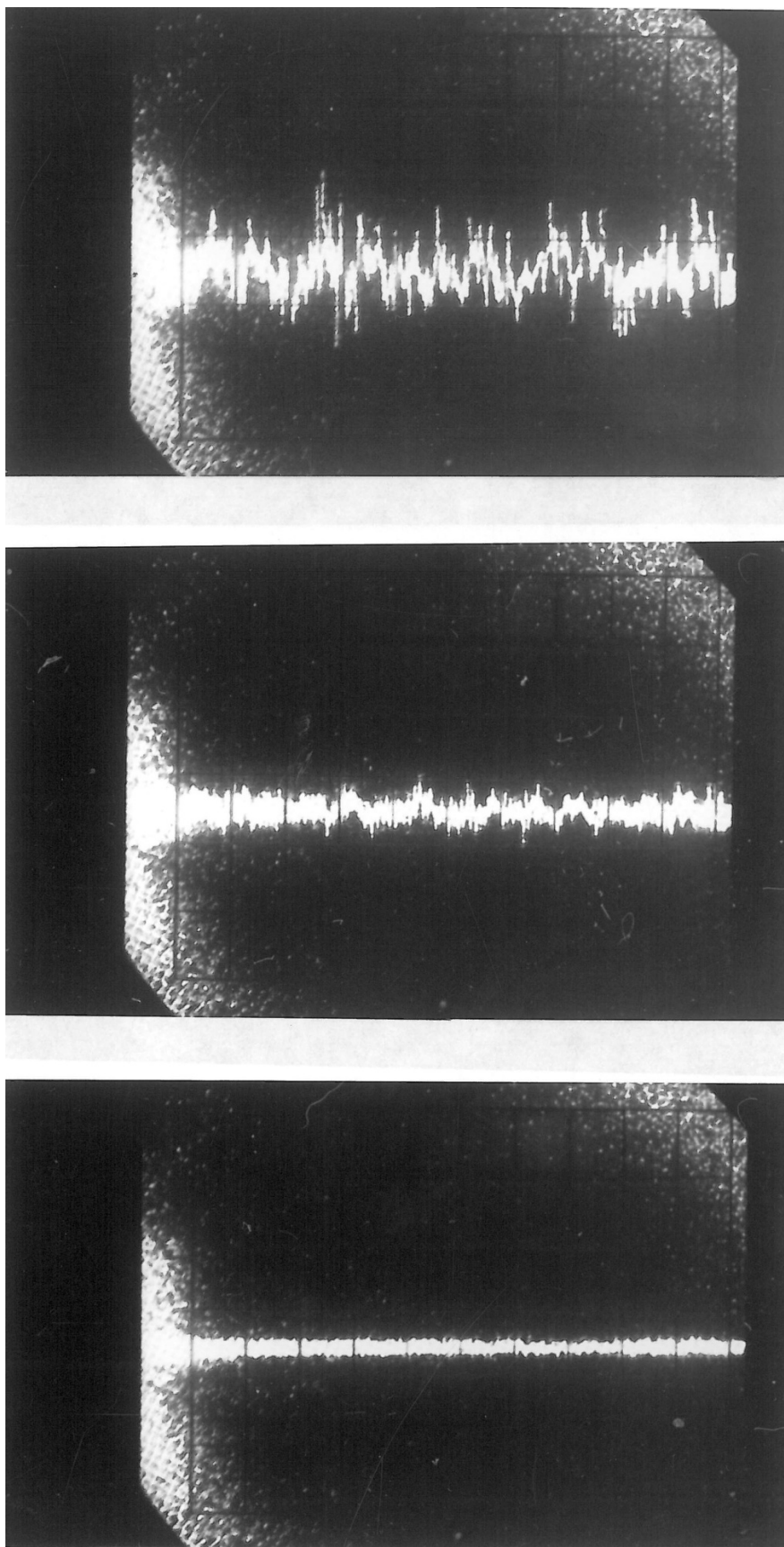




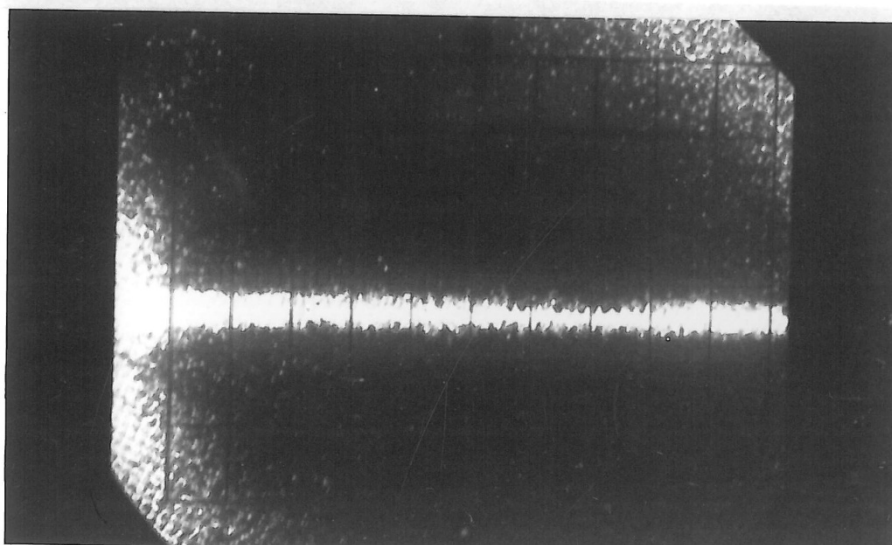
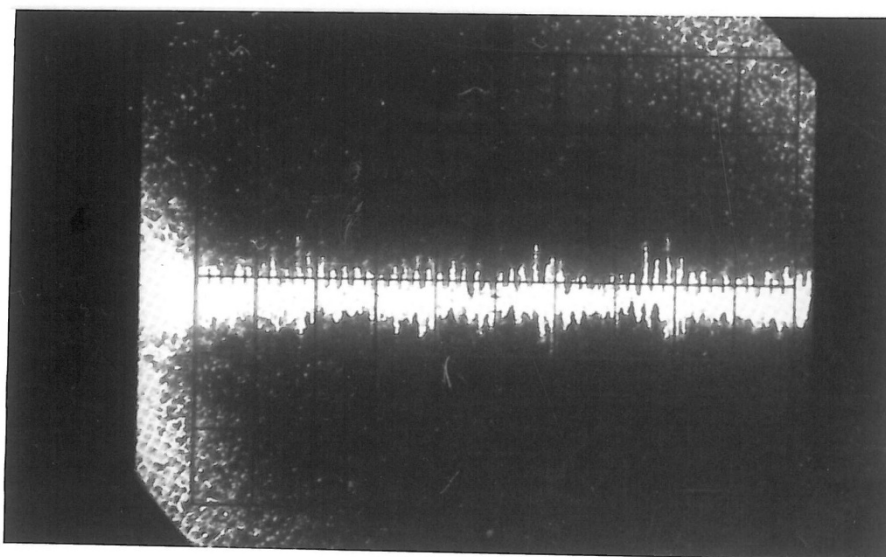
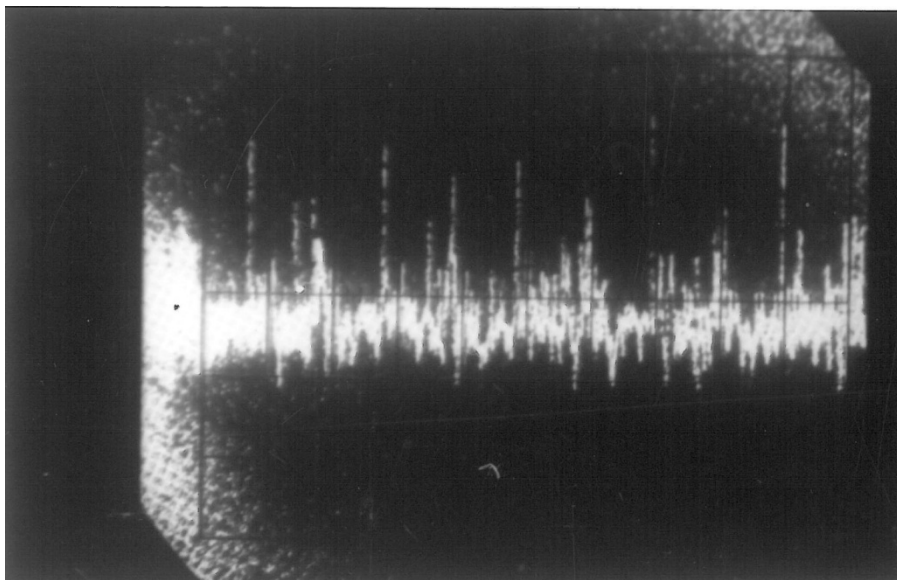
П1.18 Трехлинейный насос, частота 1000 об/мин, напор 10 МПа, демпфер  $H = 0,5$  м,  $K = 0,4$ . Нормальный режим работы



П1.19 Трехлинейный насос, частота 1000 об/мин, напор 10 МПа, демпфер  $H = 0,5$  м,  $K = 0,4$ . Режим срыва подачи

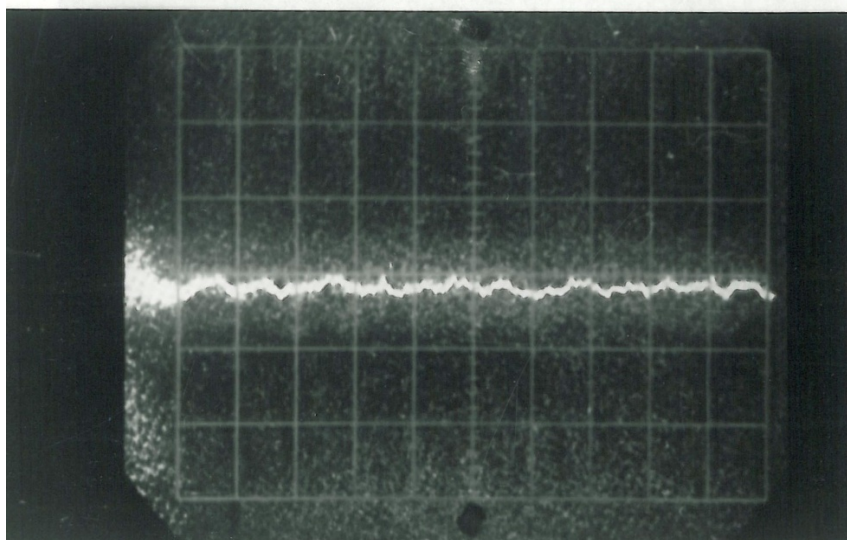
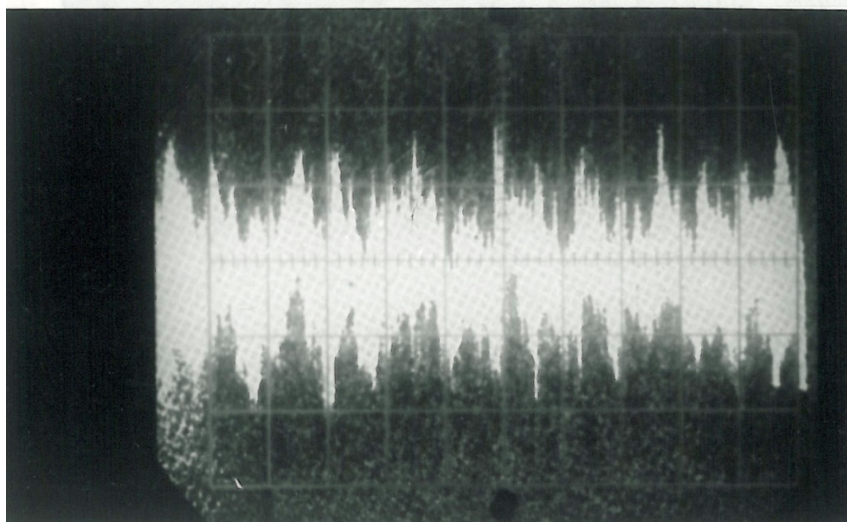
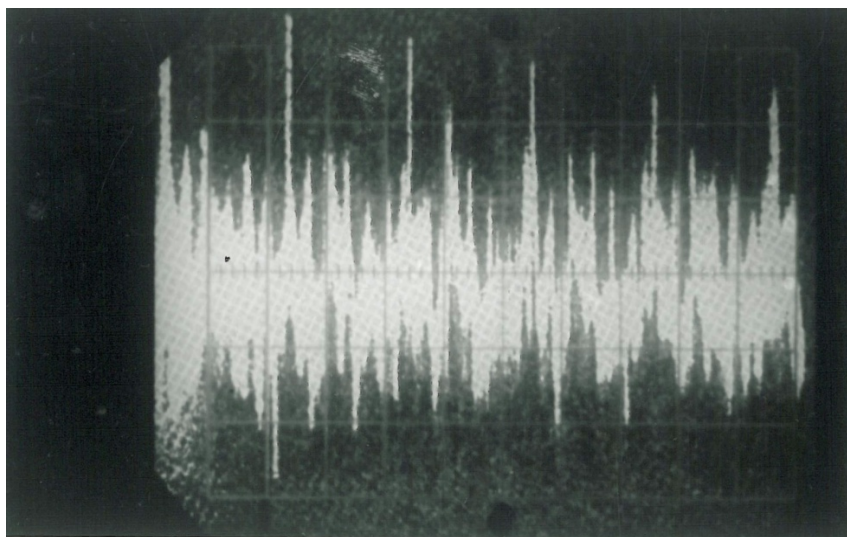


П1.20 Трехлинейный насос, частота 1000 об/мин, напор 5 МПа, демпфер  $H = 0,5$  м,  $K = 0,4$ . Нормальный режим работы

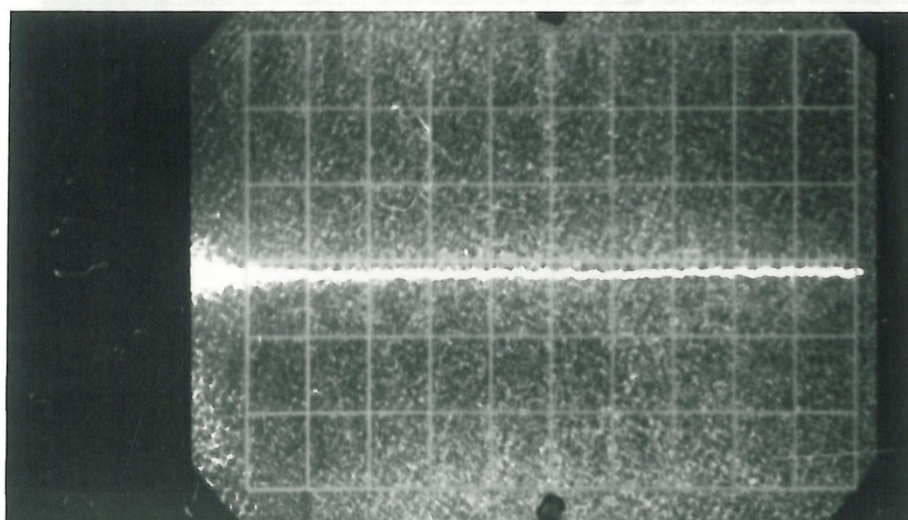
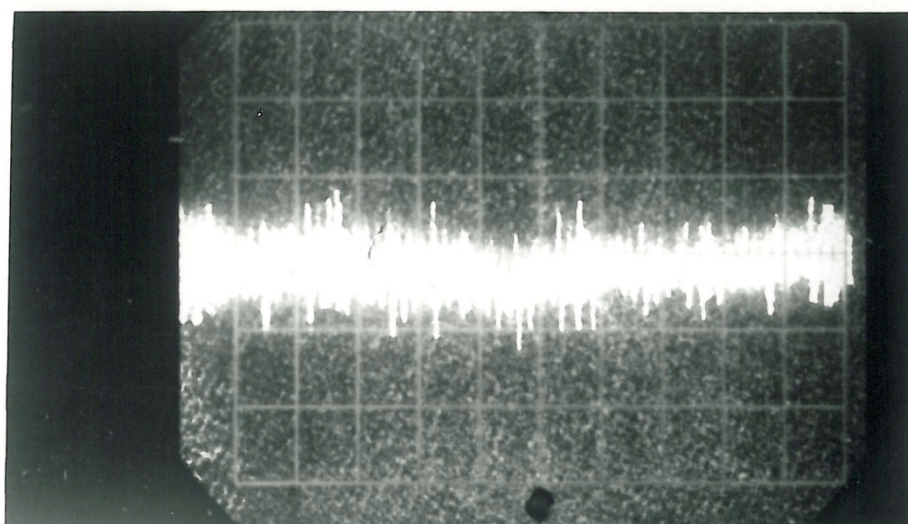
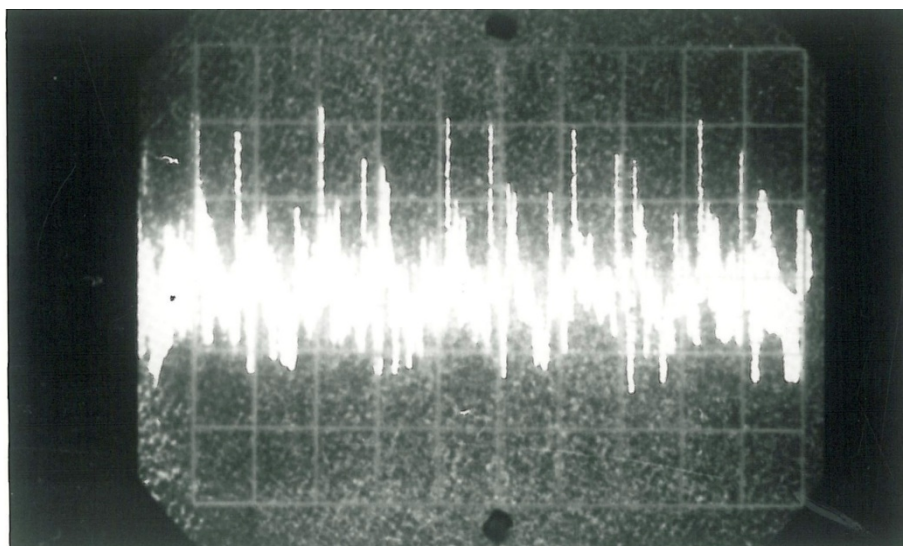


П1.21 Трехлинейный насос, частота 1000 об/мин, напор 5 МПа, демпфер  $H = 0,5$  м,  $K = 0,4$ . Режим срыва подачи



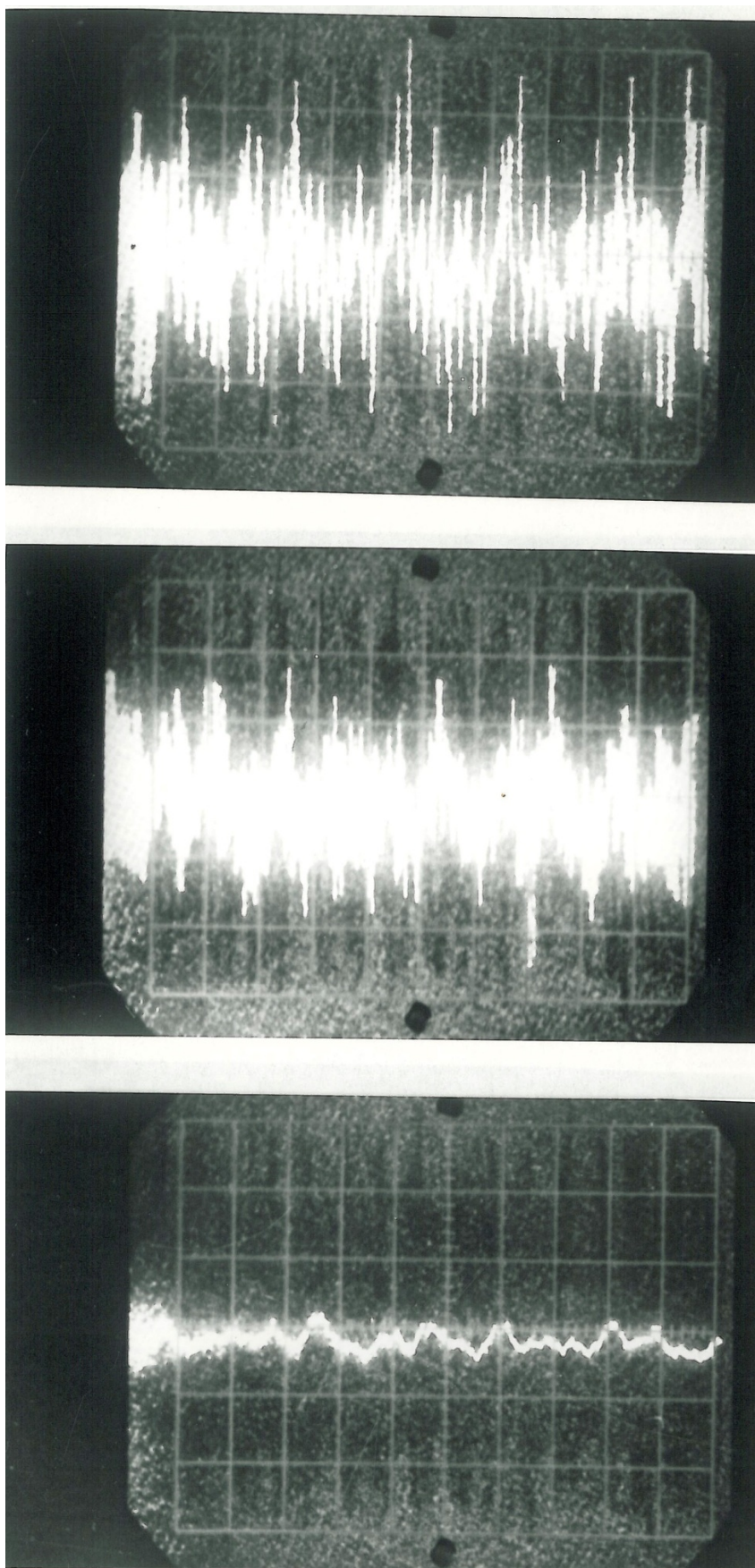


П1.22 Трехлинейный насос, частота 1500 об/мин, напор 5 МПа,  
Штатный демпфер,  $K = 0,4$ . Нормальный режим работы

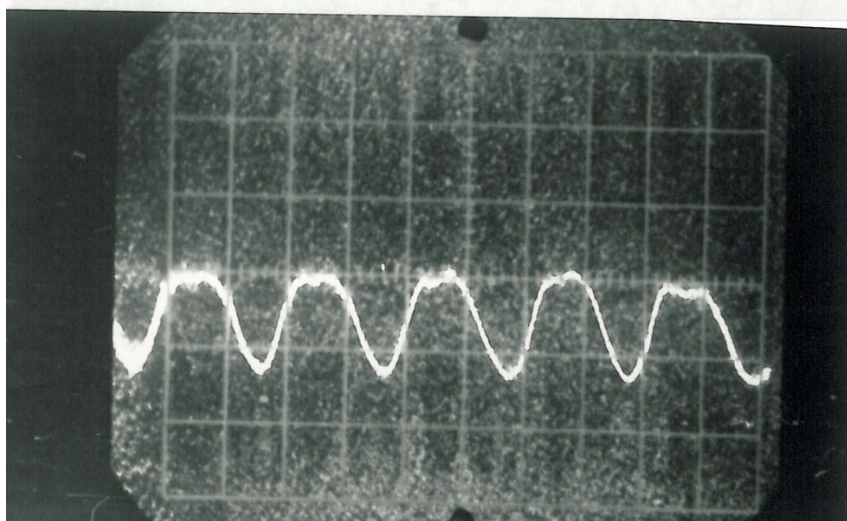
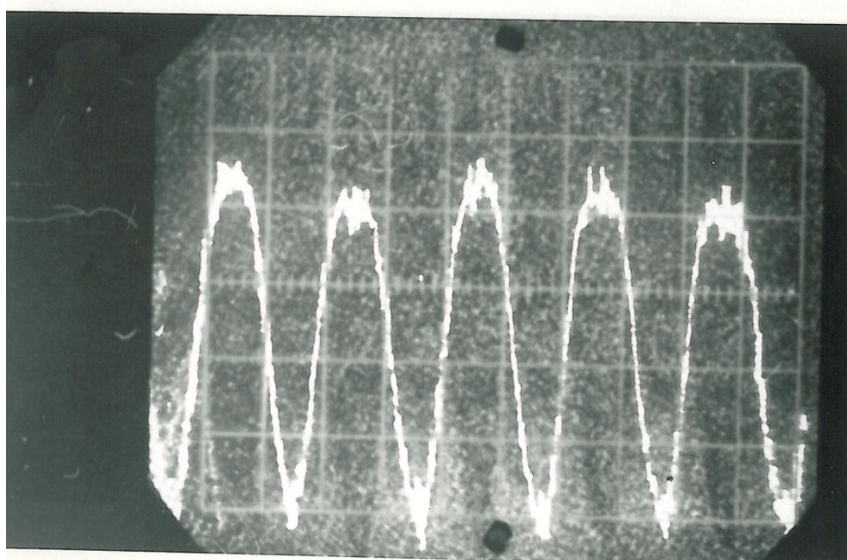
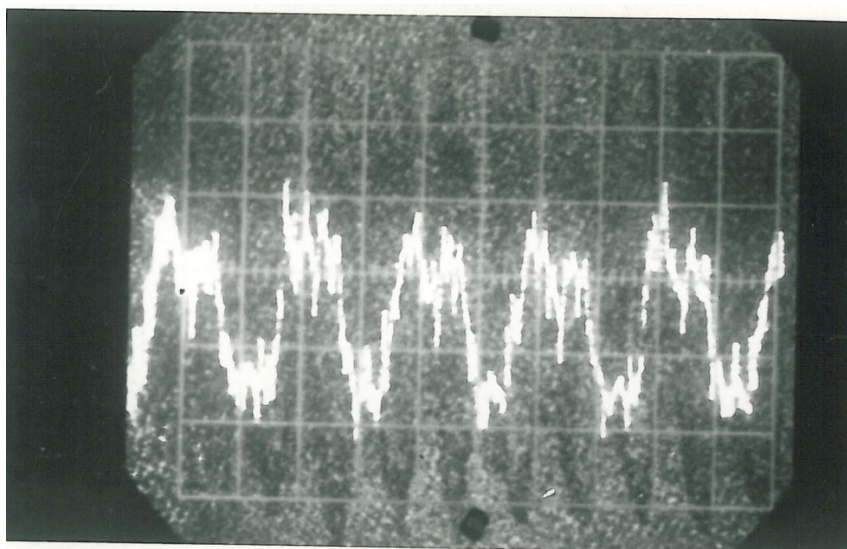


П1.23 Трехлинейный насос, частота 1500 об/мин, напор 5 МПа,  
Штатный демпфер,  $K = 0,4$ . Режим срыва подачи



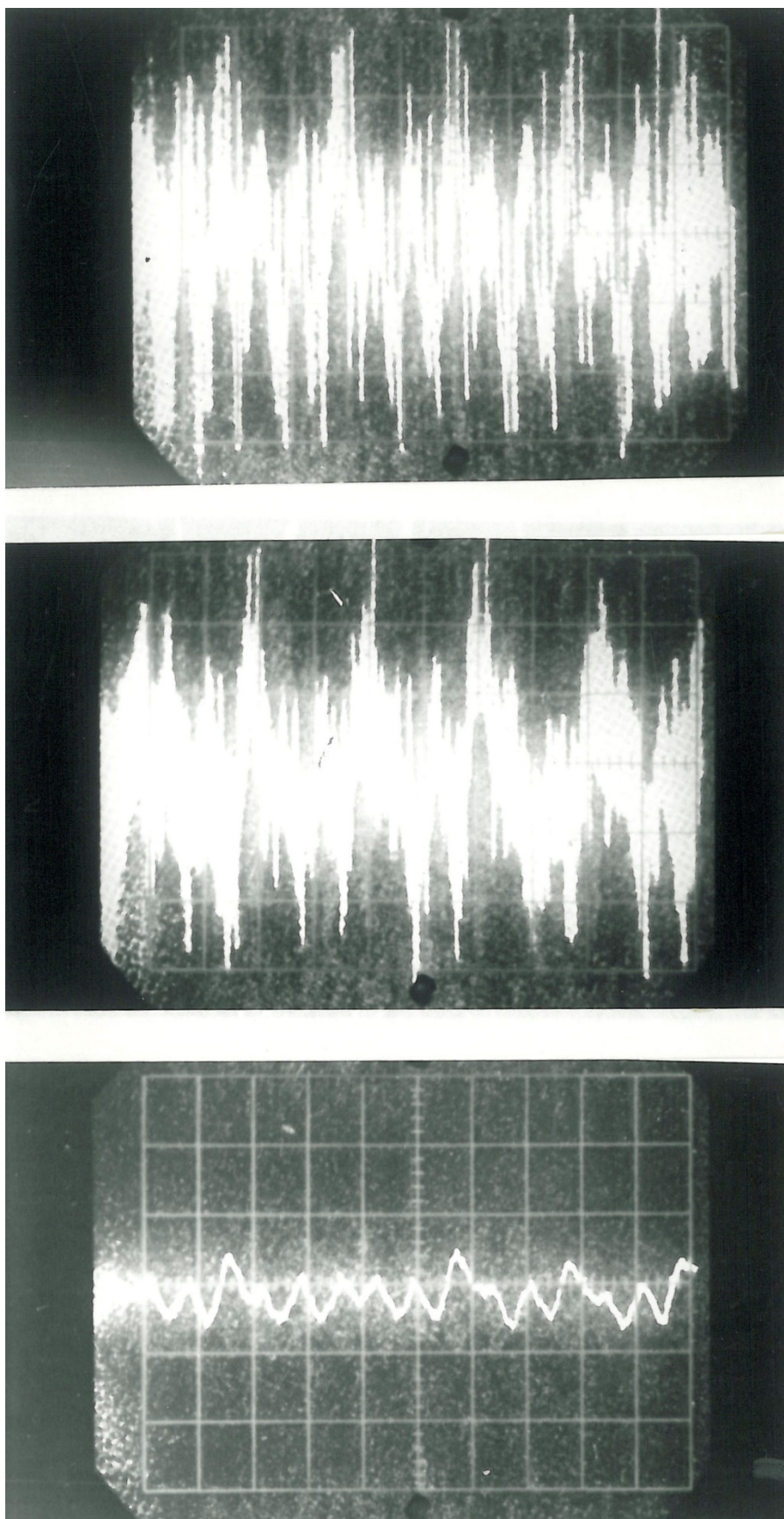


П1.24 Трехлинейный насос, частота 1500 об/мин, напор 10 МПа, штатный демпфер,  $K = 0,4$ . Нормальный режим работы

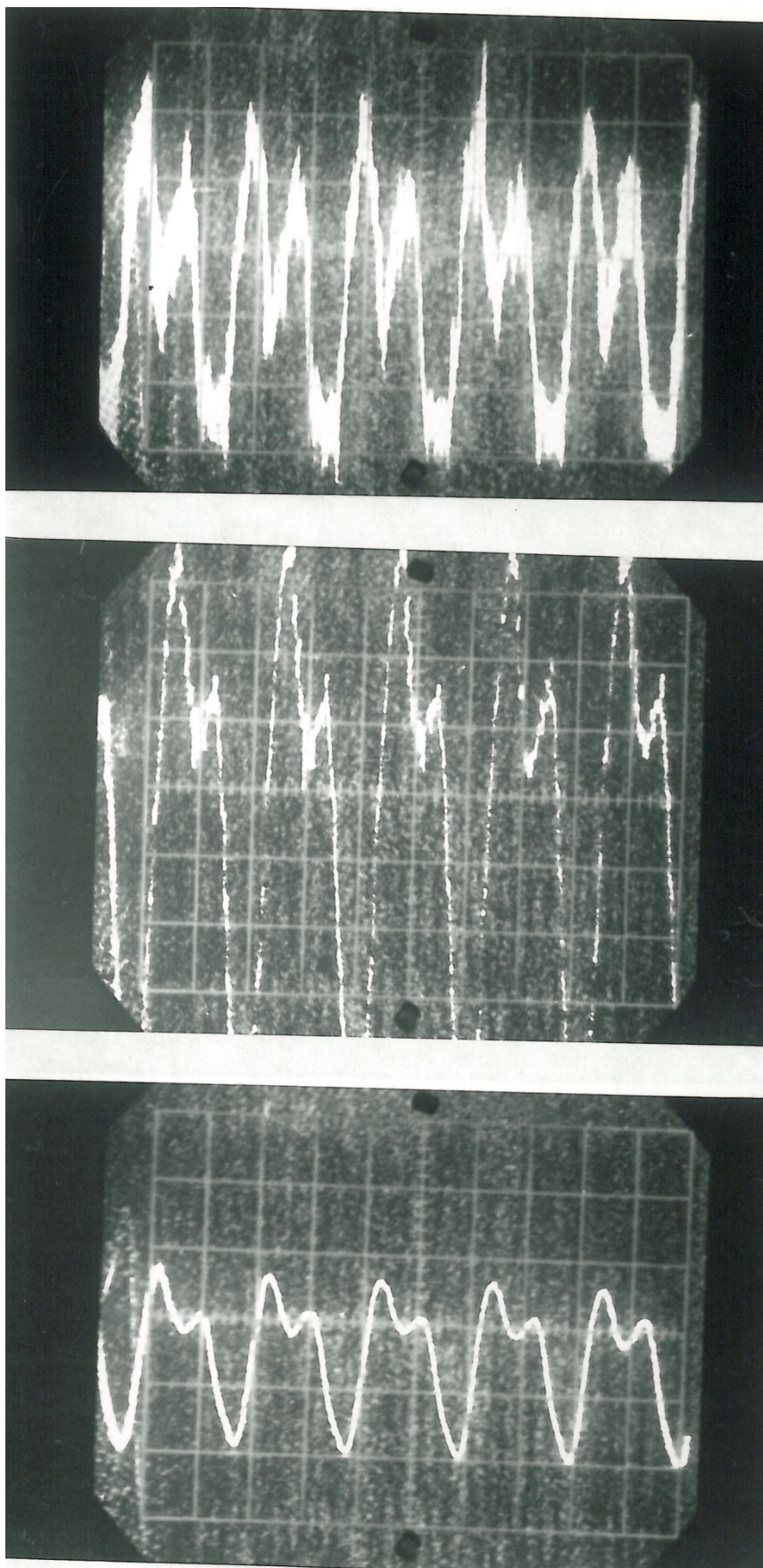


П1.25 Трехлинейный насос, частота 1500 об/мин, напор 10 МПа,  
Штатный демпфер,  $K = 1,0$ . Режим срыва подачи



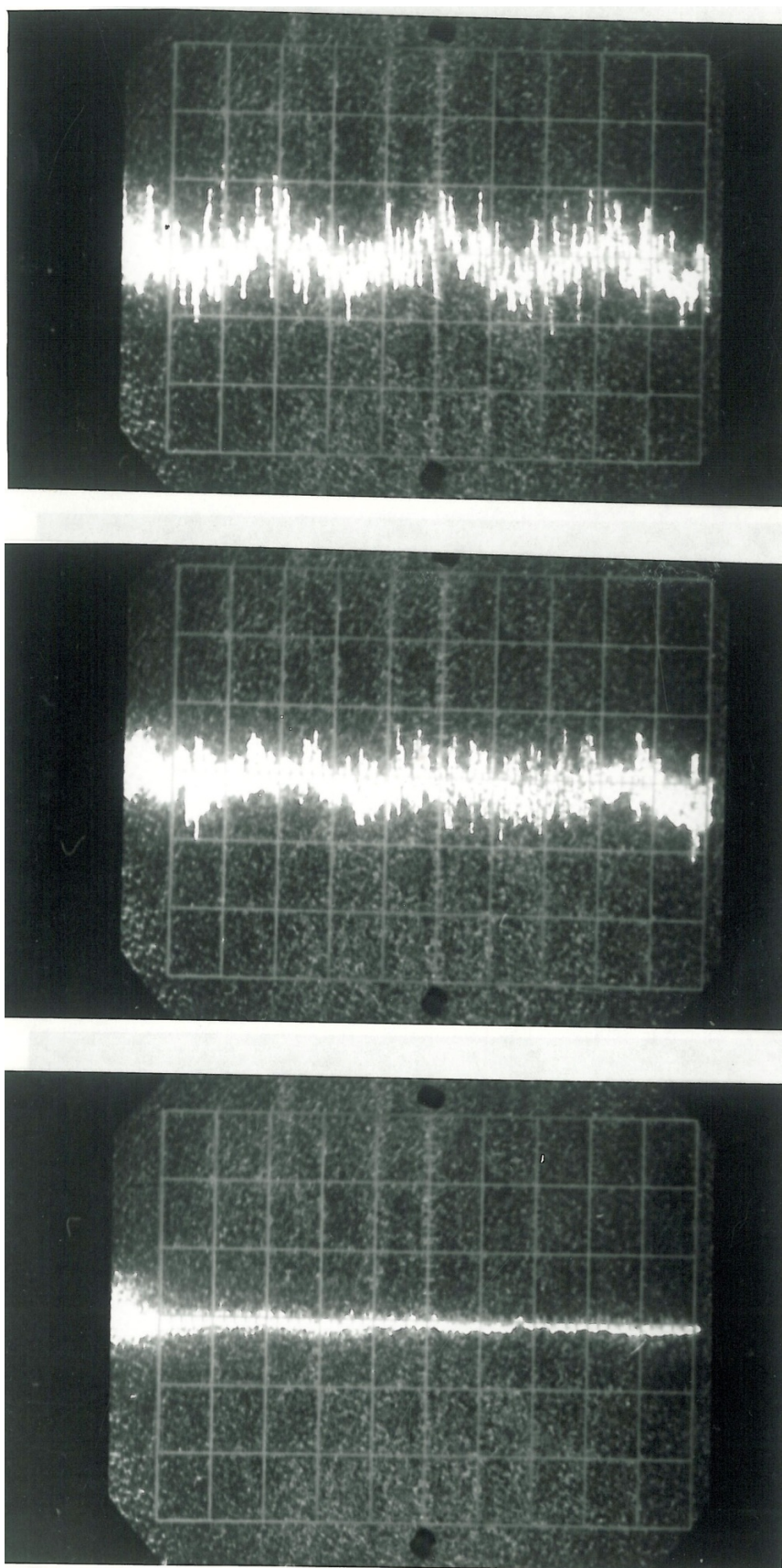


П1.26 Трехлинейный насос, частота 1500 об/мин, напор 15 МПа, Штатный демпфер,  $K = 0,4$ . Нормальный режим работы

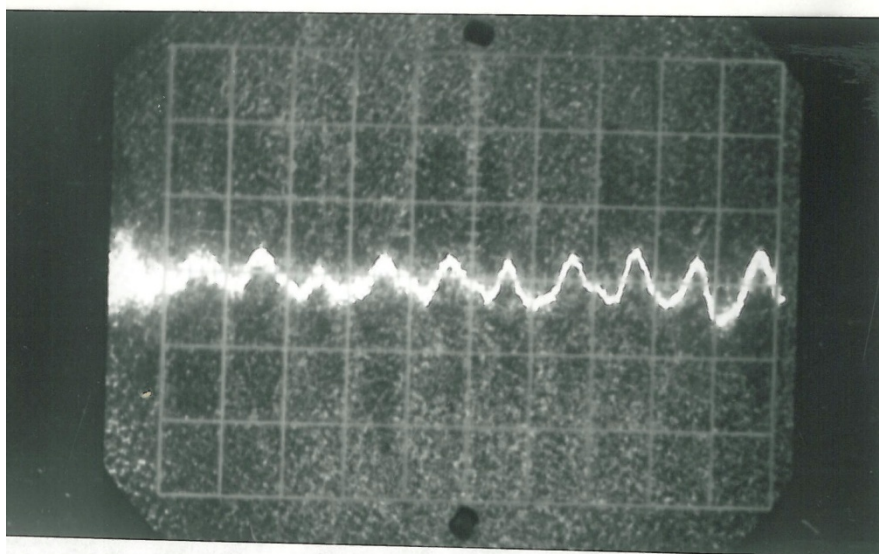
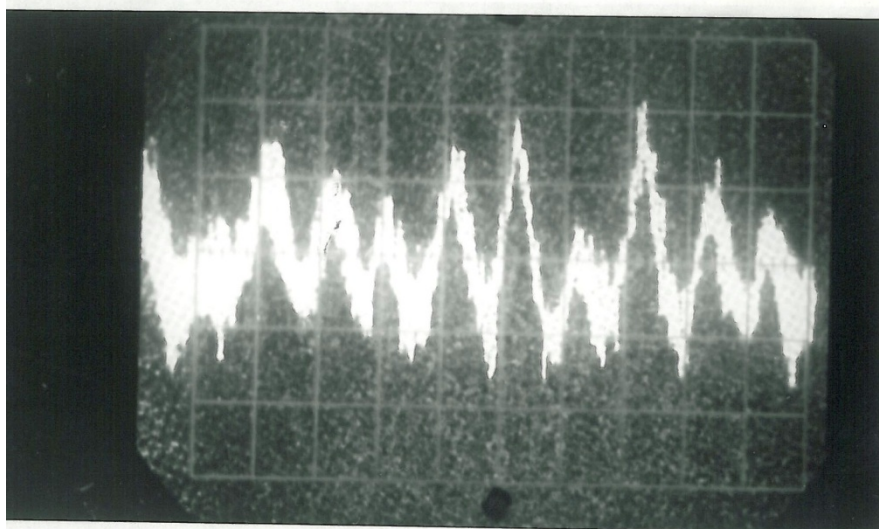
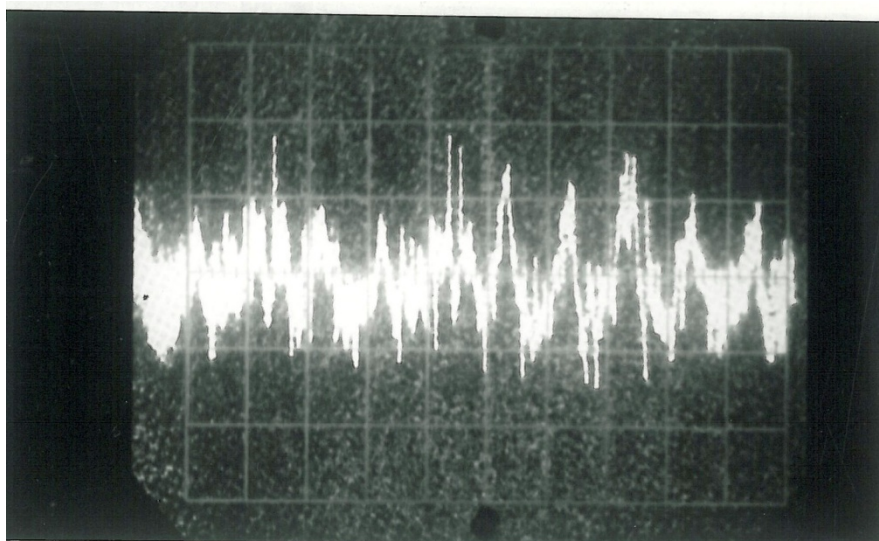


П1.27 Трехлинейный насос, частота 1500 об/мин, напор 15 МПа,  
Штатный демпфер,  $K = 0,4$ . Режим срыва подачи



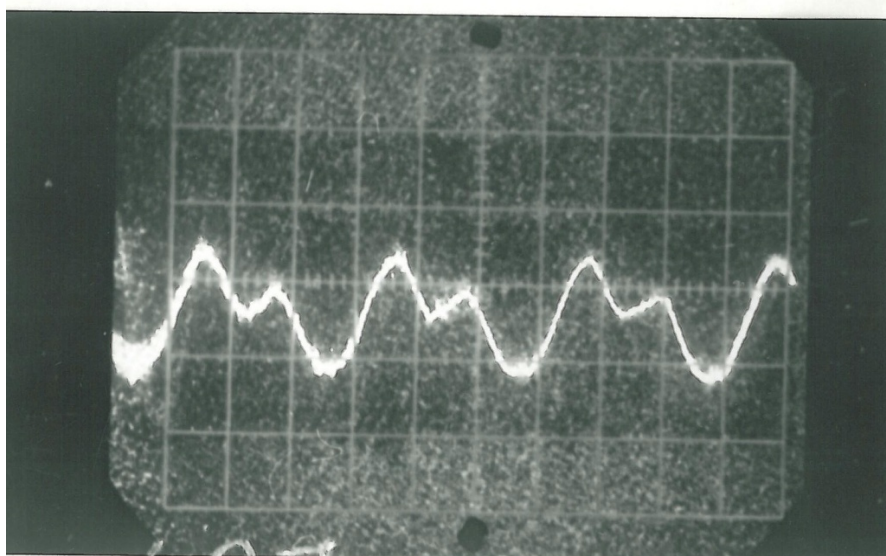
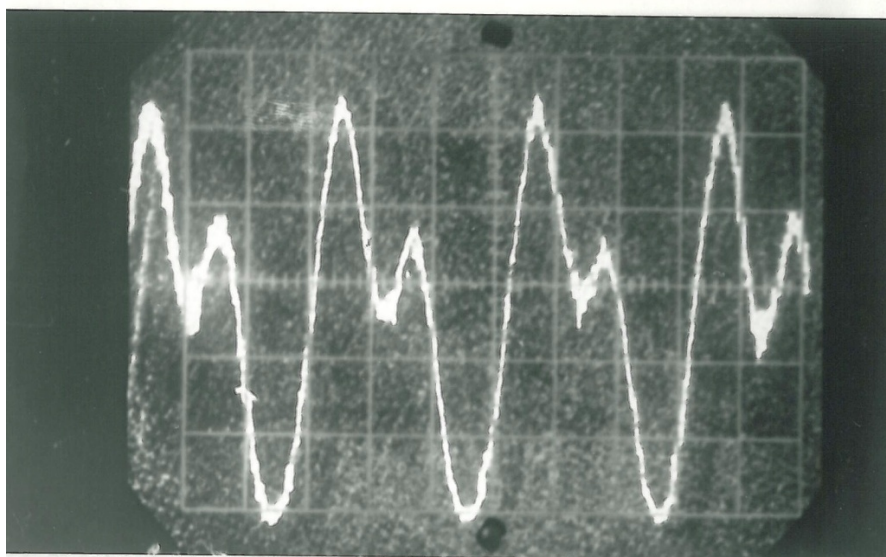
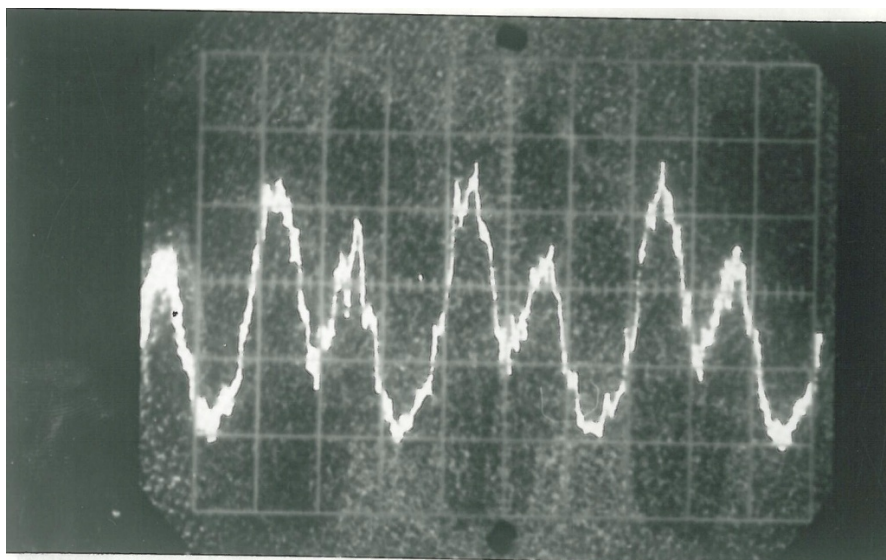


П1.28 Трехлинейный насос, частота 1000 об/мин, напор 5 МПа,  
Штатный демпфер,  $K = 0,4$ . Нормальный режим работы

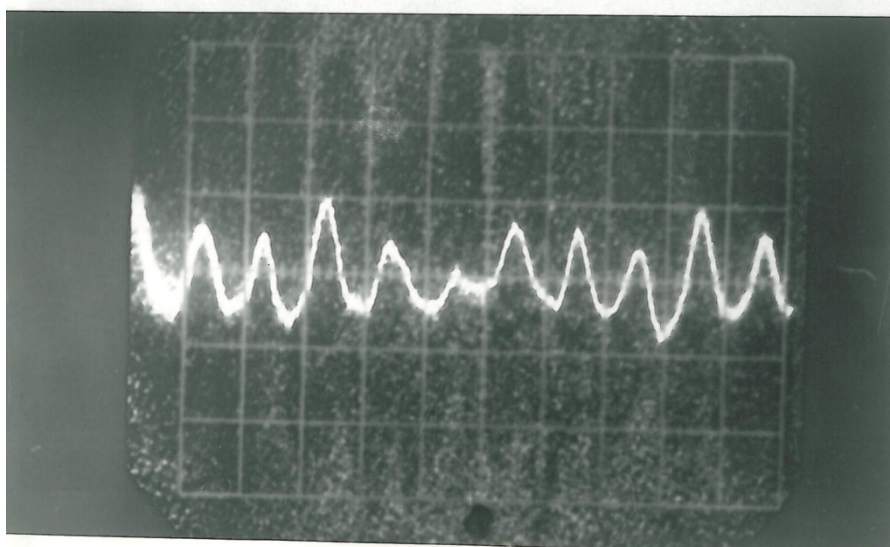
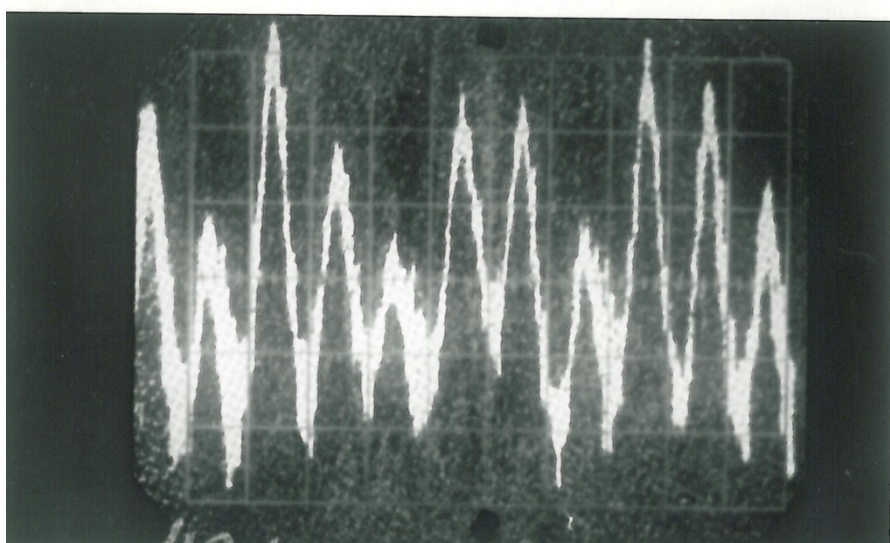
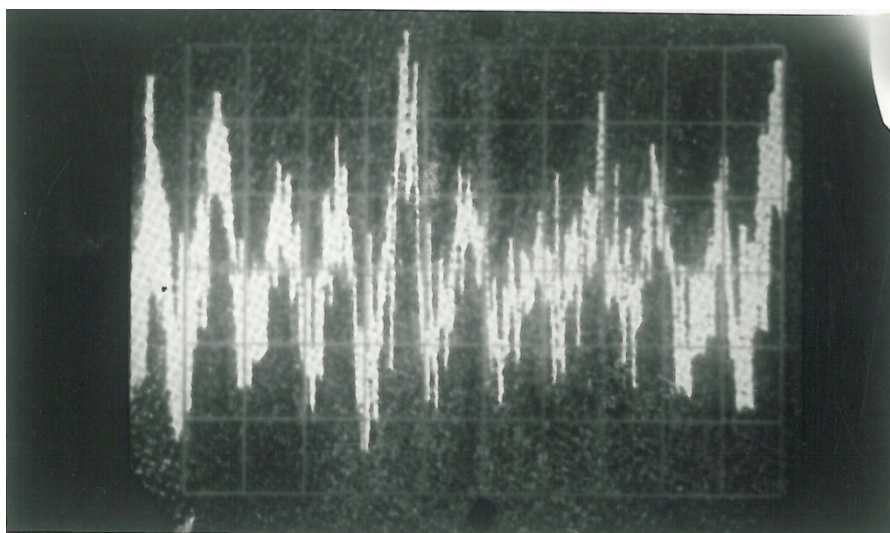


П1.29 Трехлинейный насос, частота 1000 об/мин, напор 10 МПа,  
Штатный демпфер,  $K = 0,4$ . Нормальный режим работы



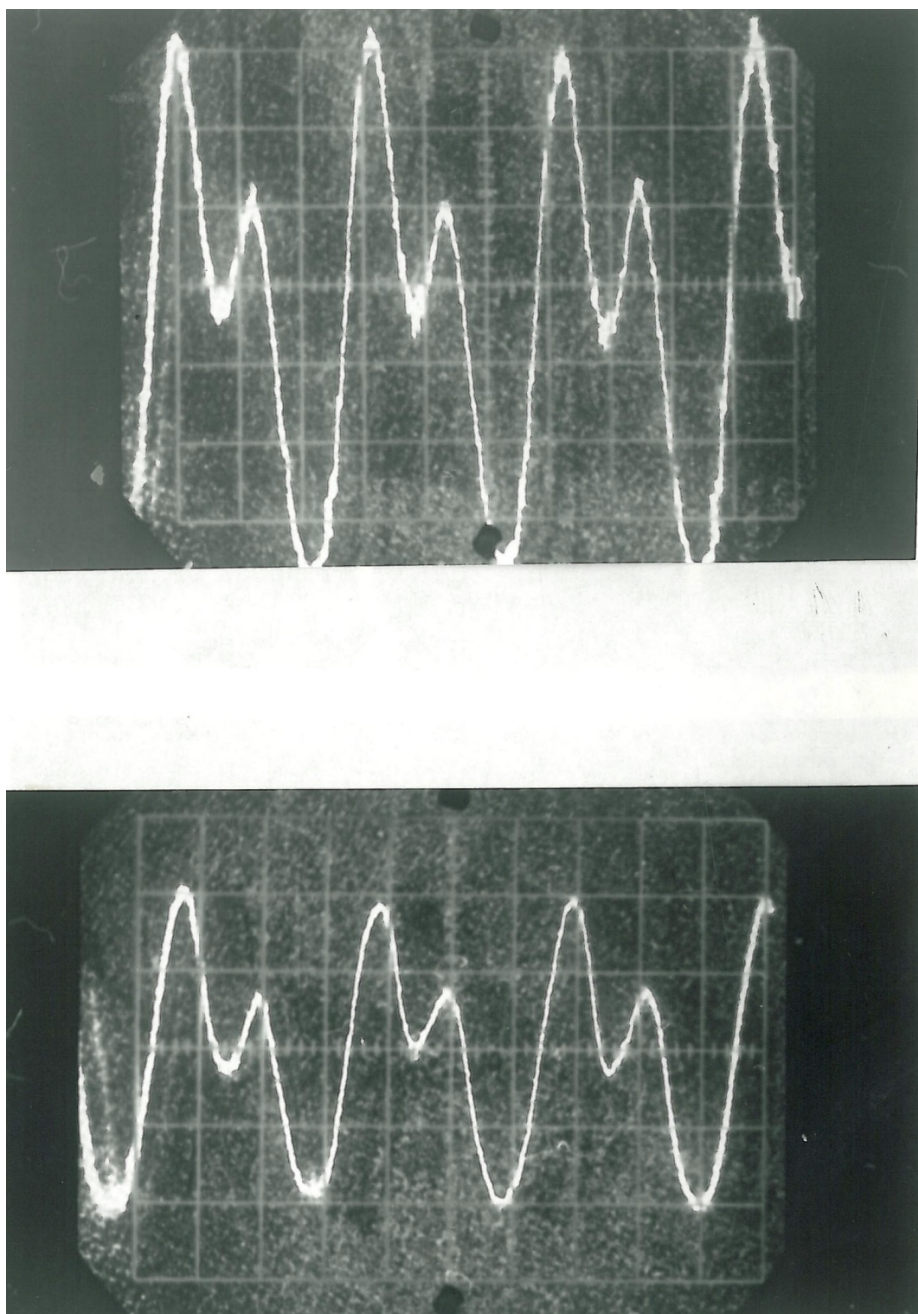


П1.30 Трехлинейный насос, частота 1000 об/мин, напор 10 МПа,  
Штатный демпфер,  $K = 0,4$ . Режим срыва подачи

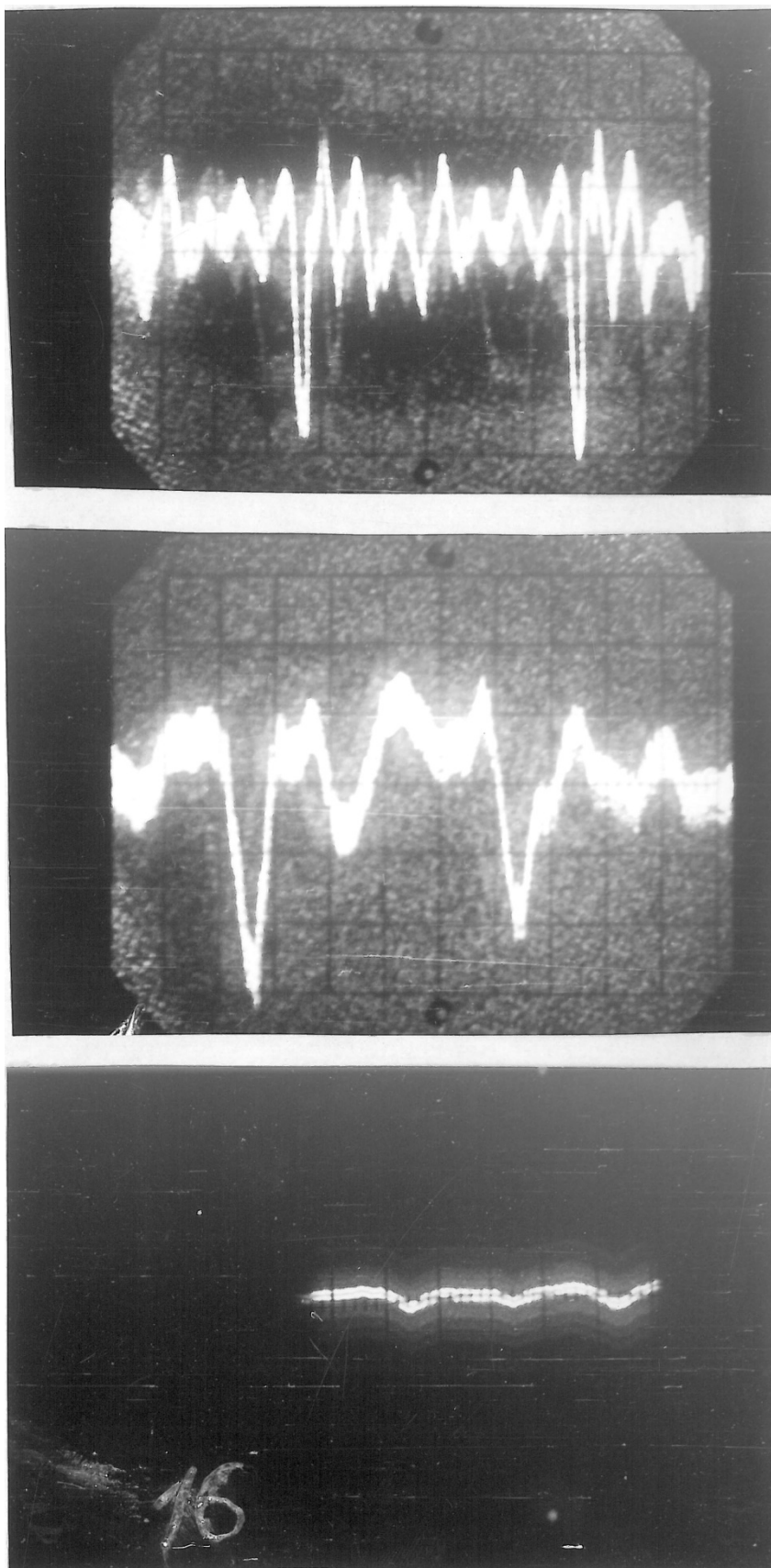


П1.31 Трехлинейный насос, частота 1500 об/мин, напор 15 МПа,  
Штатный демпфер,  $K = 0,4$ . Нормальный режим работы





П1.32 Трехлинейный насос, частота 1500 об/мин, напор 5 МПа,  
Штатный демпфер,  $K = 0,4$ . Режим срыва подачи.  
Точки замера давления соответственно 2 и 3.



П1.33 Однопоршневой насос, частота 980 об/мин, напор 20 МПа,  
демпфер  $H = 1,0$  м,  $K = 0,4$ . Нормальный режим работы.  
Масштаб времени – 0,02 с/дел



## ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Осциллограммы колебаний давления и колебаний затвора клапана в поршневом насосе, Нормальный режим работы и режим срыва подачи

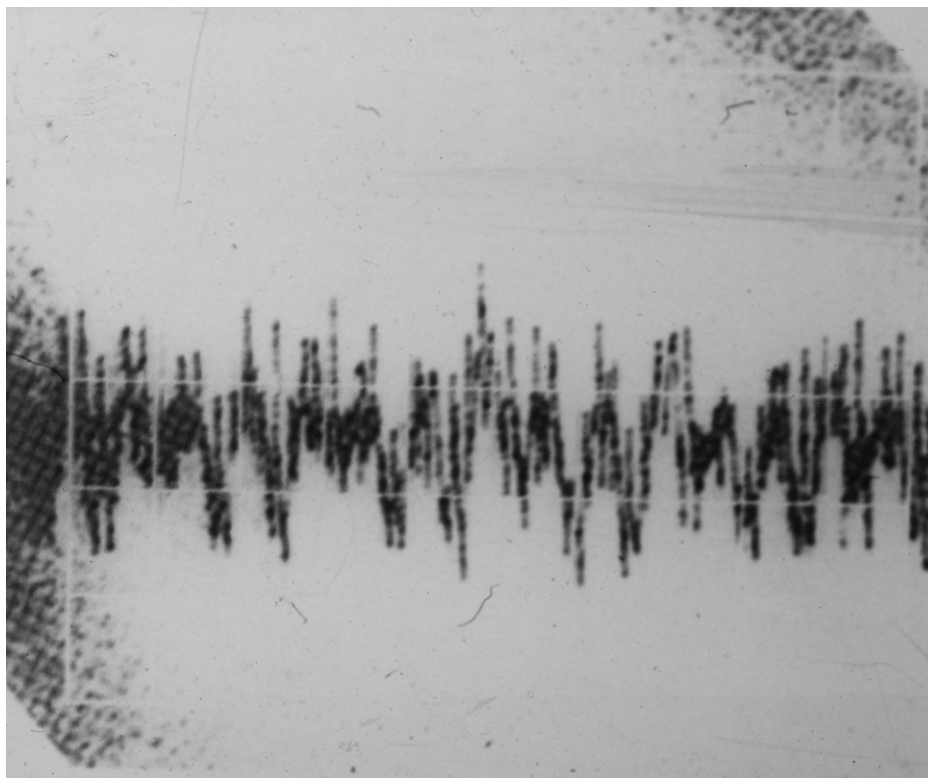


Рис. П2.1. Осциллограмма колебаний давления  
для  $P_2 = 15,0$  МПа;  $n = 1500$  об/мин  
Нормальная работа

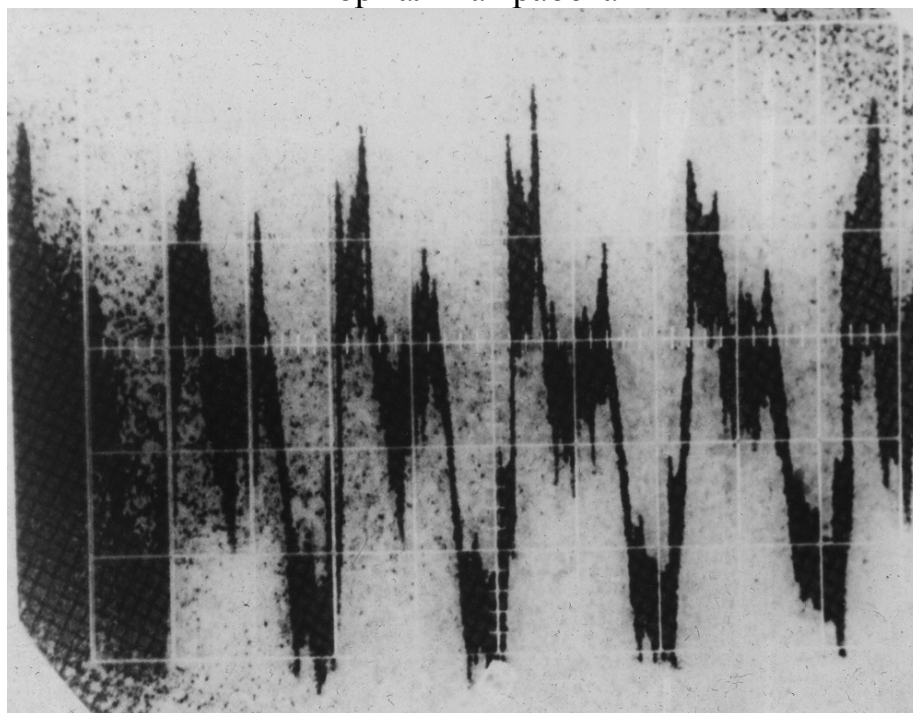
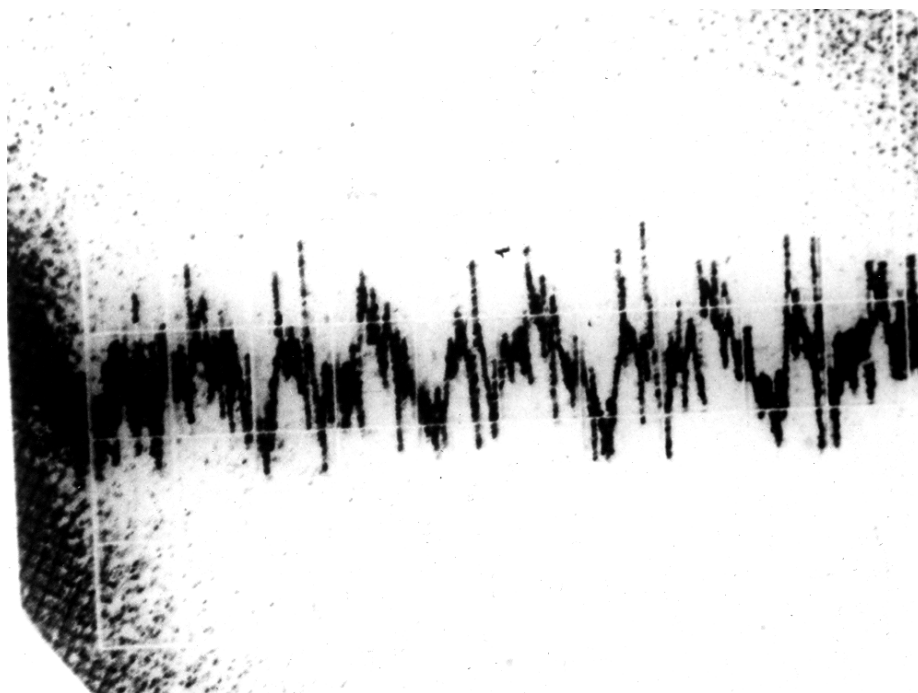
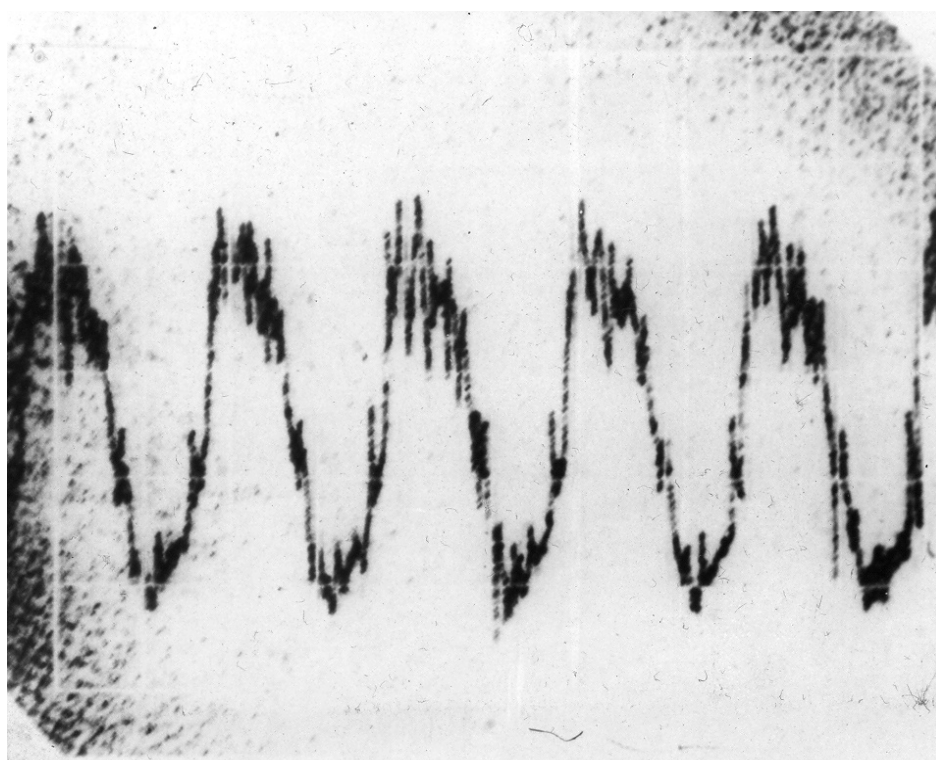


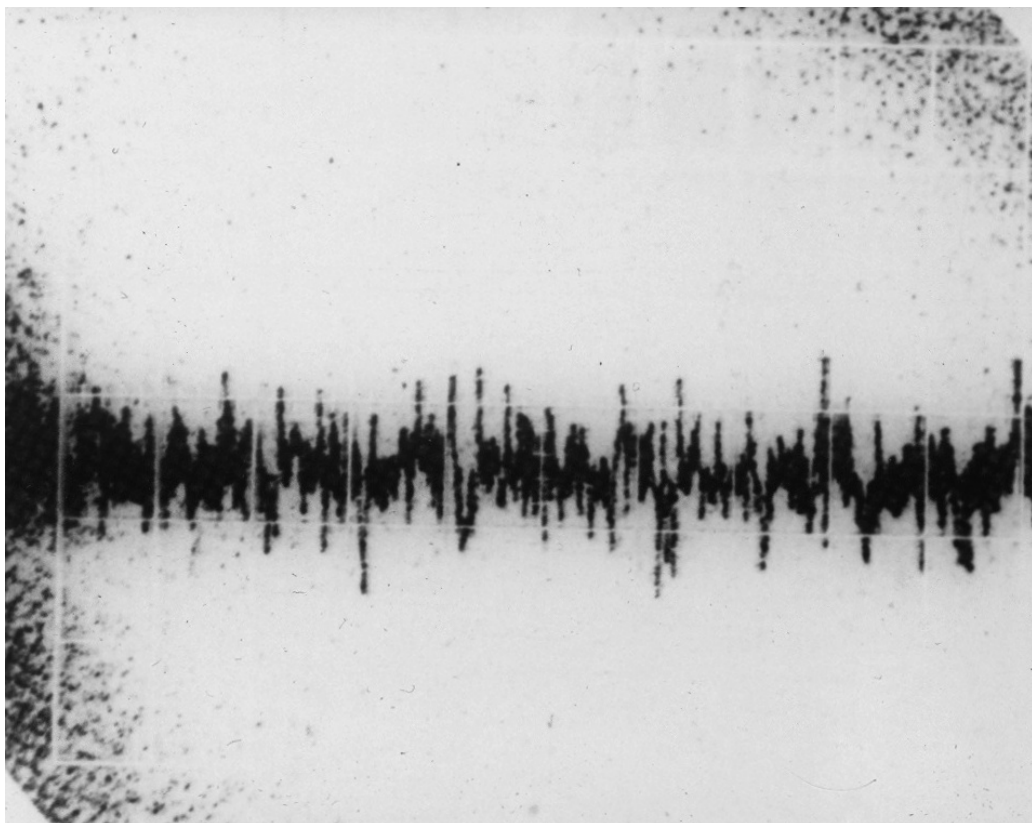
Рис. П2.2. Осциллограмма колебаний давления  
для  $P_2 = 15,0$  МПа;  $n = 1500$  об/мин  
Режим срыва работы



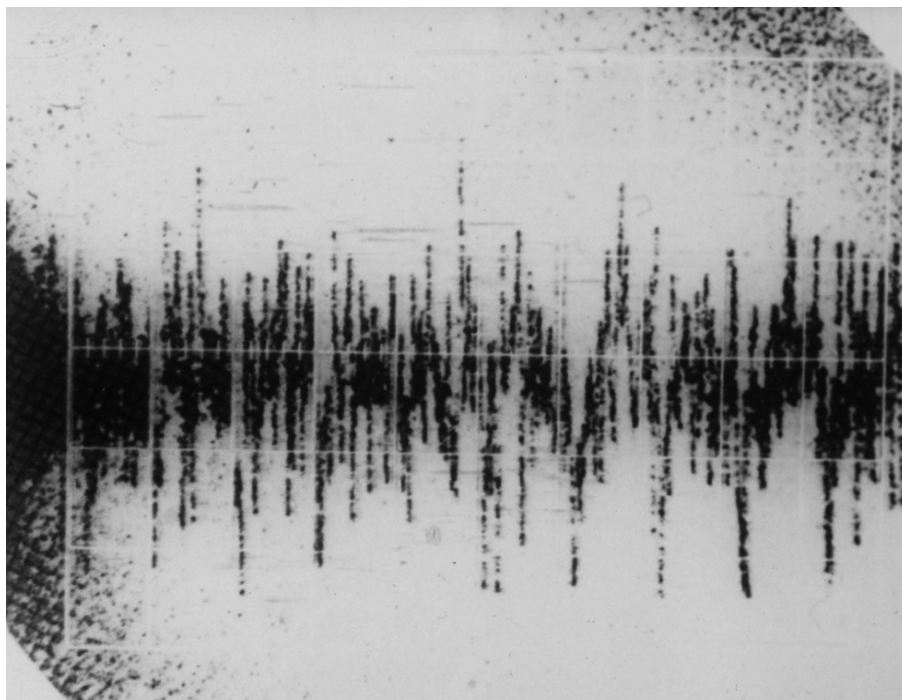
П2.3 Осциллограмма колебаний давления  
для  $P_2 = 10,0$  МПа;  $n = 1500$  об/мин  
Нормальная работа



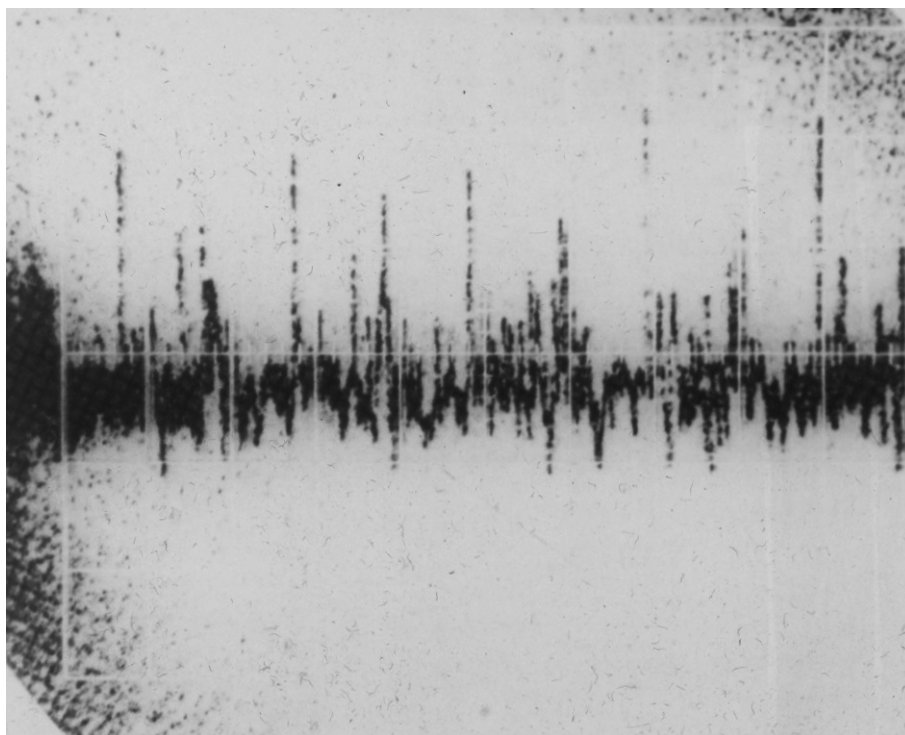
П2.4. Осциллограмма колебаний давления  
для  $P_2 = 10,0$  МПа;  $n = 1500$  об/мин  
Режим срыва работы



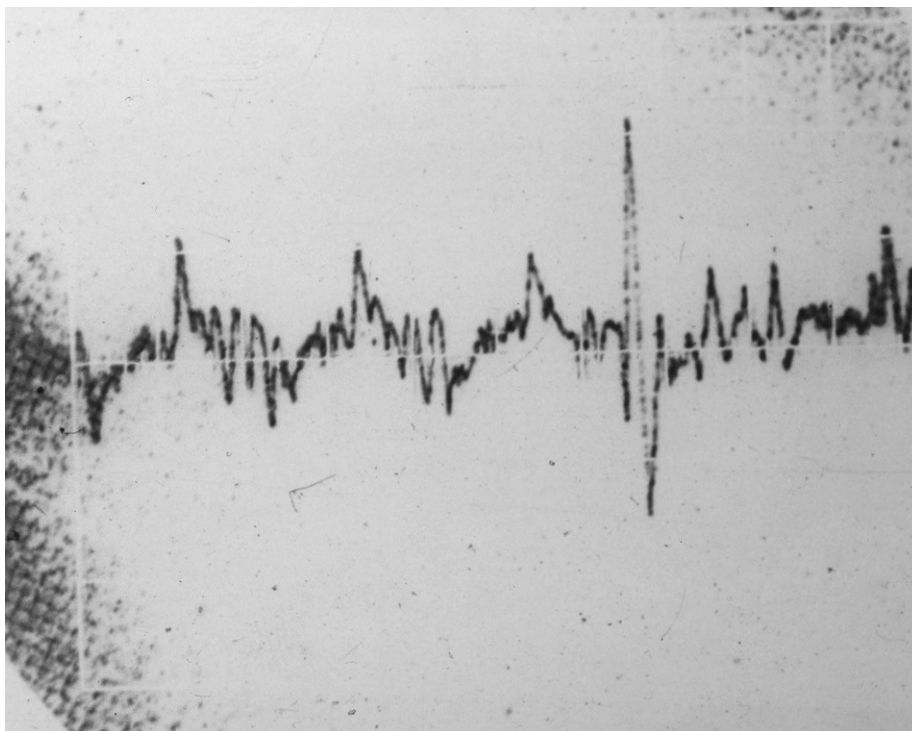
П2.5. Осциллограмма колебаний давления  
для  $P_2 = 5,0$  МПа;  $n = 1500$  об/мин  
Нормальная работа



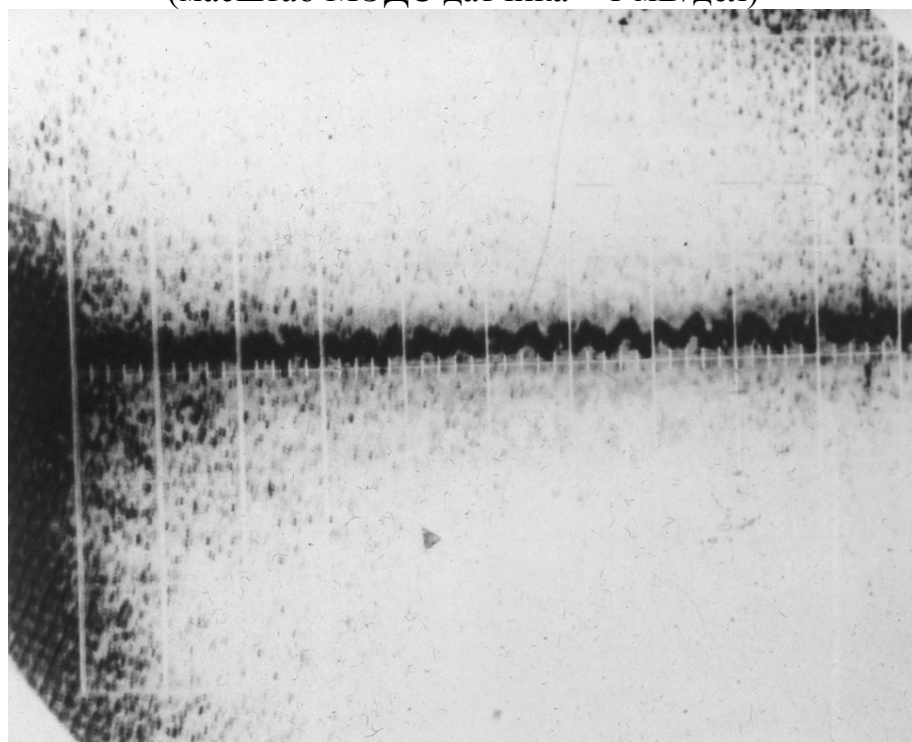
П2.6. Осциллограмма колебаний давления  
для  $P_2 = 5,0$  МПа;  $n = 1500$  об/мин  
Нормальная работа  
(Масштаб давления – 0,35 МПа/дел)



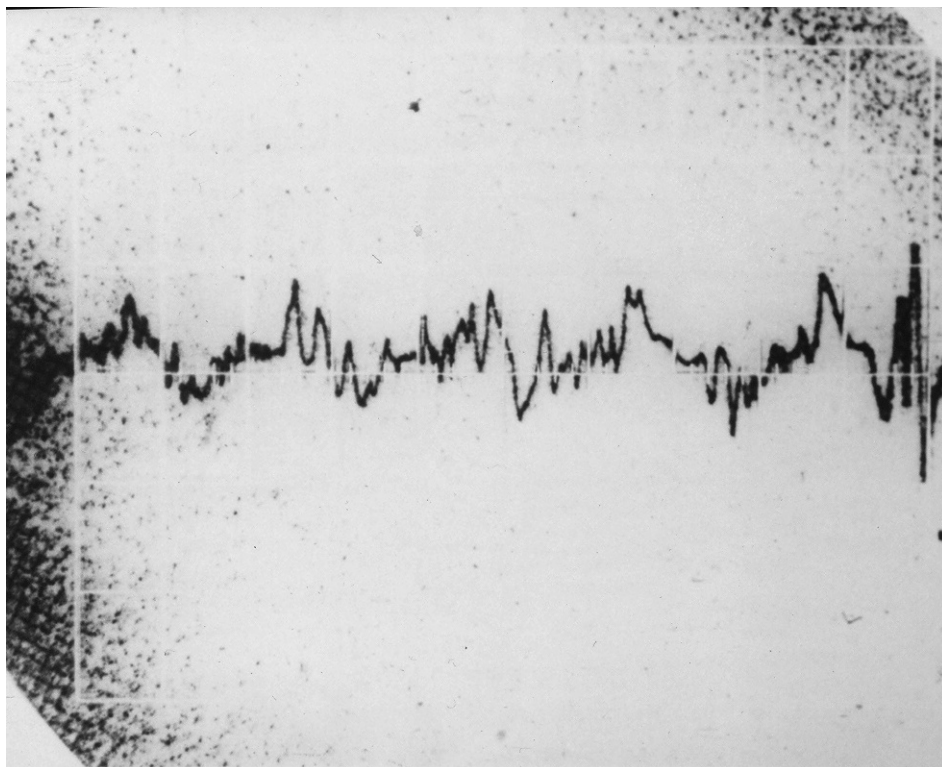
П2.7. Осциллограмма колебаний давления  
для  $P_2 = 5,0$  МПа;  $n = 1500$  об/мин  
Режим срыва работы  
(Масштаб давления – 0,35 МПа/дел)



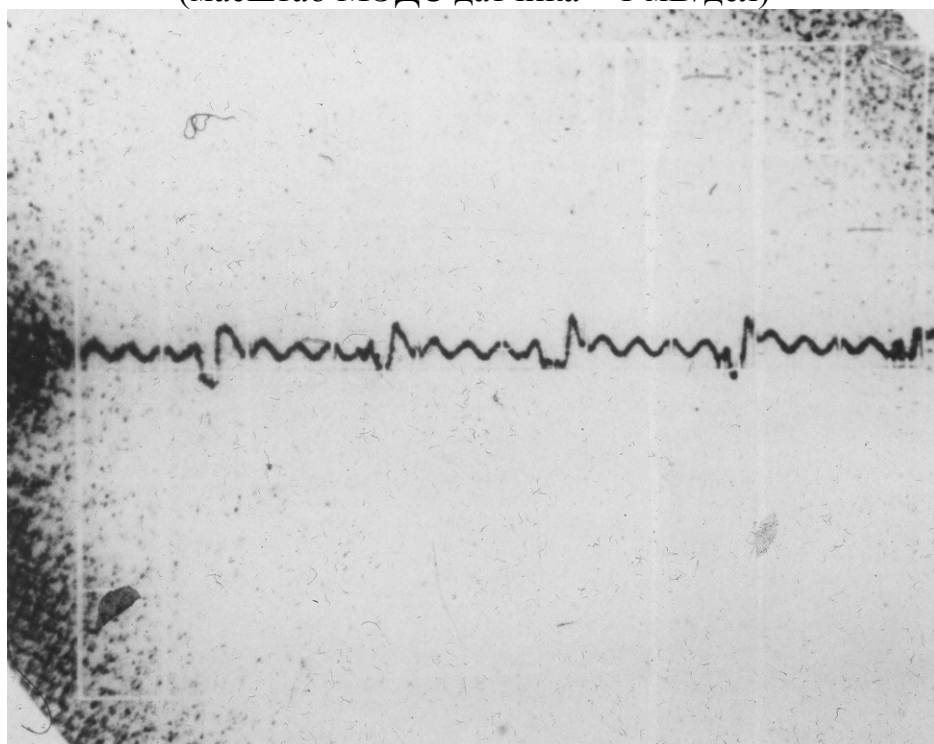
П2.8. Осциллограмма колебаний затвора клапана  
для  $P_2 = 15,0$  МПа;  $n = 1500$  об/мин  
Нормальная работа  
(масштаб МЭДС датчика – 1 мВ/дел)



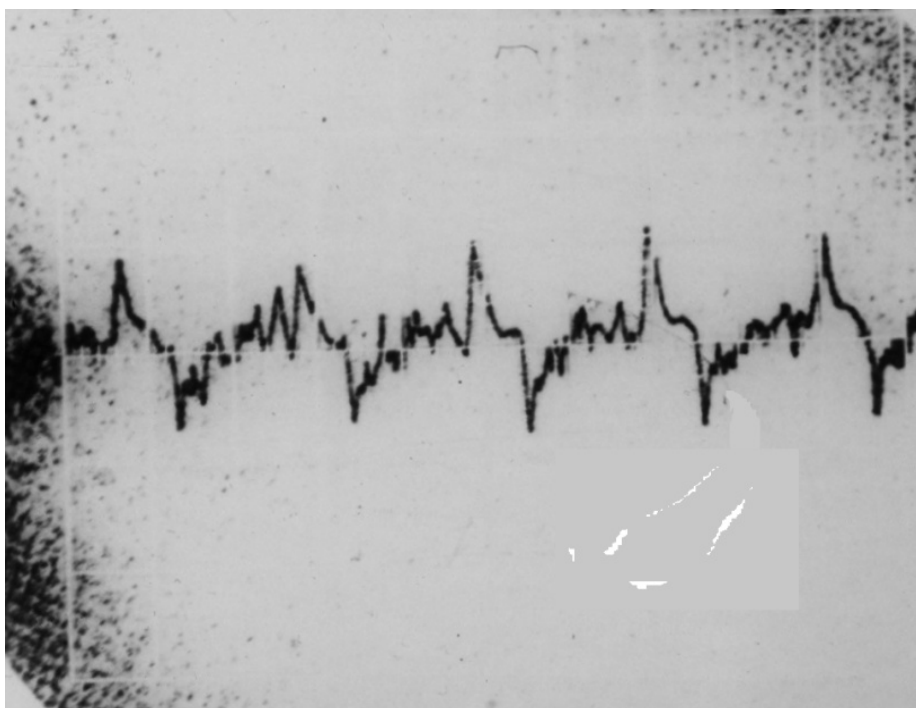
П2.9. Осциллограмма колебаний затвора клапана  
для  $P_2 = 15,0$  МПа;  $n = 1500$  об/мин  
Режим срыва работы  
(масштаб МЭДС датчика – 1 мВ/дел)



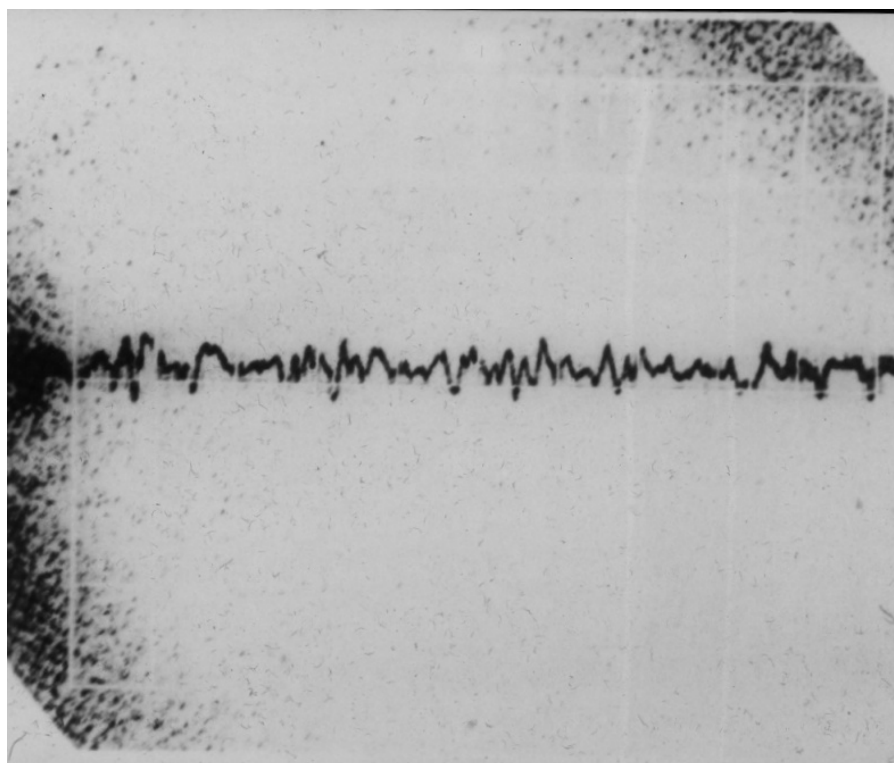
П2.10. Осциллограмма колебаний затвора клапана  
для  $P_2 = 10,0$  МПа;  $n = 1500$  об/мин  
Нормальная работа  
(масштаб МЭДС датчика – 1 мВ/дел)



П2.11 Осциллограмма колебаний затвора клапана  
для  $P_2 = 10,0$  МПа;  $n = 1500$  об/мин  
Режим срыва работы  
(масштаб МЭДС датчика – 1 мВ/дел)

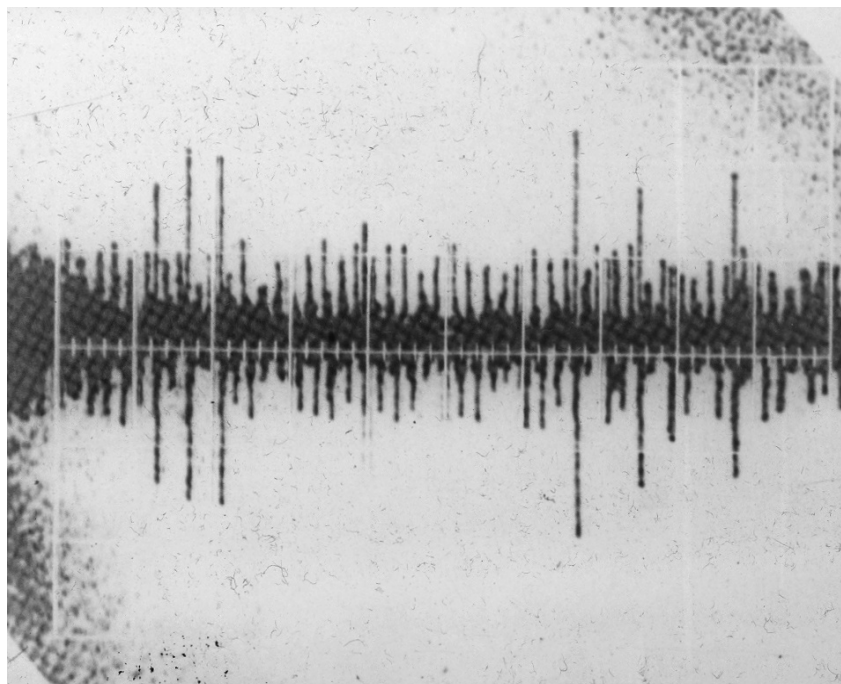


П2.12 Осциллограмма колебаний затвора клапана  
при  $P_2 = 15,0$  МПа;  $n = 1500$  об/мин;  
Нормальный режим работы

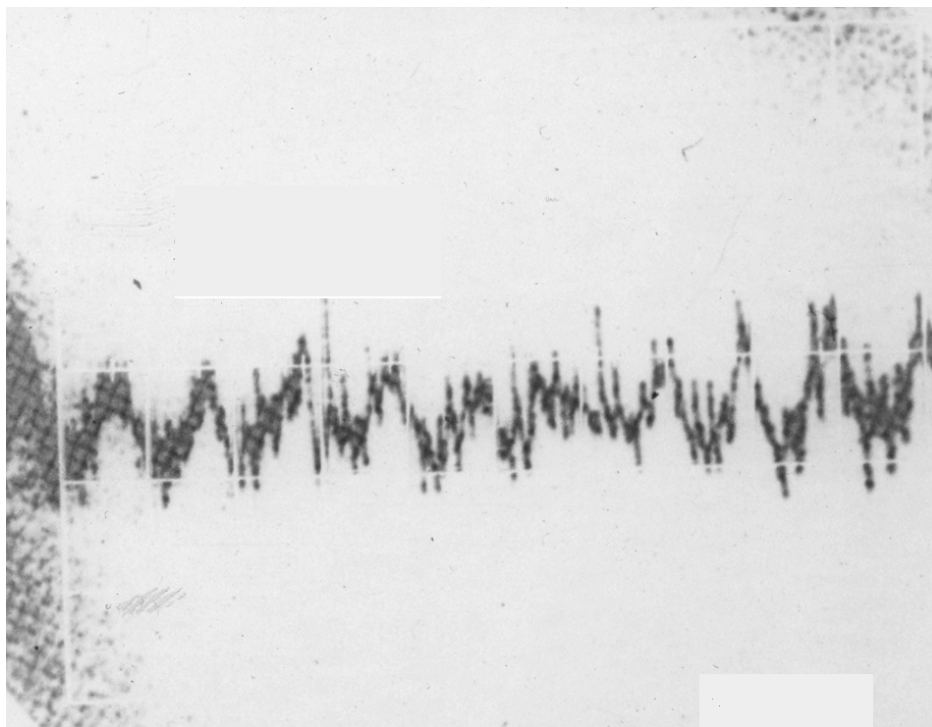


П2.13 Осциллограмма колебаний затвора клапана  
при  $P_2 = 15,0$  МПа;  $n = 1500$  об/мин;  
Режим срыва

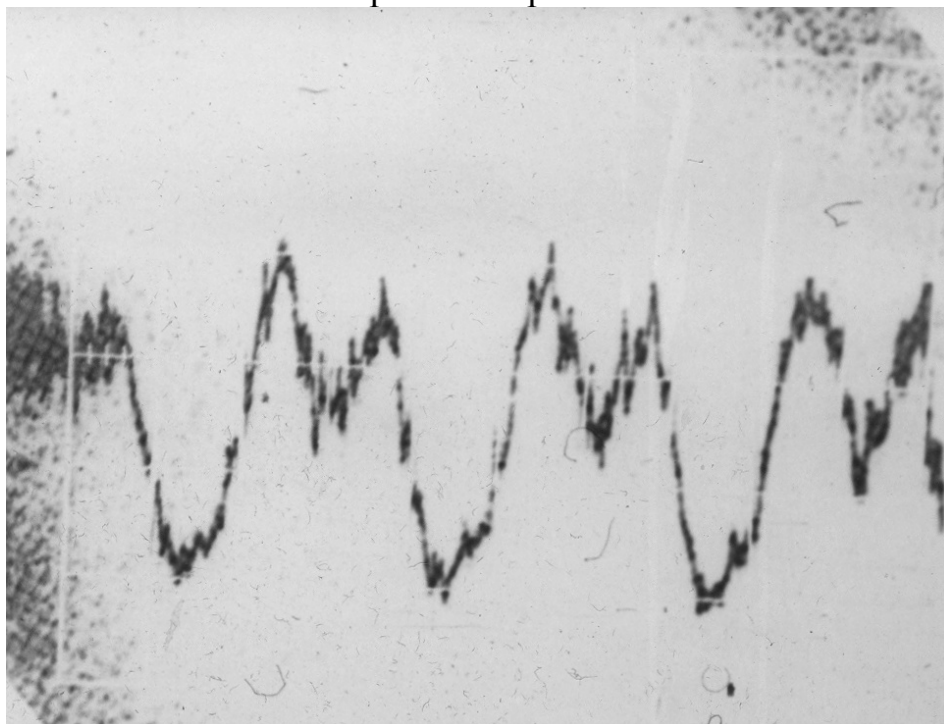




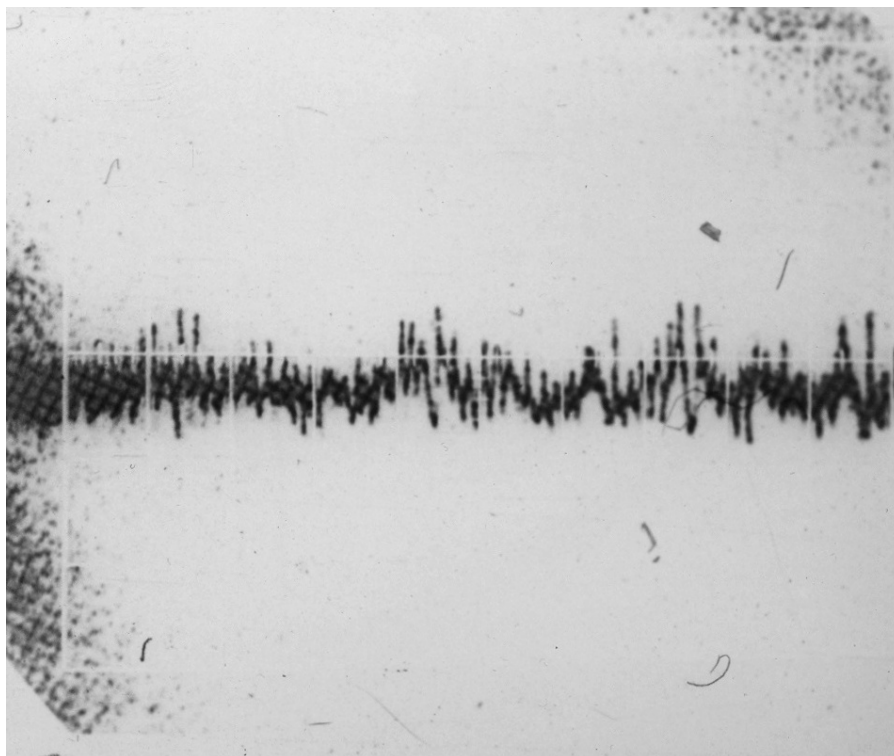
П2.15 Осциллограмма колебаний затвора клапана  
при  $P_2 = 5,0$  МПа;  $n = 1500$  об/мин;  
(масштаб времени 0,5 с/дел)  
Нормальный режим работы



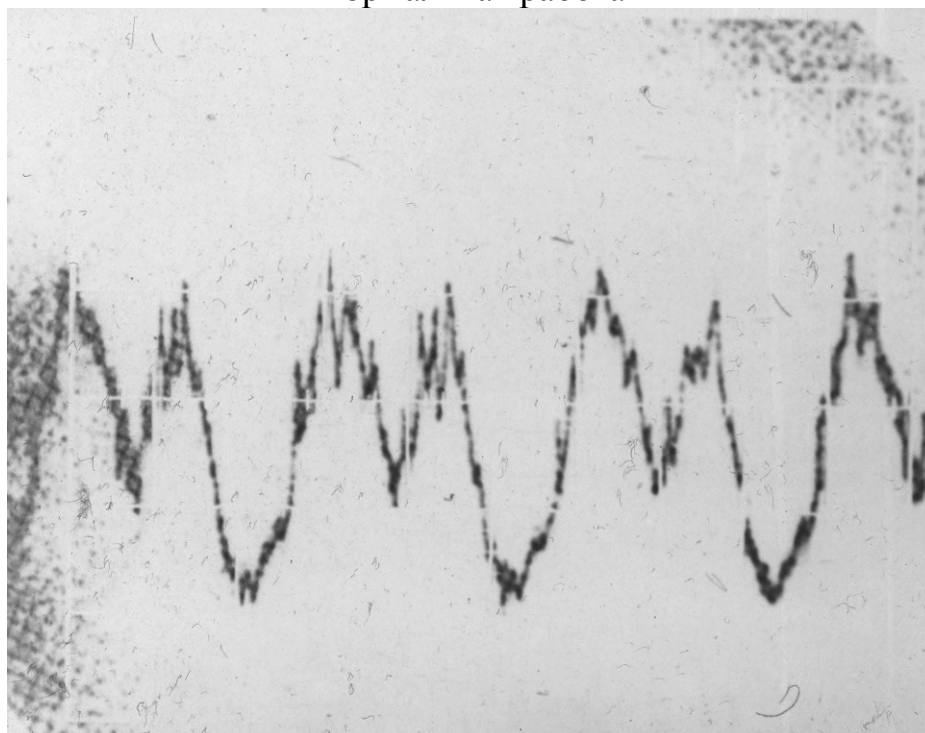
П2.16 Осциллограмма колебаний давления  
для  $P_2 = 15,0$  МПа;  $n = 1000$  об/мин  
Нормальная работа



П2.17 Осциллограмма колебаний давления  
для  $P_2 = 15,0$  МПа;  $n = 1000$  об/мин  
Режим срыва насоса



П2.18 Осциллограмма колебаний давления  
для  $P_2 = 10,0$  МПа;  $n = 1000$  об/мин  
Нормальная работа



П2.19 Осциллограмма колебаний давления  
для  $P_2 = 10,0$  МПа;  $n = 1000$  об/мин  
Режим срыва насоса