

УДК 629.7.064

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ИСПЫТАНИЙ ОБЪЁМНЫХ НАСОСОВ ПУЛЬСИРУЮЩИМИ ПОТОКАМИ ЖИДКОСТИ

© 2017 В.И. Санчугов, Л.В. Родионов, В.М. Решетов, Д.А. Прунь

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

Статья поступила в редакцию 21.02.2017

В данной статье приводится способ совершенствования существующих методов испытания объёмных насосов пульсирующими потоками жидкостями. Насосы объёмного типа широко распространены в различных отраслях промышленности: химической, нефтегазовой, легкой, пищевой и др. В связи с этим давно созданы и используются различные методы их испытаний: методы ускоренных испытаний на безотказность, методы ускоренных сравнительных испытаний на ресурс и другие. Методы испытаний объёмных насосов пульсирующими потоками жидкости имеют большое значение при определении динамических характеристик насосов как источников колебаний (как расхода, так и давления), при создании методов ускоренных эквивалентных испытаний на ресурс, при доводке существующих и создании новых конструкций насосов. В данном исследовании рассматривались модели в виде эквивалентного источника колебаний расхода и в виде эквивалентного источника колебаний давления, для которых проводились эксперименты с разными гидросистемами, отличающимися входными импедансами. Анализ результатов показал, что более перспективными представляются испытания насоса с реактивной нагрузкой, которая может быть реализована в сосредоточенных и распределенных параметрах. Для проведения эквивалентных ускоренных испытаний насосов по оценке ресурса и усталостной прочности основных узлов предназначены методы испытаний, реализующие максимальные уровни колебаний, направленные на снижение длительности и стоимости испытаний.

Ключевые слова: объёмный насос, пульсирующий поток, расход, давление, расчётная модель.

Результаты работы были получены с использованием средств гранта Президента Российской Федерации для государственной поддержки молодых российских учёных (номер гранта МК-1098.2017.8).

Насосы объёмного типа широко распространены в различных отраслях промышленности. В связи с этим давно созданы и используются различные методы их испытаний [1-4], в том числе и исследовательские [5-7]. Методы испытаний объёмных насосов пульсирующими потоками жидкости имеют большое значение при определении динамических характеристик насосов как источников колебаний, при создании методов ускоренных эквивалентных испытаний на ресурс, при доводке существующих и создании новых конструкций насосов [8,9]. Моделированию пульсирующих потоков посвящен ряд исследований [10-12].

Для описания динамических характеристик насосов удобно пользоваться моделями насосов в виде эквивалентных источников колебаний

Санчугов Валерий Иванович, доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок. E-mail: sanchugov.vi@yandex.ru
 Родионов Леонид Валерьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок. E-mail: leonid@rodionoff.net
 Решетов Виктор Михайлович, кандидат технических наук, ассистент кафедры автоматических систем энергетических установок. E-mail: vmresh@rambler.ru
 Прунь Дмитрий Александрович, студент кафедры автоматических систем энергетических установок. E-mail: dimanprun@list.ru

расхода и давления жидкости [13]. На рис. 1 представлены модели экспериментального определения характеристик насосов в виде эквивалентных источников колебаний давления и расхода.

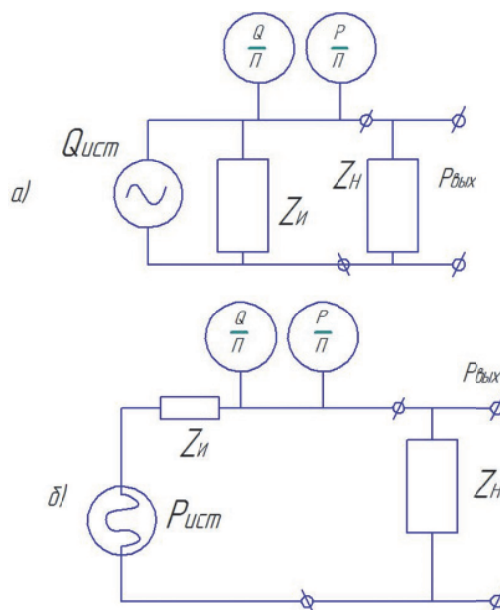


Рис. 1. Модели стендовых систем для испытания насосов:

а – в виде эквивалентного источника колебаний расхода
 б – в виде эквивалентного источника колебаний давления

На рис. 1 обозначены:

$$Q_{\text{ист}} = |Q_{\text{ист}}| \cdot e^{j\omega t} \quad (1)$$

динамическая производительность источника колебаний расхода,

$$P_{\text{ист}} = |P_{\text{ист}}| \cdot e^{j\omega t} \quad (2)$$

динамическая производительность источника колебаний давления,

$Z_{\text{и}}$ и $Z_{\text{н}}$ – внутренний импеданс насоса и входное сопротивление присоединенной стеновой системы:

$$Z_{\text{и}} = |Z_{\text{и}}| \cdot e^{j\varphi_{\text{и}}}, \quad Z_{\text{н}} = |Z_{\text{н}}| \cdot e^{j\varphi_{\text{н}}}.$$

Соотношения, определяющие колебания давления на выходе из насоса имеют вид:

$$P_{\text{вых}} = Q_{\text{ист}} \cdot Z_{\text{и}} \cdot Z_{\text{н}} / (Z_{\text{и}} + Z_{\text{н}}); \quad (3)$$

$$P_{\text{вых}} = P_{\text{ист}} \cdot Z_{\text{н}} / (Z_{\text{и}} + Z_{\text{н}}). \quad (4)$$

Как показывают выражения (3) и (4) для определения динамической производительности и импеданса насоса при известном входном импедансе системы необходимо измерение динамических давления и расхода жидкости на выходе качающего узла насоса. Измерения расхода жидкости в конструкции реального насоса, как правило, представляют значительные трудности или невозможно в принципе. В этом случае целесообразно ограничиться измерением пульсирующего давления на выходе из насоса.

Для этого необходимо проведение двух экспериментов с двумя различными гидросистемами, отличающимися входными импедансами $Z_{\text{н1}}$ и $Z_{\text{н2}}$. Тогда определение параметров насоса $Q_{\text{ист}}$ ($P_{\text{ист}}$) и $Z_{\text{и}}$ может быть выполнено на основе решения систем из двух уравнений с двумя характеристиками $Z_{\text{н1}}$ и $Z_{\text{н2}}$:

$$\begin{cases} P_{\text{вых1}} = Q_{\text{ист}} \cdot Z_{\text{н1}} \cdot Z_{\text{и}} / (Z_{\text{и}} + Z_{\text{н1}}) \\ P_{\text{вых2}} = Q_{\text{ист}} \cdot Z_{\text{н2}} \cdot Z_{\text{и}} / (Z_{\text{и}} + Z_{\text{н2}}) \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} P_{\text{вых1}} = P_{\text{ист}} \cdot Z_{\text{н1}} \cdot \frac{Z_{\text{и}}}{Z_{\text{и}} + Z_{\text{н1}}} \\ P_{\text{вых2}} = P_{\text{ист}} \cdot Z_{\text{н2}} \cdot \frac{Z_{\text{и}}}{Z_{\text{и}} + Z_{\text{н2}}} \end{cases} \quad (6)$$

Стеновые системы проведения испытаний высоконагруженных объёмных насосов должны удовлетворить ряду требования:

- системы должны обеспечивать достаточный по амплитуде уровень колебаний давления для проведения измерений в широком диапазоне изменения частот вращения ротора насоса;

- системы должны обеспечивать устойчивое и плавное регулирование уровня нагружения деталей насоса.

Опыт показывает, что для испытаний насосов необходимы уровни пульсаций давления на выходе насосов с амплитудами до 10...12 МПа и частотами колебаний от 30 Гц и до 3,0...3,5 кГц.

Теоретически с этой целью могут быть реализованы различные варианты стеновых систем:

- система, реализующая активную акустическую нагрузку с высоким значением входного импеданса;

- система, реализующая реактивную нагрузку и обеспечивающая резонансный режим работы насоса.

В первом случае, как показывает выражение (3), наилучшим случаем является работа насоса, близкого по своим характеристикам к идеальному источнику колебаний расхода на заглушку. Однако такая нагрузка реализуется только при безрасходном режиме работы насоса. На расходных режимах в качестве нагрузки насоса может применяться дроссель, рассчитываемый по известным в гидравлике соотношениям [14].

Расчёты, выполненные для ряда насосов, показали, что на расходах свыше 100 л/мин дроссель не обеспечивает требуемых значений входного импеданса для переменной составляющей потока и соответственно высоких значений амплитуд колебаний давления, необходимых для проведения испытаний. Кроме того, требуется очень широкий диапазон изменения активных нагрузок. На рис. 2 представлены результаты испытаний насоса НП-108 без гасителя пульсаций на заглушку и на неотражающую нагрузку, соответствующую диаметру выходной магистрали насоса.

На графиках (рис. 2) представлены амплитуды колебаний давления за насосом отдельных гармонических составляющих, кратных плунжерным частотам:

$$f_{\text{пл}} = j \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot z, \quad \text{где } j=1,2,3; \quad n - \text{частота}$$

вращения ротора насоса, z – количество плунжеров в насосе ($Z=9$).

Зависимости измерения амплитуд первых трех гармонических составляющих колебаний показывают, что изменение нагрузки в достаточно широких пределах может обеспечить значительный рост амплитуд колебаний. Однако это увеличение не может считаться достаточным для проведения ресурсных испытаний. Отметим также, что при этом не обеспечивается устойчивое регулирование соотношения амплитуд отдельных составляющих спектра.

Более перспективным представляются испытания насоса с реактивной нагрузкой, которая может быть реализована в сосредоточенных и распределенных параметрах.

С учётом импедансов насоса и нагрузки:

$$Z_{\text{и}} = \text{Re}Z_{\text{и}} + j\text{Im}Z_{\text{и}}; \quad (7)$$

$$Z_{\text{н}} = \text{Re}Z_{\text{н}} + j\text{Im}Z_{\text{н}} \quad (8)$$

Выражения (3) и (4) могут быть записаны в виде:

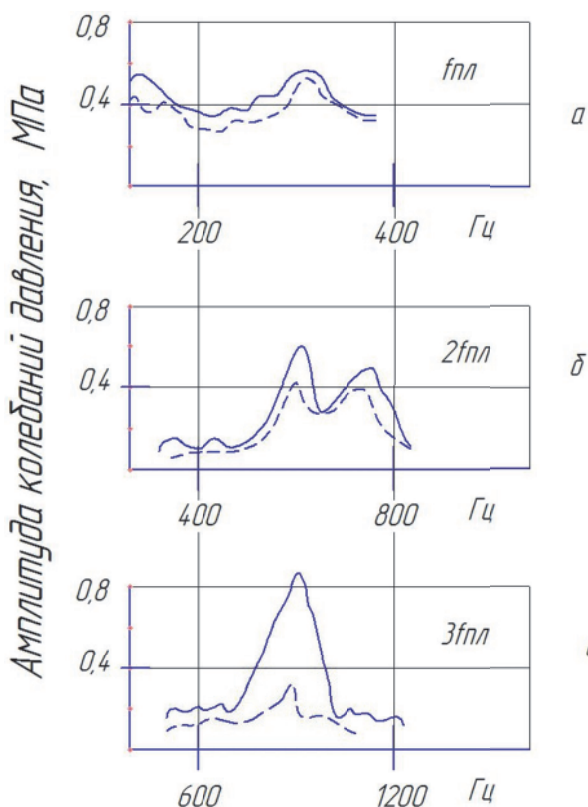


Рис. 2. Результаты испытаний насоса НП-108 при резкоменяющейся нагрузке:

а – плунжерные частоты колебаний;
б – удвоенные частоты; в – утроенные частоты;

— работа насоса на заглушку,
- - - - работа насоса на неотражающую нагрузку

$$P_{\text{вых1}} = Q_{\text{ИСТ}} \cdot |[(\text{Re}Z_H + j\text{Im}Z_H) \cdot (\text{Re}Z_u + j\text{Im}Z_u)] \cdot \{\text{Re}Z_H + \text{Re}Z_u - j \cdot (\text{Im}Z_H + \text{Im}Z_u)\} / ((\text{Re}Z_H + \text{Re}Z_u)^2 + (\text{Im}Z_H + \text{Im}Z_u)^2)]| \quad (9)$$

$$P_{\text{вых1}} = P_{\text{ИСТ}} \cdot |[(\text{Re}Z_H + j\text{Im}Z_H)] \cdot [\text{Re}Z_H + \text{Re}Z_u - j \cdot (\text{Im}Z_H + \text{Im}Z_u)] / ((\text{Re}Z_H + \text{Re}Z_u)^2 + (\text{Im}Z_H + \text{Im}Z_u)^2)| \quad (10)$$

Анализ полученных выражений показывает, что при прочих равных условиях, то есть при фиксированных режимах работы насоса, максимальная амплитуда колебаний давления на выходе из насоса $A_{\text{Рвых}}$ принимает максимальное значение при $\text{Im}Z_{\text{и}} = -\text{Im}Z_{\text{н}}$.

Возможные наиболее простые схемы проведения испытаний на рассматриваемых резонансных режимах приведены на рис. 3. Схемы обеспечивают проведение испытаний как на расходных, так и безрасходных режимах. Реализация резонансных режимов возможна для каждой из гармонических составляющих колебаний жидкости на выходе из насоса.

Схема на рис. 3 а, б позволяет реализовать максимальные колебания на выходе из насоса,

используя резонанс в трубопроводе, закрытом на конце. При этом расход жидкости за насосом ограничивается регулируемым дросселем на входе в трубопровод.

Схема на рис. 3 в, г позволяет реализовать резонанс в трубопроводе, открытом на конце. При этом расход жидкости регулируется дросселем на конце трубопровода в любом диапазоне от нуля до максимального возможного для испытуемого насоса.

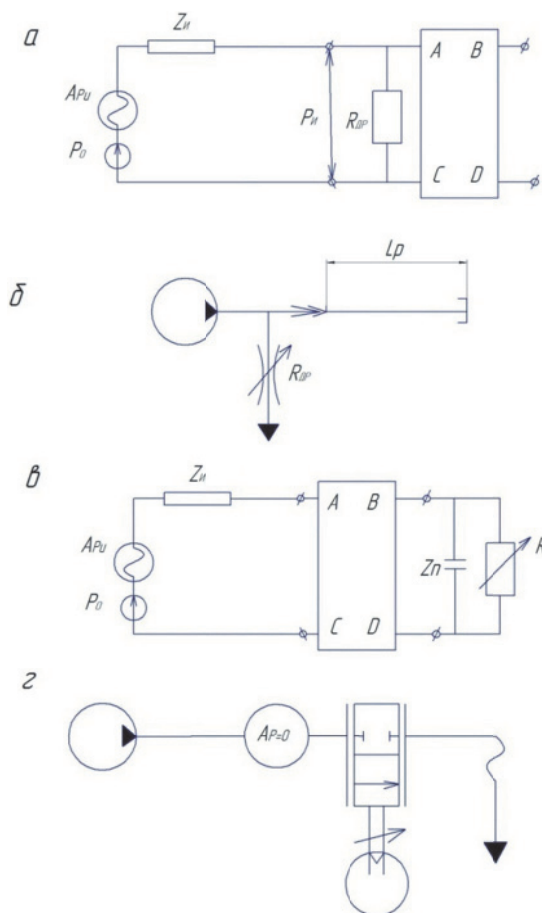


Рис. 3. Расчётные модели и схемы испытаний насосов на резонансных режимах с распределенной нагрузкой:

а, в – расчётные модели; б, г – принципиальные схемы испытаний

Результаты реализации резонансных режимов на выходе из насоса НП-108 для рабочих частот вращения вала приведены на рис. 4. В качестве нагрузки использовались закрытые на конце трубопроводы, длина которых определялась по заданной частоте испытаний при диаметре, равном диаметру выходного штуцера насоса.

Набор результатов подобных испытаний позволяет для каждой марки насоса построить зависимости предельных амплитуд колебаний по каждой гармонической составляющей. Зависимость максимума амплитуды первой гармонической составляющей насоса НП-108 приведена на рис.

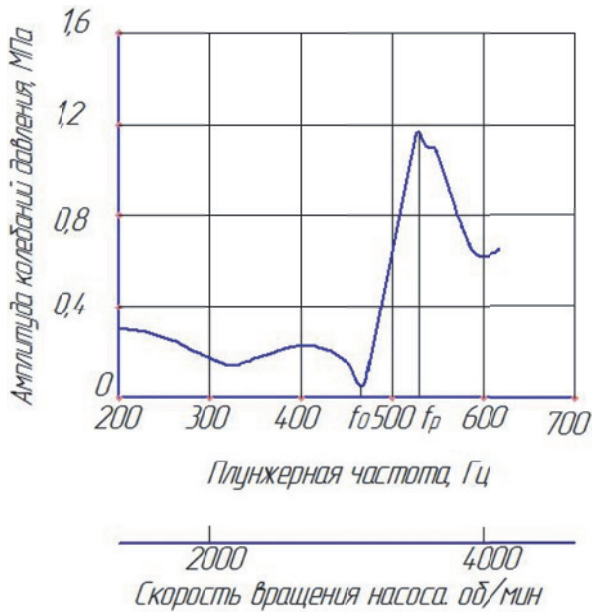


Рис. 4. Частотная зависимость амплитуды первой плунжерной составляющей колебаний давления на выходе насоса НП-108 при его работе на тупиковый трубопровод $l = 0,72$ м

5. Для сравнения здесь же нанесены результаты испытаний насоса на заглушку ($Z_H = \infty$). Анализ этих данных показывает, что на резонансных режимах амплитуды колебаний могут увеличиваться в 2...5 раз и достигать 3,5 МПа в выходном штуцере насоса.

Для определения динамических характеристик объёмных насосов как источников колебаний рабочей жидкости разработаны схемы стендовых систем испытаний, использующих модели насосов в виде эквивалентных источников колебаний давления и расхода жидкости.

Схемы обеспечивают проведение испытаний по определению параметров моделей насосов как источников колебаний.

Для проведения эквивалентных ускоренных испытаний насосов по оценке ресурса и усталостной прочности основных узлов предназначены методы испытаний, реализующие максимальные уровни колебаний, направленные на снижение длительности и стоимости испытаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 28413-89. Насосы объёмные и гидромоторы для гидроприводов. Методы ускоренных испытаний на безотказность: М. Стандартинформ, 1989. 18 с.
2. ГОСТ 27851-88. Насосы объёмные для гидроприводов. Метод ускоренных сравнительных испытаний на ресурс: М. Стандартинформ, 1988. 12 с.
3. ГОСТ 14658-86. Насосы объёмные гидроприводов. Правила приемки и методы испытаний: М. Стандартинформ, 1986. 12 с.
4. ГОСТ 17335-79. Насосы объёмные. Правила приемки и методы испытаний: М. Стандартинформ,

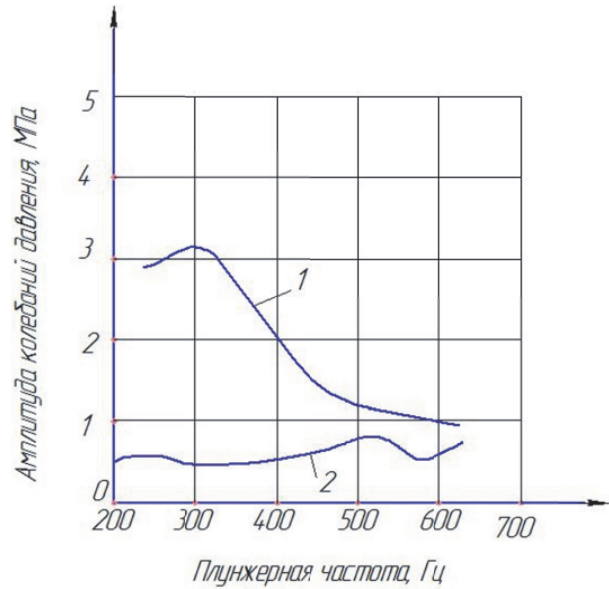


Рис. 5. Предельные амплитуды колебаний давления за насосом НП-108:

- 1 – на резонансных режимах насоса и трубопровода ($ImZ_H = -ImZ_H$);
- 2 – при работе на заглушку ($ImZ_H = 0, ReZ_H = 0$)

1979. 22 с.

5. Гафуров С.А. Экспериментальные исследования подачи воздуха на вход в комбинированный насосный агрегат // Journal of Dynamics and Vibroacoustics. 2014. № 1. С. 49-54.
6. Visualisation research of the flow processes in the outlet chamber–outlet bridge–inlet chamber zone of the gear pumps / J. Stryczek, P. Antoniak, O. Jakhno, D. Kostyuk, A. Kryuchkov, G. Belov, L. Rodionov // Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2015. № 1(15). С. 95-108.
7. Gafurov S.A., Rodionov L.V. Acoustic Visualization Of Cavitation In Fuel Combination Pump // Proceedings of the 21st International Congress on Sound and Vibration, 2014. С. 3916-3923.
8. ОСТ 1.00228. Методика определения режимов ускоренных эквивалентных испытаний агрегатов управления потоком жидкости в гидросистемах: М. Стандартинформ, 1977. 46 с.
9. ОСТ 1.00389 Насосы гидравлические самолетов (вертолётов). Методика определения режимов ускоренных ресурсных испытаний: М. Стандартинформ, 1980. 41 с.
10. Прокофьев А.Б. Математическая модель колебаний трубопроводов от действия пульсирующего потока жидкости // Судостроение. 2011. № 2. С. 39-42.
11. Шахматов Е.В. Виброакустическая модель прямолинейного неоднородного трубопровода при его силовом возбуждении пульсациями рабочей жидкости // Известия Самарского научного центра РАН. 2000. № 1. С. 135-140.
12. Миронова Т.Б. Разработка конечноэлементной модели виброакустических процессов в трубопроводе с пульсирующим потоком рабочей жидкости // Вестник Самарского университета. 2008. № 3. С. 157-162.
13. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных

трубопроводах. М.: Машиностроение, 1980. 156 с.
14. Идельчик И.Г. Справочник по гидравлическим со-

противлениям: учебное пособие [под ред. М.О. Штейнберга]. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.

AN IMPROVEMENT OF THE PULSATING FLOW TEST METHOD FOR POSITIVE DISPLACEMENT PUMPS

© 2017 V.I. Sanchugov, L.V. Rodionov, V.M. Reshetov, D.A. Prun'

Samara National Research University named after Academician S.P. Korolyov

This article provides a way to improve existing methods of testing positive displacement pumps. Positive displacement pumps are widely used in various industries: chemical, oil, gas, food, etc. Therefore various methods of testing are used: methods of accelerated tests for reliability, accelerated methods of comparative testing and others. Testing methods for positive displacement pumps by pulsating fluid flows have a great influence on determining the dynamic characteristics of the pump as the oscillation source (both flow and pressure), on the creation of accelerated methods for equivalent resource test, on the fine-tuning of existing and creating new designs pumps. This study examined the model as the equivalent power consumption and equivalent pressure fluctuations sources, which experimented with different hydraulic systems, different input impedances. Analysis of the results showed that the most promising is the pump tests with a reactive load, which can be implemented in lumped and distributed parameters. For the equivalent of accelerated tests to assess the pumps life and fatigue strength of main units are test methods that implement the highest levels of vibrations to reduce the duration and cost of testing.

Keywords: positive displacement pump, pulsations, consumption, pressure, calculation model.

Valery Sanchugov, Doctor of Technics, Professor of Automatic Systems of Power Plants Department.

E-mail: sanchugov.vi@yandex.ru

Leonid Rodionov, Candidate of Technics, Associate Professor of Automatic Systems of Power Plants Department.

E-mail: leonid@rodionoff.net

Victor Reshetov, Candidate of Technics, Assistant Lecturer of Automatic Systems of Power Plants Department.

E-mail: vmresh@rambler.ru

Dmitry Prun, Student of Automatic Systems of Power Plants Department. E-mail: dimanprun@list.ru