

ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА

УДК 621.65 (031)

А. В. Королев[✉], ХуиЮй Чжоу

Одесский национальный политехнический университет, пр. Шевченко, 1, г. Одесса, 65044, Украина

✉ e-mail: korol118@ukr.net

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПОРШНЕВОГО НАСОСА В НОРМАЛЬНОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ И ПРИ СРЫВЕ ПОДАЧИ

Данная работа посвящена изучению методов и устройств, повышающих эксплуатационные характеристики и надежность поршневых насосов. Представлено экспериментальное исследование нормальных и аварийных режимов работы поршневых насосов с криогенной средой. Получены осциллограммы, зафиксированы амплитуды колебаний давления, позволяющие лучше понять процессы, происходящие в таких насосах. Подробно изучен режим срыва подачи у трехлинейного поршневого насоса, показана опасность этого режима для конструкции насоса. Выполнена опытно-промышленная проверка эффективности работы датчика срыва поршневой группы насоса, позволяющего надежно диагностировать этот режим. Представлены рекомендации для повышения надежности и эффективности работы поршневых насосов.

Ключевые слова: Поршневой насос; Срыв подачи; Датчик срыва; Экспериментальное исследование; Осциллограммы.

О. В. Корольов, ХуиЮй Чжоу

Одеський національний політехнічний університет, пр. Шевченко, 1, м. Одесса, 65044, Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПОРШНЕВОГО НАСОСУ В НОРМАЛЬНОМУ РЕЖИМІ РОБОТИ ТА ПРИ ЗРИВІ ПОДАЧІ

Метою цього дослідження було вивчення методів і пристроїв, які підвищують експлуатаційні характеристики і надійність поршневих насосів. Представлене експериментальне дослідження нормальних та аварійних режимів роботи поршневих насосів з криогенним середовищем. Отримано осцилограми, зафіксовано амплітуди коливань тиску, що дозволяють краще зрозуміти процеси, які відбуваються в таких насосах. Ретельно було вивчено режим зриву подачі у трьохлінійного поршневого насоса, показано небезпеку цього режиму для конструкції насоса. Виконано досвідно-промислово перевірку ефективності роботи датчика зриву поршнєвої групи насоса, який дозволяє надійно діагностувати цей режим. Наведено рекомендації щодо підвищення надійності та ефективності роботи поршневих насосів.

Ключові слова: Поршневий насос; Зрив подачі; Датчик зриву; Експериментальне дослідження; Осцилограми.



This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

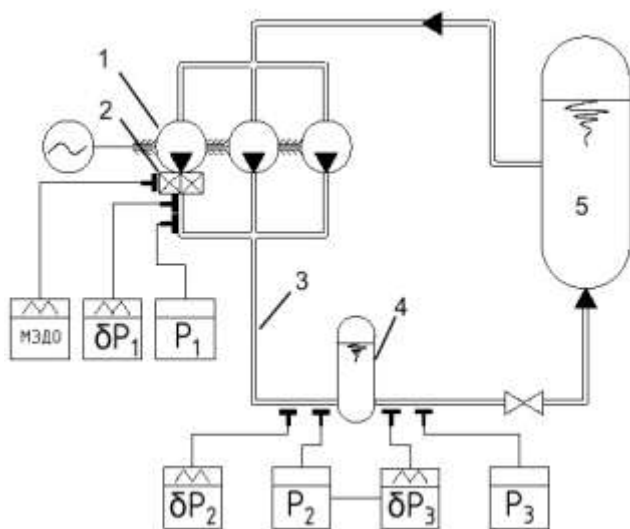
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

I. ВВЕДЕНИЕ

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 поршневой группы насоса.

II. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ, ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Схема установки датчиков представлена на рисунке 1. Нумерация датчиков идет от насоса к демпферу и сохраняется таковой при регистрации и обработке результатов наблюдения. Напорный трубопровод выполнен из металлорукава Ду 20 с герметичной частью в виде сильфона из стали 12X18H9T. При всех испытаниях датчики давления устанавливались в трех точках – после поршневой группы, на напорной магистрали перед демпфирующим устройством [2] и после него.



1 – трехпоршневой насос; 2 – катушка МЭДС;
3 – напорная магистраль; 4 – исследуемый демпфер;
5 – резервуар накопитель

Рисунок 1 – Схема установки измерительных датчиков на стенде.

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 магнитоэлектрическим датчиком срыва (МЭДС) конструкция которого описана в разделе 3. Сигнал с выхода МЭДС подавался также на вход осциллографа для сравнения сигналов 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) [4, 5], выводы с которой подключались к входу осциллографа 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 фиксировались 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 определялись 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.

III. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ И ИХ АНАЛИЗ

Исследования, проведенные на трехпоршневом насосе 2НСГ-0,42/15, представлены осциллограммами колебаний давления в напорном патрубке ступени насоса, на которой был установлен датчик срыва 3 (рисунок 1). Здесь же был установлен пассивный акустический датчик [4], который выдавал акустический сигнал в виде многочастотного сигнала на осциллографе с амплитудой 50 ± 20 мВ. 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. Выбросов амплитуды

акустических сигналов, характеризующих гидроудары на обратном клапане, не наблюдалось. Осциллограммы колебаний давления в напорном патрубке показывают, что при нормальном режиме работы (рисунок 2) колебания давления многочастотные (полигармонические), что говорит о наложении на идеальный процесс (сумма трех усеченных синусоид), шумовых процессов, связанных с периодической работой нагнетательных клапанов, приводящих к появлению в выходном патрубке микрогидроударов.

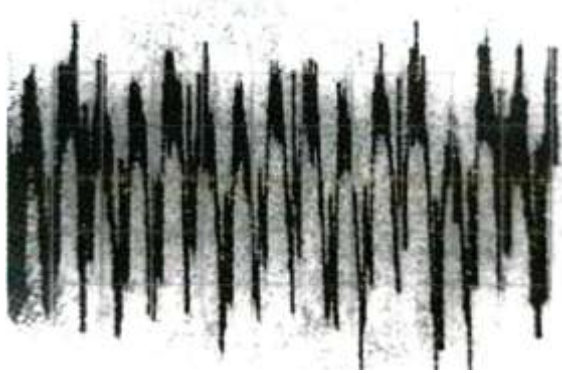


Рисунок 2 – Осциллограмма колебаний давления в напорном трубопроводе насоса при давлении 15,0 МПа и частоте двигателя 1500 об/мин.

Такое явление является характерным для поршневых насосов и не представляет большой опасности для нагнетательных клапанов. 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 установки всасывающего и нагнетательного воздушного колпака. В нашем 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 гармоники 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 просматривается 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 колебаний 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 (рисунки 3-5).

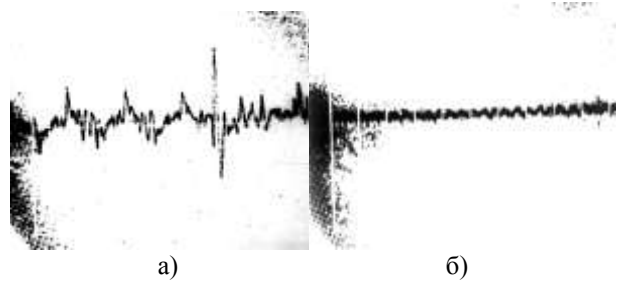


Рисунок 3 – Осциллограмма колебаний затвора клапана для $P_2 = 15,0$ МПа; $n = 1500$ об/мин (масштаб МЭДС датчика – 1 мВ/дел): а) нормальная работа; б) режим срыва работы

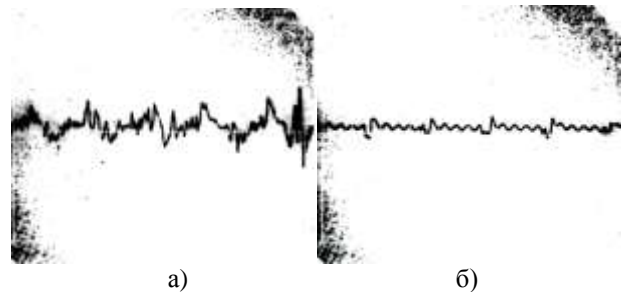


Рисунок 4 – Осциллограмма колебаний затвора клапана для $P_2 = 10,0$ МПа; $n = 1500$ об/мин: а) нормальный режим работы; б) режим срыва подачи.

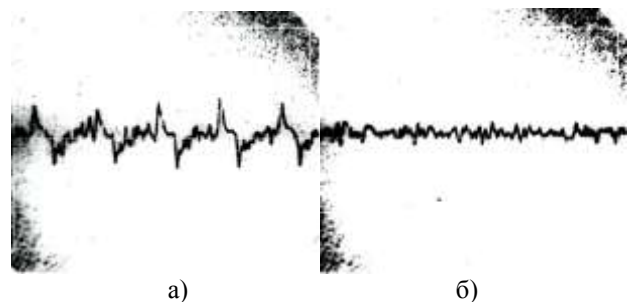


Рисунок 5 – Осциллограмма колебаний затвора клапана для $P_2 = 5,0$ МПа; $n = 1500$ об/мин: а) нормальный режим работы, б) режим срыва подачи.

Отличия появляются при высоких давлениях, 10,0-15,0 МПа, где обнаруживаются всплески ЭДС, характеризующие ударную посадку шарикового затвора на седло клапана. Ориентировочно, по осциллограмме (рисунок 2), можно оценить скорость посадки затвора, зная величину его подъема $h = 3$ мм:

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

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 – 0,5 с/дел (рисунок 6) показывает, что периодичность в рассматриваемом явлении не просматривается.

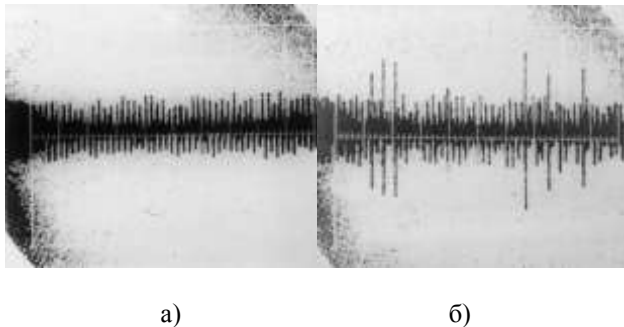


Рисунок 6 – Осциллограмма колебаний затвора клапана при $n = 1500$ об/мин; (масштаб времени 0,5 с/дел): а) $P_2 = 5,0$ МПа; б) $P_2 = 15,0$ МПа

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 с 9,7 Гц, для 1000 об/мин – 6,4 Гц.

Режим срыва 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÷3 оборота) наступает срыв подачи линии № 3. Сигнальный светодиод МЭДС 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 ± 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 3 (рисунок 1).

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 выявить сорванную линию.

Другой режим срыва реализовали открытием

продувочного вентиля. 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 на 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 может иметь место, например, 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. При этом сильно возрастает по сравнению с шумами амплитуда колебаний более низкочастотной основной гармоники, что более опасно для эксплуатации насоса. Эксперимент показал, что характер колебаний давления в трубопроводе зависит от давления нагнетания, а 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.

Осциллограммы колебаний шарового затвора показывают, что на больших давлениях (15,0 МПа) колебания затвора практически отсутствуют (рис.3.б), при уменьшении давления до 10,0 МПа (рис.4.б) на частоте работы сорванной ступени появляется импульс (с амплитудой ~ 30 мкВ) свидетельствующий о смещении шарового затвора. При давлении нагнетания 5,0 МПа (рис.5.б) 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 $200 \div 300$ мВ. 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.

IV. ВЫВОДЫ

Исследования выявили два вида срывных режимов работы насоса. Наиболее близким к реальным условиям эксплуатации насоса, является первый режим, который может иметь место, например, 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.

Выполнено экспериментальное исследование режима срыва работы линии на трехлинейном поршневом насосе. Разработаны условия для разработки датчика срыва работы, который позволит диагностировать и своевременно прекращать режим срыва работы насоса.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Филин Н. В., Буланов А. Б.** Жидкостные криогенные системы. – Л.: Машиностроение, 1985. – 245 с.
2. **Korolyov O. V., Zhou Huiyuy.** Dynamic damper pressure fluctuation in the pumping systems // Odes'kyi Politechnichnyi Universytet. Pratsi, 2016. – Issue 1(48). – рз. 35-40.
3. **Чиняев И. А.** Поршневые кривошипные насосы. — Л.: Машиностроение, 1983. — 176 с.
4. **Королев А. В.** Анализ и моделирование теплоэнергетического оборудования, работающего с двухфазными течениями. – Одесса: Астропринт, 2010. – 456 с.
5. **Агейкин Д. А., Костина Е. Н., Кузнецова Н. Н.** Датчики контроля и регулирования. – М.: Машиностроение, 1965 – 928 с.

Отримана в редакції 11.08.2016, прийнята до друку 08.09.2016

O. V. Korolov✉, **Huiyuy Zhou**

Odessa National Polytechnic University, 1 Shevchenko av., Odessa, 65044, Ukraine

✉ e-mail: korol118@ukr.net

RESEARCH OF PISTON PUMPS DYNAMICS AT NORMAL OPERATION AND INTERRUPTED FEED

The aim of this study is to evaluate the methods and devices that increase the performance and reliability of the piston pumps. Experimental study of piston pumps with cryogenic medium normal and emergency operating modes is presented. The oscillograms have been obtained, pressure oscillations amplitude has been fixed to understand the processes occurring in such pumps better. The mode of disruption supply of the three-linear piston pump has been studied carefully, the danger of this mode for the pump construction has been shown. Experiential and industrial review of the piston pump breakdown sensor effectiveness was carried out, that allows more reliable diagnostics of this mode. Recommendations for improvement the reliability and efficiency of reciprocating pumps operation are given.

Keywords: Piston Pump; Flow Breakdown; Failure Sensor; Experimental Research; Oscillogram.

REFERENCES

1. **Filin, N. V., Bulanov, A. B.** (1985). Zhidkostnie kriogennie sistemy. L.: Mashinostroenie, 245 p. (in Russian).
2. **Korolyov, O. V., Zhou Huiyuy.** (2016). Dynamic damper pressure fluctuation in the pumping systems *Odes'kyi Politechnichnyi Universytet. Pratsi*, iss. 1(48), pp 35-40.
3. **Chyniaev, I. A.** (1983). Porshnevye krivoshipnye nasosy. L.: Mashinostroenie, 176 p. (in Russian).
4. **Korolyov, A. V.** (2010). Analiz i modelirovanie teploenergeticheskogo oborudovania, rabotauscego s dvukhfaznymi techeniami. Odessa: Astroprint, 456 p. (in Russian).
5. **Ageikin, D. A., Kostina, E. N., Kuznetsova, N. N.** (1965). Datchiki kontrolya i regulirovania. M.: Mashinostroenie, 928 p. (in Russian).

Received 11 August 2016

Approved 08 September 2016

Available in Internet 30 October 2016