

УДК 629.7.036.54

Doi: 10.31772/2587-6066-2018-19-4-644-650

Для цитирования: Назаров В. П., Назарова Л. П., Швецова Д. С., Савчин Д. А. Совершенствование методики определения кавитационной характеристики шнекоцентробежных насосов // Сибирский журнал науки и технологий. 2018. Т. 19, № 4. С. 644–650. Doi: 10.31772/2587-6066-2018-19-4-644-650

For citation: Nazarov V. P., Nazarova L. P., Shvetsova D. S., Savchin D. A. [Improvement of the method of determining cavitation characteristics of the centrifugal pumps]. *Siberian Journal of Science and Technology*. 2018, Vol. 19, No. 4, P. 644–650 (In Russ.). Doi: 10.31772/2587-6066-2018-19-4-644-650

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КАВИТАЦИОННОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

В. П. Назаров, Л. П. Назарова, Д. С. Швецова, Д. А. Савчин

Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева
Российская Федерация, 660037, г. Красноярск, просп. им. газ. «Красноярский рабочий», 31
E-mail: Darya.Shvetsova@yandex.ru

Кавитация – это процесс нарушения сплошности потока жидкости в зоне пониженного давления, заключающийся в образовании полостей, наполненных паром и выделившимися из жидкости газами. В области пониженных давлений возникают растягивающие напряжения, которые приводят к разрыву жидкости; образуются полости – кавитационные каверны, которые заполняются газами и парами. Попадая в область высоких давлений, каверны «схлопываются», что вызывает местный гидравлический удар, который может привести к разрушению стенок каналов. Возникновение и развитие кавитации в жидкостях связано с наличием ядер кавитации. Технические жидкости всегда имеют ядра кавитации, представляющие собой нерастворенные газовые включения. Развитию кавитации также способствует количество свободных и растворенных газов, а также термодинамические свойства жидкостей и конструктивные особенности колеса.

Кавитация приводит к трем основным отрицательным последствиям для гидравлических машин: к срыву режима работы, т. е. к резкому снижению основных параметров, эрозионному разрушению рабочего колеса и неустойчивой работе, вызванной низкочастотными автоколебаниями.

Для того, чтобы определить кавитационную эффективность насоса, каждый шнекоцентробежный насос подвергается кавитационным испытаниям. Однако существующие методы определения антикавитационных свойств насосов не обладают достаточной точностью, а также превышают по длительности срок эксплуатации насоса в составе турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя.

Предложен метод ускоренных кавитационных испытаний, позволяющий значительно сократить время испытаний, а также увеличить точность определения кавитационной характеристики. Для этого предлагается проводить испытания без поддержания расхода, с увеличенной скоростью снижения давления на входе в насос. Для снижения погрешности испытаний путем исключения человеческого фактора предложена система автоматической регистрации параметров.

Установлено, что ускоренное снижение давления без поддержания расхода не влияет на точность определения кавитационной характеристики и вместе с тем сокращает работу насоса в условиях кавитации, уменьшая эрозию. Автоматизация значительно снижает трудоемкость проведения испытаний и увеличивает точность.

Ключевые слова: кавитация, центробежный насос, основные характеристики, кавитационные испытания, ускоренный метод испытаний.

IMPROVEMENT OF THE METHOD OF DETERMINING CAVITATION CHARACTERISTICS OF THE CENTRIFUGAL PUMPS

V. P. Nazarov, L. P. Nazarova, D. S. Shvetsova, D. A. Savchin

Reshetnev Siberian State University of Science and Technology
31, Krasnoyarsky Rabochy Av., Krasnoyarsk, 660037, Russian Federation
E-mail: Darya.Shvetsova@yandex.ru

Cavitation is a process of formation of vapor bubbles within a liquid at low pressure regions. There are strain tensions at low-pressure region, which lead to a gap, producing cavitation cavities. These cavities contain vapor bubbles. When cavities come to a high pressure region, they collapse, leading to a local water hammer which is able to erode the surface of a centrifugal pump. The occurring and the evolution of cavitation in liquids bound to the existence

of so called cavitation cores. A physically pure liquid can resist to a strain tension efficiently, however industrial liquids always have cavitation cores. The cavitation cores are undissolved gas inclusions. The acceleration of evolution of cavitation depends on free and dissolved gases and thermodynamic properties of liquid as well.

Cavitation brings three negative factors to the performance of a centrifugal pump: performance failure – an abrupt decreasing of main parameters; erosion corrosion; low-frequency pulsations that cause the unstable work.

Every centrifugal pump goes through cavitation tests for the determination of the cavitation performance. However, the contemporary test methods do not have the required accuracy; moreover, the duration of a test is bigger than the work time of a pump in a rocket engine.

The paper has the suggestion of the accelerated method of cavitation tests. To get the results, the new method works without maintaining of the mass flow rate, but with increased pressure-change speed on the pump entrance. For the decreasing of the error, the new method includes automatic measuring system.

The authors have determined that the accelerated method with automatic measuring system does not influence the accuracy, but in the same time makes the test process shorter in time and easier to accomplish.

Keywords: cavitation, centrifugal pump, base characteristics, cavitation tests, accelerated method of cavitation tests.

Введение. Кавитацией называют процесс нарушения целостности потока жидкости в зоне пониженного давления, заключающийся в образовании полостей, наполненных паром и выделившимся из жидкости газами [1; 2]. Появление и развитие кавитации [3] обусловлено наличием в рабочем теле (жидкости) ядер кавитации, представляющих собой нерастворенные газовые включения. В насосах жидкостных ракетных двигателей при падении входного давления P_1 ниже определенного критического давления $P_{кр}$ возникает кавитация – явление, которое может привести к срыву режима работы насоса, сопровождаемому уменьшением напора, КПД и расхода жидкости через насос [4]. Вследствие этого появляется необходимость проведения испытаний на определение антикавитационных свойств насоса. Эти свойства характеризуются величиной критического входного подпора $\Delta h_{кр}$ [5], который на практике определяют для каждого насоса экспериментально, проводя кавитационные испытания [6; 7]. Значение подпора находят по критическому входному давлению из формулы (1):

$$\Delta h_{кр} = \frac{P_{1кр} + P_a - P_s}{\rho} + 0,5v_{вх}^2, \quad (1)$$

где $P_{1кр}$ – критическое входное давление, Па; P_a – атмосферное давление, Па; P_s – давление насыщенных паров жидкости, Па; $v_{вх}$ – скорость жидкости на входе в насос, м/с.

Описание существующей методики. Согласно принятой методике [8; 9], кавитационные испытания проводятся следующим образом: после вывода насоса на рабочий режим путем установки номинальных значений угловой скорости и расхода жидкости давление на входе в насос ступенчато снижается. При каждом снижении после установления режима производится замер основных параметров насоса: давления на входе и выходе насоса P_1, P_2 , Па; угловой скорости вращения ротора ω , рад/с; расхода жидкости через насос \dot{m} , м³/с. По этим данным определяют значение напора с помощью формулы (2) [10], а затем на миллиметровой бумаге строят напорную характеристику – зависимость $H_i = f(P_1)$ при $\dot{m}, \omega = \text{const}$:

$$H_i = \frac{P_{2i} - P_{1i}}{\rho}. \quad (2)$$

Следующий этап – определение критического входного давления $P_{1кр}$, соответствующего началу срыва режима работы. Эта величина определяется двумя методами:

- по координате точки пересечения аппроксимирующих прямых бесрывной и срывной части кавитационной характеристики;
- по координате точки уменьшения напора на величину, задаваемую в технических условиях.

Имея значение $P_{1кр}$, по формуле (1) рассчитывается $\Delta h_{кр}$. При получении срывной ветви кавитационной характеристики насос работает в режиме, характеризующемся снижением развиваемого насосом напора, уменьшением расхода жидкости и общей неустойчивостью процессов. Поэтому по техническим условиям на кавитационные испытания центробежных насосов допускается получение срывной ветви характеристики при расходах, меньших номинального.

На рис. 1 представлены кавитационные характеристики насоса, получаемые: 1) без соблюдения условия $\dot{m} = \text{const}$ в области срыва – кривая 1; 2) с соблюдением условия $\dot{m} = \text{const}$ – кривая 2; 3) пунктирная кривая, где сначала до точки B не соблюдается условие $\dot{m} = \text{const}$, а затем расход поддерживается постоянным.

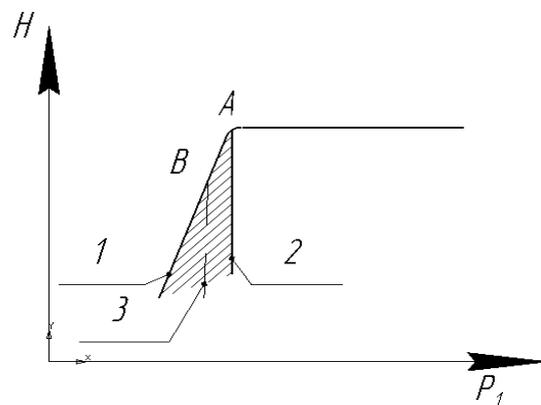


Рис. 1. Кавитационные характеристики насоса

Fig. 1. Cavitation characteristics of the pump

На графике заштрихована область получения возможных характеристик, эта особенность методики формально позволяет влиять на антикавитационные свойства насоса, вследствие чего снижается достоверность испытаний, что может отразиться на ухудшении надежности насосных агрегатов. Экспериментальные данные показали, что расхождение результатов испытаний доходит до 6,3 %, а по данным источника [11] погрешность определения $\Delta h_{кр}$ доходит до 10 %. Величины погрешностей рассчитывались по методике [12].

Нужно также добавить, что процесс кавитации опасен не столько для насосов, работающих в составе изделия (их цикл работы достаточно мал), сколько для насосов, подвергнутых испытаниям, так как длительность испытаний может превышать время работы агрегата в составе ракеты при полете [13].

Таким образом, на основании вышеизложенного можно выделить основные недостатки существующей методики:

- значительная трудоемкость снятия кавитационной характеристики и, как следствие, длительная работа насоса в условиях кавитации и снижение его надежности в целом;
- недостаточная точность определения критического входного давления;
- влияние субъективных факторов на результаты испытаний;
- большая длительность испытаний.

Описание предлагаемой методики. В статье представлена методика проведения испытаний, согласно которой предлагается определять характеристики насосов при непрерывном и достаточно быстром изменении P_1 , что позволит сократить время кавитационных испытаний и существенно уменьшить кавитационную эрозию рабочих колес. В настоящее время длительность испытаний составляет от 3 до 6 мин, что составляет 50–80 % от всего времени, затрачиваемого на определение основных характеристик и параметров насоса. При этом продолжительность работы насоса при интенсивной кавитационной эрозии составляет порядка 60 с, что соизмеримо с временем работы насоса в составе изделия.

С целью исключения субъективного фактора предлагается в режиме срыва не поддерживать постоянным \dot{m} , что позволит отказаться от недостаточно надежных регуляторов расхода. Отказ от регулирования расхода повысит устойчивость работы насоса в режиме срыва.

При ускоренных испытаниях человеку практически невозможно визуально регистрировать быстрое протекание и непрерывно меняющиеся процессы.

Определение критического входного давления по координате точки снижения напора при кавитационном срыве до заданной величины позволяет автоматизировать этот процесс. Структурная схема устройства регистрации параметров работает следующим образом.

Независимым параметром при кавитационных испытаниях является давление на входе в насос. После того, как будут установлены номинальные расход и угловая скорость вращения ротора и входное давле-

ние $P_1 > P_{ном}$, начинается уменьшение входного давления. При этом информация о текущем значении входного давления P_{1i} сравнивается с заданным номинальным. Информация о текущей величине напора H_i сравнивается с номинальным заданным. В момент, когда значение напора станет равным $(0,75–0,97)H_{ном}$, подается команда на останов двигателя. Одновременно с командой на останов выводится значение $P_{кр}$, соответствующее $H_{ном}$.

Анализ работы системы в нестационарном режиме. Определение кавитационных параметров насоса при непрерывном и достаточно быстром снижении входного давления приводит к тому, что процессы в системе «насос – измерительная система – гидростенд» становятся нестационарными. Поэтому был выполнен анализ влияния нестационарности процессов на результаты испытаний.

При определении кавитационных параметров насоса в неустановившемся режиме следует различать два случая:

- I – насос работает без срыва напора ($P_2, \dot{m}, \omega \approx \text{const}$), изменяется только входное давление P_1 ; скорость изменения P_1 характеризуется величиной dP_1/dt ;
- II – насос работает в режиме резкого снижения давления P_2 , уменьшения расхода \dot{m} , роста угловой скорости ω ; при этом расход и угловая скорость не регистрируются, поэтому работа систем измерения не анализируется в данном случае; скорость изменения P_2 определяется dP_2/dt .

Работа насоса в области I характеризуется относительной стабильностью параметров. При этом расхождение результатов испытаний в установившемся и неустановившемся режиме можно ожидать лишь при регистрации входного давления.

При работе насоса в области II расхождение результатов будет определяться переходными процессами не только в полостях насоса, стеновых магистралях, но и в системах измерения P_2 и P_1 .

Время переходных процессов согласно [14] не превышает 0,3–0,5 с. Следовательно, влияние насоса с подсоединенными магистралями будет заметно лишь при больших скоростях снижения входного давления.

Рассмотрим влияние динамических характеристик систем измерения P_2 и P_1 на результаты кавитационных испытаний. Для упрощения допустим $dP_2/dt = \text{const}$, что легко реализовать на практике. Вместо изменения напора будем рассматривать изменение давления P_2 . Для случая развитой кавитации при dP_1/dt справедливо dP_2/dt .

При нестационарном режиме работы регистрируемая кавитационная характеристика будет отличаться от истинной из-за запаздывания систем регистрации P_2 и P_1 . Величины запаздывания определяются выражением (3) [15]:

$$\Delta P_{1/2} = T_{P_2/P_1} \cdot \frac{dP_{1/2}}{dt}. \quad (3)$$

Динамическая составляющая погрешности определения критического входного давления будет минимальна (≈ 0), если регистрируемая характеристика

совпадает с истинной. Условие совпадения запишется следующим образом (4):

$$T_{P1} = T_{P2}. \quad (4)$$

В работе [15] показано, что для измерителя давления, состоящего из манометра и импульсной соединительной трубки, постоянная времени складывается из двух составляющих: $T_{зв}$ – времени запаздывания возмущения, обусловленного звуковой скоростью передачи импульса; T_z – постоянной времени, зависящей от гидросопротивлений и емкостей магистрали передачи давления. В большинстве случаев выполняется условие $T_{зв} \gg T_z$, поэтому окончательно постоянные времени систем будут зависеть от диаметров импульсных трубок. Но выравнивать постоянные времени систем измерения лишь изменением размеров трубок нерационально.

Более реальный путь – подбор соответствующих демпферов на линии измерения P_2 и достижения максимально допустимого быстродействия системы измерения P_1 .

Системы замера входных и выходных давлений насосов практически идентичны. Таким образом, если строить кавитационную характеристику по данным манометров, установленных на магистралях с демпферами, то при условии, что $P_2 \gg P_1$, основную динамическую погрешность будет вносить линия замера P_1 .

Величина динамической погрешности (5) будет определяться постоянной времени T_{P1} и скоростью снижения входного давления dP_1/dt :

$$\delta P_{кр,дин} = T_{P1} \cdot \frac{dP_1}{dt} \cdot \frac{1}{P_{1кр}}. \quad (5)$$

Из этого следует, что при увеличении скорости изменения входного давления растет величина динамической погрешности ($\approx 20-60\%$). Чтобы ее уменьшить до 1–2%, необходимо снизить P_1 со скоростью ≈ 100 Па/с, т. е. за время $t \approx 10$ мин.

Также для уменьшения динамической погрешности можно увеличить быстродействие системы измерения P_1 , т. е. уменьшить T_{P1} . Если исключить демпфер, то величина постоянной времени определится практически длиной импульсной трубки.

Необходимо подчеркнуть, что ограничение скорости снижения входного давления накладывается только при работе насоса в области срыва, в бесрывном режиме скорость может быть увеличена. Поэтому испытание можно проводить следующим образом.

Область устойчивости выходных параметров насоса P_2 , \dot{m} , ω проходит при быстром снижении давления на входе в насос, а при подходе к области срыва скорость снижения P_1 нужно уменьшать до величины, обеспечивающей низкую динамическую погрешность определения входного давления.

Анализ работы систем измерения входного и выходного давлений при проведении кавитационных испытаний позволил сделать следующие выводы:

– при оценке погрешности определения критического входного давления необходимо учитывать динамику процесса и быстродействие измерительных систем;

– для снижения динамической составляющей погрешности измерения $P_{1кр}$ необходимо согласовывать динамические характеристики систем измерения выходного и входного давлений, обеспечивая равенство постоянных времени (4); при этом динамические характеристики следует определять для давлений P_2 и P_1 , близких к соответствующим параметрам, которые имеет насос при работе в критической области.

В ходе работы были проведены экспериментальные исследования, цель которых заключалась в следующем:

– экспериментально определить влияние скорости снижения входного давления на результаты кавитационных испытаний;

– определить влияние постоянных времени систем измерения входного и выходного давлений на результаты кавитационных испытаний.

Чтобы исключить влияние технологических и геометрических факторов на результаты исследований, все испытания проводились на насосах одной комплектации. Проводилась лишь переборка насоса с целью замены подшипников, отработавших ресурс.

Для повышения информативности испытаний снятие кавитационных характеристик проводилось при непрерывном снижении входного давления и с непрерывной регистрацией параметров.

В качестве регистрирующей была использована система, в состав которой входят:

1) вибростержневые датчики давления; их использование обусловлено высокими метрологическими характеристиками, удовлетворительной работой при отрицательных давлениях и электрическим выходным сигналом в виде частоты;

2) преобразователи частоты в напряжение; их назначение – преобразовать частотный сигнал в аналоговую форму;

3) двухкоординатный самопишущий прибор.

Процесс регистрации происходит так: информация о величине входного и выходного давлений с помощью вибростержневых датчиков и преобразователей частоты в напряжение поступает на вход самописца. Напряжение, пропорциональное P_1 , подается на вход X , а информация о P_2 – на вход Y . Изменение P_1 преобразуется в перемещение пера самописца по оси X , а изменение P_2 – в перемещение по оси Y . Таким образом, производится непрерывная запись кавитационной характеристики в координатах $P_2 = f(P_1)$, которая практически соответствует кавитационной характеристике насоса в координатах $H = f(P_1)$.

Для реализации возможностей непрерывного снижения входного давления с различными скоростями потребовались незначительные доработки конструкции, которые свелись к установке двух дополнительных дренажных магистралей.

Конструктивно стенд выполнен так, что компенсационный бак, давление в воздушной подушке которого определяет давление на входе в насос, расположен на 5 метров ниже насоса, вследствие чего полные кавитационные испытания можно проводить без вакуумного насоса.

В таблице сведены результаты обработки данных по испытаниям и для сравнения представлены результаты теоретических расчетов влияния скорости снижения входного давления и быстродействие системы измерения, проведенные на основе предложенной модели процессов.

В целом, результаты экспериментов удовлетворительно согласуются с теоретическими расчетами и полностью подтверждают принятую модель процессов, происходящих в системе «насос – гидростенд – измерительная система» при определении кавитационных характеристик центробежных насосов на неустановившихся режимах.

Необходимо добавить, что в ряде случаев при проведении кавитационных испытаний не учитываются динамические характеристики системы измерения входного давления, в результате чего антикавитационные параметры насоса, определенные эксперимен-

тально, оказываются хуже фактических. В качестве примера приведена кавитационная характеристика (рис. 2), записанная в процессе штатного испытания с помощью ранее описанного прибора автоматической регистрации.

Участки характеристики, отмеченные буквами *a*, *a'*, *a''*, *a'''*, соответствуют моменту открытия электропневмоклапана (ЭПК), т. е. началу уменьшения давления на входе в насос. Точки *b*, *b'*, *b''*, *b'''* соответствуют моменту закрытия ЭПК, т. е. прекращению уменьшения давления на входе. Небольшие горизонтальные участки *b-a'*, *b'-a''* и т. д. соответствуют процессу установления показаний измерителя входного давления. Характеристика *1* построена по данным протоколов испытаний, т. е. по точкам. Совмещение характеристик *1* и записанной в аналоговой форме свидетельствует о том, что снятие показаний с приборов не всегда происходит при установившихся значениях.

Сравнение результатов экспериментов и теоретических расчетов

		Датчик на конце длинной линии после демпфера			Датчик соединен со входом в насос гибким шлангом высокого давления		
		T_{P1}, c	$P_{кр} \cdot 10^5 Pa$	$\delta P_{кр.лин}, \%$	T_{P1}, c	$P_{кр} \cdot 10^5 Pa$	$\delta P_{кр.лин}, \%$
$\frac{dP_1}{dt} = 790 Pa/c$	Эксп.	10	0,605	12,2	0,65	0,55	0
	Расч.	10	0,625	13,6	—	—	—
$\frac{dP_1}{dt} = 1920 Pa/c$	Эксп.	10	0,725	31,8	0,65	0,555	1,1
	Расч.	10	0,738	34,2	0,65	0,557	1,33
$\frac{dP_1}{dt} = 2080 Pa/c$	Эксп.	—	—	—	0,65	0,565	3,3
	Расч.	10	0,748	36,9	0,65	0,559	1,5

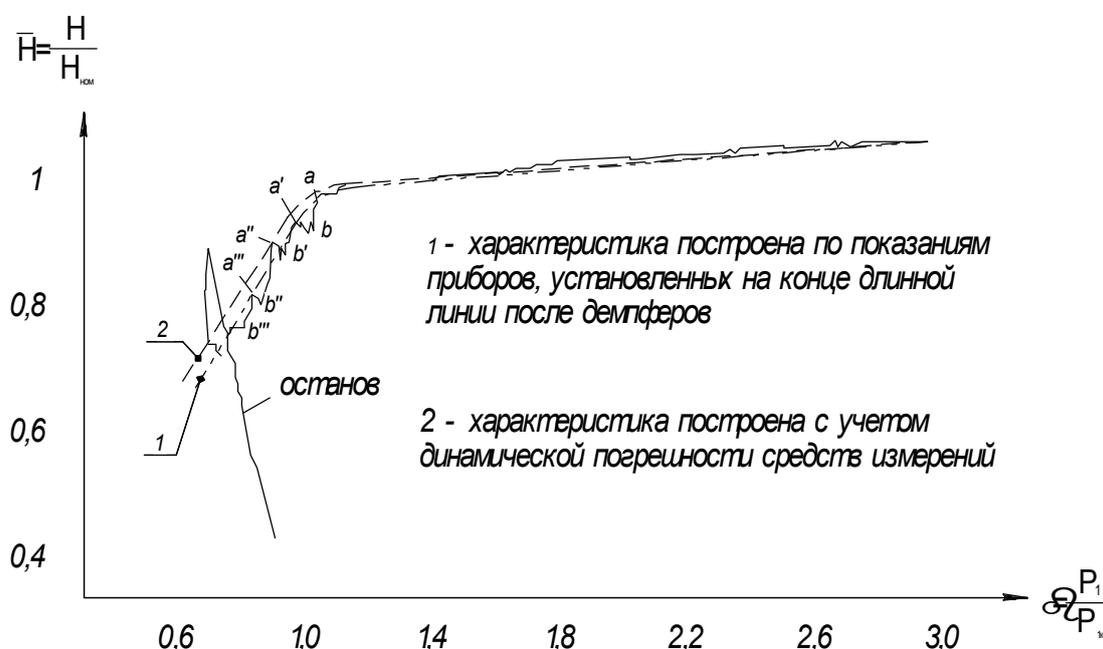


Рис. 2. Кавитационная характеристика насоса, записанная при штатном испытании

Fig. 2. Cavitation characteristics of the pump, recorded during normal testing

Характеристика 2 построена с учетом длительности переходных процессов в системе измерений и соответствует установившимся показаниям приборов.

Расхождение в значениях критического входного давления, определенного по характеристикам 1 и 2, составляет в данном случае 4,1 %.

Теоретический анализ условий работы «насос – измерительная система – гидростенд» при определении антикавитационных свойств насосов на нестационарном режиме позволил выработать требования, которым должны удовлетворять измерительные системы стенда, чтобы динамическая погрешность определения параметров насоса была минимальная. Проведенные эксперименты подтвердили правильность сделанных предположений, показали сходимость расчета и эксперимента при скоростях снижения P_1 до 2000 Па/с и позволили отработать методику проведения ускоренных кавитационных испытаний насосов.

С целью экспериментальной проверки возможности автоматизированного определения критического давления на входе в насос непосредственно в процессе испытаний был изготовлен опытный образец прибора автоматической регистрации. Погрешность определения $P_{1кр}$ составила 1,63 %, а время проведения трех серий испытаний составило ~17 мин.

Заключение. На основании приведенных данных можно сделать вывод, что ускоренный способ проведения испытаний в условиях серийного производства позволяет решить следующие проблемы:

- уменьшить вероятность эрозионного разрушения, сократив время испытаний;
- снизить трудоёмкость обработки результатов испытаний;
- устранить влияние субъективного фактора на результаты испытаний;
- повысить точность определения кавитационных параметров насосов за счет автоматизации процесса определения критического входного давления.

Разработанный прибор автоматической регистрации путем несложных доработок может быть использован для определения кавитационных параметров практически всех типов лопаточных насосов.

Библиографические ссылки

1. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. М. : Машиностроение, 1971. 672 с.
2. Овсянников Б. В., Боровский Б. И. Теория и расчет агрегатов питания ЖРД. 3-е изд. М. : Машиностроение, 1986. 376 с. : ил.
3. Краев М. В., Краева Е. М. Особенности формирования кавитационных каверн в центробежном высокооборотном насосе [Электронный ресурс]. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/osobennosti-formirovaniya-kavitatsionnyh-kavern-v-tsentrobeznom-vysokooborotnom-nasose> (дата обращения: 20.11.2018).
4. Карелин В. Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. 2-е изд., перераб. и доп. М. : Машиностроение, 1975. 336 с.
5. Чебаевский В. Ф., Петров В. И. Кавитационные характеристики высокооборотных шнекоцентробежных насосов / под ред. д-ра техн. наук, проф. С. Д. Гришина. М. : Машиностроение, 1979. 152 с. : ил.
6. Яременко О. В. Испытания насосов. Справочное пособие. М. : Машиностроение, 1976. 225 с. : ил.
7. Испытания жидкостных ракетных двигателей : учеб. пособие / А. Е. Жуковский [и др.] ; под ред. д-ра техн. наук проф. В. Я. Левина. М. : Машиностроение, 1981. 199 с. : ил.
8. Технология сборки и испытаний насосов жидкостных ракетных двигателей : учеб. пособие / М. В. Краев [и др.] ; под общ. ред. проф. М. В. Краева ; Сиб. аэрокосмич. акад. Красноярск, 1993. 103 с.
9. ГОСТ 6134–2007. Насосы динамические. Методы испытаний. М. : Изд-во стандартов, 2007. 23 с.
10. Сточек Н. П., Шапиро А. С. Гидравлика жидкостных ракетных двигателей. М. : Машиностроение, 1978. 128 с.
11. Александров С. А., Павлович Л. А. Точность определения критического кавитационного запаса центробежных насосов при технологических испытаниях // Вестник машиностроения. 1977. № 6. С. 12–14.
12. Рабинович С. Г. Погрешности измерений. Л. : Энергия, 1978. 262 с.
13. Campbell W. E., Farquh J. Centrifugal Pumps for Rocket Engines [Электронный ресурс]. URL: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19750003130.pdf> (дата обращения: 18.06.2018).
14. Пилипенко В. В., Задонцев В. А., Натанзон М. С. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем. М. : Машиностроение, 1977. 352 с.
15. Гонек Н. Ф. Манометры. Л. : Машиностроение, 1979. 176 с.

References

1. Bashta T. M. *Mashinostroitel'naya gidravlika* [Engineering hydraulics]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1971, 672 p.
2. Ovsyannikov B. V., Borovsky B. I. *Teoriya i raschet agregatov pitaniya ZHRD* [The theory and calculation of unit of liquid rocket engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986, 376 p.
3. Kraev M. V., Kraeva E. M. Features of the formation of cavitation cavities in a centrifugal high-speed pump. Available at: <https://cyberleninka.ru/article/n/osobennosti-formirovaniya-kavitatsionnyh-kavern-v-tsentrobeznom-vysokooborotnom-nasose> (accessed: 11.20.2018).
4. Karelin V. Ya. *Kavitatsionnye yavleniya v sentrobezhnykh i osevykh nasosakh* [Cavitation phenomena in centrifugal and axial pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1975, 336 p.
5. Chebaevsky V. F., Petrov V. I. *Kavitatsionnye kharakteristiki vysokooborotnykh shnekocentrobezhnykh nasosov* [Cavitation characteristics of high-speed centrifugal pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979, 152 p.
6. Yaremenko O. V. *Ispytaniya nasosov* [Pump tests]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976, 225 p.
7. Zhukovsky A. E., Kondrusev V. S., Levin V. Ya., Okorochkov V. V. *Ispytaniya zhidkostnykh raketykh dvigateley* [The tests of liquid rocket engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981, 199 p.

8. Kraev M. V., Nazarov V. P., Nazarova L. P., Oratynsky B. F. *Tekhnologiya sborki i ispytaniy nasosov zhidkostnykh raketnykh dvigateley* [Technology of assembling and tests of pumps of liquid rocket engines]. Krasnoyarsk, SAA Publ., 1993, 103 p.
9. *GOST 6134–2007. Nasosy dinamicheskie. Metody ispytaniy* [State Standard 6134-2007. The dynamic pumps. Methods of tests]. Moscow, Standartinform Publ., 2007, 23 p.
10. Stochek N. P., Shapiro A. S. *Gidravlika zhidkostnykh raketnykh dvigateley* [The hydraulics of the liquid rocket engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978, 128 p.
11. Aleksandrov S. A., Pavlovich L. A. [Correctness of determination of the critical cavitation reserve of the pumps at technological tests]. *Vestnik mashinostroeniya*. 1977, No. 6, P. 12–14 (In Russ.).
12. Rabinovich S. G. *Pogreshnosti izmereniy* [The faults of the measurements]. Leningrad, Energiya Publ., 1978, 262 p.
13. Centrifugal Pumps for Rocket Engines. W. E. Campbell and J. Farquh. Available at <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19750003130.pdf> (accessed: 06.18.2018).
14. Pilipenko V. V., Zadontsev V. A., Natanzon M. S. *Kavitatsionnye avtokolebaniya i dinamika gidrosistem* [The cavitation autooscillations and dynamic of the hydraulic system]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977, 352 p.
15. Gonek N. F. *Manometry* [The pressure-gauges]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1979, 176 p.

© Назаров В. П., Назарова Л. П.,
Швецова Д. С., Савчин Д. А., 2018