



УДК 621.89.012.2, 532.528

Н.А. ВОРОНИН, д-р техн. наук

главный научный сотрудник

E-mail: voroninn@inbox.ru

Институт машиноведения имени А.А. Благонравова Российской академии наук, г. Москва, Российская Федерация

Поступила в редакцию 16.07.2025.

ВЛИЯНИЕ ЭФФЕКТА ЭЖЕКТИРОВАНИЯ НА ПАРАМЕТРЫ И ВИД ГАЗОГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ПОТОКА ВОДЫ, СОЗДАВАЕМОГО ИСКУССТВЕННОЙ КАВИТАЦИЕЙ В СТЕСНЕННЫХ УСЛОВИЯХ

В данной работе представлены результаты новаторского исследования, направленного на повышение эффективности жидкостных подшипников скольжения путем применения кавитационно-волновой технологии обработки смазочной среды. Описана уникальная методика создания газогидродинамического потока в специально разработанном модельном устройстве, имитирующем гидродинамическую канавку упорного подшипника скольжения. Эта модель позволила детально изучить процессы, происходящие в подшипнике при воздействии кавитации. В ходе экспериментов были установлены важные закономерности, характеризующие изменения структуры газожидкостных потоков, распределение статического давления (разряжения) вдоль канала, расход смазки и интенсивность звуковых колебаний. Исследовано влияние таких параметров, как входное давление, расход балластной жидкости и подача воздуха в систему. Проведенный анализ позволил определить оптимальные значения этих параметров для достижения наилучших характеристик смазочного слоя. Результаты показали, что существует определенный, оптимальный для данной конструкции уровень входного давления, расхода балластной жидкости и воздуха, при котором статическое давление газожидкостной среды в канале модельного устройства распределено наиболее равномерно по длине, а звуковые колебания, отражающие эрозионное воздействие кавитации, достигают минимальных значений. Важным наблюдением стал эффект отсутствия снижения расхода жидкости при возникновении кавитации и введении балластной воды и воздуха. Это открывает перспективы применения искусственной кавитации и воды в качестве смазки для повышения работоспособности жидкостных подшипников скольжения, что может превзойти традиционные методы смазывания и материалы. Полученные данные являются основой для дальнейших исследований в области разработки подшипников с улучшенными характеристиками.

Ключевые слова: упорный подшипник скольжения, гидродинамическая канавка, кавитация, суперкавитация, эжекция

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-3-72-63-73>

Введение. Кавитация — это физическое явление, заключающееся в развитии и росте пузырьков пара в быстротекущей жидкости вследствие быстрого падения давления, а затем схлопывании пузырьков при увеличении давления жидкости. При схлопывании образуются ударные волны

и микроструи, звуковые и ультразвуковые колебания. Многократные воздействия ударных волн и микроструй на твердые окружающие кавитационный поток поверхности приводят к их эрозионному разрушению. Гидродинамическая кавитация представляет собой существенную проблему

в большинстве технических устройств, работающих с быстротекущими жидкими средами. Не всегда удается избежать появления кавитации в узлах трения — высокоскоростных жидкостных подшипниках скольжения и уплотнениях. Более того, конструкторские решения мест локализации кавитации и состава газожидкостного потока позволяют не только нивелировать отрицательные свойства кавитации, но и улучшить трибологические характеристики — понизить коэффициент трения и повысить несущую способность узлов трения [1–3]. До настоящего времени большинство научно-исследовательских работ в трибологии было направлено на «полезное» использование кавитации, естественно зарождающейся в высокоскоростных узлах трения. Исследования в судоходстве и военной области показали высокую эффективность искусственной кавитации и суперкавитации для снижения сил трения [4, 5]. Применение искусственной кавитации в узлах трения требует умения создавать и управлять протяженными кавитационными областями, создаваемыми в стесненных условиях, решать вопросы снижения эрозионной способности кавитации и полезного использования областей с субатмосферным давлением. К стесненным условиям работы узлов трения относятся ограниченные размеры пространства (щелевой эффект), через которые протекает смазочная жидкость, и противодействие газожидкостному потоку, оказываемое либо препятствиями вытеканию потока, либо давлением столба балластной жидкости, заливаемой в узел трения.

Данная работа является развитием предыдущих исследований автора [6] и направлена на оценку влияния балластной жидкости (воды) и воздуха на вид и параметры газогидродинамического потока воды, создаваемого искусственной гидродинамической кавитацией внутри узкого протяженного канала. Такая форма канала, первоначально заполненного балластной жидкостью, имитирует прямолинейный гидродинамический канал упорного подшипника скольжения в начальный момент его работы. Будет количественно оценено изменение величины статического давления воды, его распределение вдоль канала, количество протекаемой жидкости через канал в зависимости от входного давления воды, расхода воздуха и притока балластной жидкости, а также проведено сравнение звукового давления (шума), создаваемого кавитационным потоком по отношению к величине шума потока без эжекции воздуха и балластной жидкости.

Целью данной работы является экспериментальное исследование влияния эжекции балластной жидкости и воздуха на вид и параметры гидрогазодинамического потока воды, создаваемого искусственной гидродинамической кавитацией в стесненных условиях канала модельного устройства.

Оборудование и методика работы. Для решения поставленной задачи была разработана технологическая оснастка, навешиваемая на испытательный стенд для оценки работоспособности насосных секций перекачивающих лопастных насосов. Оснастка включала в себя модельное устройство, систему контроля, состоящую из мановакуумметров, расходомеров воды и воздуха и мерной колбы, а также коллекторов для распределения и регулирования потоков воды и воздуха, подаваемых в канал модельного устройства. Структурная схема модернизированной части стенда представлена на рисунке 1.

Основным элементом оснастки является модельное устройство (см. рисунок 1, поз. 28), реализующее высокоскоростное течение многофазной жидкой среды, создаваемое кавитацией. Для получения кавитационного потока использовалась трубка Вентури (см. рисунок 1, поз. 21). Прозрачный корпус модельного устройства и выводы на семь пьезометров (см. рисунок 1, поз. 6–9, 22–24) позволяли проводить параметрические и визуальные исследования создаваемого газогидродинамического потока. Общий вид и эскиз модельного устройства представлены на рисунке 2.

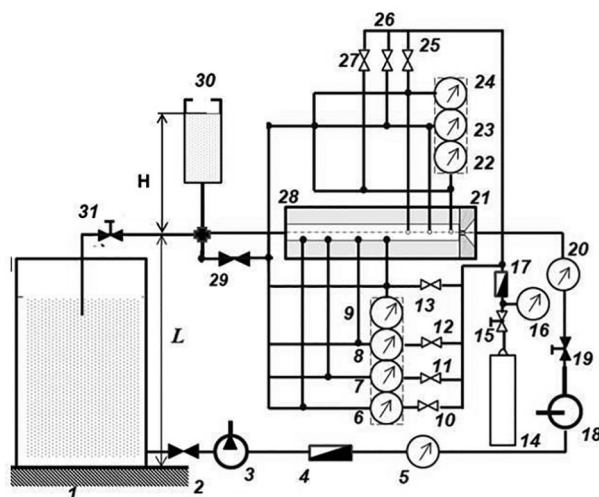
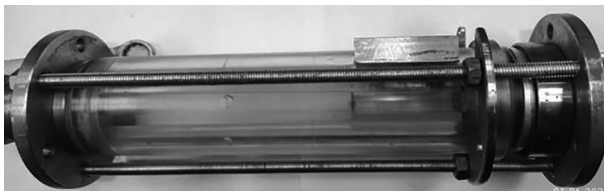
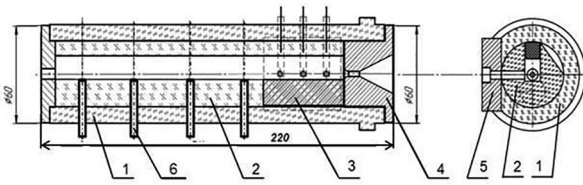


Рисунок 1 — Структурная схема модернизированной части стенда: 1 — бак с водой; 2, 29 — запорные краны водной магистрали; 3 — подпорный насос; 4 — расходомер воды; 5, 16, 20 — манометры; 6–9, 22–24 — мановакуумметры; 10–13, 25–27 — запорные краны воздушной магистрали; 14 — баллон с воздухом; 15 — регулируемый вентиль воздушной магистрали; 17 — ротаметр воздуха; 18 — центробежный насос; 19, 31 — регулируемые вентили водной магистрали; 21 — трубка Вентури; 28 — колба с модельным каналом; 30 — мерная колба; H — гидростатическое давление балластной воды в модельном канале; L — расстояние, определяющее расположение канала модельного устройства относительно основы расположения бака и уровня воды в баке

Figure 1 — Structural diagram of the upgraded part of the bench: 1 — water tank; 2, 29 — stop valves of the water main; 3 — booster pump; 4 — water flow meter; 5, 16, 20 — pressure gauges; 6–9, 22–24 — pressure and vacuum gauge; 10–13, 25–27 — stop valves of the air main; 14 — air tank; 15 — adjustable valve of the air main; 17 — air rotameter; 18 — centrifugal pump; 19, 31 — adjustable valves of the water main; 21 — Venturi tube; 28 — flask with a model channel; 30 — measuring flask; H — hydrostatic pressure of ballast water in the model channel; L — distance that determines the location of the channel of the model device relative to the base of the tank location and the water level in the tank



a



b

Рисунок 2 — Фото и эскиз модельного устройства:

1 — колба; 2 — вставка; 3 — эродируемый образец; 4 — кавитатор (трубка Вентури); 5 — блок крепления горизонтальных вводов пьезометров; 6 — вводы вертикальных пьезометров

Figure 2 — Photo and sketch of the model device: 1 — flask; 2 — insert; 3 — erodible sample; 4 — cavitator (Venturi tube); 5 — block for fixing horizontal piezometer inlets; 6 — vertical piezometer inlets

Длина узкого протяженного канала прямоугольной формы в сечении составляла 220 мм. Канал в сечении представлял собой квадрат в поперечном сечении со сторонами 10×10 мм. Отверстие в кавитаторе составляло 3 мм в диаметре. В семи сечениях канала модельного устройства измерялось статическое давление газогидродинамического потока с помощью стрелочных пьезометров. В качестве пьезометров использовались мановакуумметры с классом точности 1,5. Дополнительно были использованы коллекторы специальной конструкции для возможности введения в канал модельного устройства балластной воды и воздуха через вводы для пьезометров. Для контроля за наличием и величиной напора балластной воды использовалась прозрачная мерительная колба диаметром 100 мм, располагаемая на выходе из канала модельного устройства. Регулирование балластной воды осуществлялось запорным (см. рисунок 1, поз. 29) и регулируемым (см. рисунок 1, поз. 31) кранами. Оснастка предусматривает возможность регулирования места ввода воздуха в канал модельного устройства запорными кранами (см. рисунок 1, поз. 10–13, 25–27). Количество вводимого в канал воздуха регулировалось ротаметром (см. рисунок 1, поз. 17). Воздух подавался из баллона (см. рисунок 1, поз. 14) через запорный кран (см. рисунок 1, поз. 15). Давление воздуха контролировалось манометром (см. рисунок 1, поз. 16). Бак с водой и водная магистраль подачи в модельное устройство использовались из штатной комплектации испытательного стенда (см. рисунок 1, поз. 1–5, 18–20). Контроль за входным давлением воды (см. рисунок 1, поз. 20), числом оборотов центробежного насоса (см. рисунок 1, поз. 18) и расходом воды (см. рисунок 1, поз. 4) через модельное устройство осуществлялся штат-

ными приборами стенда, значения автоматически фиксировались программным обеспечением.

Программа исследования предусматривала измерение статического давления газогидродинамической струи и объемного расхода воды в зависимости от давления на входе в устройство и наличия/отсутствия в колбе балластной воды с постоянным гидродинамическим давлением (постоянной высоты воды в мерительной колбе), наличия/отсутствия воздуха. Испытания были проведены для диапазона входного давления воды в кавитатор 1,0–13,5 атм в присутствии и без балластной воды. Для испытаний с добавлением воздуха режимы были следующие: входное давление воздуха — 1 атм, расход воздуха — 0–8 л/мин.

Регистрировались следующие показатели: число оборотов насоса (об/мин); объемный расход воды Q_v (м³/сутки) по показаниям штатного прибора стенда; статическое давление водяного потока (атм) в канале по показаниям пьезометров; напор балластной воды (мм); расход воздуха по показаниям ротаметра. Вид (строение и свечение) кавитационного потока устройства фиксировался визуально и фотографированием. Шум стенда и кавитации в модельном устройстве оценивался оператором на слух, регистрировался в виде спектрограмм, получаемых с помощью звукозаписывающих устройств Blather, и измерялся в –дБ (относительное звуковое давление).

Экспериментальные данные анализировались с учетом теоретического расхода жидкости $Q_{\text{теор}}$, величин и характера изменения эпюр значений статического давления по длине канала устройства, а также вида газогидродинамического потока жидкости. Расчеты теоретического расхода жидкости $Q_{\text{теор}}$ и скорость потока жидкости через канал модельного устройства определялись по известным формулам [7].

Конечной целью данного исследования по описанной выше методике являлось установление оптимального значения входного давления воды для данной конструкции канала модельного устройства, которая имитирует прямолинейную гидродинамическую канавку подпятника упорного гидродинамического подшипника скольжения. Оптимизация заключалась в определении минимального значения входного давления воды, при котором эпюра статического давления гидрогазодинамического потока была максимально равномерная по величине значения статического давления на протяжении всей длины канала модельного устройства. Второй целью работы являлось установление величины изменения шума кавитации в условиях изменения режимов испытаний: без балластной воды и воздуха и с ними. Необходимость контроля и оценки этого параметра была связана с тем, что перспективность использования искусственной кавитации в реальных конструкциях узлов трения значительно снижается, если

не подавить уровень эрозионной способности кавитации. Известно, что звуковой эффект, сопровождающий кавитацию, во многом характеризует уровень ее эрозионного воздействия на функциональные поверхности узлов трения [8–10].

Результаты исследования и обсуждение. На первом этапе исследований были проведены испытания модельного устройства в режимах без балластной воды и в ее присутствии. Они проходили при ступенчатом изменении величины входного давления воды в кавитатор модельного устройства путем ступенчатого изменения числа оборотов n центробежного насоса стенда. Длительность работы на каждой ступени была не менее 5 мин с момента достижения установившейся величины расхода воды Q_b . Воспроизводимость режима ступени при повторных испытаниях проводилась по числу оборотов насоса. В таблице 1 приведена матрица исходных параметров для каждой ступени числа оборотов стенда, а на рисунках 3 и 4 — графическое представление изменения статического давления газожидкостного потока от величины входного давления воды в модельное устройство для двух режимов испытаний.

В режиме работы модельного устройства без балластной воды кривые изменения статического давления от величины входного давления (см. рисунок 3) образовали две группы кривых с характерным изменением значений статического давления по длине канала модельного устройства. Первая группа кривых, полученная в диапазоне значений входного давления от 1,05 до 7,80 атм включительно, имела минимальные значения статического давления (максимальные значения разрежения) (см. рисунок 3 кривые 1–4), для каждого значения входного давления — свое, в районе первого из входов трубок пьезометра в канал модельного устройства. В дальнейшем кривые статического давления резко повышали значения статического давления по длине канала, почти полностью выполаживаясь (выравниваясь по величине давления) к концу канала. Таким образом, первая группа кривых статического давления указывает на достаточно высокую степень неравномерности

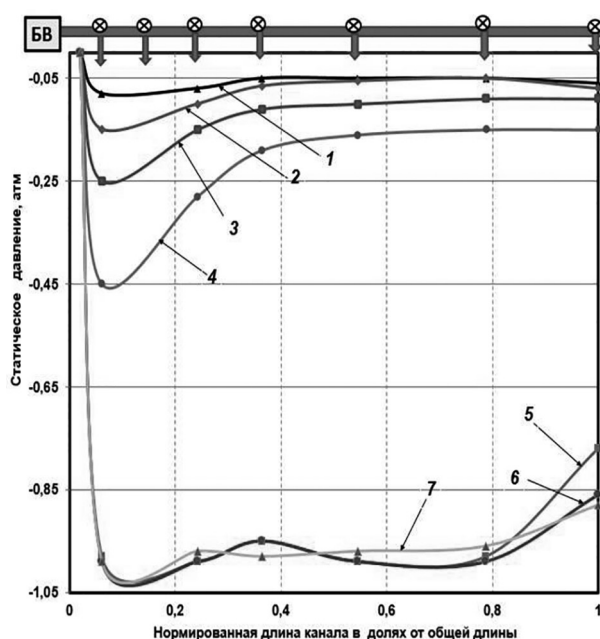


Рисунок 3 — Зависимости изменения статического давления по длине канала от величины входного давления для случая отсутствия балластной воды (БВ): 1 — 1,05 атм (2000 об/мин); 2 — 2,64 атм (3000 об/мин); 3 — 4,90 атм (4000 об/мин); 4 — 7,80 атм (5000 об/мин); 5 — 9,51 атм (5500 об/мин); 6 — 11,33 атм (6000 об/мин); 7 — 13,42 атм (6500 об/мин)

Figure 3 — Dependences of the change in static pressure along the channel length on the value of the input pressure for the case of the absence of ballast water (BW):

1 — 1.05 atm (2,000 rpm); 2 — 2.64 atm (3,000 rpm); 3 — 4.90 atm (4,000 rpm); 4 — 7.80 atm (5,000 rpm); 5 — 9.51 atm (5,500 rpm); 6 — 11.33 atm (6,000 rpm); 7 — 13.42 atm (6,500 rpm)

распределения статического давления вдоль длины канала модельного устройства. Режимы ниже 5000 об/мин показывают сильную неравномерность эпюр статического давления и в дальнейшем не рассматриваются в данном исследовании.

Вторая группа кривых статического давления, полученная в диапазоне значений входного давления от 9,51 до 13,42 атм включительно, имела значительно меньшую неравномерность значений статического давления по длине канала (см. рисунок 3, кривые 5–7), чем кривые первой группы. В среднем кривые второй группы на протяжении 80 % длины канала имели значения статическо-

Таблица 1 — Матрица исходных параметров для всех экспериментов
Table 1 — Matrix of initial parameters for all experiments

Число оборотов n , об/мин	Без балластной воды		С балластной водой		
	Давление $p_{вх}$, атм	Расход воды Q_b , м³/сутки	Давление $p_{вх}$, атм	Расход воды Q_b , м³/сутки	Напор H , мм
2000	1,05	10,9	1,07	10,9	150
3000	2,64	15	2,66	15,1	150
4000	4,90	18,9	4,90	18,9	150
5000	7,80	23	7,81	23	150
5500	9,51	25	9,51	25	150
6000	11,33	27,1	11,39	27,1	150
6500	13,42	29,2	13,43	29,2	150

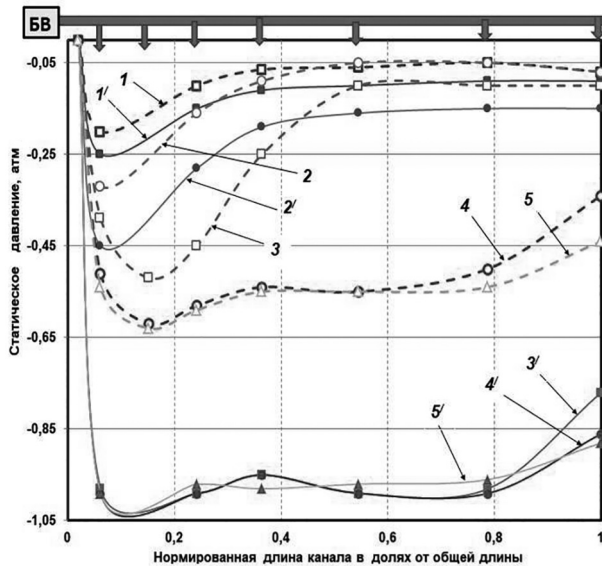


Рисунок 4 — Зависимости изменения статического давления по длине канала от величины входного давления в случае присутствия балластной воды (БВ): 1 — 4,90 атм (4000 об/мин); 2 — 7,81 атм (5000 об/мин); 3 — 9,51 атм (5500 об/мин); 4 — 11,39 атм (6000 об/мин); 5 — 13,43 атм (6500 об/мин). Для сравнения даны зависимости для случая отсутствия балластной воды: 1' — 4,90 атм (4000 об/мин); 2' — 7,8 атм (5000 об/мин); 3' — 9,51 атм (5500 об/мин); 4' — 11,33 атм (6000 об/мин); 5' — 13,42 атм (6500 об/мин)

Figure 4 — Dependences of the change in static pressure along the channel length on the value of the input pressure in the presence of ballast water (BW): 1 — 4.90 atm (4,000 rpm); 2 — 7.81 atm (5,000 rpm); 3 — 9.51 atm (5,500 rpm); 4 — 11.39 atm (6,000 rpm); 5 — 13.43 atm (6,500 rpm). For comparison, dependences are given for the case of the absence of ballast water: 1' — 4.90 atm (4,000 rpm); 2' — 7.8 atm (5,000 rpm); 3' — 9.51 atm (5,500 rpm); 4' — 11.33 atm (6,000 rpm); 5' — 13.42 atm (6,500 rpm)

го давления в районе $-0,95 \dots -0,98$ атм. И лишь в самом конце канала кривые второй группы показали незначительное повышение статического давления.

Исследования параметров и вида газодинамического потока в присутствии балластной воды были обусловлены желанием имитировать условия добавочного притока балластной воды в гидродинамическую канавку упорного подшипника в результате движения пяты относительно подпятника и возникновения между ними зазора. В типовой упорный подшипник скольжения во время его работы балластная вода поступает в зазор между пятой и подпятником и далее в гидродинамическую канавку в основном за счет гидростатического эффекта от объема балластной воды, залитой в узел трения. Хотя в ряде подшипников на приток балластной воды в зазор между пятой и подпятником, а также в гидродинамическую канавку оказывает влияние и нагнетательный эффект. В модельном устройстве, используемом в данной работе, дополнительный приток балластной воды достигается за счет ее эжектирования через ряд равномерно расположенных по длине канала отверстий. Эффект эжектирования в модельном устройстве обусловлен перепадом давления между выходящим из канала устройства газожидкостным пото-

ком и субатмосферным давлением (разряжением), создаваемым в канале колбы за счет эффекта кавитации.

Исследование влияния присутствия балластной воды в канале модельного устройства показало (см. рисунок 4), что мода кавитационного максимума существенно снижается для всех отобранных ступеней режимов испытаний, а сама мода более существенно смещается вперед по направлению от выходного канала кавитатора. Кроме того, эпюры выполаживаются аналогичным образом, как при отсутствии балластной жидкости, но при существенно более высоких значениях статического давления, диктуемого новым расположением мод эпюр давления.

Вид газожидкостных потоков в канале колбы в присутствии балластной жидкости также отличается от вида потока в отсутствии балластной жидкости. На рисунке 5 представлены фотографии газожидкостного потока, полученного в присутствии балластной воды и без нее.

При сравнении фотографий (см. рисунок 5) видно, что строение и свечение газожидкостного потока существенно зависит от величины входного давления и наличия балластной воды.

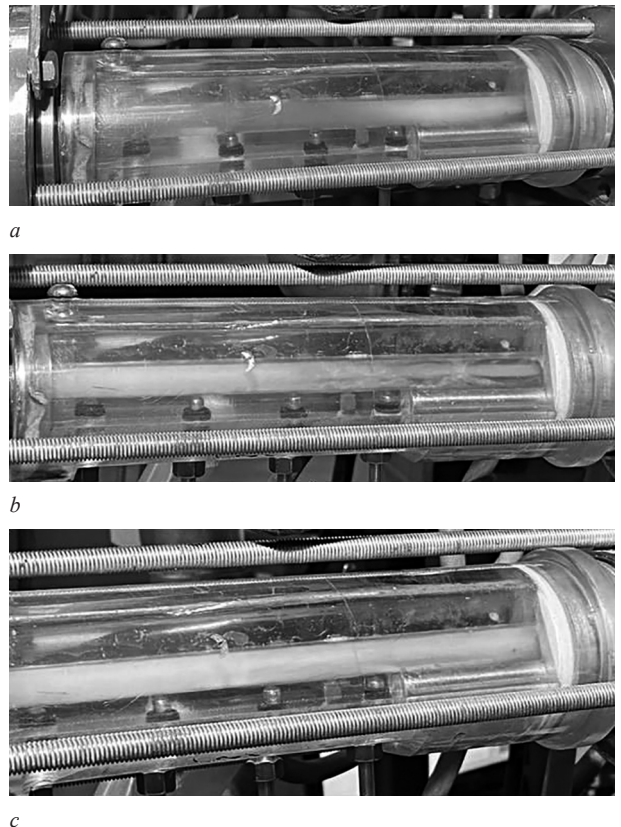


Рисунок 5 — Виды газожидкостного потока при работе в режимах без присутствия балластной воды (a и b) и в ее присутствии (c) при значениях входного давления воды: a — 7,80 атм (5000 об/мин); b — 11,33 атм (6000 об/мин); c — 11,39 атм (6000 об/мин)

Figure 5 — Types of gas-liquid flow during operation in modes without the presence of ballast water (a and b) and in its presence (c): a — 7.80 atm (5,000 rpm); b — 11.33 atm (6,000 rpm); c — 11.39 atm (6,000 rpm)

Второй этап испытаний был направлен на исследование влияния объемов эжектирования воздуха в канал модельного устройства при значениях входного давления воды более 10 атм. Применение воздуха в данных исследованиях было продиктовано желанием расширить круг знаний о поведении газожидкостного потока, создаваемого кавитацией в стесненных условиях, и оценить возможности снижения негативных свойств кавитационного потока в виде эрозии твердых поверхностей и вибрации.

Испытания проводились при напоре балластной воды $H = 150$ мм, давлении воды в кавитатор 11,39 атм (6000 об/мин) и 13,43 атм (6500 об/мин). Подача воздуха осуществлялась одновременно в семь входов канала модельного устройства с регулированием расхода воздуха в диапазоне от 2 до 8 л/мин. Воздух поступал в канал устройства эжектированием, так давление на входе не превышало 1 атм. Результаты испытаний представлены на рисунках 6 и 7.

Вид газогидродинамического потока жидкости для режима испытаний с балластной водой и воздухом (см. рисунок 7, кривая 5), то есть при максимальном расходе воздуха в 8 л/мин и входном давлении воды в 13,43 атм, представлен на рисунке 8.

Результаты испытаний, полученные на данном этапе, указывают на существенное повышение статического давления в канале колбы при введении воздуха в газожидкостный поток. При этом можно отметить некоторое увеличение неравномерности значений статического давления по длине канала, а также увеличение яркости и однородности столба газожидкостного потока, особенно к концу канала.

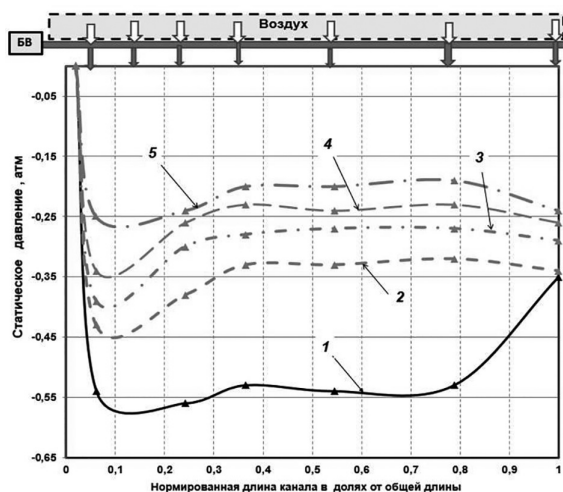


Рисунок 6 — Зависимости изменения статического давления по длине канала от величины входного давления и расхода эжектируемого воздуха, контролируемого ротаметром: давление — 11,39 атм (6000 об/мин); расход воды — 27,1 м³/сутки; расход воздуха: 1 — 0 л/мин; 2 — 2 л/мин; 3 — 4 л/мин; 4 — 6 л/мин; 5 — 8 л/мин

Figure 6 — Dependences of the change in static pressure along the length of the channel on the value of the input pressure and the flow rate of ejected air, controlled by a rotameter: pressure — 11.39 atm (6,000 rpm); water flow rate — 27.1 m³/day; air flow rate: 1 — 0 l/min; 2 — 2 l/min; 3 — 4 l/min; 4 — 6 l/min; 5 — 8 l/min

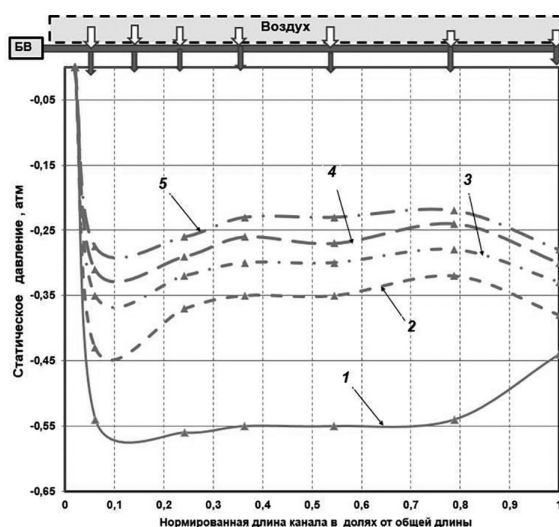


Рисунок 7 — Зависимости изменения статического давления по длине канала от величины входного давления и расхода эжектируемого воздуха, контролируемого ротаметром: давление — 13,43 атм (6500 об/мин); расход воды — 29,2 м³/сутки; расход воздуха: 1 — 0 л/мин; 2 — 2 л/мин; 3 — 4 л/мин; 4 — 6 л/мин; 5 — 8 л/мин

Figure 7 — Dependences of the change in static pressure along the length of the channel on the value of the input pressure and the flow rate of ejected air, controlled by a rotameter: pressure — 13.43 atm (6,500 rpm); water flow rate — 29.2 m³/day; air flow rate: 1 — 0 l/min; 2 — 2 l/min; 3 — 4 l/min; 4 — 6 l/min; 5 — 8 l/min

Испытания, проведенные в данной работе на двух этапах, показали, что введение балластной жидкости и воздуха не влияло на расход протекающей через модельное устройство жидкости (см. таблицу 1), но сопровождалось шумом кавитации, величина которого заметно изменялась в зависимости от режима испытаний и легко отслеживалась оператором на слух.

Для количественного измерения шума кавитации в работе использовались два пьезодатчика фирмы Blather. Их крепление осуществлялось на корпусе модельной колбы: один — в области кавитатора, другой — в конце модельной колбы. На рисунке 9 представлены три спектрограммы звуковых колебаний при испытаниях модельного устройства в режиме отсутствия эжекции балластной воды и воздуха (см. рисунок 9 а), в режиме работы устройства с эжекцией только балластной воды (см. рисунок 9 б) и в режиме работы с эжекцией балластной воды и воздуха при расходе последнего 8 л/мин (см. рисунок 9 с).

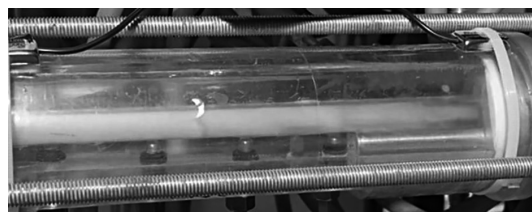


Рисунок 8 — Вид газожидкостного потока при работе в присутствии балластной воды, расходе воздуха 8 л/мин, входном давлении 13,43 атм (6500 об/мин)

Figure 8 — View of gas-liquid flow during operation in the presence of ballast water, air flow rate of 8 l/min, input pressure of 13.43 atm (6,500 rpm)

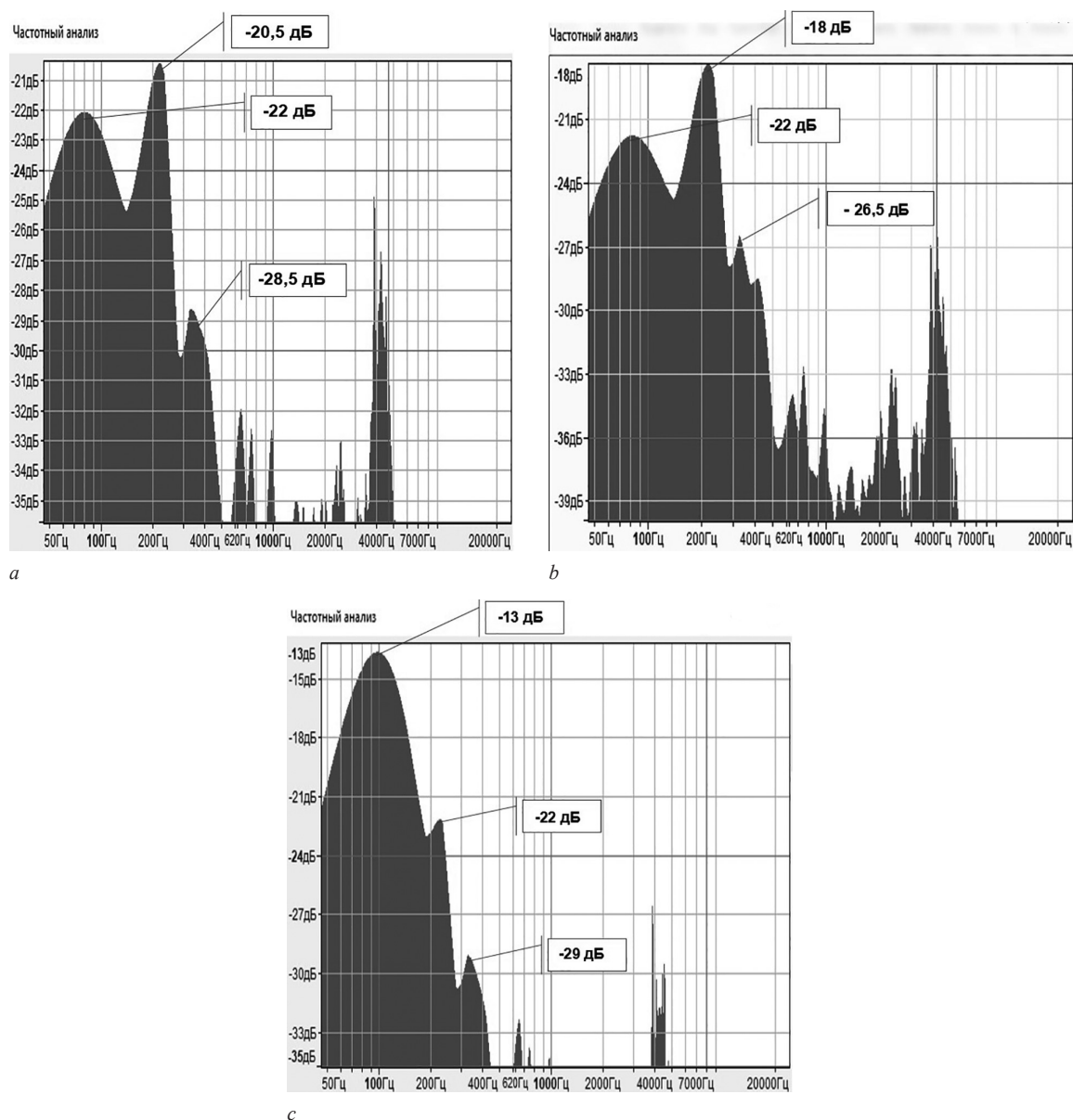


Рисунок 9 — Спектрограммы звуковых колебаний стенда при работе модельного устройства в режимах без и с эжекцией балластной жидкости (a и b) и с эжекцией балластной жидкости и воздуха (c)
 Figure 9 — Spectrograms of sound vibrations of the bench during operation of the model device in the modes without and with ejection of ballast liquid (a and b) and with ejection of ballast liquid and air (c)

Режимы создания газожидкостного потока при получении этих трех спектрограмм были идентичными: входное давление воды 13,43 атм (6500 об/мин). Три основных пика на спектрограммах показали зависимость их численных значений от режима испытаний. Значительное расхождение в величинах относительной интенсивности звуковых колебаний отмечено для низкочастотных колебаний в диапазоне 80–100 Гц. Менее значимое расхождение характерно для пиков относительной интенсивности в районе значения частот 210 и 320 Гц.

Обсуждение. Уже на первой ступени режима (см. таблицу 1: входное давление воды 1,05 атм, 2000 об/мин) испытаний отмечается появление звуковых колебаний, характеризующих возникновение кавитации в струе жидкости. Возникно-

вление пузырьков визуально не наблюдается, что можно объяснить невысокой прозрачностью оргстекла колбы и малыми размерами кавитационных пузырьков.

Дальнейшее повышение входного давления приводит к появлению облака пузырьков (известного в литературе как пузырьковая кавитация) в виде удлиненного по форме факела. В начале это пузырьковое облако небольшой длины, но по мере увеличения входного давления его длина также увеличивается. Возрастает интенсивность шума кавитации. При входном давлении в районе 7,8 атм (5000 об/мин) пузырьковое облако заполняет все сечение канала и достигает в длину 60–70 мм (см. рисунок 5 a). Эпюры статического давления в диапазоне от 2000 до 5000 об/мин близкие по форме (см. рисунок 3, кривые 1–4).

Моды эпюр с повышением входного давления возрастают, располагаются между первым и вторым входом трубок пьезометров и слегка смещаются по направлению потока. Неравномерность эпюр по величине статического давления по длине канала значительная. На всем протяжении канала для всех ступеней режимов испытаний статическое давление ниже атмосферного и снижается с ростом значения входного давления.

При дальнейшем повышении входного давления воды пузырьковое облако ускоренно увеличивается на всю длину канала. При давлении на входе 9,51 атм (5500 об/мин) пузырьковое облако заполняет весь канал колбы. При этом громкость кавитационного шума повышается. В период перехода с четвертой ступени режима испытаний на пятую, то есть при изменении входного давления с 7,8 (см. рисунок 3, кривая 4) на 9,51 атм (см. рисунок 3, кривая 5), факел кавитации удлиняется, идет заполнение пузырьковым облаком всего канала колбы. Свечение пузырькового облака усиливается. Также в этот же период времени в районе начала канала, у места выхода струи из кавитатора, начинает возникать и расширяться паровоздушная область (каверна), охватывающая струю воды и примыкающая к поверхности канала по периметру. Эта паровоздушная прозрачная область, известная в литературе как присоединенная кавитация [11], возникает в результате пространственного расширения канала в месте выходного отверстия кавитатора. В этом случае возникают дополнительные вихревые движения жидкости и локальное понижение давления. Понижение давления приводит к возникновению новых пузырьков и их слиянию с ранее образовавшимися. Вихревое движение жидкости и сильное разрежение в этой области обеспечивает обратное частичное перетекание жидкости в канал в направлении выходного отверстия кавитатора. Паровоздушную каверну и обратное перетекание жидкости по поверхности стенок канала можно наблюдать на фото (см. рисунок 5 б). Весь столб газогидродинамического потока после начального участка с присоединенной каверной выглядит достаточно ярким и однородным по цвету. Это подтверждается, кроме вида гидрогазодинамического потока, и однородностью кривой статического давления (см. рисунок 3, кривая 5).

Еще большую равномерность эпюр статического давления показывают режимы при больших значениях входного давления (см. рисунок 3, кривые 6 и 7). Для этих значений входного давления газопаровая область (каверна) увеличивается по длине и достигает при давлениях 13,42 атм (6500 об/мин) величины в 1/2 всей длины канала. Можно полагать, что при значительно больших скоростях течения гидрогазодинамического потока жидкости, чем в данном исследовании, можно достичь режима суперкавитации [11], то есть расширения газопаровой каверны на всю длину канала.

Наблюдаемое в данном исследовании возникновение однородной яркой пузырьково-насыщенной среды, заполняющей весь канал модельного устройства, объясняется резонансным накоплением энергии газопаровых пузырьков, образующихся в потоке уносимых движением жидкости. Такое явление носит название кумулятивного развития кавитации, характерного для акустической кавитации, а также для гидродинамической кавитации, происходящей в стесненных потоках, и приводящего к изменению свойств газожидкостной среды [12, 13]. Кавитационно-кумулятивное воздействие схлопывающихся пузырьков позволяет интенсифицировать многие технологические процессы, протекающие в жидких средах, получать высокодисперсные, гомогенные жидкие смеси и имеет волновой механизм функционирования [14, 15].

Особого внимания заслуживает эффект скачкообразного понижения статического давления (разряжения) вдоль канала колбы с повышением входного давления. Такое поведение может быть объяснено наличием стесненных условий распространения газопарожидкостного потока в канале модельного устройства. Щелевая конструкция канала модельного устройства приводит к перенасыщению образующихся в объеме активных пузырьков, своего рода реакторов с огромной энергией, выделяющейся при их взрывах, которые активируют более пассивные в энергетическом состоянии пузырьки воздуха и пара по пути движения газодинамического потока. Дополнительным подтверждением этого предположения могут являться результаты сравнения значений статического давления для максимальных входных давлений воды, исследуемых в данной работе. Кривые статического давления, полученные для давлений, отвечающих пятому, шестому и седьмому режимам испытаний, практически совпадают друг с другом (см. рисунок 3, кривые 5–7). Более того, с повышением величины входного давления кривые в большей степени выполаживаются, то есть выравниваются по величине на всей длине канала модельного устройства, обеспечивая высокую степень разряжения газопаровой среды на поверхностях канала.

Анализируя физическую природу параметра статического давления, отвечающую за взаимодействие газожидкостного потока с твердой поверхностью, можно утверждать, что значения статического давления (разряжения), отмечаемые в данном исследовании, могут косвенно говорить о низкой силе трения газожидкостного потока о твердую поверхность канала. Низкие и равномерно распределенные по поверхности стенок канала значения статического напряжения могут обеспечивать низкое трение в реальных вариантах гидродинамических подшипников скольжения при использовании в них искусственно созданного кавитационного потока.

Существенным недостатком гидрогазодинамического потока, созданного в результате кавитации

водяного потока без балластной жидкости, является значительный по величине шум кавитации, свидетельствующий о высоком эрозионном воздействии и динамическом характере этого потока.

Исследование влияния присутствия балластной воды в канале модельного устройства показало (см. рисунок 4), что мода кавитационного максимума существенно снижается для всех ступеней режимов испытаний, и значительно смещается вперед по направлению от выходного канала кавитатора. Кроме того, эпюры выполаживаются аналогичным образом, как при отсутствии балластной жидкости, но при существенно более высоких значениях статического давления, диктуемых новым расположением мод эпюр давления.

Область входных давлений между 9,51 и 11,39 атм (см. рисунок 4, кривые 3 и 4) по-прежнему требует уточнения факторов, влияющих на поведение и организацию вида эпюры статического давления. Нужно отметить и существенное различие в значениях статического давления для максимальных режимов (см. рисунок 4, кривые 4 и 4', 5 и 5'). Фактически отмечается повышение почти на 50 % статического давления в области выполаживания эпюры для случая присутствия балластной жидкости в канале колбы.

Интенсивность и тональность шума кавитации при испытаниях в присутствии балластной жидкости, по мнению оператора, была несколько меньше, чем для режима без нее.

Вид газожидкостных потоков в канале колбы в присутствии балластной жидкости также отличается от вида потока в ее отсутствии. На рисунке 5 с представлена фотография газожидкостного потока, полученного в присутствии балластной жидкости для входного давления 11,39 атм. При сравнении фотографии (см. рисунок 5 б), полученной без балластной воды, и фотографии потока на рисунке 5 с видно, что свечение канала более яркое и более однородное по длине канала. Практически полностью однородный светлый пузырьковый поток заполняет собой канал. Отсутствуют области с присоединенной каверной и вихревыми потоками жидкости к кавитатору.

Введение воздуха в канал модельного устройства существенно увеличивает в среднем значения статического давления вдоль канала колбы (см. рисунки 6 и 7). Расположение кривых статического давления на рисунках 6 и 7 зависит от величины расхода воздуха. Чем больше расход воздуха, тем ниже кривая изменения статического давления. Неравномерность (волнистость эпюры) статического давления также изменяется с увеличением расхода воздуха. Наименьшая неравномерность кривых статического давления по длине канала принадлежит зависимостям, полученным при расходе воздуха 8 л/мин (см. рисунки 6 и 7, кривые 5).

Вид газожидкостных потоков в канале колбы в присутствии балластной жидкости и возду-

ха также отличается от вида потока в отсутствие воздуха (сравните рисунки 5 с и 8). Проявляется тенденция к зарождению газопаровой каверны в области выходного отверстия кавитатора. Сам столб представляет однородную светящуюся среду. Шум кавитации становится значительно слабее по сравнению с шумом, создаваемым газогидродинамическим потоком в режиме работы без и с балластной водой.

Спектрограммы относительной интенсивности звуковых колебаний модельного устройства (совместно с шумами, создаваемыми стендом в целом) при работе стенда в исследуемых в статье режимах испытаний анализировались с применением формулы расчета уровня звукового давления от величины относительной интенсивности звуковых колебаний [16]:

$$L = 10 \cdot \log_{10}(P/P_0),$$

где L — уровень звукового давления, дБ; P — измеренная интенсивность звука; P_0 — опорная интенсивность, определяемая параметрами усилителя прибора.

Для обработки звуковых колебаний в данной работе использовалось программное обеспечение Audacity [17] и персональный компьютер. Из-за отсутствия данных об опорной интенсивности усилителя компьютера, интенсивность звуковых колебаний каждого исследуемого режима испытаний оценивалась по отношению к звуковой интенсивности режима испытания без балластной воды и воздуха, принятой за 100 %. Для трех характерных пиков звукового давления, меняющих свои значения при изменении режима испытания, были проведены расчеты интенсивности звуковых колебаний для каждого из исследуемых режимов испытаний, которые представлены в таблице 2.

Анализ результатов звуковых колебаний, полученных при проведении данных исследований, указывает, что наибольшее влияние на величину кавитационного шума, для которого характерен низкочастотный диапазон звуковых колебаний, оказывает воздушная компонента газодинамического потока, эжектируемая в канал модельного

Таблица 2 — Интенсивность звуковых колебаний, возникаемых в газожидкостном потоке в зависимости от режимов испытаний и частоты колебаний для трех характерных пиков спектрограммы (см. рисунок 9)
Table 2 — Intensity of sound vibrations generated in the gas-liquid flow depending on test modes and vibration frequency for three characteristic peaks of the spectrogram (see Figure 9)

Частота, Гц	L_1 , дБ	P_1 , %	L_2 , дБ	P_2 , %	L_3 , дБ	P_3 , %
80–100	–22	100	–22	100	–13	13
210	–20,5	100	–18	178	–22	141
320	–28,5	100	–26,5	158	–29	112

Примечание: 1 — режим испытаний без балластной воды; 2 — режим испытаний с балластной водой; 3 — режим испытаний с балластной водой и воздухом 8 л/мин.

устройства. Изменение в интенсивности звуковых колебаний от кавитации достигает почти восьми-кратного значения (см. таблицу 2). Введение в канал дополнительного количества воды увеличивает интенсивность шума незначительно и в основном связано, по-видимому, с увеличением вибрации от дополнительно подключаемой водной магистрали, подающей воду из канала модельного устройства в канал модельного устройства через специальный коллектор и семь точечных вводов в дне канала. Более точные результаты влияния кавитационного шума на эрозионную способность возможны при проведении испытаний с оценкой эрозионного травления эталонной поверхности и звуковых колебаний с датчика, введенного в канал модельного устройства. В конструкции модельного устройства, представленного на рисунке 2, уже показан частичный вариант решения этого вопроса. В частности, предусмотрено размещение металлического образца в канале модельного устройства непосредственно сразу за выходным отверстием кавитатора для оценки эрозии поверхности.

Выводы. Проведенные исследования позволили определить параметры функционирования газогидродинамического потока жидкости, создаваемого с помощью генератора кавитации в затопленных средах, располагаемых в узких (щелевых) каналах. Установлены закономерности изменения вида газожидкостных потоков, величин статического давления (разряжения) газожидкостных потоков вдоль канала и звуковых колебаний от величины входного давления, присутствия балластной жидкости и воздуха. Неизменность расхода жидкости через щелевой канал в модельном устройстве и низкие значения статического давления газопарожидкостной смазки, создаваемой при использовании искусственной кавитации, позволяют полагать, что в жидкостных подшипниках скольжения применение кавитации и воды в качестве смазки может обеспечить более высокую работоспособность высокоскоростных подшипников скольжения. Полученные результаты актуализируют работы в области применения кавитационно-волновой технологии в триботехнике.

Автор благодарит чл.-корр. РАН Украинского Л.Е. за консультацию по вопросу кумуляции кавитационных пузырей в газожидкостном потоке.

Список литературы

1. Suction effect of cavitation in the reverse-spiral-grooved mechanical face seals / X. Ma, X. Meng, Y. Wang, X. Peng // Tribology International. — 2019. — Vol. 132. — P. 142–153. — DOI: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.12.022>.
2. Henry, Y. Experimental analysis of the hydrodynamic effect during start-up of fixed geometry thrust bearings / Y. Henry, J. Bouyer, M. Fillon // Tribology International. — 2018. — Vol. 120. — P. 299–308. — DOI: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.12.021>.
3. Study on dynamic characteristics for high speed water-lubricated spiral groove thrust bearing considering cavitating effect / X. Lin, R. Wang, S. Zhang, S. Jiang // Tribology International. — 2020. — Vol. 143. — DOI: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.106022>.
4. Experimental study on artificial supercavitation of the high speed torpedo / B.-K. Ahn, S.-W. Jung, J.-H. Kim [et al.] // Journal of the KIMST. — 2015. — Vol. 18, iss. 3. — P. 300–308. — DOI: <https://doi.org/10.9766/KIMST.2015.18.3.300>.
5. Пустошный, А.В. Искусственная кавитация и опыт ее применения в отечественном судостроении / А.В. Пустошный, А.А. Русецкий // Труды Центрального научно-исследовательского института им. академика А.Н. Крылова. — 2013. — № 73(357). — С. 5–16.
6. Воронин, Н.А. Исследование условий существования и принципов управления кавитационными потоками жидкой смазки в затопленном щелевом канале / Н.А. Воронин, В.А. Пухальский // Трибология — машиностроению: сб. тр. XV Междунар. научно-технич. конференции / ИМАШ РАН. — М., 2024. — С. 41–43.
7. Зезин, В.Г. Механика жидкости и газа: учеб. пособие / В.Г. Зезин. — Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2016. — 250 с.
8. Ahn, B.-K. Experimental investigation of cavity patterns and noise characteristics / B.-K. Ahn, S. Jeong, J.-H. Kim // ASME 2016 35th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. — 2016. — Vol. 7. — DOI: <https://doi.org/10.1115/OMAE2016-55073>.
9. Чудина, М. Шум как индикатор кавитации в центробежном насосе / М. Чудина // Акустический журнал. — 2003. — Т. 49, № 4. — С. 551–564.
10. Любимый, Ю.Н. Методика определения интенсивности кавитационных процессов по характеристикам шума / Ю.Н. Любимый // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. — 2012. — № 1. — С. 115–119.
11. Кулагин, В.А. Суперкавитация в энергетике и гидротехнике / В.А. Кулагин. — Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2000. — 107 с.
12. Сжатие кавитационного пузырька в вязкой жидкости / Р.Ф. Ганиев, А.А. Аганин, О.Р. Ганиев [и др.] // Проблемы машиностроения и надежности машин. — 2017. — № 1. — С. 3–8.
13. Аганин, А.А. Кумуляция при сжатии кавитационных пузырьков в жидкости / А.А. Аганин, М.А. Ильгамов // Труды Института механики УНЦ РАН. — 2012. — Вып. 9. — С. 16–21. — DOI: <https://doi.org/10.21662/uim2012.1.002>.
14. Синтез-анализ использования кавитационных технологий / А.Ю. Радзюк, Е.Б. Истягина, Л.В. Кулагина [и др.] // Журнал Сибирского федерального университета. Техника и технологии. — 2022. — Т. 15, № 7. — С. 774–801.
15. Волновые технологии в инновационном машиностроении / Р.Ф. Ганиев, С.Р. Ганиев, В.П. Касилов, А.П. Пустовгар; под ред. Р.Ф. Ганиева. — М.: Регулярная и хаотическая динамика, 2012. — 92 с.
16. Звук и акустика // ПРОФМЕТАЛЛГРУПП. — URL: <https://proconstruct.ru/files/articles/zvuk-i-akustika.pdf> (дата обращения: 15.03.2025).
17. Audacity Reference Manual // Audacity. — URL: <https://manual.audacityteam.org/> (date of access: 15.03.2025).

VORONIN Nikolay A., D. Sc. in Eng.

Chief Researcher

E-mail: voroninn@inbox.ru

Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences, Moscow, Russian Federation

Received July 16, 2025.

INFLUENCE OF THE EJECTION EFFECT ON THE PARAMETERS AND TYPE OF GAS-HYDRODYNAMIC WATER FLOW CREATED BY ARTIFICIAL CAVITATION IN CONSTRAINED CONDITIONS

This paper presents the results of a pioneering study aimed at improving the efficiency of liquid plain bearings by using cavitation-wave technology for processing the lubricant medium. A unique technique for creating a gas-hydrodynamic flow in a specially designed model device simulating a hydrodynamic groove of a thrust plain bearing is described. This model made it possible to study in detail the processes occurring in the bearing under the influence of cavitation. During the experiments, important patterns were established characterizing changes in the structure of gas-liquid flows, the distribution of static pressure (vacuum) along the channel, lubricant consumption, and the intensity of sound vibrations. The influence of such parameters as input pressure, ballast liquid consumption, and air supply to the system was studied. The analysis made it possible to determine the optimal values of these parameters to achieve the best characteristics of the lubricant layer. The results showed that there is a certain level of input pressure, ballast liquid and air consumption that is optimal for this design, at which the static pressure of the gas-liquid medium in the model device channel is distributed most evenly along the length, and sound vibrations reflecting the erosive effect of cavitation reach minimum values. An important observation was the effect of no decrease in liquid consumption when cavitation occurs and ballast water and air are introduced. This opens up prospects for using artificial cavitation and water as a lubricant to improve the performance of liquid plain bearings, which can surpass traditional lubrication methods and materials. The data obtained are the basis for further research in the field of developing bearings with improved characteristics.

Keywords: thrust plain bearing, hydrodynamic groove, cavitation, supercavitation, ejection

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-3-72-63-73>

References

1. Ma X., Meng X., Wang Y., Peng X. Suction effect of cavitation in the reverse-spiral-grooved mechanical face seals. *Tribology international*, 2019, vol. 132, pp. 142–153. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.12.022>.
2. Henry Y., Bouyer J., Fillon M. Experimental analysis of the hydrodynamic effect during start-up of fixed geometry thrust bearings. *Tribology international*, 2018, vol. 120, pp. 299–308. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.12.021>.
3. Lin X., Wang R., Zhang S., Jiang S. Study on dynamic characteristics for high speed water-lubricated spiral groove thrust bearing considering cavitating effect. *Tribology international*, 2020, vol. 143. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.106022>.
4. Ahn B.-K., Jung S.-W., Kim J.-H., Jung Y.-R., Kim S.-B. Experimental study on artificial supercavitation of the high speed torpedo. *Journal of the KIMST*, 2015, vol. 18, iss. 3, pp. 300–308. DOI: <https://doi.org/10.9766/KIMST.2015.18.3.300>.
5. Pustoshnyy A.V., Rusetskiy A.A. Iskusstvennaya kavitatsiya i opyt ee primeneniya v otechestvennom sudostroenii [Artificial cavitation and experience of its application in domestic ship-building]. *Transactions of the Krylov State Research Centre*, 2013, no. 73(357), pp. 5–16 (in Russ.).
6. Voronin N.A., Pukhalskiy V.A. Issledovanie usloviy sushchestvovaniya i printsipov upravleniya kavitatsionnymi potokami zhidkoy smazki v zatoplenom shchelevom kanale [Study of the conditions of existence and principles of control of cavitation flows of liquid lubricant in a flooded slot channel]. *15 Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya "Tribologiya — mashinostroeniye"* [15th International scientific and technical conference "Tribology to mechanical engineering"], Moscow, 2024, pp. 41–43 (in Russ.).
7. Zezin V.G. *Mekhanika zhidkosti i gaza* [Mechanics of liquids and gases]. Chelyabinsk, Izdatelskiy tsentr Yuzhno-Uralskogo gosudarstvennogo universiteta Publ., 2016. 250 p. (in Russ.).
8. Ahn B.-K., Jeong S.-W., Kim J.-H. Experimental investigation of cavity patterns and noise characteristics. *Conference proceedings. ASME 2016 35th International conference on ocean, offshore and arctic engineering*, 2016, vol. 7. DOI: <https://doi.org/10.1115/OMAE2016-55073>.
9. Cudina M. Shum kak indikator kavitatsii v tsentrobezhnom nasose [Noise as an indicator of cavitation in a centrifugal pump]. *Akusticheskij zhurnal*, 2003, vol. 49, no. 4, pp. 551–564 (in Russ.).
10. Liubimiy Iu.N. Metodika opredeleniya intensivnosti kavitatsionnykh protsessov po kharakteristikam shuma [Method of cavitation processes intensity determination using noise descriptions]. *New materials and technologies in metallurgy and mechanical engineering*, 2012, no. 1, pp. 115–119 (in Russ.).
11. Kulagin V.A. *Superkavitatsiya v energetike i gidrotekhnike* [Supercavitation in power engineering and hydraulic engineering]. Krasnoyarsk, IPTs KGTU Publ., 2000. 107 p. (in Russ.).
12. Ganiev R.F., et al. Szhatie kavitatsionnogo puzyrka v vyazkoy zhidkosti [Compression of cavitation bubble in viscous liquid]. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*, 2017, no. 1, pp. 3–8 (in Russ.).
13. Aganin A.A., Ilgamov M.A. Kumulyatsiya pri szhatii kavitatsionnykh puzyrkov v zhidkosti [Cumulation during compression of cavitation bubbles in liquid]. *Proceedings of the Mavlyutov Institute of Mechanics*, 2012, iss. 9, pp. 16–21. DOI: <https://doi.org/10.21662/uim2012.1.002> (in Russ.).
14. Radzyuk A.Yu., Istyagina E.B., Kulagina L.V., Zhuikov A.V., Grishaev D.A. Sintez-analiz ispolzovaniya kavitatsionnykh tekhnologiy [Synthesis-analysis of the use of cavitation technologies]. *Journal of Siberian Federal University. Engineering and technologies*, 2022, vol. 15, no. 7, pp. 774–801 (in Russ.).
15. Ganiev R.F., Ganiev S.R., Kasilov V.P., Pustovgar A.P. *Volnovye tekhnologii v innovatsionnom mashinostroenii* [Wave technologies in innovative mechanical engineering]. Moscow, Regulyarnaya i khaoticheskaya dinamika Publ., 2012. 92 p. (in Russ.).
16. *Zvuk i akustika* [Sound and acoustics]. Available at: <https://proconstruct.ru/files/articles/zvuk-i-akustika.pdf> (accessed March 15, 2025) (in Russ.).
17. *Audacity reference manual*. Available at: <https://manual.audacityteam.org/> (March 15, 2025).