

ВОЗОБНОВЛЯЕМЫЕ ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГИИ,
ГИДРОЭНЕРГЕТИКА

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК
СОПЛА ЛАВАЛЯ ДЛЯ РЕАКТИВНЫХ ТУРБИН¹

© 2023 г. О. О. Мильман^{a, b, *}, А. С. Голдин^a, Б. А. Шифрин^a, В. Б. Перов^a, Л. Н. Сережкин^b,
А. В. Птахин^{a, b, c}, В. С. Крылов^{a, b}, А. Ю. Каргуесова^{a, b}

^a Научно-производственное внедренческое предприятие “Турбокон”,
ул. Комсомольская Роща, д. 43, г. Калуга, 248010 Россия

^b Калужский государственный университет им. К.Э. Циолковского,
ул. Степана Разина, д. 26, г. Калуга, 248023 Россия

^c Калужский филиал Национального исследовательского университета “Московский государственный технический
университет им. Н.Э. Баумана”, ул. Баженова, д. 2, г. Калуга, 248000 Россия

*e-mail: turbokon@kaluga.ru

Поступила в редакцию 28.06.2023 г.

После доработки 04.08.2023 г.

Принята к публикации 30.08.2023 г.

Значительные запасы термальных и промышленных вод температурой 100–150°C могут служить для выработки электроэнергии как по одноконтурной тепловой схеме с непосредственным применением природного пара в конденсационных турбинах, так и по двухконтурной схеме с низкокипящим рабочим телом. И в том и в другом случае неизбежны большие капитальные затраты на их реализацию. Новый способ выработки электроэнергии с помощью низкопотенциального тепла заключается в установке в одноконтурную тепловую схему полнопоточной гидропаровой турбины (ГПТ), использующей тепло сепарата геотермальной станции или тепло промышленных вод. Капитальные затраты на такие установки значительно ниже, так как специального оборудования для подготовки рабочего тела не требуется. Коэффициент полезного действия гидропаровой турбины непосредственно связан с эффективностью ее основного элемента – сопла Лавалья. Для проектирования этой турбины необходимо иметь достоверные данные по работе сопла Лавалья с большой степенью расширения при подаче в него воды, сильно недогретой до температуры насыщения. Такую информацию можно получить только экспериментальным путем, поскольку эта область работы сопла Лавалья мало изучена. Для выявления необходимых характеристик сопла был спроектирован и изготовлен стенд с комплектом сопла Лавалья, в том числе с разными углами раскрытия расширяющейся части и сопла с косым срезом. В качестве рабочей среды использовалась вода с параметрами, близкими к условиям работы в составе ГПТ. Представлены результаты экспериментального исследования сопла Лавалья в широком диапазоне степеней расширения, работающих на вскипающей воде. Опыты проводились при различных давлениях за соплом, и их результаты были сопоставлены с данными, собранными ранее также опытным путем. Описаны экспериментальная установка и конструктивные особенности сопла. Проведен анализ полученных данных по коэффициенту расхода, коэффициенту скорости, степени расширения, начальным параметрам, формам сопла, фактору размерности, на основе которых сделаны выводы. Выявлены характеристики, с помощью которых можно выполнить оценку эффективности реактивной гидропаровой турбины и корректно рассчитать ее мощность.

Ключевые слова: сопло Лавалья, эффективность, горло сопла, коэффициент расхода, коэффициент скорости, степень расширения, сила, тяга, давление, температура, пароводяная смесь

DOI: 10.56304/S0040363624010065

Гидропаровые турбины в варианте Сегнерова колеса описаны как в работах, выполненных в Санкт-Петербургском политехническом инсти-

туте [1] и Калужском государственном университете [2], так и в некоторых патентах [3, 4]. Большой объем данных, полученных при истечении вскипающей жидкости, применительно к атомным станциям приведен в [5–7].

Схема энергоустановки с гидропаровой турбиной показана на рис. 1.

Подобные установки характеризуются невысокой эффективностью производства электроэнергии, но они могут быть полезны в составе

¹ Работа выполнялась при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования России (соглашение № 075-11-2022-031 от 07.04.2022 по теме “Создание высокотехнологичного производства реактивных гидропаровых турбин для возобновляемых источников энергии на отопительных котельных”; головной исполнитель – Калужский государственный университет им. К.Э. Циолковского).

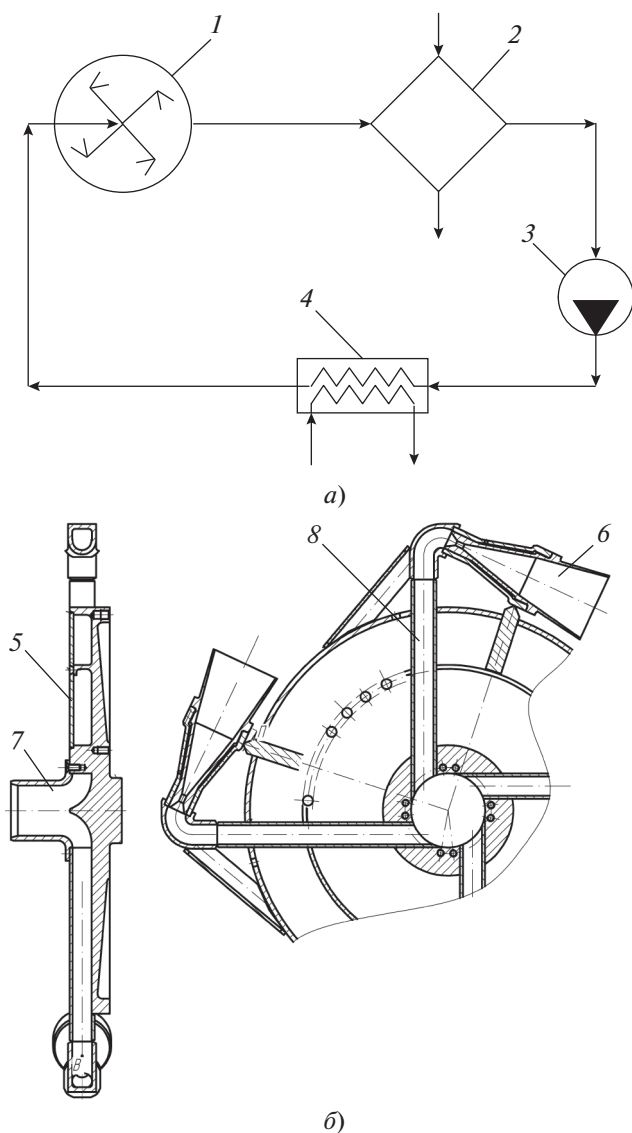


Рис. 1. Тепловая схема гидропаровой турбины (а) и ротор ГПТ (б).
 1 – ГПТ; 2 – конденсатор; 3 – конденсатно-питательный насос; 4 – источник тепла; 5 – рабочий диск ГПТ; 6 – сопло Лавалья; 7 – подвод рабочей воды на ГПТ; 8 – канал подвода рабочей воды на сопло Лавалья

отопительных и технологических котельных при работе в режиме когенерации, а также для использования низкопотенциального тепла геотермальных полей. Основные достоинства установки – простота конструкции, малые капитальные затраты и отсутствие элементов проточной части, подверженных эрозии под воздействием пароводяного потока.

Главный элемент установки – сопло Лавалья. На его вход подается некипящая вода, в области горла сопла она вскипает, в расширяющейся части кипение продолжается, дисперсный пароводяной поток ускоряется вследствие парообразования, при этом возникает реактивная тяга, которая приводит

в движение ротор ГПТ и создает механическую мощность, используемую для привода генератора или другого устройства.

Эффективность ГПТ зависит от совершенства процессов в сопле: вскипания, диспергирования, испарения жидкой фазы при ускорении движения парожидкостного потока. Данные вопросы неоднократно исследовались, но проведение дополнительных экспериментов все еще необходимо.

В процессе экспериментального исследования нужно определить:

расходные характеристики каналов и сопел, их зависимость от формы, начальных параметров и условий на выходе;

эффективность сопел, преобразующих потенциальную и тепловую энергию горячей жидкости в кинетическую энергию вытекающей струи, и ее связь с параметрами режимов и геометрическими характеристиками сопел.

Расходные характеристики

В [8] приведены некоторые данные, иллюстрирующие влияние различных факторов на расход жидкости через сопла и их эффективность. На рис. 2 представлены расходные характеристики различных каналов, полученные при одинаковом начальном давлении $p_0 = 0.12$ МПа и недогреве (разности между температурой насыщения при начальном давлении и фактической начальной температурой t_0) $\Delta t_n = 2$ и 20°C .

Наибольший расход достигается при истечении из самого короткого канала – диафрагмы – с отношением его длины к диаметру $L/D = 0.8$. В этом случае, как видно на рис. 2, расход жидкости монотонно возрастает с уменьшением противодавления и кризисные истечения не наблюдаются. Обобщение результатов некоторых исследований [8–10] показывает, что:

при относительных длинах канала $L/D \leq 0.2$ расход оказывается таким же, как и при истечении некипящей жидкости, запирание потока, свидетельствующее о возникновении кризисных явлений, отсутствует;

при движении в каналах с $0.2 < L/D \leq 0.8$ расход жидкости ниже, чем расход неиспаряющейся жидкости, однако парообразование настолько мало, что во всем диапазоне противодавлений поток также не достигает кризисного состояния.

В каналах большей относительной длины ($L/D \geq 1.6$), как правило, при довольно низком противодавлении происходит запирание потока насыщенной жидкости. Однако следует отметить, что помимо длины канала на его расходные характеристики сильно влияют геометрические параметры его входного участка, что продемонстрировано при исследовании коротких цилин-

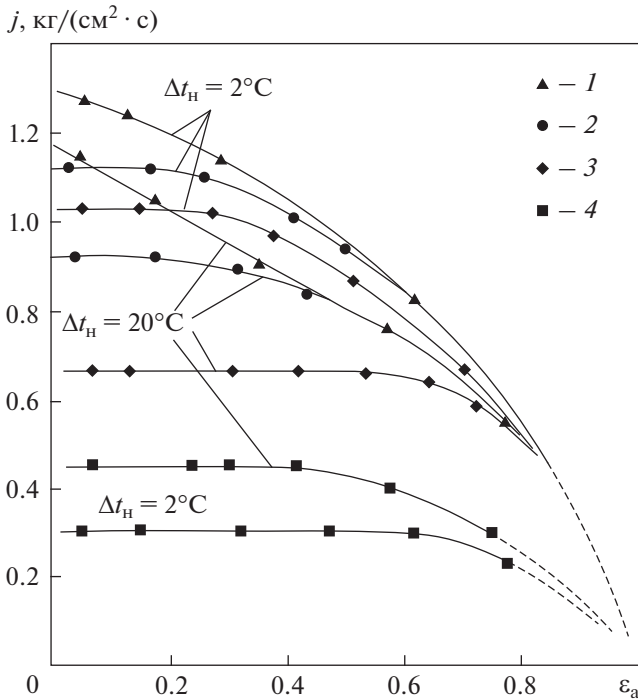


Рис. 2. Расход жидкости через каналы разной формы в зависимости от перепада давления ε_a'' (отношения давления на выходе из сопла к давлению на его входе) при $p_0 = 0.12$ МПа, $\Delta t_n = 2$ и 20°C . (Штриховыми линиями показана экстраполяция экспериментальных данных в точку нулевого расхода.)
1 – диафрагма, $L/D = 0.8$; 2 – суживающееся сопло Li90; 3 – сопло Лавалья Li90-L₂100-14.0; 4 – цилиндрический насадок, $L/D = 55.0$

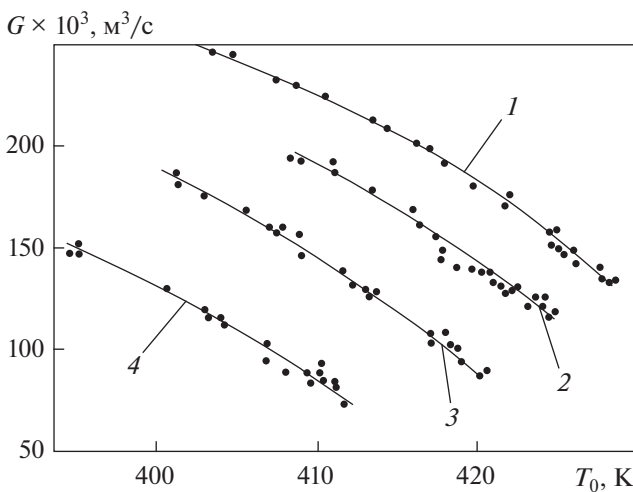


Рис. 3. Влияние начальных параметров на расходные характеристики сопла Лавалья ($D_f = 3$ мм, $D_{\text{вых}} = 9.8$ мм, $L = 125$ мм).
Давление p_0 , МПа: 1 – 1; 2 – 0.8; 3 – 0.6; 4 – 0.4

дрических насадок с различными радиусами скругления входной кромки.

Отмечается существенное расхождение в значениях критических расходов жидкости при истечении через суживающееся сопло и сопло Лавалья с суживающейся частью той же формы и тех же размеров.

На рис. 3 [11] показаны типичные зависимости расхода горячей воды от ее начальной температуры t_0 при разных начальных давлениях p_0 . Видно, что при росте температуры воды t_0 на входе в сопло ее расход сокращается. Это связано с тем, что при увеличении давления насыщения p_s и, соответственно, при уменьшении перепада давления $p_0 - p_s$ скорость и расход воды в горле сопла снижаются. Повышение же начального давления при неизменной начальной температуре приводит к увеличению перепада давления $p_0 - p_s$ и, соответственно, к росту скорости потока воды в горле сопла и ее расхода.

Как отмечают авторы [11], устойчивое истечение возможно лишь в том случае, когда вода на входе в сопло недогрета до температуры насыщения на $2-3^\circ\text{C}$. С падением давления за соплом расход воды увеличивается, достигая максимума при стабилизации давления в горле сопла (рис. 4). Однако нужно провести тщательные измерения, чтобы определить, при каком давлении и в каком сечении в области горла наблюдается критический расход.

Увеличение длины расширяющейся части сопла Лавалья при неизменном отношении площади ее выходного сечения к площади ее горла $F_{\text{вых}}/F_{\text{г}} = \text{const}$ (уменьшение угла раскрытия) приводит к снижению расхода воды. Эта зависимость представлена на рис. 5. Такое явление можно объяснить изменением положения критического сечения, которое должно располагаться в расширяющейся части сопла.

Согласно работе [11], критические перепады давления в испаряющихся водяных потоках сравнительно малы. Поэтому при использовании вскипающих потоков в качестве рабочего тела будут наблюдаться сверхкритические перепады давления.

Известно, что при истечении однофазных и гомогенных двухфазных потоков при сверхкритическом перепаде давления все расходные характеристики конфузورных частей сопел Лавалья и сужающихся насадков тех же формы и размеров идентичны. При истечении реальных вскипающих потоков из сопел Лавалья такое положение сохраняется лишь тогда, когда угол расширяющейся части сопла превосходит некоторое определенное значение.

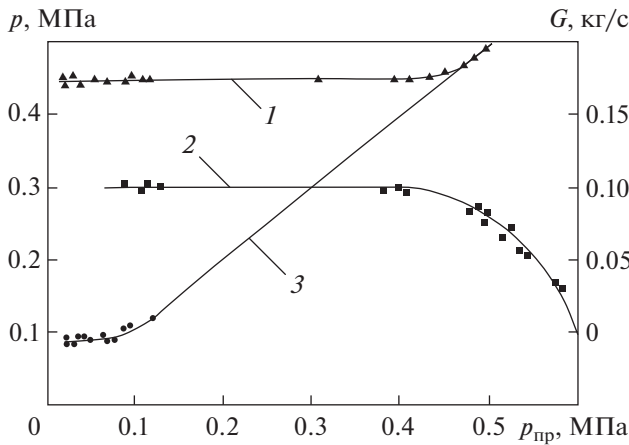


Рис. 4. Зависимость расхода (1) и давления в горле (2) и на срезе (3) сопла Лавали от противодействия $p_{пр}$ ($D_t = 3$ мм, $D_{вых} = 9.8$ мм, $L = 125$ мм) при $p_0 = 0.6$ МПа и $t_0 = 150^\circ\text{C}$

Эффективность сопел

Для определения эффективности работы сопла [8] можно использовать коэффициент скорости

$$\varphi_c = \frac{\bar{C}}{C_{равн}}$$

где \bar{C} – действительная скорость потока на выходе из сопла (осредненная по импульсу), м/с; $C_{равн}$ – теоретическая (в изоэнтропном равновесном процессе) скорость потока, м/с.

Следует отметить, что коэффициент скорости φ_c характеризует эффективность работы собственно сопла, а не системы сопло – окружающая среда, поскольку в качестве расчетного конечного давления выбирается давление на срезе сопла, которое в общем случае может отличаться от давления окружающей сопло среды.

Действительная скорость потока на выходе из сопла вычисляется по уравнению количества движения путем подстановки измеренного значения реактивного усилия R :

$$\bar{C} = \frac{1}{G} [R - F_{вых} (p_{вых} - p_a)],$$

где G – массовый расход горячей жидкости, определенный экспериментально, кг/с; $F_{вых}$ – площадь выходного сечения сопла, м²; $p_{вых}$ – давление на срезе сопла, Па; p_a – давление окружающей среды, Па.

Равновесная скорость истечения потока рассчитывается по формуле

$$C_{равн} = \sqrt{2v_0(p_0 - p_s) + [h'_s - h''x - h'(1-x)]}, \quad (1)$$

где v_0 – удельный объем жидкости на входе в сопло, м³/кг; h'_s – энтальпия жидкости на линии насыщения при p_s , Дж/кг; h'' , h' – энтальпия паровой и жидкой фазы, Дж/кг, при изоэнтропном расширении до давления $p_{вых}$; x – степень сухости на срезе сопла.

Первое слагаемое под корнем в формуле (1) выражает часть энергии, преобразуемой в механическую при ускорении потока жидкости, второе слагаемое – при фазовых превращениях. Первая часть процесса протекает с высоким КПД, вторая – с низким. При увеличении недогрева доля энергии, представленная первым слагаемым, повышается, а вместе с ней и коэффициент скорости, однако суммарные потери энергии в сопле в абсолютном выражении растут, хотя и слабо. С уменьшением противодействия p_a при постоянном недогреве значение второго слагаемого увеличивается как в абсолютном, так и в относительном выражении, потери энергии в сопле сильно возрастают, а коэффициент скорости падает. Соотношения первой и второй частей про-

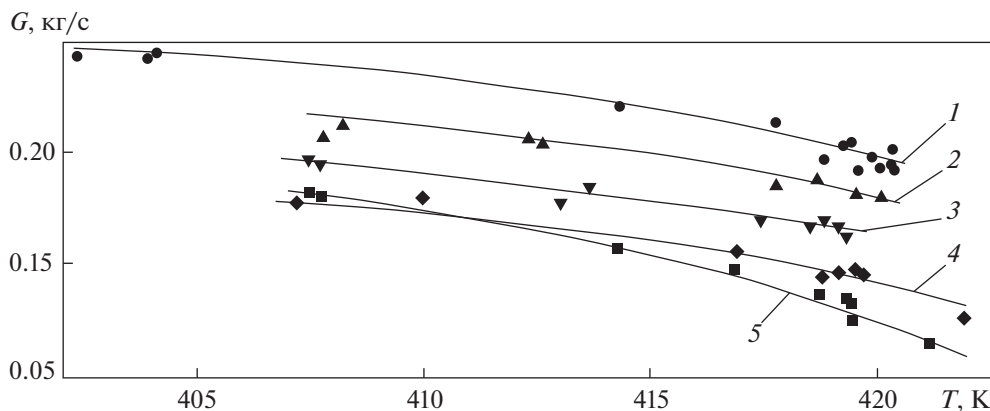


Рис. 5. Влияние длины расширяющейся части сопла Лавали L на расходные характеристики $G = f(t_0)$ при $F_{вых}/F_г = 6.25 = \text{const}$ ($p_0 = 0.5$ МПа, $D_t = 4$ мм). L , мм: 1 – 25; 2 – 50; 3 – 100; 4 – 150; 5 – 200

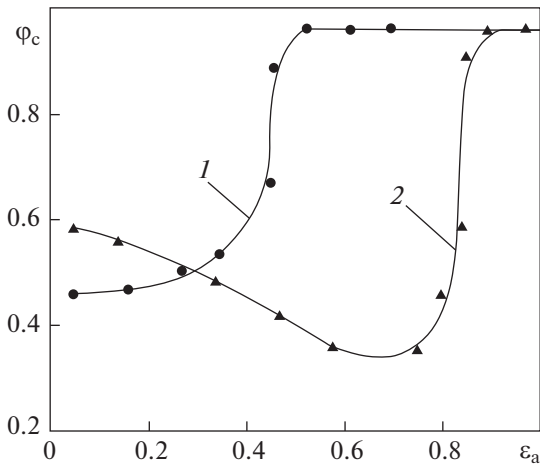


Рис. 6. Зависимость коэффициента скорости сопла Лавая от отношения давлений ϵ_a при $p_0 = 0.12$ МПа, половинном угле раскрытия конуса расширяющейся части сопла $\alpha = 6^\circ 24'$ и температуре недогрева до насыщения $t_n = 18^\circ\text{C}$ (1) и 2°C (2)

цесса расширения в сопле существенно влияют на его коэффициент скорости, так как с ростом недогрева жидкости Δt_n при заданном отношении давления на выходе из сопла к начальному давлению $\epsilon_{\text{вых}}$ доля механической энергии, реализуемой в сопле с высоким КПД, увеличивается и возможная метастабильность потока оказывает

на эффективность сопла меньшее влияние. Со снижением противодавления при постоянном недогреве жидкости относительное значение энергии, характеризуемой вторым слагаемым из подкоренного выражения в формуле (1), увеличивается. Процесс истечения может заканчиваться в зоне большей метастабильности, а коэффициент скорости может в этом случае уменьшаться.

Кривые изменения коэффициента скорости ϕ_c сопла Лавая при различных отношениях давления окружающей сопло среды к начальному давлению воды ($\epsilon_a = \text{var}$) при разных недогревах [8] представлены на рис. 6.

Анализ кривых, полученных опытным путем, показывает, что при малом недогреве жидкости $\Delta t_n = 2^\circ\text{C}$ с ростом противодавления в области $0.05 \leq \epsilon_a \leq 0.75$ коэффициент скорости ϕ_c монотонно убывает вследствие того, что процесс расширения каждый раз заканчивается в сечении выше по потоку. Расширяющуюся часть сопла можно разделить на две зоны: зону с уменьшением давления по потоку и зону отрыва потока (зону постоянного давления). Вторая зона не участвует в создании тяги, более того, из-за сопротивления трения уменьшает ее. По мере увеличения противодавления вторая зона расширяется и эффективность сопла падает.

Дальнейшее повышение ϵ_a из-за увеличения относительной доли срабатываемой механической энергии приводит к росту коэффициента

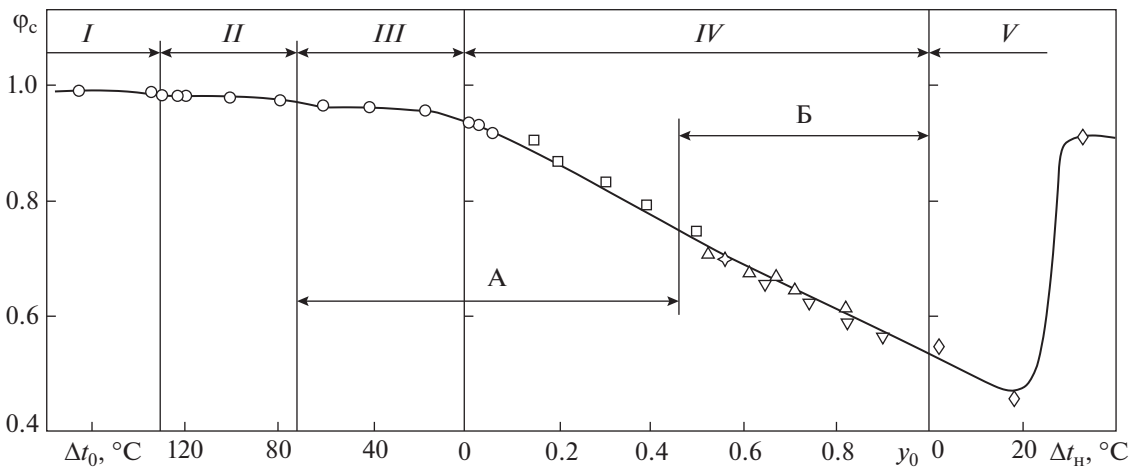


Рис. 7. Изменение коэффициентов скорости осесимметричных сопел Лавая в зоне низких давлений в зависимости от начального состояния (значения перегрева воды выше линии насыщения на входе в сопло Δt_0 , влажности пароводяной смеси на входе в сопло y_0 и недогрева Δt_n) (данные [12]) при $p_0 = 0.245\text{--}0.294$ МПа и $\epsilon_1 = 0.09\text{--}0.18$ (ϵ_1 – отношение давления за соплом к давлению перед ним) (число Маха $M_1 \approx 1.8\text{--}2.2$).

Зона: I – расширения в области перегретого пара; II – расширения с полным переохлаждением; III – перегретого пара на входе в сопло; IV – течения с фазовыми переходами на входе; V – недогрева воды до линии насыщения перед соплом; А – течение со спонтанной конденсацией; Б – спонтанная конденсация отсутствует.

Степень расширения сопла f (отношение площади выходного сечения сопла к площади горла): Δ – 2.70 (опыты В.С. Данилина); ∇ – 1.53 (опыты М.П. Анисимовой); \diamond – 1.98 (опыты В.К. Шанина); \square – 2.26 (опыты Ю.Ф. Калинина); \circ – 3.06 (опыты М.П. Анисимовой) [10]

скорости, и при $\varepsilon_a \geq \varepsilon_s$ (ε_s – отношение давления насыщения жидкости к ее начальному давлению), т.е. в режиме гидравлического течения, φ_c достигает максимального значения ($\varphi_c^{\max} = 0.96$).

С увеличением недогрева ($\Delta t_n = 18^\circ\text{C}$) коэффициент скорости φ_c при $\varepsilon_a > 0.3$ остается выше значений φ_c при $\Delta t_n = 2^\circ\text{C}$. Это связано с тем, что по мере роста недогрева жидкости ее скорость и расход в горле сопла возрастают, на границе первой и второй зон скорость также увеличивается, но в меньшей степени, для прохода увеличившегося объемного расхода нужна большая площадь, граница смещается вниз по потоку, доля зоны отрыва падает и эффективность сопла становится выше.

С ростом недогрева жидкости ε_s уменьшается и характерные участки опытной кривой φ_c (ε_a) смещаются влево, в зону меньших ε_a .

Экспериментальные исследования эффективности сопел [12] показывают, что в зоне высокой влажности происходит резкое снижение коэффициента скорости. Интенсивное снижение φ_c при высокой влажности и небольших недогревах жидкости на входе в сопло объясняется авторами работы, в основном, механическим взаимодействием фаз (затратой энергии на разгон капель), неравновесностью процесса, неравномерностью полей скорости и концентраций фаз в сечении сопла, а также структурными переходами и связанным с ними тепло- и массообменом. При уменьшении плотности пароводяной смеси ρ коэффициенты скорости возрастают, так как сокращаются потери, связанные с взаимодействием фаз, неравновесностью процесса и неоднородностью среды.

Для анализа процессов расширения пароводяной смеси представляют интерес характеристики сопел Лавалья во всей области двухфазного состояния. Далеко не полные данные, представленные на рис. 7 [12], подтверждают, что наиболее интенсивное снижение коэффициентов скорости φ_c отмечается в области парокпельных течений высокой влажности и при небольших недогревах жидкости. Переход к гидравлическим (без выделения паровой фазы) режимам сопровождается резким увеличением коэффициентов скорости.

Влияние геометрических характеристик каналов на эффективность сопел

В [9] показано, что при истечении жидкости из сопла Лавалья максимальное значение коэффициента скорости достигается в режиме полного расширения потока до исчезновения второй зоны – зоны отрыва. Таким образом, для фиксированного перепада давления существует некоторая оптимальная степень расширения сопла. Для жидкости, близкой к состоянию насыщения, в работе [9] экспериментально найдена зависимость опти-

мального отношения выходного давления к начальному от степени расширения сопла:

$$\varepsilon_{a,\text{расч}} = 0.6 - 0.1 \left(\frac{F_{\text{ВЫХ}}}{F_{\text{Т}}} \right)^{0.5}.$$

Помимо степени расширения сопел Лавалья, заметное влияние на их эффективность оказывают длина и угол раскрытия расширяющейся части. В [9] указано, что удлинение расширяющейся части способствует росту коэффициента скорости (очевидно, до тех пор, пока не начнет сказываться противоположное влияние трения на стенках). На рис. 8 представлены данные по изменению температуры жидкости по длине сопла при разных недогревах. Согласно этим данным, по мере возрастания недогрева измеренные по длине сопла температуры все более приближаются к расчетным равновесным температурам t_s . Увеличение угла раскрытия при условии безотрывного течения также приводит к некоторому росту φ_c (рис. 9, 10).

Следует отметить, что в настоящее время нет единого мнения о влиянии угла раскрытия расширяющейся части сопла на его эффективность. По-видимому, это влияние зависит от параметров жидкости перед соплом (поля скоростей, давления, недогрева до температуры насыщения), формы входной части сопла, режима работы сопла (перепад давления) и некоторых других факторов.

В исследованиях [11, 13] были предложены мероприятия, стимулирующие фазовые переходы на входе в сопло и способствующие более интенсивному перемешиванию фаз: размещение парогенерирующей решетки перед соплом, создание острой входной кромки или углового излома в горловом сечении. Эти способы, однако, не привели к заметному повышению эффективности сопел Лавалья, поэтому целесообразность их применения для недогретой жидкости является спорной.

Приведенный ранее краткий обзор показывает, что существующие теоретические и экспериментальные данные относятся в основном к значениям недогрева от 2 до 20 $^\circ\text{C}$ при начальных давлениях воды не более 1 МПа. Условия работы сопел в составе гидропаровой турбины типа Сегнерова колесо соответствуют недогревам приблизительно 90–110 $^\circ\text{C}$ при давлениях на входе в сопло примерно 3 МПа и выше. Имеющихся данных недостаточно для оптимизации конструкции гидропаровых турбин, они нуждаются в дальнейших уточнениях.

Таким образом, для надежного проектирования гидропаровых турбин возникает потребность в проверенных точных данных, полученных опытным путем для области недогревов воды до 110 $^\circ\text{C}$ при ее начальных давлениях до 3 МПа, характерных для рабочих режимов работы сопел в составе ГПТ.

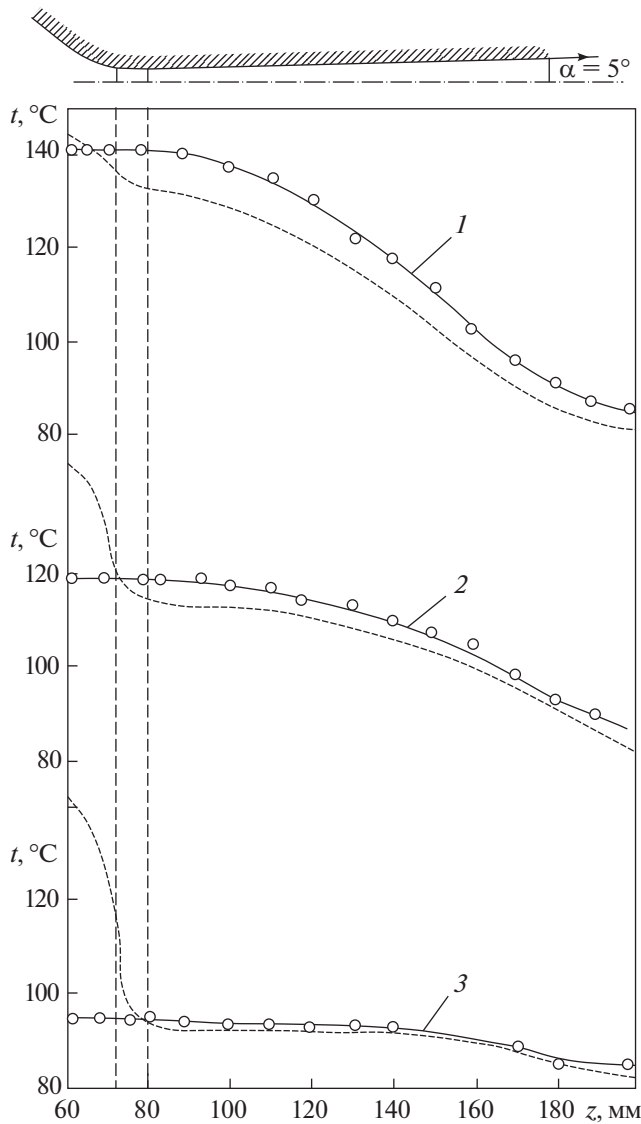


Рис. 8. Изменение температуры жидкости по длине z сопла Лавала при $p_0 = 0.4$ МПа и $\Delta t_n = 2$ (1), 24 (2) и 48°C (3). Кружки – эксперимент (t_2); штриховые линии – температура насыщения при тех же значениях Δt_n ; α – половинный угол раскрытия выходной расширяющейся части сопла

Далее приводятся результаты экспериментальных исследований, выполненных с целью получить дополнительную информацию о работе сопла Лавала на вскипающей воде.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД И ОБЪЕКТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Как ранее указывалось, экспериментальное определение показателей эффективности сопел базируется на измерении значения реактивной тяги сопла, возникающей при истечении из него вскипающей воды. С этой целью был спроекти-

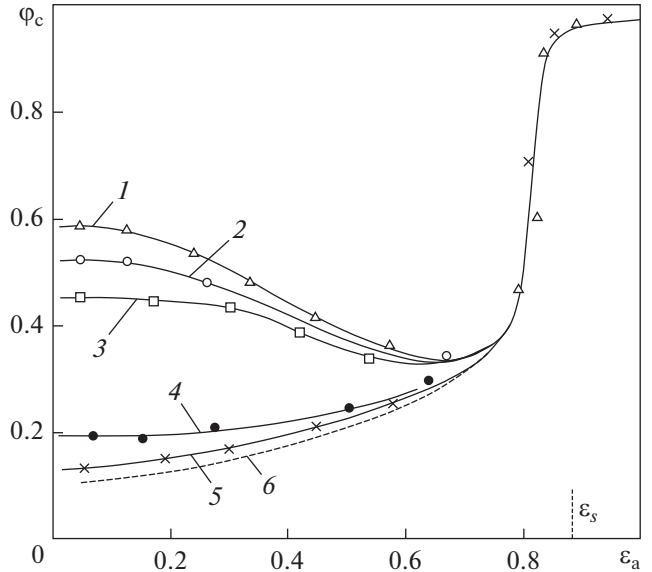


Рис. 9. Влияние степени расширения f на коэффициент скорости Φ_c для сопел Лавала ($L_1 90, L_2 100$) при $p_0 = 0.12$ МПа, $\Delta t_n = 2^\circ\text{C}$. 1 – $f = 14, \alpha = 6^\circ 24'$; 2 – $f = 9.8, \alpha = 5^\circ$; 3 – $f = 3.1, \alpha = 1^\circ 36'$; 4 – $f = 56, \alpha = 30^\circ$; 5 – сужающееся сопло (длина сужающейся части сопла $L_i = 90$ мм); 6 – расчетная кривая авторов статьи $\Phi_c^M = C_M / C_{\text{равн}}$ (C_M – расчетная скорость потока в метастабильном состоянии). Штриховая линия ϵ_s на оси абсцисс показывает, когда начинается процесс вскипания воды в сопле

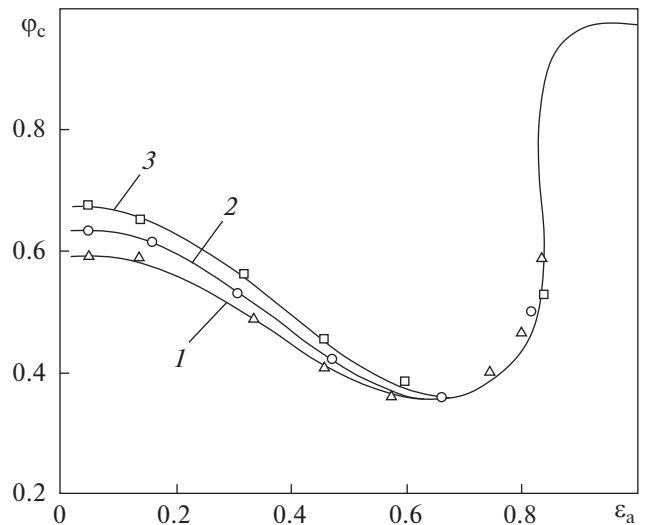
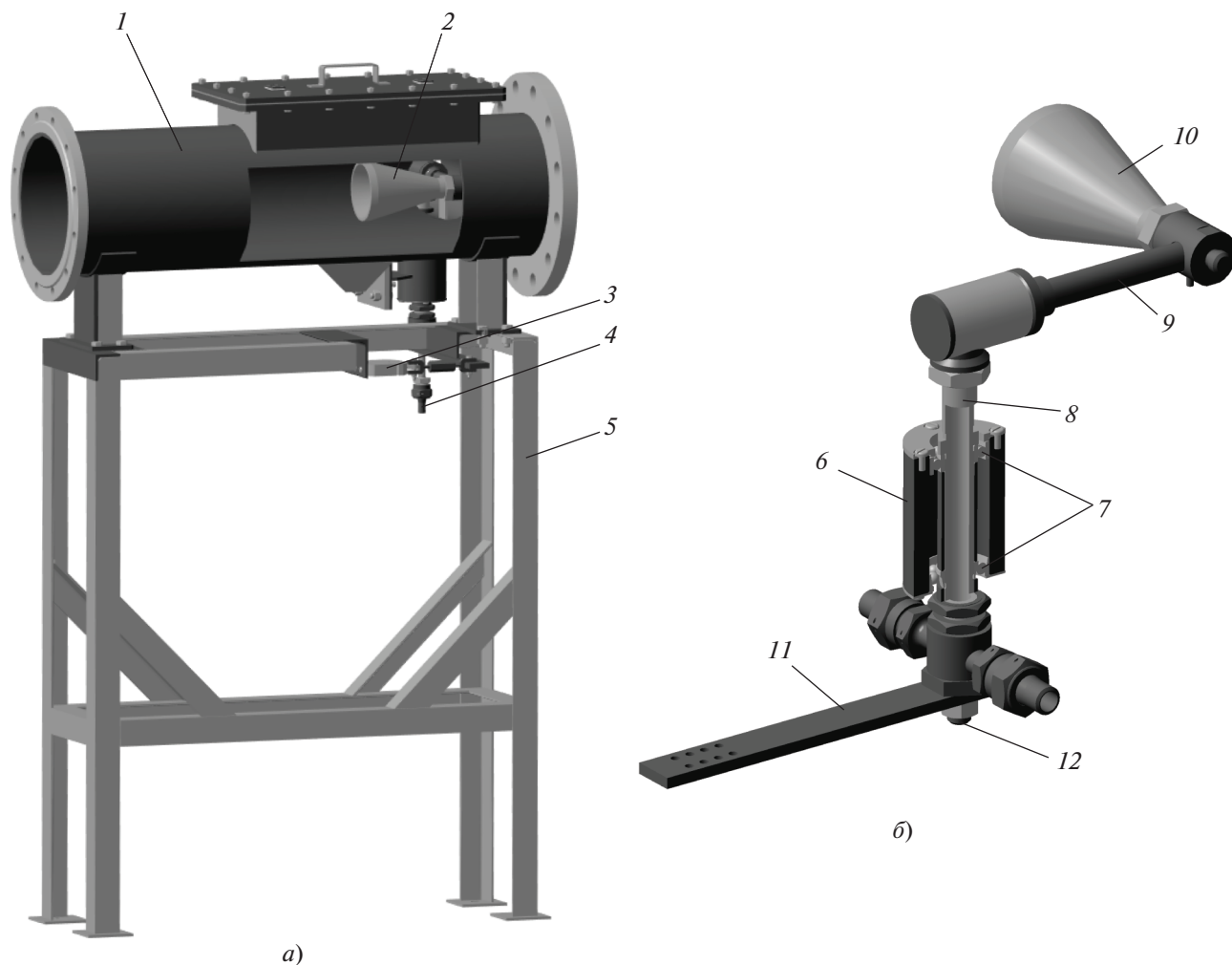


Рис. 10. Влияние длины расширяющейся части сопла Лавала L_2 и отношения давлений ϵ_a на коэффициент скорости Φ_c при $p_0 = 0.12$ МПа, $\Delta t_n = 2^\circ\text{C}$, $f = 44$. L_2 , мм: 1 – 100; 2 – 200; 3 – 300



a)

b)

Рис. 11. Установка для измерения реактивной тяги сопла.

a – общий вид установки: 1 – корпус; 2 – сопло; 3 – измеритель реактивной тяги сопла; 4 – штуцер подвода рабочей воды; 5 – опорная рама.

б – измеритель реактивной тяги сопла: 6 – корпус; 7 – шарикоподшипники; 8 – поворотная ось измерителя тяги; 9 – канал подвода рабочей воды на сопло; 10 – сопло; 11 – рычаг измерителя тяги; 12 – штуцер подвода рабочей воды

рован и изготовлен специальный стенд с установкой для измерения реактивной тяги сопла Лавала (рис. 11).

Экспериментальный стенд

Внутри неподвижного корпуса (см. рис. 11, a) на шарикоподшипниках закреплена поворотная ось измерителя реактивной тяги сопла (вал пустотелый). Один конец этого вала с небольшим зазором проходит внутрь вакуумной полости установки. Корпус выставляется так, чтобы поворотная ось измерителя реактивной тяги сопла не имела механического контакта с корпусом установки (см. рис. 11, a). Зазор между поворотной осью измерителя тяги сопла и корпусом установки уплотняется асбестовой нитью. В вакуумной полости корпуса установки внутренняя полость поворотной оси измерителя реактивной тяги пере-

ходит в канал подвода, в который вворачивается исследуемое сопло. На другом конце поворотной оси жестко закреплен рычаг измерителя тяги (см. рис. 11, б). Свободный конец рычага шарнирно соединен с электронным динамометром ДЭП/6-1Д-0.1У-0.5, способным работать как на растяжение, так и на сжатие. Перед началом испытаний динамометр выставляется в нулевое положение. На этом же конце поворотной оси измерителя тяги приварен штуцер для подвода рабочей воды.

Испытания, проведенные на установке, показали ее высокую чувствительность при измерении реактивной тяги сопл.

На рис. 12 представлена схема стенда, основными элементами которого являются:

установка для определения реактивной тяги сопла;

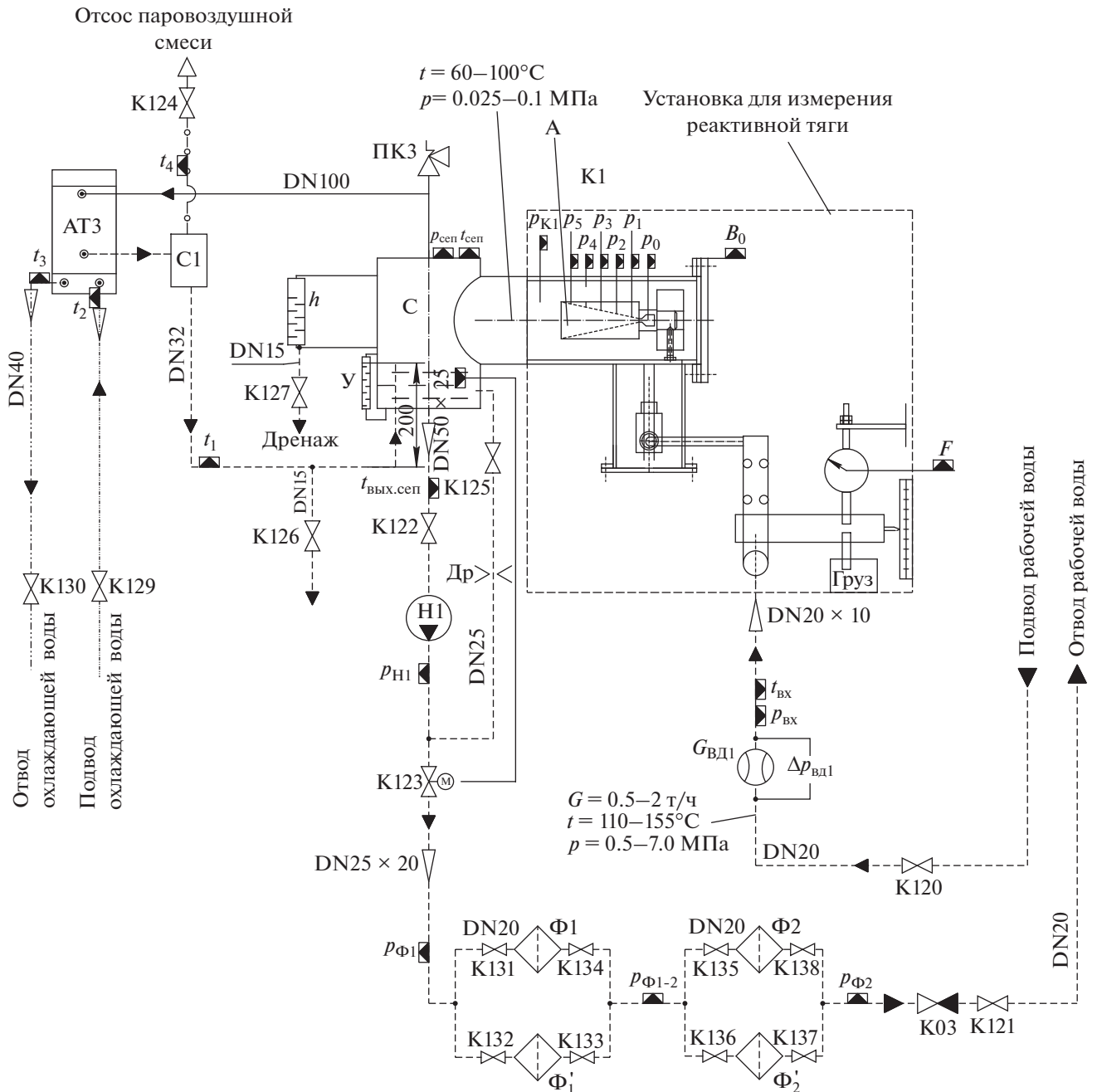


Рис. 12. Схема экспериментального стенда.

АТЗ – теплообменник; К03, К120–К137 – арматура; DN – диаметры трубопроводов; Др – дроссель; ПК3 – предохранительный клапан; Н1 – насос; измерения: F – реактивной тяги сопла, B_0 – атмосферного давления, $p_{\Phi 1}$, $p_{\Phi 2}$, p_{0-4} – давления; G , p , t – параметры рабочей среды, которые обеспечивает стендовое оборудование; С – сепаратор; У – уровень сепаратора; h – уровнемер конденсата; Φ_1 , Φ_2 – основной фильтр; Φ'_1 , Φ'_2 – резервный фильтр; $p_{вх}$ – давление на входе в расходомерное устройство; $\Delta p_{вд1}$ – перепад давлений на расходомерном устройстве

система подготовки рабочего тела, в состав которой входит сужающее устройство для измерения расхода воды через сопло;

система возврата рабочей воды.

На стенде поддерживались требуемые параметры рабочей воды: давление 0.5–6.0 МПа, темпера-

тура 110–155°C. Расход воды через сопло определялся с помощью сужающего устройства, которое перед началом испытаний было протарировано объемным методом. Необходимая температура перед соплом устанавливалась с помощью системы подготовки горячей воды высокого давления.

Таблица 1. Перечень измеряемых параметров

Параметр	Диапазон измерений и допустимая погрешность	Число точек измерений
Барометрическое давление B_0 , кПа	$(90-110) \pm 0.1$	1
Температура воды на входе в установку $t_{вх}$ для определения реактивной тяги, °С	$(110-155) \pm 1$	1
Давление воды на входе в сопло, МПа	$(0.5-6.0) \pm 0.01$	1
Давления по длине сопла $p_0...p_6$, кПа	$(25-500) \pm 1$	6
Абсолютное давление в баке-сепараторе $p_{сеп}$, МПа	$(0.025-0.100) \pm 0.001$	1
Температура конденсата на выходе из сепаратора в бак-сепаратор t_1 , °С	$(60-100) \pm 1$	1
Перепад давления на расходомере Δp_{PM1} , кПа	40 ± 0.3	1
Реактивная сила сопла R , Н	100 ± 0.1	1
Температура охлаждающей воды, °С:		
на входе во вспомогательный конденсатор АТЗ t_2	$(60-100) \pm 1$	1
на выходе из него t_3	$(30-70) \pm 1$	1
Давление за насосом, МПа:		
Н1 ($p_{Н1}$)	$(0.5-6.0) \pm 0.01$	1
НО1 ($p_{НО1}$)	$(0.1-0.6) \pm 0.01$	1
Температура в баке-сепараторе $t_{сеп}$, °С	$(60-100) \pm 1$	1
Температура на выходе из бака-сепаратора $t_{вых. сеп}$, °С	$(60-100) \pm 0.5$	1

Таблица 2. Геометрические характеристики испытуемых сопел (диаметр горла сопла $D_2 = 2.85$ мм)

Номер сопла	Выходной диаметр расширяющейся части сопла $D_{вых}$, мм	Половина угла раскрытия конуса расширяющейся части сопла $\gamma/2$, град	Длина конической части сопла L , мм	Степень расширения конической части сопла
				$f = \frac{D_{вых}^2}{D_г^2}$
1	20	15	32.0	48.9
2	40	15	69.0	197.0
3	56	15	100.0	389.0
4	40	15; 7*	120.0	197.0
5	56	15; 7*	156.0	386.0
6	40/56**	15	100.0	197.0
7	40/109**	15	198.0	197.0

* Сопла со ступенчатым изменением угла конуса: первое и второе значения – половина начального и конечного угла соответственно.

** Сопла с косым срезом: первое и второе значения – диаметр конуса в начале и конце среза соответственно.

При испытаниях избыточное давление измерялось преобразователями давления ЗОНД-20-ИД-К3-12, а вакуум – преобразователями ЗОНД-20-АД-К3-55. Температура фиксировалась термоэлектрическими преобразователями. Тягу сопла R определяли электронным динамометром ДЭП/6-1Д-0.1У-0.5. Перед началом испытаний система измерения тяги сопла была протарирована эталонными грузами.

Перечень основных параметров, которые заносились в систему сбора и обработки данных, приведен в табл. 1.

Объекты испытаний

Входная сужающаяся часть всех сопел представляет собой конус с углом при вершине 60° . Горла сопел цилиндрические. Расширяющаяся часть сопел образована коническими поверхностями. Геометрические характеристики исследованных сопел представлены в табл. 2. Проточные части сопел № 1–7 показаны на рис. 13.

Сопла № 1–3 (см. рис. 13, а) имеют одни и те же суживающуюся часть и угол раскрытия расширяющейся части 30° , но разную ее длину и,

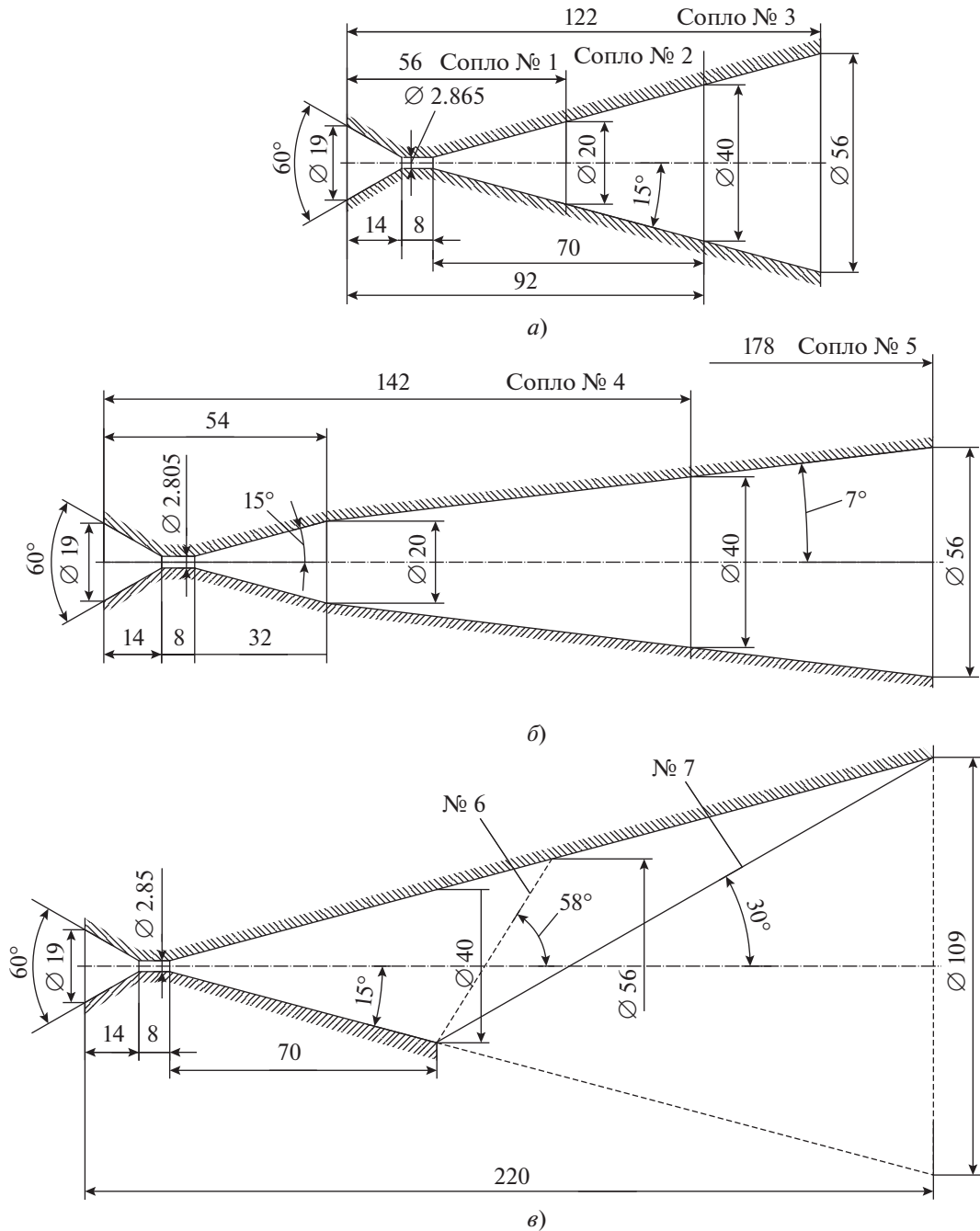


Рис. 13. Геометрические параметры испытанных сопел.

Сопла: *a* – № 1–3 с углом раскрытия 30° и различной степенью расширения; *б* – № 4, 5 увеличенной длины со ступенчато изменяющимся углом раскрытия и различной степенью расширения; *в* – № 6, 7 с косым срезом под двумя углами среза при угле раскрытия конуса 30°

соответственно, степень расширения. В ходе сравнительных испытаний этих сопел можно экспериментально определить влияние степени расширения на эффективность сопел. Для сопел № 4, 5 (см. рис. 13, б) характерен переменный угол конуса расширяющейся части. Каждое сопло из этого набора имеет ту же степень расширения, что и сопла № 1–3, но разную длину и,

значит, разные темпы фазовых переходов. Сопло № 4 по степени расширения эквивалентно соплу № 2, а сопло № 5 – соплу № 3.

Сопла с косым срезом позволяют осуществить отвод отработавшей пароводяной смеси в осевом направлении и получить аэродинамически гладкое рабочее колесо, однако эти преимущества дадут реальный результат, если показатели их эффективно-

сти будут близки к аналогичным параметрам сопел без косо́го среза. С этой целью были намечены испытания сопел № 6, 7 (см. рис. 13, в).

Давление воды перед соплами p_0 выбиралось в диапазоне значений от 1.0 до 3.0 МПа, температура воды перед соплами равнялась $t_0 = 130 \pm 5^\circ\text{C}$, недогрев до насыщения составлял $\Delta t_n = 50\text{--}100^\circ\text{C}$, давление окружающей среды за соплом p_2 изменялось в интервале от 20 до 70 кПа.

Результаты всех проведенных измерений записывались с заданной частотой опроса датчиков. Среднеарифметическое осреднение выполнялось на базе нескольких десятков данных о каждом установившемся режиме.

ОБРАБОТКА ДАННЫХ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Коэффициент расхода

По результатам испытаний рассчитывался коэффициент расхода сопла μ по соотношению

$$\mu = \frac{G_B}{G_{\text{теор}}}, \quad (2)$$

где G_B , $G_{\text{теор}}$ – измеренный и теоретический расход воды через сопло, кг/с.

Начало вскипания происходит в горле сопла или за его пределами, но в непосредственной близости от выхода из него, поэтому скорость жидкости в горле и ее расход находятся в прямой зависимости от разности давлений – входного и давления насыщения. В связи с этим при определении коэффициента расхода принималось, что давление в горле сопла p_r уменьшается до давления насыщения p_s , которое оценивалось по температуре перед соплом $p_r \approx p_s$. Стоит отметить, что в такой трактовке коэффициент скорости зависит как от потерь в суживающейся части сопла, так и от возможных отличий p_r от p_s . Соответствие давления, измеренного в горле сопла № 6, давлению насыщения иллюстрируется рис. 14.

Исходя из этого, теоретический расход воды через сопло $G_{\text{теор}}$ определяли по формуле

$$G_{\text{теор}} = F_r \sqrt{\frac{2(p_0 - p_s)}{v_0}}. \quad (3)$$

Коэффициент расхода для всех сопел в процессе экспериментов вычисляли по (2) с использованием формулы (3). Данные, полученные в ходе измерений, приведены на рис. 15. На рисунке видно, что значение коэффициента расхода μ остается постоянным при неизменных давлении и температуре перед соплом и практически не зависит от давления за соплом. Сопла № 1, 4 и 5 составные, они имеют одни и те же сужающуюся и горловую части. Почти совпадающие значения коэффициента расхода свидетельствуют как о не-

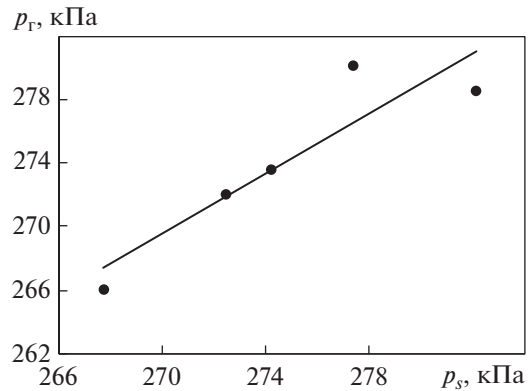


Рис. 14. Зависимость измеренного давления в горле p_r сопла № 6 от расчетного давления p_s , определенного по температуре воды на входе в сопло. Точки – экспериментальные данные; сплошная прямая – расчетное осредненное значение (линия тренда)

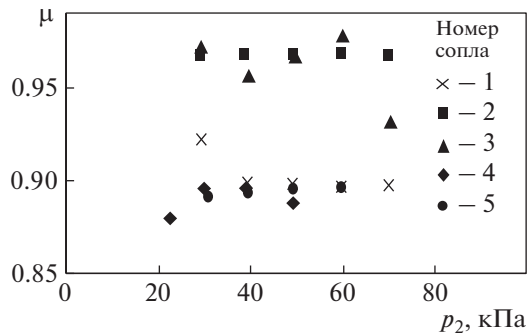


Рис. 15. Зависимость коэффициента расхода μ для различных сопел от противодавления p_2

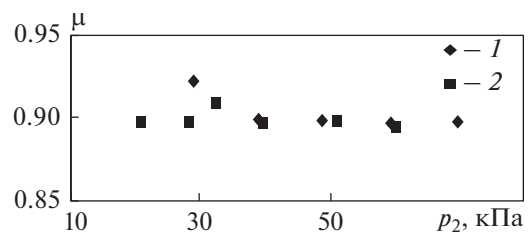


Рис. 16. Зависимость коэффициента расхода μ от противодавления p_2 при $L/D = 2.80$ (1) и 1.26 (2)

зависимости этого параметра от противодавления при $p_2 < p_s$, так и о высокой повторяемости результата. Для исследованных сопел коэффициент расхода μ соответствует интервалу значений 0.90–0.96, некоторое различие значений для двух групп сопел можно объяснить разной технологией их изготовления и, соответственно, качеством поверхности суживающейся и горловой частей, имеющих весьма малые размеры.

Чтобы определить, как влияет длина цилиндрической части горла сопла на коэффициент его рас-

хода, горло сопла № 4, имеющее диаметр на выходе $D_{\text{вых}} = 40$ мм, укоротили. Его цилиндрическую часть со стороны входа изменили с 8 мм ($L/D = 2.8$) до 3.6 мм ($L/D = 1.26$). Результаты опытов представлены на рис. 16. Видно, что коэффициент расхода в диапазоне $L/D = 2.80-1.26$ остается постоянным для сопел Лаваля при истечении рабочей воды с большим недогревом $\Delta t_{\text{н}} = 87-90^\circ\text{C}$.

Коэффициент скорости

В расширяющейся части сопла Лаваля при истечении вскипающей жидкости происходят поте-

ри энергии, обусловленные следующими обстоятельствами:

- неполной реализацией процессов тепло- и массообмена;
- механическим воздействием фаз;
- изменениями в двухфазном пограничном слое;
- волновыми процессами в нерасчетных режимах работы сопел;
- взаимодействием капель жидкой фазы между собой и с пленкой;
- неравномерностью основного потока.

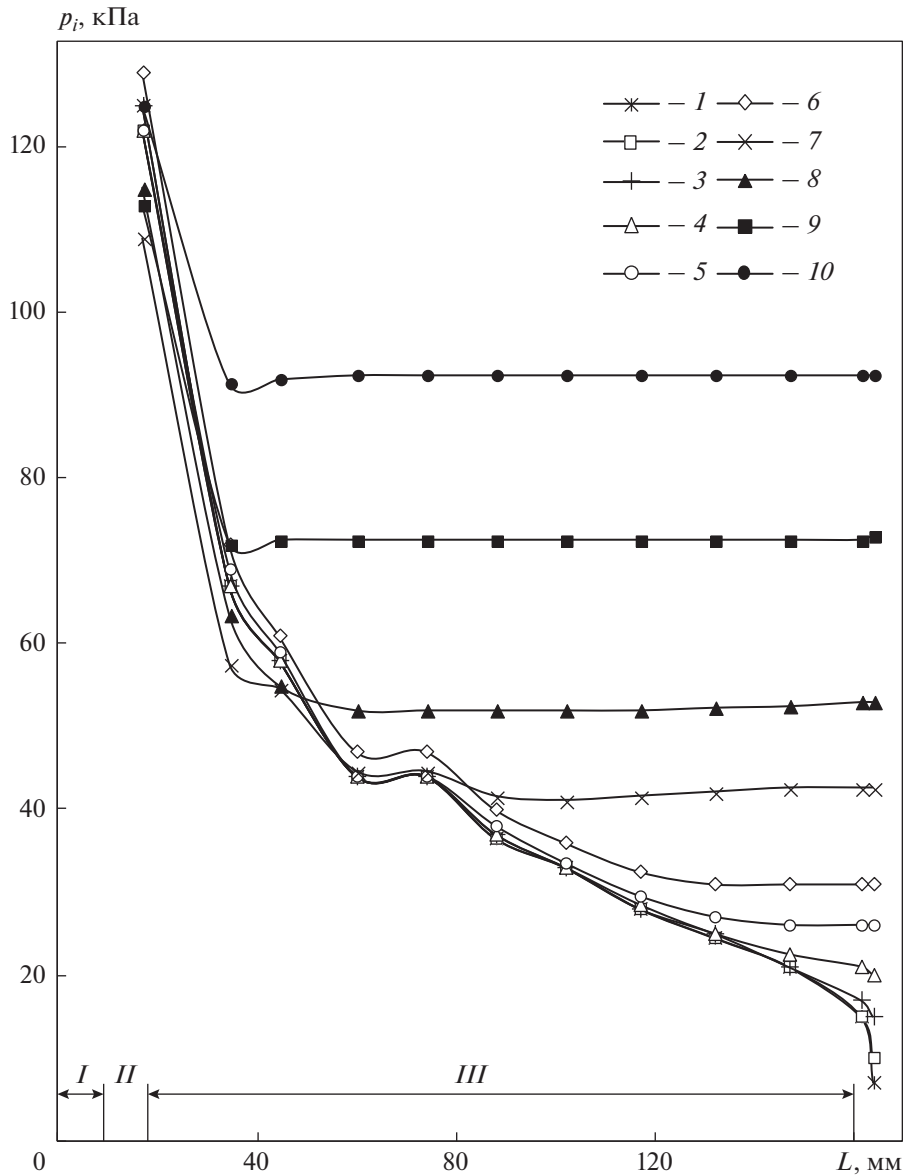


Рис. 17. Влияние противодавления на распределение давлений вдоль сопла при $p_0 = 3.1$ МПа, $t_0 = 100^\circ\text{C}$.

I – суживающаяся часть; II – цилиндрическое горло; III – расширяющаяся часть сопла.

Противодавление, кПа: 1 – 6.8; 2 – 9.9; 3 – 14.9; 4 – 20.2; 5 – 25.6; 6 – 30.7; 7 – 42.4; 8 – 52.7; 9 – 73.7; 10 – 92.3

Экспериментально или теоретически определить отдельно составляющие потерь, вызванные этими обстоятельствами, крайне затруднительно, однако их интегральное значение, характеризующее коэффициентом скорости сопла φ_c , может быть получено опытным путем на основе измерений тяги, параметров воды и давления на выходе:

$$\varphi_c = \frac{C_2}{C_{2\text{ т.с}}}, \quad (4)$$

где $C_{2\text{ т.с}}$ – теоретическая скорость истечения, м/с; C_2 – действительная скорость (удельная тяга) на выходе из сопла, м/с.

Скорость $C_{2\text{ т.с}}$ рассчитывается по теплоперепаду:

$$C_{2\text{ т.с}} = \sqrt{2000\Delta h_s}, \quad (5)$$

где $\Delta h_s = h_0 - h_s$, кДж/кг; h_0 – энтальпия воды на входе в сопло, кДж/кг; h_s – энтальпия воды изотропного расширения до давления окружающей среды на выходе из сопла p_a , кДж/кг.

Параметр C_2 определяется как

$$C_2 = \frac{R_{\text{изм}}}{G_b}, \quad (6)$$

где $R_{\text{изм}}$ – измеренная тяга сопла, Н.

Стоит отметить, что при таком определении коэффициент скорости характеризует не только степень совершенства конкретного сопла, но и особенности его работы в выбранном режиме, связанные либо с недорасширением пароводяного потока в пределах сопла, либо с перерасширением за его пределами. Тем не менее, коэффициент скорости представляет собой комплексную характеристику всех потерь энергии при расширении и наиболее удобен в практическом использовании.

На рис. 17 приведены данные по распределению давлений вдоль сопла при различных давлениях за ним, заимствованные из [12]. Видно, что снижение давления в расширяющейся части сопла происходит лишь до тех пор, пока оно не сравняется с противодействием на выходе; далее, вплоть до выхода из сопла, следует область постоянного давления, перерасширение пароводяной смеси в этой части сопла отсутствует.

Если в сопле геометрическая степень расширения выше оптимальной, то внутри, в расширяющейся части сопла, возникает отрыв потока. В этом месте сопла не создается тяга, но трение потока о стенки может ее снижать. В сопле с выходной площадью меньшей, чем необходимо для расширения пароводяного потока до давления на срезе, равного противодействию в камере (сопло с недорасширением), на срезе сопла устанавливается давление выше противодействия в окружающей среде. Часть располагаемой энергии расширения

реализуется за пределами сопла и не используется полезно.

В качестве геометрических и режимных параметров исследованных сопел для анализа были выделены те, что способны влиять на показатели эффективности сопел (речь о них пойдет далее).

Степень расширения

Для выявления оптимальной геометрической степени расширения при том или ином сочетании режимных параметров каждое из выбранных сопел исследовалось при переменных противодей-

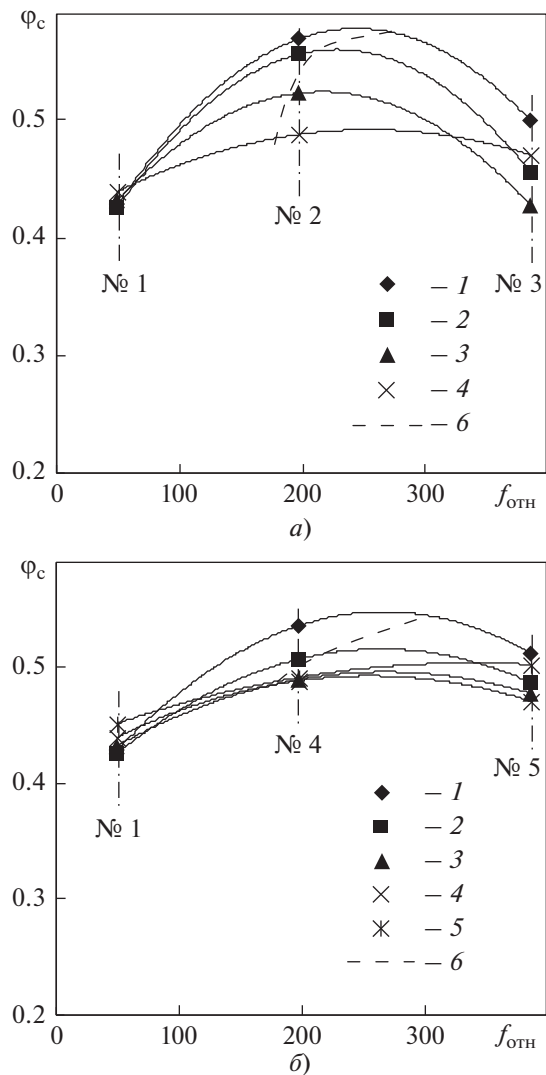


Рис. 18. Зависимость коэффициента скорости сопла φ_c от геометрической степени расширения $f_{\text{отн}}$ при различных противодействиях p_2 ($p_0 = 2.2-2.4$ МПа, $t_0 = 130^\circ\text{C}$, $f_{\text{отн}} = F_{\text{вых}}/F_i$). Сопла: а – № 1–3; б – № 1, 4, 5. p_2 , кПа: 1 – 30; 2 – 40; 3 – 50; 4 – 60; 5 – 70; 6 – расчетный оптимум

лениях на выходе, при этом температура и давление воды на входе оставались неизменными. Полученный в процессе эксперимента результат сравнивался с расчетным оптимумом, который, в свою очередь, определялся как степень расширения гомогенной пароводяной смеси, соответствующая давлению на срезе сопла, равному давлению внешней среды в зоне истечения.

На рис. 18, *a* приведены экспериментальные зависимости коэффициента скорости φ_c от степени расширения $f_{отн}$ в соплах № 1–3 с углом конуса расширяющейся части 30° при различных противодавлениях на входе, а на рис. 18, *b* – аналогичные данные для сопел № 1, 4 и 5 со ступенчатым изменением угла конуса и, соответственно, увеличенной длиной. Здесь штриховыми линиями показаны расчетные значения оптимальной степени расширения, полученные с использованием модели гомогенной среды без учета неравновесности процессов.

Если проанализировать имеющиеся данные, можно заключить следующее:

экспериментально определенная оптимальная ($\varphi_c = \varphi_{max}$) степень расширения в исследованном диапазоне параметров для обоих типов сопел удовлетворительно согласуется со степенью расширения, рассчитанной по гомогенной модели вскипающей жидкости;

сопла при нерасчетных режимах как с недорасширением, так и с перерасширением менее эффективны, чем сопла, у которых геометрическая степень расширения совпадает в теоретически необходимой;

коэффициент скорости сопел при оптимальной степени расширения возрастает по мере углубления вакуума на выходе из сопла, что может быть связано с сокращением зоны отрыва потока в расширяющейся части сопла.

Начальные параметры

Сочетание давления и температуры на входе в сопло определяет недогрев воды – разность температуры насыщения при заданном давлении и начальной температуры. Стоит отметить, что при выполнении экспериментов значения недогрева воды были довольно большими. Так, при температуре 130°C и давлении 2.3 МПа недогрев составлял 90°C .

Чем больше степень недогрева, тем выше должна быть скорость жидкости в сужающейся части сопла до возникновения вскипания – снижения ее давления в горле до давления насыщения при начальной температуре. При неизменной начальной температуре чем больше давление, тем выше скорость и расход в горле сопла и тем больше теоретически необходимая степень расширения сопла до фиксированного противодавления.

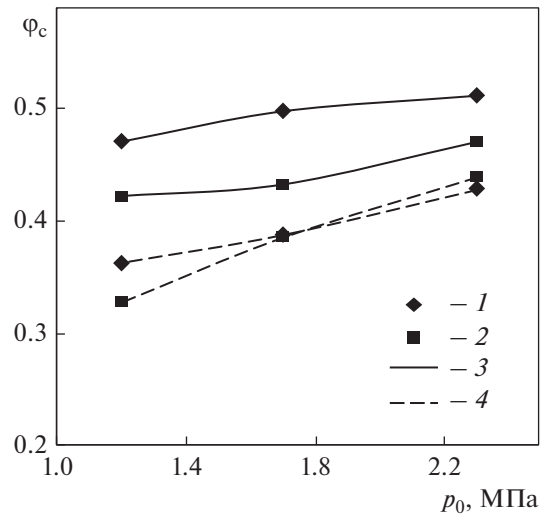


Рис. 19. Зависимость коэффициента скорости сопел φ_c от начального давления p_0 при $t_0 = 130^\circ\text{C}$ и противодавлении 30 кПа (1) и 60 кПа (2) для сопел № 1 (4) ($F_{вых}/F_r = 48.9$) и № 3 (3) ($F_{вых}/F_r = 386$)

Для перерасширенного сопла увеличение начального давления приводит к уменьшению зоны отрыва в выходной части сопла, что должно благоприятно сказываться на его эффективности. Для сопла с недорасширением рост начального давления должен приводить к отдалению режима его работы от оптимального по степени расширения.

При изменении недогрева воды могут по-разному проявляться и эффекты, связанные с неравновесностью фазовых переходов.

На рис. 19 приведены зависимости коэффициента скорости от начального давления для сопел с различной степенью расширения при прочих неизменных параметрах.

Для обоих типов сопел коэффициент скорости возрастает при увеличении начального давления и, соответственно, недогрева. Это хорошо коррелирует с данными [8], свидетельствующими о снижении эффектов неравновесности по мере увеличения этого параметра. При этом для сопла № 1 со степенью расширения заведомо меньшей, чем оптимальная, коэффициент скорости практически не зависит от противодавления (см. рис. 18). Рост коэффициента скорости при повышении начального давления целесообразно учитывать при выборе параметров гидропаровой турбины, в которой истечению вскипающей воды из сопла предшествует значительное увеличение давления при ее движении от входа к периферии рабочего колеса.

Форма сопла

Форма расширяющейся части конического сопла характеризуется углом раскрытия, сово-

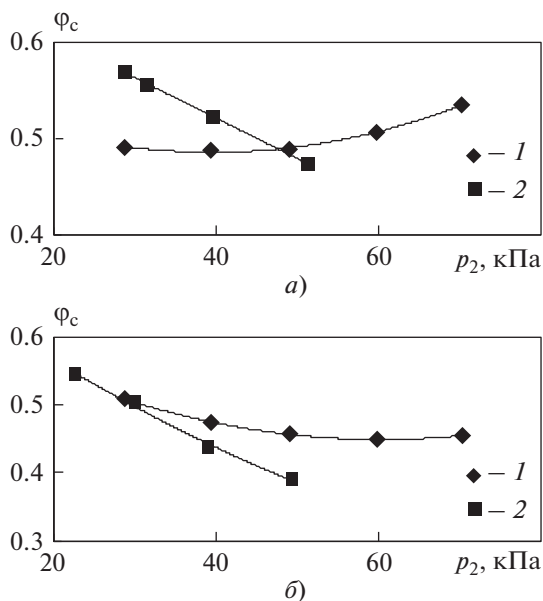


Рис. 20. Зависимость коэффициента скорости φ_c от давления p_2 за соплом (в камере сопла) для сопел № 2 (1) (угол раскрытия 30°) и № 4 (2) (углы раскрытия соответствуют 30 и 14° для каждой из ступеней сопла) при $t_0 = 130^\circ\text{C}$, $f_{\text{отн}} = 179.6$, $p_0 = 2.2$ (а) и 1.5 МПа (б)

купностью ступенчато изменяющихся углов раскрытия либо кривизной стенки, а также наличием или отсутствием косого среза.

Во входной, сужающейся части сопла происходит конфузорное течение жидкости. Эта часть сопла имеет высокий КПД. Таким образом, сужающаяся часть не сказывается заметно на интегральной эффективности всего сопла. Интерес представляет лишь влияние протяженности горловой цилиндрической части сопла на коэффициент расхода.

Экспериментальные зависимости коэффициента скорости от давления среды на выходе из сопла № 2 с конической расширяющейся частью и сопла № 4 (см. рис. 13) со ступенчатым уменьшением угла и большей длиной, имеющих одну и ту же степень расширения, приведены на рис. 20. Аналогичные характеристики сопел № 3 и 5 также с одинаковой степенью расширения, но большей по сравнению с соплами № 2 и 4 представлены на рис. 21.

На графиках видно, что сопло № 4 с изменяемым углом раскрытия более эффективно, чем короткое сопло № 2, при давлении за соплом $30\text{--}50$ кПа и менее, однако при более высоких противодавлениях оно становится менее эффективным. Это можно объяснить тем, что в перерасширенных по выходной площади соплах по мере увеличения противодавления место отрыва потока смещается внутрь сопла, причем протяженность отрывной зоны по объему оказывается

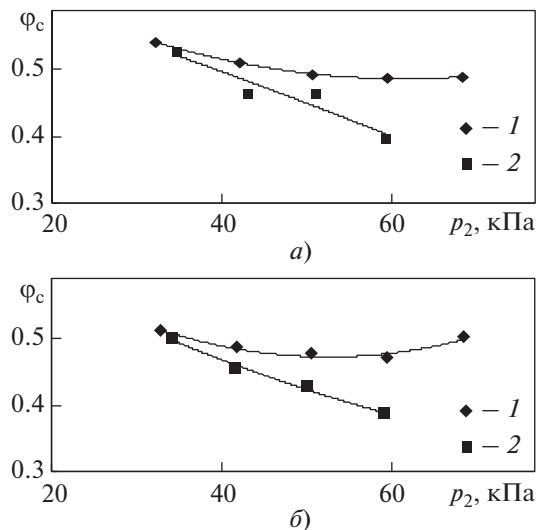


Рис. 21. Зависимость коэффициента скорости φ_c от давления p_2 для сопел № 3 (1) (угол раскрытия 30°) и № 5 (2) (углы раскрытия соответствуют 30 и 14° для каждой из ступеней сопла) при $t_0 = 130^\circ\text{C}$, $f_{\text{отн}} = 179.6$ и давлении p_0 , соответствующем диапазонам $2.5\text{--}2.6$ (а) и $2.0\text{--}2.2$ МПа (б)

больше у сопел с уменьшенным углом выходного конуса и, соответственно, потери на трение возрастают.

У сопел с углом раскрытия расширяющейся части 30° при всех начальных давлениях от 1.1 до 2.2 МПа график зависимости $\varphi_c = f(p_2)$ более пологий, чем у сопла со ступенчатым изменением угла от 30 до 14° . При начальном давлении 2.2 МПа сопло со ступенчатым изменением угла оказывается более эффективным в диапазоне противодавлений ниже 45 кПа. При больших значениях противодавления это преимущество отсутствует. Более того, при начальных давлениях 1.5 и 1.1 МПа преимуществом обладает уже сопло с углом 30° во всем исследованном диапазоне противодавлений.

Как следует из рис. 22, сопло № 3 с углом раскрытия 30° эффективнее сопла № 5 со ступенчато уменьшающимся углом. Это связано с тем, что сопла № 3 и 5 сильно перерасширены. При этом отрывная зона во всем диапазоне противодавлений у сопла № 5 занимает больший объем. В обоих соплах она сокращается по мере снижения противодавления, причем в сопле № 5 это происходит более интенсивно. При противодавлении 30 кПа (при давлении перед соплом $2.0\text{--}2.2$ МПа) эффективность обоих сопел становится сопоставимой.

На рис. 23 представлена зависимость коэффициента расхода сопел № 6 и 7 с косым срезом от выходного давления за каждым из сопел. Из графиков следует, что коэффициент расхода не зависит от данного параметра и составляет $0.88\text{--}0.90$.

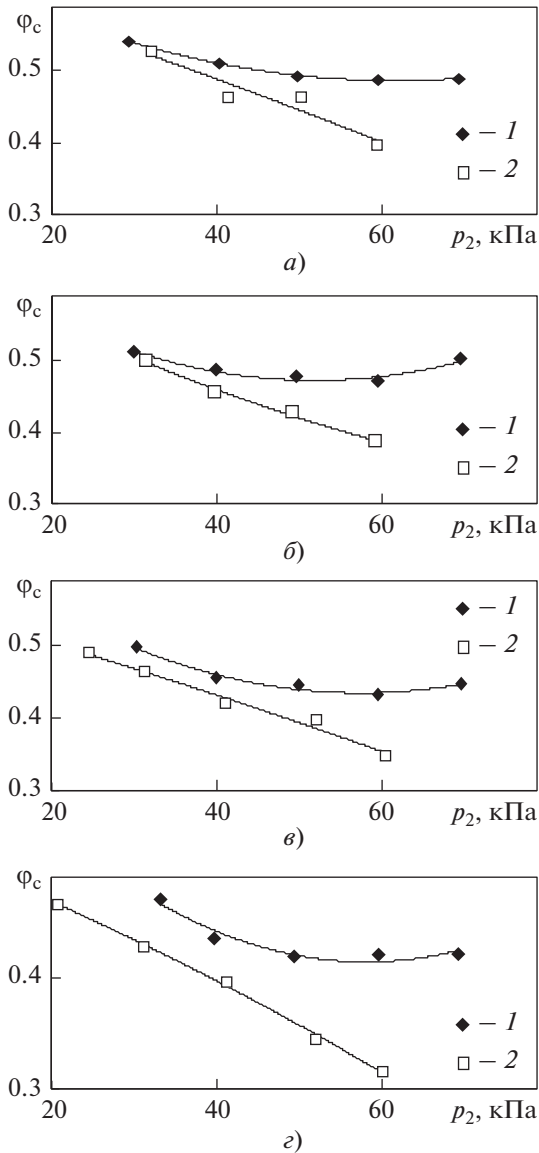


Рис. 22. Зависимость коэффициента скорости φ_c от давления p_2 для сопел № 3 (1) (угол раскрытия 30°) и № 5 (2) (углы раскрытия соответствуют 30 и 14° для каждой из ступеней сопла) при $t_0 = 130^\circ\text{C}$, $f_{\text{отн}} = 386$ и давлении p_0 , соответствующем диапазонам $2.5\text{--}2.6$ (а) и $2.0\text{--}2.2$ МПа (б) и значениям 1.6 (в) и 1.1 МПа (г)

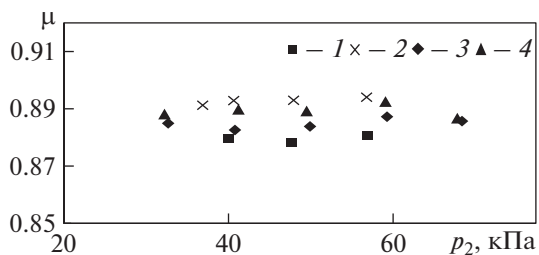


Рис. 23. Коэффициент расхода μ сопел № 7 (1, 2) и 6 (3, 4) с косым срезом в зависимости от давления за соплом p_2 при $t_0 = 129^\circ\text{C}$. p_0 , МПа: 1, 3 – 2.8 ; 2 – 2.2 ; 4 – 2.1

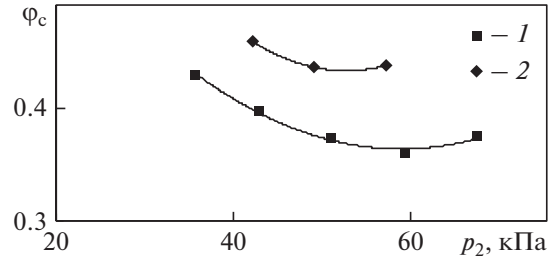


Рис. 24. Коэффициент скорости φ_c сопел № 6 (1) и 7 (2) с косым срезом в зависимости от давления за соплом p_2 при начальном давлении $p_0 = 2.8$ МПа и температуре $t_0 = 130^\circ\text{C}$

На рис. 24 показано изменение коэффициента скорости сопел № 6 и 7 при начальном давлении 2.8 МПа и температуре воды перед соплом $t_0 = 130^\circ\text{C}$ в зависимости от выходного давления. Видно, что сопла № 6 и 7 с косым срезом в целом менее эффективны, чем аналогичные сопла № 2 и 3.

Фактор размерности сопла

Приведенные результаты сравнительных испытаний сопел, имеющих различные формы расширяющейся части, углы среза выходной части и степени расширения, относятся к одной размерности, характеризуемой неизменным диаметром горла сопел – приблизительно 2.8 мм.

Между тем, в реальных конструкциях ГПТ могут быть использованы не только сопла этой размерности, но и другой – большей или меньшей. Перенос полученных результатов испытаний для однофазных сред на геометрически подобные сопла иных размеров вызывает серьезные вопросы, особенно когда используются среды, претерпевающие при истечении фазовые преобразования. Информация о влиянии размерности сопел на их эффективность в литературе практически отсутствует, поэтому далее приводятся некоторые, хотя и ограниченные, данные, полученные при выполнении настоящего исследования.

Для проведения анализа выбраны две группы сопел: сопло № 4 сравнивается с соплом № 8, а сопло № 3 – с соплом № 9 [14]. Геометрические и масштабные характеристики этих сопел приведены в табл. 3. Данные для сопел № 3 и 9 представлены на рис. 25, 26, для сопел № 4 и 8 – на рис. 27, 28.

Анализируя графики, можно видеть, что сопла с увеличенными геометрическими размерами имеют более высокие показатели. Это, вероятно, связано с влиянием относительной шероховатости в горле сопла и в его расширяющейся части. Для сопел больших размеров возрастает время пребывания рабочего тела в сопле и, соответственно, время протекания фазовых преобразо-

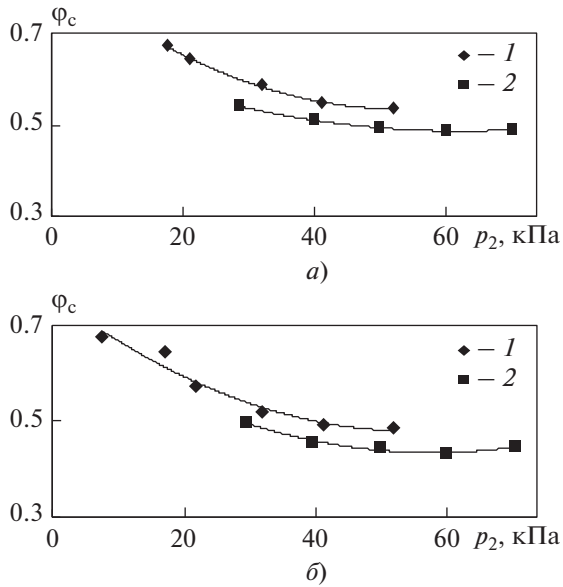


Рис. 25. Зависимость коэффициента скорости φ_c сопел № 3 (1) и 8 (2) от параметров рабочей воды на входе в сопло [12].
 а – сопло № 3: $p_0 = 2.6$ МПа, $t_0 = 130^\circ\text{C}$; сопло № 8: $p_0 = 2.6$ МПа, $t_0 = 138^\circ\text{C}$; б – сопло № 3: $p_0 = 1.6$ МПа, $t_0 = 130^\circ\text{C}$; сопло № 8: $p_0 = 1.6$ МПа, $t_0 = 138^\circ\text{C}$

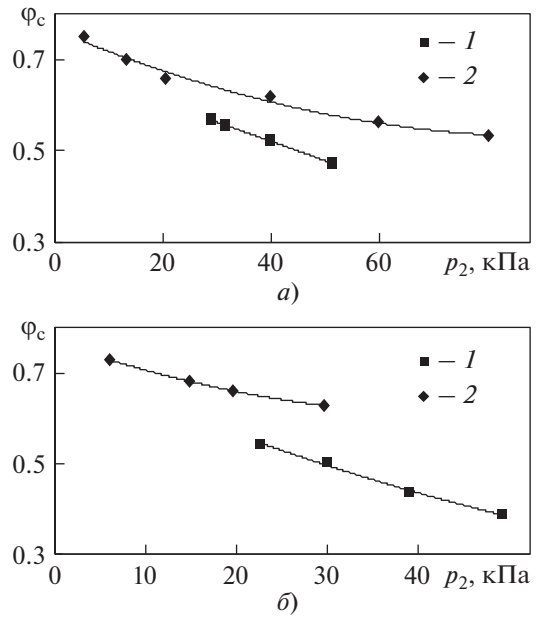


Рис. 27. Зависимость коэффициента скорости φ_c сопел № 4 (1) и 9 (2) от параметров рабочей среды на входе в сопло.
 а – сопло № 4: $p_0 = 2.2$ МПа, $t_0 = 130^\circ\text{C}$; сопло № 9: $p_0 = 2.6$ МПа, $t_0 = 132^\circ\text{C}$; б – сопло № 4: $p_0 = 1.5$ МПа, $t_0 = 130^\circ\text{C}$; сопло № 9: $p_0 = 1.6$ МПа, $t_0 = 140^\circ\text{C}$

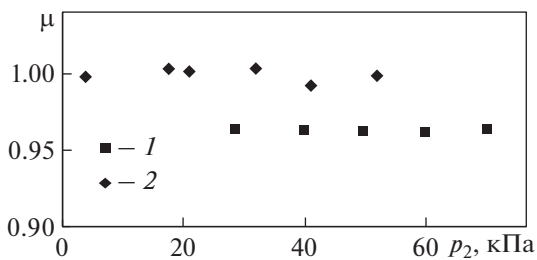


Рис. 26. Коэффициенты расхода жидкости μ сопел № 3 (1) ($t_0 = 130^\circ\text{C}$) и 8 (2) ($t_0 = 138^\circ\text{C}$) при различных значениях p_2

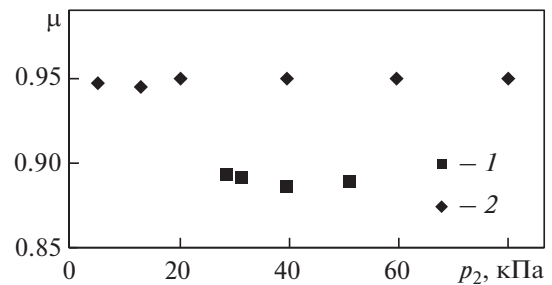


Рис. 28. Коэффициенты расхода сопел № 4 (1) и 9 (2) при различных значениях p_2

Таблица 3. Геометрические параметры сопел, использованных для анализа влияния их размерности на эффективность

Параметр	Номер сопла			
	3*	8*	4**	9**
Диаметр горла сопла, мм	2.85	5.00	2.85	5.00
Угол $\gamma/2$	15°	14°20'	15°/7°	14°20'/10°
Степень расширения	386	315	197	180
Масштаб:				
по диаметру горла сопла	1	1.586	1	1.670
по длине	1	1.754	1	1.754
по выходному диаметру	1	1.670	1	1.560

* Сопла с фиксированным углом раскрытия расширяющейся части.

** Сопла со ступенчатым изменением угла конуса, причем первое и второе значения – половина начального и конечного угла соответственно.

ваний. Предположительно, это уменьшает степень неравновесности процессов и повышает эффективность сопл. Для изучения влияния фактора размерности сопл требуются дополнительные исследования.

ВЫВОДЫ

1. На основе анализа представленных в научно-технической литературе данных сделаны следующие заключения:

расходные характеристики при истечении вскипающей жидкости существенно зависят от соотношения длины и диаметра горла, температуры недогрева жидкости на входе в сопло;

коэффициент скорости максимален при чисто гидравлическом течении и существенно (в 2.0–2.5 раза) уменьшается в режиме с образованием паровой фазы;

большинство экспериментов проведено при недогреве жидкости до температуры насыщения t_s в пределах 2–20°С, при том что в соплах гидропаровой турбины недогрев до t_s составляет 60–90°С.

2. В ходе стендовых испытаний сопл Лавала при истечении вскипающей воды, выполненных в режимах, максимально приближенных к режимам работы в составе ГПТ (при давлениях на входе в сопла 1.2–2.4 МПа, начальных температурах 130–140°С и давлениях на выходе 30–60 кПа), установлено следующее:

расход вскипающей воды через сопло и скорость в горле определяются перепадом между начальным давлением и давлением насыщения при начальной температуре и не зависят от противодавления на выходе из сопла, коэффициент расхода, как правило, составляют 0.90–0.95 при относительной длине цилиндрической части горла $L/D = 1.26–2.80$;

оптимальным по эффективности сопл является режим полного расширения (равенства расчетной и фактической площадей выходного сечения для прохода пароводяной смеси), в режимах с пере- и недорасширением коэффициент скорости сопл снижается;

рост начального давления воды при прочих равных условиях приводит к повышению коэффициента скорости сопл;

сопла со ступенчато изменяющимся углом раскрытия конуса расширяющейся части и увеличенной длиной обладают максимальной эффективностью при низких противодавлениях и могут быть рекомендованы для использования в ГПТ при обеспечении давления на выходе не более 50 кПа, при больших противодавлениях преимущественно обладают короткие сопла с углом раскрытия конуса расширяющейся части около 30°;

сопла с косым срезом на выходе менее эффективны.

3. Подтвержден ранее установленный факт, что коэффициент скорости сопл в режимах вскипающей жидкости существенно ниже аналогичного показателя при работе в режимах без вскипания.

4. При определении распределения давлений в перерасширенных соплах Лавала четко зафиксировано, что давление на стенке снижается, пока не будет достигнуто его равенство внешнему давлению, в оставшейся части сопла (где основной поток оторвался от его стенки) оно неизменно, что может быть следствием отрыва потока, при этом в выходной части сопла его эффективность снижается.

5. Согласно полученным результатам, полутора-двукратное увеличение линейных размеров сопл приводит к некоторому повышению их эффективности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Блинков В.Н., Фролов С.Д.** Модель течения вскипающей жидкости в соплах // ИФЖ. 1982. Т. 42. № 5. С. 741–746.
2. **Тепловое** испытание гидропаровой турбины в отопительной котельной / О.О. Мильман, В.А. Федоров, А.К. Карышев, Д.В. Шевелев, А.Г. Михеев, С.А. Бурмистров, Л.А. Ахлебинин // Теплоэнергетика. 2009. № 4. С. 61–63.
3. **Пат. РФ № 2193669.** Реактивная турбина / О.О. Мильман, Д.И. Демичева, А.А. Дахнович, А.С. Голдин. Заявл. 29.09.2000. Опубл. 27.11.2002.
4. **Пат. РФ № 2327876.** Паротурбинная установка / В.А. Федоров, О.О. Мильман. Заявл. 13.09.2006. Опубл. 27.06.2008.
5. **Вукалович М.П., Ривкин С.А., Александров А.А.** Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. М.: Изд-во стандартов, 1959.
6. **Истечение** теплоносителя при потере герметичности реакторного контура / Ю.А. Клайда, В.В. Арсентьев, В.В. Фисенко, Б.М. Цизин. М.: Атомиздат, 1977.
7. **Критический** расход насыщенной и недогретой воды через каналы различной формы / В.Г. Тонконого, Г.А. Мухачев, Б.М. Павлов, И.Ф. Муравьев // ИФЖ. 1977. Т. 32. № 6. С. 990–994.
8. **Циклаури Г.В., Данилин В.С., Селезнев Л.И.** Адиабатные двухфазные течения. М.: Атомиздат, 1973.
9. **Калинин Ю.Ф.** Исследование потоков самоиспаряющейся жидкости в соплах и применение их в струйных аппаратах: дис. ... канд. техн. наук. Николаев: Кораблестроит. ин-т, 1971.
10. **Гурченко А.А.** Определение завершенности процесса парообразования при истечении кипящей воды // Изв. Томск. политехн. ин-та. 1958. Т. 101. С. 18–21.

11. Николаев В.М., Кирилов А.И., Барилович В.А. Расчет и исследование гидропаровых турбин геотермальных тепловых электрических станций. Л.: ЛПИ, 1985.
12. Дейч М.И., Филиппов Г.А. Газодинамика двухфазных сред. М.: Энергоиздат, 1981.
13. Вскипающие адиабатные потоки / В.А. Зысин, Г.А. Баранов, В.А. Барилович, Т.Н. Парфенова. М.: Атомиздат, 1976.
14. Голдин А.С., Мильман О.О. Экспериментальное исследование расширяющихся сопел, работающих на сильно недогретой воде // Теплоэнергетика. 2003. № 3. С. 70–73.

Experimental Investigation into Performance of Laval Nozzles for Reaction Turbines

O. O. Mil'man^{a, b, *}, A. S. Goldin^a, B. A. Shifrin^a, V. B. Perov^a, L. N. Serezhkin^b,
A. V. Ptakhin^{a, b, c}, V. S. Krylov^{a, b}, and A. Yu. Kartuesova^{a, b}

^aResearch, Production, and Innovation Company Turbocon, Kaluga, 248010 Russia

^bTsiolkovski Kaluga State University, Kaluga, 248023 Russia

^cNational Research University Bauman Moscow State Technical University, Kaluga Branch, Kaluga, 248000 Russia

*e-mail: turbokon@kaluga.ru

Abstract—Large resources of thermal and industrial waters at a temperature of 100–150°C can be employed to generate electricity in both a single-circuit thermal cycle with direct usage of natural steam in condensing turbines and a double-circuit cycle with a low-boiling working fluid. Both options require high capital expenditures for their implementation. A new power-generation method on the basis of low-grade heat is to install a full-flow hydro-steam turbine (HST), which utilizes the heat of separated liquid from a geothermal station or the heat of industrial waters, in a single-circuit thermal cycle. Capital expenditures for these units are much lower since special equipment for preparation of the working fluid is not required. The efficiency of a hydro-steam turbine is directly related to the efficiency of its main element, which is the Laval nozzle. Designing this turbine requires reliable data on the performance of a Laval nozzle with a high expansion ratio when it operates on highly subcooled water. Such information can only be obtained experimentally since this region of operation of Laval nozzles has been poorly studied as of yet. To determine the required characteristics of the nozzles, an experimental setup was designed and manufactured with a set of Laval nozzles, including nozzles with different opening angles of the diverging section and nozzles with an oblique cut. The working fluid was water under conditions close to the operating conditions in an HST. The results are presented of the experimental study of Laval nozzles in a wide range of expansion ratios for operation on boiling water. The experiments were performed at different pressures downstream of the nozzle, and their results were compared with previously obtained experimental data. The experimental setup and design features of the nozzle are described. The experimental data on the flow coefficient, velocity coefficient, expansion ratio, initial conditions, nozzle shapes, and size effect, on which the conclusions made are based, have been analyzed. Characteristics have been found that enable us to predict the efficiency of a reaction hydro-steam turbine and properly calculate its output.

Keywords: Laval nozzle, efficiency, nozzle throat, flow coefficient, velocity coefficient, expansion ratio, force, thrust, pressure, temperature, steam-water mixture