

РАСЧЕТ И ФОРМИРОВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГИДРОПАРОВОЙ ТУРБИНЫ СО СПИРАЛЕОБРАЗНЫМИ СОПЛАМИ¹

© 2024 г. Б. А. Шифрин^{a, *}, О. О. Мильман^{a, b}, А. С. Голдин^a, В. Б. Перов^a

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

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

*e-mail: bshifrin@mail.ru

Поступила в редакцию 13.05.2024 г.

После доработки 18.07.2024 г.

Принята к публикации 05.08.2024 г.

Выполнен обзор различных вариантов конструкций ротора гидропаровых турбин (ГПТ) и областей их использования. Установлено, что в конструкции с периферийным расположением сопл имеются некоторые недостатки, снижающие ее энергоэффективность, в том числе термодинамически неоправданное увеличение давления на входе в сопла, которое приводит к повышенным скоростям в “горле” сопла, малое время пребывания испаряющейся среды в расширяющейся части сопла, низкие аэродинамические характеристики периферийной зоны, создающие повышенные потери трения при вращении рабочего колеса в пароводяной среде. Предложена конструкция рабочего колеса гидропаровой турбины со спиралеобразными соплами-каналами. Такая конструкция обладает особенностями, создающими предпосылки для повышения КПД турбины, в том числе большим временем пребывания среды в сопле, возможностью получения аэродинамически гладких боковых и периферийных поверхностей рабочего колеса, лучшими условиями сепарации влаги из среды, окружающей вращающееся рабочее колесо. Рассмотрены условия входа перегретой воды в рабочее колесо и сформулированы положения по формированию его профильной части. Предложена методика образования контура средней линии расширяющейся части сопла-канала исходя из минимального силового взаимодействия фрагментов жидкой фазы со стенками канала. Разработан алгоритм определения площади поперечных сечений расширяющейся части канала при достижении монотонного характера увеличения скорости и снижения давления по мере продвижения потока от входа к выходу. Приведена твердотельная 3D-модель рабочего колеса ГПТ с четырьмя соплами, полученная при ее проектировании.

Ключевые слова: гидропаровая турбина, вскипание, пароводяная смесь, реактивная сила, сопло, “горло” сопла, истечение, неравновесность, недогрев воды, степень сухости, низкопотенциальное тепло

DOI: 10.56304/S004036362470053X

Общемировая тенденция поиска путей максимально полного использования энергоресурсов способствует повышению интереса к выработке электроэнергии с помощью источников низкопотенциального тепла, например воды, имеющей температуру 110–150°C (геотермальные источники, вода промышленного происхождения). Температура низкопотенциального теплоносителя

недостаточна для реализации эффективного пароводяного цикла, при этом экономически оправданной альтернативой ему может служить гидропаровой цикл. Гидропаровые турбины могут найти применение в геотермальной энергетике [1–5], в схемах комбинированного получения пресной воды и электроэнергии [6, 7], в системах утилизации отработанного тепла в отопительных водогрейных котельных [8, 9], в шахтных энергетических комплексах, в системах охлаждения химических реакторов, металлургических печей.

В соплах ГПТ по мере ускорения потока и достижения давления насыщения и ниже в потоке воды происходит образование паровой фазы. Именно при парообразовании в потоке в уста-

¹ Работа выполнена в рамках соглашения с Минобрнауки РФ № 075-11-2022-031 от 07.04.2022 на выполнение задания по теме “Создание высокотехнологичного производства реактивных гидропаровых турбин для возобновляемых источников энергии и в схемах когенерации на отопительных котельных”. НИОКР выполняются в организации Головного исполнителя – “Калужском государственном университете им. К.Э. Циолковского”.

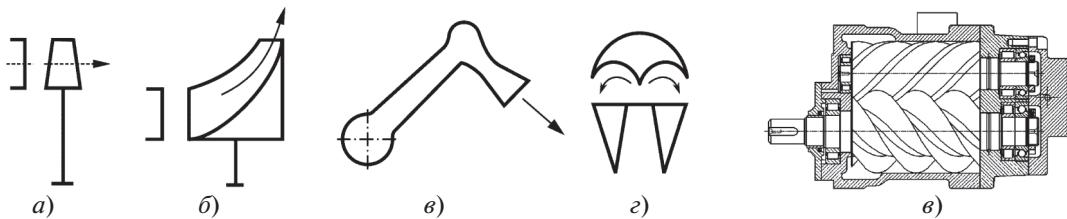


Рис. 1. Возможные принципиальные схемы гидропаровой турбины.
а – осевая; б – радиальная; в – центробежная (сегнерово колесо); г – струйно-ковшовая; д – винтового типа

новке с ГПТ возможна полезная утилизация тепла, запасенного в нагретой воде, при выработке электроэнергии генератором, помещенным на валу турбины.

К преимуществам ГПТ относится простота ее конструкции, позволяющая использовать “брюсовое” тепло там, где другие, более сложные и дорогие конструкции экономически нецелесообразны, недостаток ГПТ – довольно низкая энергоэффективность. В связи с этим поиск путей повышения КПД гидропаровых турбин становится весьма актуальным.

ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ГИДРОПАРОВЫХ ТУРБИН

Создание конструкции гидропаровой турбины ведется по двум направлениям. Первое – это применение обычной осевой лопастной машины (турбины). Однако воздействие жидкой фазы высокоскоростного пароводяного потока, набегающего на профильную часть рабочего колеса, создает предпосылки для ее эрозионного износа. Второе направление – использование реакции двухфазной струи, истекающей из сопл, установленных на роторе реактивной турбины типа сегнерова колеса.

Первые систематические исследования рабочего процесса в ГПТ и ее оборудования были начаты В.А. Зысиным и его коллегами [1–4] в Ленинградском политехническом институте (ЛПИ) им. М.И. Калинина на кафедре теоретических основ теплотехники. Возможные принципиальные схемы ГПТ представлены на рис. 1.

В период с 70-х до 90-х годов прошлого века в ЛПИ им. М.И. Калинина под руководством В.А. Зысина и В.А. Бариловича была разработана экспериментальная одноступенчатая осевая гидропаровая турбина с парогенерирующими решетками в соплах [1, 4–8] (рис. 2).

В НПВП “Турбокон” была спроектирована и рассчитана гидропаровая турбина ГПТ-10 мощностью 10 кВт [9–11], которая затем была изготовлена на Калужском турбинном заводе (рис. 3). В котельной МУП “Калугатеплосеть” был установлен опытный стенд для ее испытаний.

Рабочим телом ГПТ-10 является сетевая вода котельной температурой 90–120°C, отбираемая после водогрейного котла, которая по патрубку подводится к центру колеса, далее по шести каналам диаметром 20 мм поступает к рабочим соплам Лаваля, расположенным на периферии рабочего колеса. При работе гидропаровой турбины вода в соплах вскипает, в расширяющейся части сопл Лаваля движение пароводяной смеси ускоряется, и при истечении ее из сопл возникает реактивная тяга, создающая момент сил, врачающих ротор турбины, который через муфту соединен с мотор-генератором, вырабатывающим электроэнергию. Исследование процессов, протекающих в ГПТ-10, подробно изложено в [9, 12–16]. Внешний вид

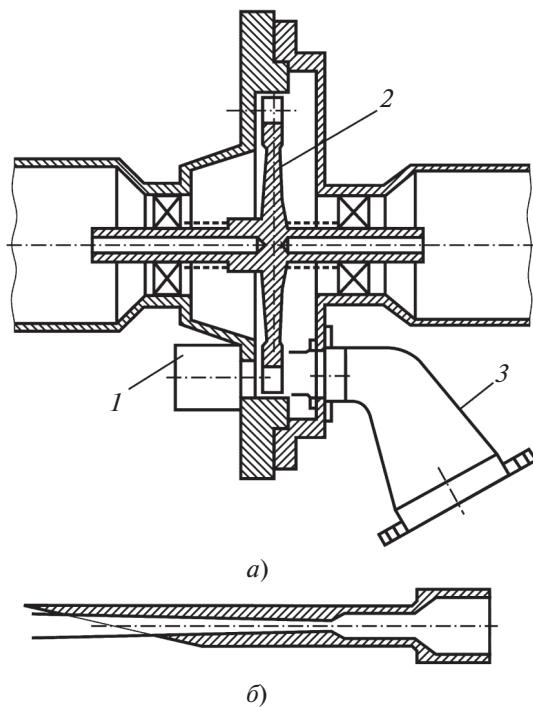
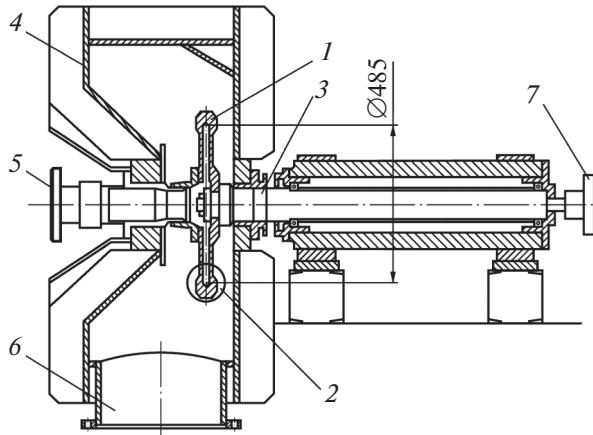
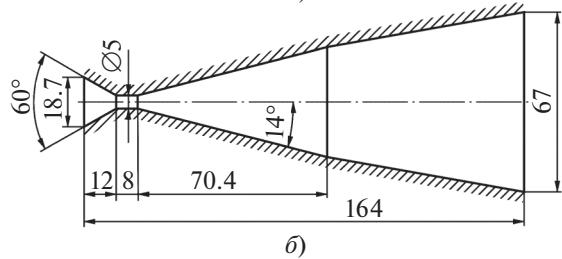


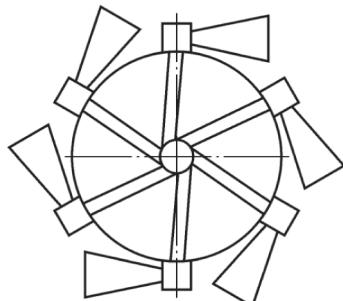
Рис. 2. Продольный разрез экспериментальной гидропаровой турбины (а), разработанной в ЛПИ им. М.И. Калинина, и ее сопло (б).
1 – сопло; 2 – рабочее колесо; 3 – выпускной патрубок



a)



b)



c)

Рис. 3. Конструкция гидропаровой турбины ГПА-10 НПВП “Турбокон” (а), рабочее сопло (б), эскиз колеса (в).

1 – рабочее колесо; 2 – сопло; 3 – ротор; 4 – корпус турбины; 5 – патрубок подвода воды; 6 – патрубок слива парокапельной смеси в конденсатор; 7 – полумуфта привода генератора

ГПТ-10 представлен на рис. 4, тепловая схема установки в котельной – на рис. 5.

Авторы [17] предложили конструкцию гидропаровой турбины с рабочим колесом, сочетающим в себе колесо центробежного насоса (корневые и средние сечения) и сопла Лаваля, размещенные на периферии. В работе [17] приведены 3D-модель одно- и двухпоточного рабочего колеса гидропаровой турбины, основные принципы ее расчета, компоновка гидропаровой турбины совместно с утилизационным электрогенератором. На рис. 6 показана принципиальная схема конструкции ротора ГПТ.

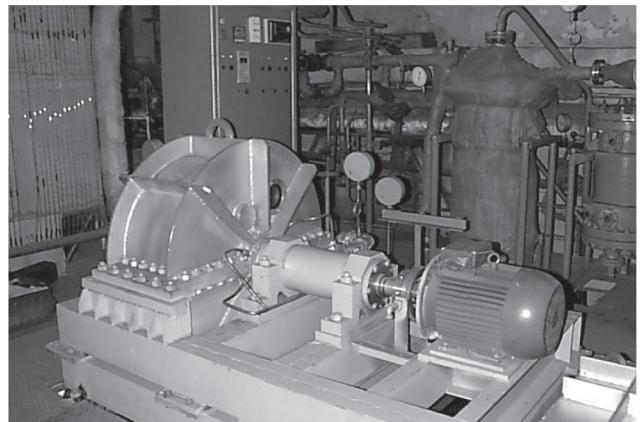


Рис. 4. Внешний вид гидропаровой установки ГПТ-10

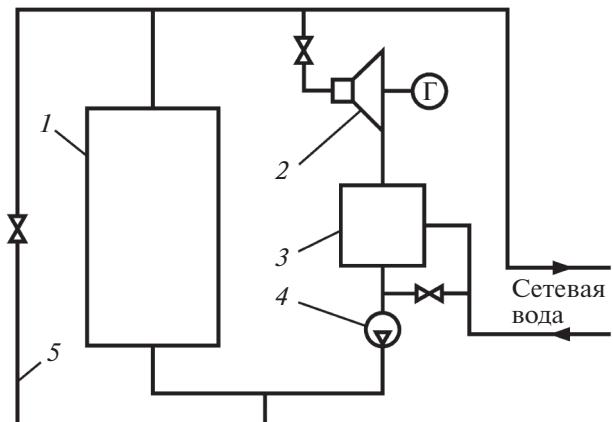


Рис. 5. Тепловая схема установки ГПТ-10 в котельной.

1 – водогрейный котел; 2 – гидропаровая турбина; 3 – смесительный конденсатор; 4 – сетевой насос; 5 – линия рециркуляции

За рубежом разработки гидропаровых турбин были начаты в 70-е годы прошлого века для решения задачи комбинированного производства электроэнергии и получения пресной воды с использованием геотермальных ресурсов, доступных при давлении более 500 кПа и температуре выше 150°C. Больших успехов в реализации этой концепции достигли исследователи Ливерморской лаборатории США [18, 19]. Там были созданы и исследованы конструкции одного сегнера колеса с тангенциальными соплами [Radial-Outflow Reaction Turbine (RORT) – турбина с радиальным оттоком] и двумя аналогичными сегнеровыми колесами на разных валах, вращающимися в разные стороны при последовательном движении рабочего тела через их проточные части [VeLOCITY-Pump Reaction Turbine (VPRT) – реактивная турбина со скоростным насосом].

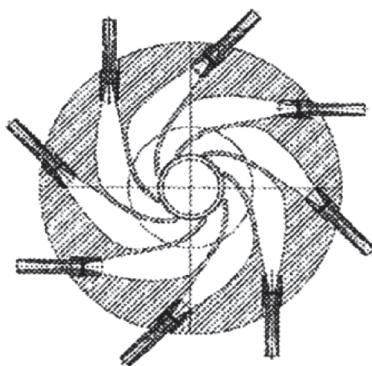


Рис. 6. Принципиальная схема конструкции ротора гидропаровой турбины

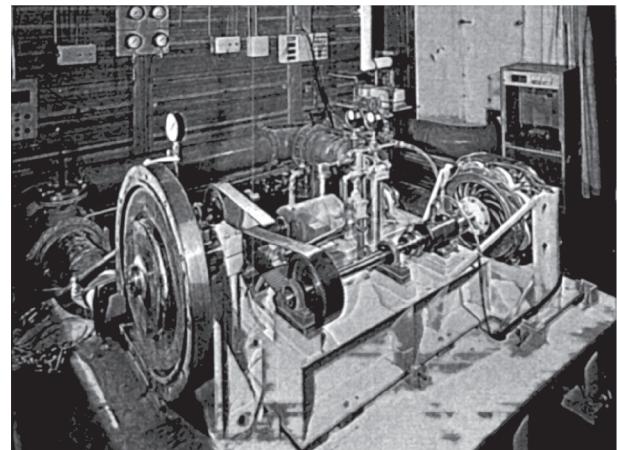


Рис. 8. Испытательная установка экспериментальной реактивной турбины с радиальным оттоком RORT

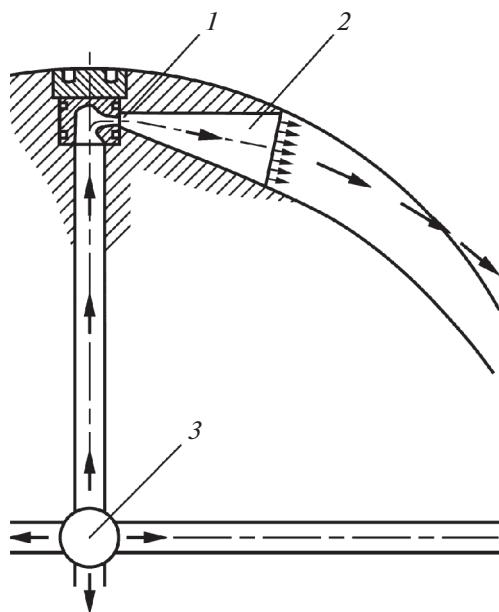


Рис. 7. Конструкция экспериментальной реактивной турбины с радиальным оттоком RORT с одним сегнеровым колесом.

1, 2 – жидкостное и двухфазное сопла; 3 – вход жидкости

Экспериментальная реактивная турбина с радиальным оттоком [18] включала в себя диск диаметром 40.64 см с четырьмя наборами насадок. Насыщенная или недогретая до температуры насыщения под давлением жидкость поступала в центр вращающегося диска через уплотнение, а затем – в радиальные каналы к двухфазным соплам (рис. 7). Двухфазные сопла, встроенные во вращающийся диск, преобразуют тепловую энергию в работу вала.

На рис. 8 представлена испытательная установка со снятой верхней частью корпуса турбины, чтобы был виден ротор.

Концепция турбины VPRT, схематически показанной на рис. 9, предусматривала два сегнерова колеса на разных валах (внешний и внутренний роторы), вращающихся в разные стороны при последовательном движении рабочего тела через их проточные части. Внутренний ротор (приводимый в действие внешним источником питания) использовался в качестве скоростного насоса.

Вариант, предлагаемый в [19], предназначался для геотермальных ресурсов, поступающих под большим давлением (с геонапором). Реактивная турбина со скоростным насосом для геонапорных ресурсов (Geopressure Velocity-Pump Reaction Turbine – GVPRT) идентична VPRT по принципу действия. Единственное отличие состоит в том, что гидравлический напор на выходе из скважины (вызванный высоким давлением геотермального теплоносителя) обеспечивает дополнительную энергию и более высокую абсолютную скорость истечения рабочей среды из сопл внутреннего ротора. Частный случай GVPRT получается при фиксации внутреннего ротора (рис. 10).

Концепция двухфазной реактивной турбины с криволинейным соплом получила развитие в работах [20–23]. В [20, 21] представлены экспериментальные характеристики двухфазной реактивной турбины с криволинейным соплом. При создании такой турбины проводили расчет кривизны сопла с переменным круглым поперечным сечением с учетом того, что падение давления по длине расходящегося участка и изменение относительной скорости жидкости по длине сопла предполагались линейными [24, 25]. Силы, действующие со стороны стенок вращающегося криволинейного сопла на движущуюся пароводяную смесь, могут приводить к сепарации из нее жидкой фазы на одну из этих стенок. При проектиров-

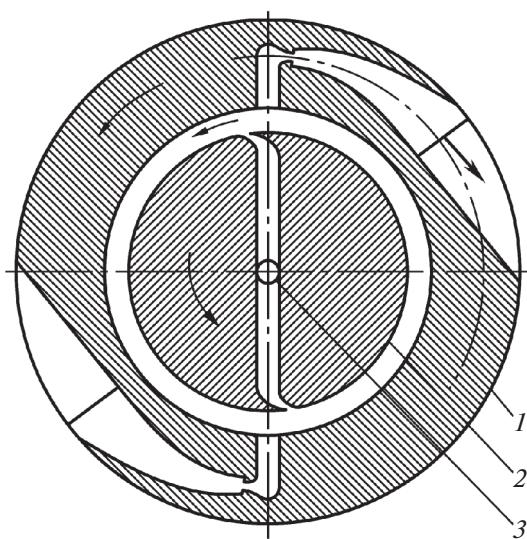


Рис. 9. Схема реактивной гидропаровой турбины с двумя сегнеровыми колесами ВРТ.

1, 2 – внешний и внутренний ротор; 3 – скоростной насос

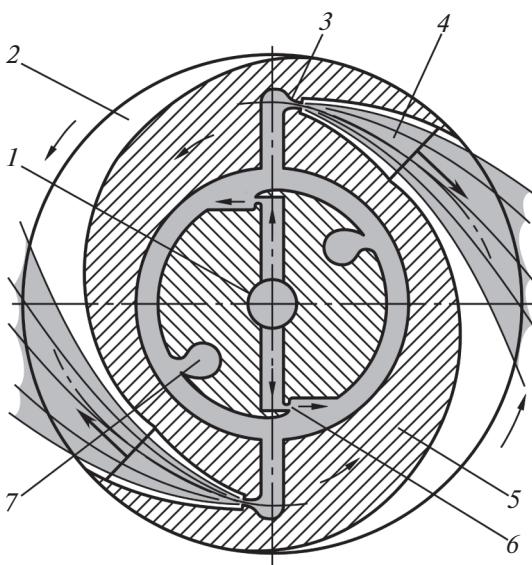


Рис. 10. Схема комбинированной турбины для геотермальных ресурсов, находящихся под геонапором. 1 – вход жидкости под давлением; 2 – зазор канала; 3, 4 – жидкостное и двухфазное сопло; 5 – ротор; 6 – стационарное жидкостное сопло; 7 – отсек отделения метана

вании сопла можно, управляя кривизной его средней линии, сбалансировать все силы, действующие на пароводяную смесь, таким образом, чтобы сепарация была минимальной.

На рис. 11 показаны расположение криволинейных сопел внутри диска турбины и сечение модели турбины в средней плоскости. Горло сопла диаметром 2.0 мм расположено на расстоянии

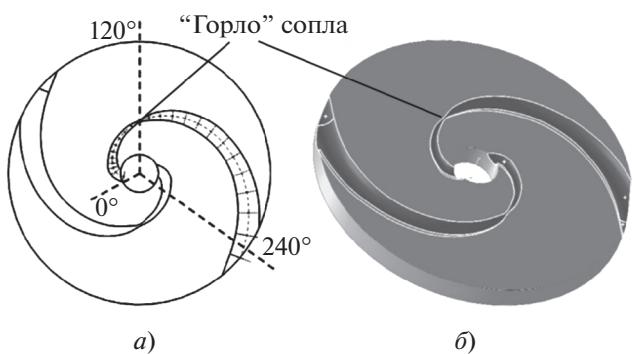


Рис. 11. Схема расположения сопел внутри диска двухфазной реактивной турбины (а) и сечение ее модели в средней плоскости (б)

59.15 мм от центра. Полный угловой размах сопла от входа до выхода составляет 240°.

Расчеты турбины свидетельствуют о том, что при выполнении криволинейного расширяющегося участка канала можно увеличить результирующий крутящий момент турбины и обеспечить минимальное гидравлическое сопротивление участка. В результате суммарная мощность ГПТ и коэффициент полезного действия могут быть повышены.

ПРОБЛЕМЫ КОНСТРУКЦИЙ С ПЕРИФЕРИЙНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ СОПЛ

Для гидропаровых турбин, как и для турбомашин других типов, существует некоторое оптимальное значение u/c_ϕ (здесь u – окружная скорость рабочих лопаток; c_ϕ – фиктивная скорость потока в ступени), при котором КПД турбины принимает максимальное значение. При коэффициенте скорости сопла $\phi = 0.6$ оптимальное значение u/c_ϕ составляет 0.32–0.35.

Для создания крутящего момента на рабочем колесе ГПТ силами реакции вскипающей воды, выходящей из сопел, необходимо, чтобы их выходные сечения располагались на некотором удалении от его оси в радиальном направлении. Соответственно этому сами сопла, в которых и происходит преобразование тепловой энергии воды в кинетическую энергию пароводяной смеси, как правило, располагаются в периферийной области рабочего колеса, и они условно могут быть отнесены к турбинной части ГПТ. Заходная часть рабочего колеса ГПТ, т.е. область натекания потока на входные кромки и его разделения на отдельные каналы, вместе с радиальными каналами или каналами другой формы для подачи воды к соплам потребляет значительную долю энергии, вырабатываемой за счет реакции вскипающей воды, выходящей из сопл. Пример кон-

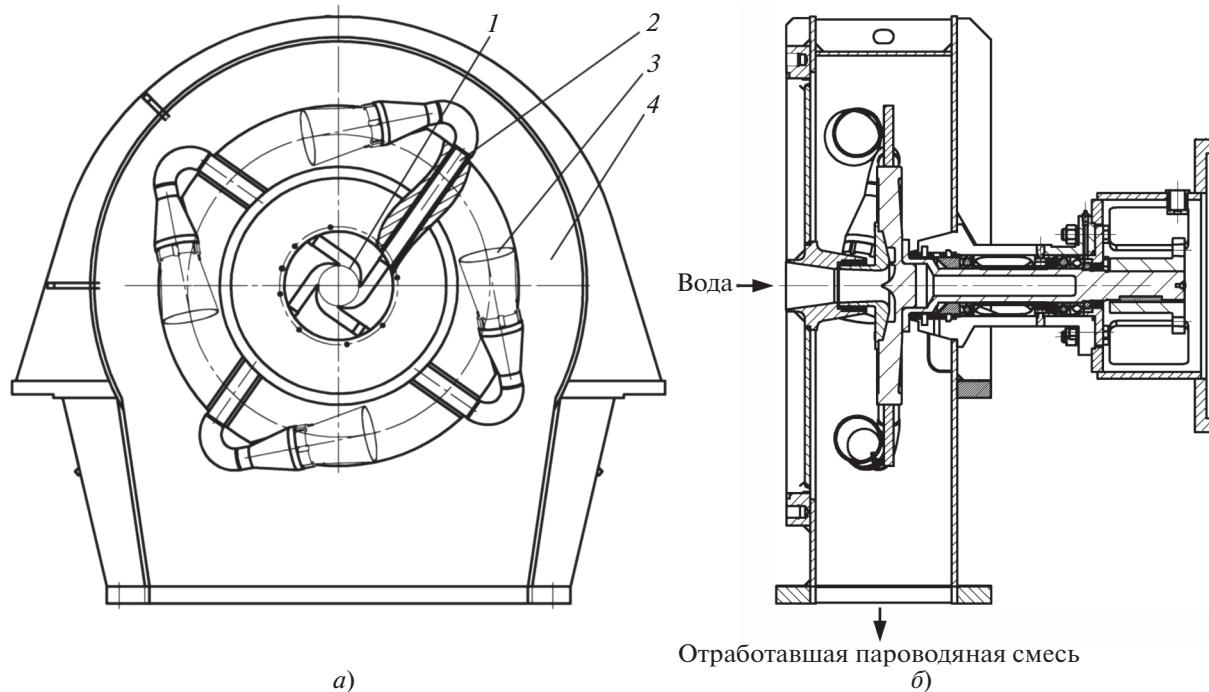


Рис. 12. Внешний вид (а) и разрез (б) гидропаровой турбины типа “сегнерово колесо”.
1 – заходная часть; 2 – канал подвода воды к соплам; 3 – сопло; 4 – расширительная камера

струкции гидропаровых турбин с периферийным расположением сопл приведен на рис. 12.

Во избежание эффектов кавитации вода на вход в ГПТ должна подаваться с некоторым недогревом до температуры кипения. При перемещении воды к периферии рабочего колеса ее давление существенно возрастает, а вместе с ним и температура ее кипения при приблизительно неизменной температуре водяного потока. Вследствие этого значительно увеличивается недогрев воды до температуры кипения, достигая в отдельных случаях 100°C и более. Чтобы инициировать вскипание воды, ее движение необходимо ускорить в суживающейся части сопла настолько, чтобы давление снизилось до давления насыщения, соответствующего температуре водяного потока. Последнее предопределяет необходимость высокой скорости в “горле” – наиболее узком сечении сопла. Далее по ходу движения пароводяного потока в сопле его скорость лишь увеличивается, а давление постепенно снижается до давления в камере расширения.

Процесс повышения давления потока до входа в сопло при его последующем снижении до возникновения кипения не продиктован термодинамической целесообразностью рабочего процесса в ГПТ, он обусловлен ее конструкцией, особенностю которой является периферийное расположение сопл. Такой характер изменения параметров водяного потока связан с дополнительными поте-

рями энергии, представляющими собой некоторый резерв повышения энергоэффективности ГПТ.

Высокие скорости в “горле” сопла определяют и малое время пребывания испаряющейся среды в сопле, составляющее примерно 0.001 с. Как показал анализ экспериментальных данных статических испытаний сопл [12], выполненный в [26], в этих условиях возможно существенное проявление неравновесности процесса вскипания, соответствующее уменьшению парообразования в пределах сопла и, следовательно, снижению энергоэффективности ГПТ.

Сопла, расположенные в периферийной зоне рабочего колеса, находятся в высокоскоростном потоке пароводяной смеси, закрученном в направлении, противоположном вращению. Сопла с элементами крепления, несомненно, создают наиболее значительную долю сопротивления рабочего колеса вращению. Для корректной оценки потерь трения рабочих колес, вращающихся в среде пароводяной смеси с содержанием влаги до 90% (по массе), в настоящее время недостаточно данных, однако согласно некоторым оценкам эти потери могут быть весьма существенными.

Максимальный крутящий момент развивается реактивной струей, выходящей в тангенциальном направлении. Однако такое расположение сопл приводит, как правило, к попаданию выходящей струи потока на конструктивные элементы соседнего сопла, расположенного сзади по ходу враще-

ния, следствием чего может стать возникновение дополнительного сопротивления. Чтобы избежать этого, необходимо отклонить струю от тангенциального направления.

Расчет параметров струи для рабочего колеса ГПТ показал, что если придать струе, например, осевую составляющую скорости w , соответствующую углу ее отклонения в осевом направлении $\beta = 15^\circ$, то отклонение скорости c в абсолютном движении будет превышать $\alpha = 30^\circ$ (рис. 13). Вследствие этого дополнительные непроизводительные потери мощности ГПТ, соответствующие кинетической энергии осевой составляющей выходной скорости, могут достигать 10–15% и более. По мере повышения мощности ГПТ из-за увеличения числа сопл и расхода воды эта проблема будет усугубляться. Не решается она, даже если отклонение потока выполнить не в осевом, а в радиальном направлении.

ТУРБИНА СО СПИРАЛЕОБРАЗНЫМИ СОПЛАМИ И РАСПОЛОЖЕНИЕМ “ГОРЛА” ВБЛИЗИ ОТ ЗАХОДНОЙ ЧАСТИ

Недостатки рабочего колеса ГПТ с периферийным расположением сопл могут быть частично или полностью устранены в конструкциях со спиралеобразными соплами. В таких соплах практически отсутствует насосная часть рабочего колеса; расширяющаяся часть, следующая за “горлом”, начинается во втулочной области; кипение возникает при более низких давлениях и скоростях движения жидкости в “горле”; спиралеобразные сопла имеют длину большую, чем периферийные сопла. Все это приводит к тому, что продолжительность движения пароводяной смеси в спиральном сопле увеличивается, в связи с чем можно ожидать уменьшения негативных эффектов, связанных с неравновесностью процесса. “Горло” сопла имеет большие размеры, что в сочетании с пониженными скоростями способствует снижению влияния эрозионного износа на характеристики ГПТ. Спиральные сопла расположены внутри “гладкого” диска, что создает предпосылку для уменьшения потерь, связанных с его трением в пароводяной среде. При выходе из сопл образуется сплошной поток со структурой близкой к осесимметричной, аналогичный потоку на выходе из рабочих колес центробежных насосов или компрессоров. Он может быть собран в патрубок-улитку, который, если его эффективно затормозить, обеспечит снижение давления на выходе из рабочего колеса ГПТ, более полное использование располагаемого теплоперепада и, в конечном итоге, дополнительное повышение мощности. При отводе отработавшей пароводяной смеси в патрубок-улитку с закруткой выходящего потока происходит его эффективная сепарация – отделение основного потока,

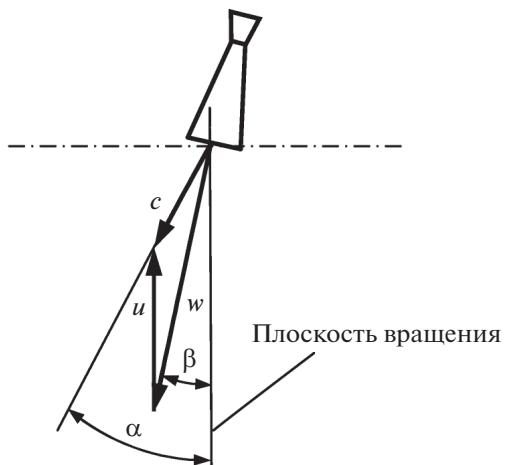


Рис. 13. Треугольник скоростей на выходе из сопла

обладающего значительным моментом количества движения, противоположного по направлению вращению колеса, от среды, в которой оно вращается, и, как следствие, дальнейшее снижение потерь дискового трения.

В то же время теория ГПТ со спиралеобразными вращающимися соплами разработана слабо, сведения об их теоретических и экспериментальных исследованиях отрывочные, методические основы эквивалентных статических исследований, обеспечивающих корректный перенос их результатов на вращающееся рабочее колесо, отсутствуют.

ПРОФИЛИРОВАНИЕ СПИРАЛЕОБРАЗНЫХ КАНАЛОВ-СОПЛ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Заходную часть рабочего колеса ГПТ можно оформить, опираясь на богатый опыт проектирования центробежных насосов с малым коэффициентом быстроходности. При этом, однако, необходимо помнить, что общепризнанные оптимальные соотношения для центробежных насосов и таковые для рабочих колес ГПТ могут различаться, что объясняется особенностями рабочего процесса в этих агрегатах. Заходная часть профиля рабочего колеса ГПТ может быть организована как в его радиальной части, так и в месте перехода от осевого направления к радиальному. Очевидно, что во втором варианте скорость набегающего потока в относительном движении будет меньше, что будет способствовать снижению потерь, однако в этом варианте профиль будет иметь более сложную пространственную форму.

Число входных кромок заходной части рабочего колеса ГПТ равно числу каналов. Каждая входная кромка разделяет набегающий поток воды на два, которые поступают в соседние каналы. На-

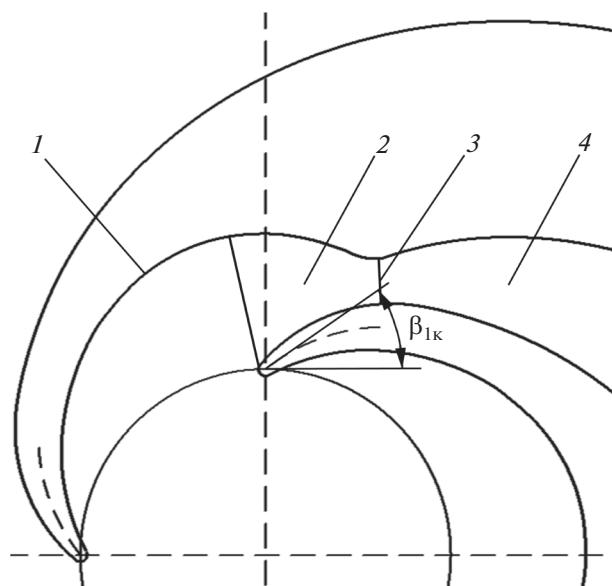


Рис. 14. Входная часть рабочего колеса гидропаровой турбины.

1 – вогнутая заходная часть профиля; 2 – суживающаяся часть канала; 3 – “горло” канала; 4 – расширяющаяся часть канала

правление средней линии входной части, характеризуемое углом β_{1k} , совпадает с направлением потока воды в относительном движении под углом, который может быть принят по рекомендациям для центробежных насосов (рис. 14).

Ширину канала на входе, т.е. расстояние от вогнутой заходной части до входной кромки соседней лопасти, целесообразно выбрать такой, чтобы средняя скорость в этом сечении была равна или несколько выше скорости набегающего потока в относительном движении с учетом стеснения потока входными кромками. Очертания вогнутой заходной части профиля до начального поперечного сечения канала следует выбрать такими, чтобы обеспечить плавное изменение скорости внешнего потока вдоль этой поверхности, исключив условия для отрыва потока или возникновения кавитации. Для оптимизации очертаний вогнутой заходной части профиля поверхности могут быть привлечены методы 3D-моделирования.

Место перехода заходной части в канал служит и началом суживающейся части спирального сопла, заканчивающейся самым узким (“горловым”) сечением, в котором текущее давление определяется его снижением по ходу движения потока вследствие ускорения и некоторым возрастанием, соответствующим перемещению потока в поле центробежных сил от меньшего диаметра к большему (насосный эффект). В целом давление потока по ходу движения в суживающейся части сопла уменьшается, а достижение им границы кипения соответствует наиболее узкой

“горловой” площади канала. Необходимая площадь поперечного сечения “горла” рассчитывается по формуле расхода потока жидкости, скорость которого в “горле” определяется располагаемым теплоперепадом, зависящим от параметров на входе в сопло в относительном движении до точки кипения.

Переход от вогнутой заходной части к суживающейся части сопла и построение ее профиля могут быть осуществлены различными способами. При этом следует избегать заметных изломов и скачков кривизны. По-видимому, целесообразно стремиться и к равномерному распределению давлений в “горловом” сечении канала. По результатам построения заходной части и профиля суживающегося канала становятся известными скорость и направление движения жидкости в “горле” сопла, что является исходной информацией для профилирования спирального канала. Необходимо отметить, что угол между нормалью к поперечному сечению “горла” и радиальным направлением оказывает значительное влияние на протяженность расширяющейся части канала и радиальную составляющую скорости в выходном сечении.

Предлагаемое профилирование расширяющейся части спиральных сопл различных форм для ГПТ основано на следующих положениях.

Минимальное негативное проявление неравновесности процесса истечения достигается в том случае, когда при спиральной форме канала крупные фрагменты жидкой фазы не оседают на его стенках, что позволяет избежать увеличения работы трения, уменьшения площади поверхности испарения и замедления процесса испарения. Практическая реализация такой формы канала приводит к построению средней линии его профиля исходя из того, что крупные фрагменты жидкой фазы, получившие расчетную скорость и направление на выходе из “горла”, мало подвержены аэродинамическому воздействию и поэтому сохраняют их неизменность в абсолютной системе координат вплоть до выхода из канала. При этом каждой точке известной траектории частицы в абсолютном движении соответствует точка средней линии канала, получаемая вследствие поворота вращающегося рабочего колеса за время перемещения частицы от входа до места расположения этой точки (рис. 15).

Площадь поперечного сечения на выходе из сопла в расчетном режиме определяется из условия равенства противодавления в расширительной камере давлению на срезе сопла.

Предполагается, что для достижения минимума потерь энергии в расширяющейся части сопла нарастание площади поперечного сечения должно обеспечивать монотонное снижение давления и аналогичный характер возрастания скорости и

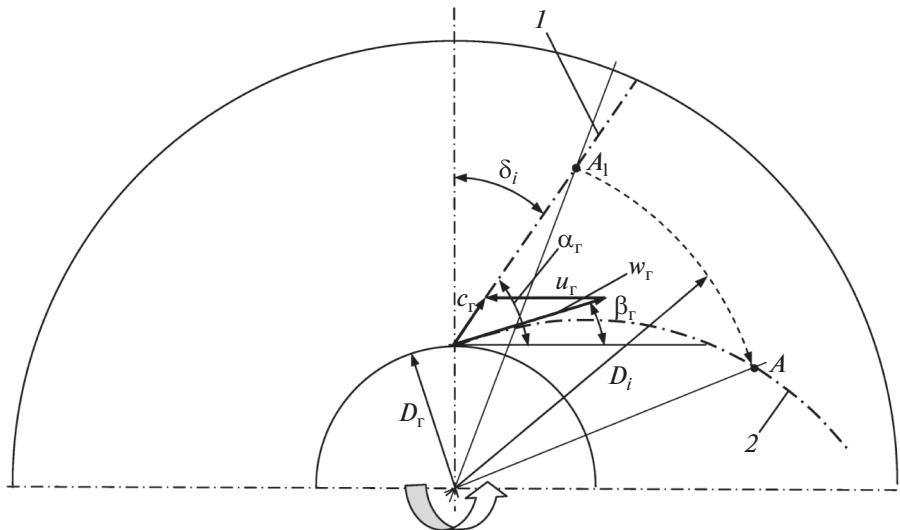


Рис. 15. Треугольник скоростей в “горле” сопла и схема построения средней линии расширяющейся части сопла. D_r – диаметр “горла”; β_r – угол между нормалью к сечению “горла” и тангенциальным направлением; α_r – угол между направлением движения жидкости в “горле” и тангенциальным направлением в абсолютном движении; w_r , c_r – скорость жидкости в “горле” в относительном и абсолютном движении; u_r – окружная скорость в сечении “горла”; δ_i – угловое смещение частицы соответственно точке A_1 ; A_1 – положение точки A на рабочем колесе ГПТ после его поворота и жидкой частицы после ее перемещения от “горла” до диаметра D_i ; I – траектория абсолютного движения крупного фрагмента жидкости; 2 – средняя линия канала

паросодержания потока при движении от “горла” до выходного сечения.

Профилирование средней линии расширяющейся части канала может быть выполнено в следующей последовательности:

от “горлового” до выходного сечения проточная часть разбивается на большое число участков по радиусу, в пределах каждого участка все параметры считаются неизменными;

по треугольнику скоростей на выходе из “горла” сопла (см. рис. 15) и заданному углу β_r вычисляются угол α_r и скорость воды c_r в абсолютной системе координат;

определяются время прохождения жидкой частицей участка между “горловым” и выбранным радиусом (начиная с первого, следующего за сечением “горла”) при условии неизменности значения и направления скорости жидкой фазы в абсолютном движении и угол поворота рабочего колеса при его вращении;

точка на траектории в абсолютном движении, соответствующая выбранному радиусу, смещается на рассчитанный угол поворота и таким образом получается точка на средней линии канала, характеризуемая текущим радиусом и углом поворота рабочего колеса, соответствующим этому радиусу.

Точки, определенные для всех радиусов, располагаются на средней линии канала.

Размеры поперечного сечения каналов предлагаются вычислять в следующем порядке.

Рассчитываются энталпия торможения на выходе из сопла в относительном движении $h_{w\text{ых}}^*$ и изоэнтропические параметры: скорость $w_{s\text{ых}}$, статическая энталпия $h_{s\text{ых}}$ при истечении из сопла (на выходе) – по следующим формулам:

$$h_{w\text{ых}}^* = h_{w_r}^* + \frac{u_{\text{ых}}^2 - u_r^2}{2}; \quad h_{s\text{ых}} = f(p_{\text{ых}}; s_r); \\ w_{s\text{ых}} = \sqrt{\frac{h_{w\text{ых}}^* - h_{s\text{ых}}}{2}},$$

где p – давление; s – энтропия; индексы параметров: w – в относительном движении; “ r ” – в “горле” сопла; s – в изоэнтропическом процессе; “ ых ” – в выходном сечении.

Задаются изменение изоэнтропической скорости гомогенной пароводяной смеси по радиусу от выхода из “горла” до выходного сечения сопла (например, линейное) и изменение потерь в сопле по радиусу в зависимости от текущего коэффициента скорости φ .

Рассчитываются параметры гомогенного потока пароводяной смеси для каждого участка $i+1$ начиная с участка i , примыкающего к “горлу”, до выходного сечения в следующей последовательности:

энталпия торможения в относительном движении на текущем радиусе $h_{w_{i+1}}^*$



Рис. 16. 3D-модель рабочего колеса ГПТ со спиралеобразными соплами-каналами

$$h_{w,i+1}^* = h_{w,i}^* + \frac{u_{i+1}^2 - u_i^2}{2};$$

статическая энталпия изоэнтропического процесса $h_{s,i+1}$

$$h_{s,i+1} = h_{w,i+1}^* - \frac{w_{s,i+1}^2}{2};$$

статическое давление p_{i+1}

$$p_{i+1} = f(h_{s,i+1}; s_r);$$

действительная скорость гомогенного потока пароводяной смеси w_{i+1}

$$w_{i+1} = w_{s,i+1}\Phi_{i+1},$$

где Φ_{i+1} – значение коэффициента скорости, определяющее интегральные потери от входного сечения сопла до текущего сечения;

статическая энталпия

$$h_{i+1} = h_{w,i+1}^* - \frac{w_{i+1}^2}{2};$$

энтропия

$$s_{i+1} = f(p_{i+1}; h_{i+1});$$

степень сухости x_{i+1} и плотность ρ_{i+1} гомогенного пароводяного потока

$$x_{i+1}; \rho_{i+1} = f(p_{i+1}; s_{i+1}).$$

По этим параметрам вычисляется необходимая площадь поперечного сечения канала в каждом сечении F_{i+1} :

$$F_{i+1} = \frac{G}{\rho_{i+1} w_{i+1}},$$

где G – массовый расход в расчете на один канал.

Порядок расчета может быть модернизирован в целях учета показателей неравновесности процессов испарения и скольжения фаз, однако для этого необходимы данные по этим показателям, которые в настоящее время отсутствуют.

Расширяющаяся часть сопла-канала может иметь сечения круглой, прямоугольной и иной формы. Прямоугольные сечения представляются наиболее технологичными, каналы круглого сечения обладают наименьшими потерями. Для каналов, имеющих прямоугольные поперечные сечения, по мере возможности следует стремиться к равенству длины сторон сечения, так как при этом возможна минимальная площадь поверхности трения. В то же время по условиям размещения необходимого числа каналов в полости рабочих колес с повышенным расходом воды вследствие стремления к минимальному отклонению струи от тангенциального направления может потребоваться уменьшение ширины сечений (размера канала в плоскости вращения, перпендикулярной его средней линии) при сохранении площади. На рис. 16 представлена 3D-модель проточной части рабочего колеса ГПТ с четырьмя каналами прямоугольного сечения, выполненная по изложенной методике, без покрывного диска.

ПРОГНОЗ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ГИДРОПАРОВОЙ ТУРБИНЫ СО СПИРАЛЕОБРАЗНЫМИ СОПЛАМИ-КАНАЛАМИ

Оценки, приведенные далее, являются сугубо качественными и предназначены лишь для решения вопроса о перспективности работ в данном направлении.

Ожидаемое повышение КПД гидропаровой турбины со спиралеобразными соплами по сравнению с ГПТ, имеющими периферийное расположение сопл, можно связывать со следующими факторами:

уменьшением потерь в насосной части вследствие значительного снижения напора;

снижением гидравлических потерь сопла-канала благодаря уменьшению начальной скорости на входе в расширяющуюся часть сопла и средней скорости в канале;

повышением времени пребывания испаряющейся среды в сопле-канале и, как следствие, уменьшением негативного эффекта, вызванного неравновесностью процесса парообразования;

снижением потерь трения вращающегося колеса в пароводяной среде благодаря улучшению его аэродинамических характеристик в периферийной зоне.

За базу для оценок удобно взять проектный расчет ГПТ мощностью 20 кВт с периферийным

расположением сопл с прямолинейной осью [27], в котором КПД насосной части с учетом данных [11] равен 83%. Потери в насосной части ГПТ связаны с потерями в ее заходной части и каналах транспортировки воды к соплам. Суммарные потери в насосной части рабочего колеса с периферийным расположением сопл составляют 12% располагаемого теплоперепада ГПТ. В ГПТ со спиралеобразными соплами потери в заходной части остаются такими же, как и в ГПТ с периферийным расположением сопл, каналы доставки воды к соплам у последней отсутствуют. Если предположить, что обе составляющие потерь (в заходной части и в каналах) в ГПТ с периферийным расположением сопл приблизительно равнозначны, то в ГПТ со спиралеобразными соплами насосные потери должны уменьшиться вдвое, т.е. на 6% располагаемого теплоперепада ГПТ.

Начальная скорость на выходе из “горла” сопла при входе в расширяющуюся часть спиралеобразного сопла составляет 28 м/с против 75 м/с у ГПТ с периферийным расположением сопл, выходная скорость приблизительно одинакова – 130 м/с. Средняя скорость в спиралеобразном канале меньше, чем в сопле, расположенном в периферийной части рабочего колеса, и это является фактором, снижающим гидравлические потери. Однако протяженность спиралеобразного сопла и суммарная площадь его поверхности трения больше, чем у сопла, расположенного в периферийной части, в 1.8 раза, что увеличивает работу трения. Воздействия этих факторов на потери трения можно считать взаимно компенсирующими, а потери трения в обоих вариантах ГПТ до появления новых данных – приблизительно одинаковыми.

Эффект создания полезной мощности в ГПТ возникает благодаря образованию паровой фазы во вскипающей жидкости. Вместе с тем время, отпущенное на этот процесс, крайне незначительно. Так, для проекта ГПТ мощностью 20 кВт с периферийными соплами оно составляет 0.0015–0.0020 с. Неравновесность этого процесса приводит к уменьшению количества образовавшегося пара в момент выхода из сопла и, как следствие, снижению реактивной силы, создаваемой соплом, и мощности на валу ГПТ. Согласно данным [26], полученным при анализе экспериментальных статических исследований сопл [12], паросодержание в пароводяной смеси на выходе из сопла уменьшается на 2.1% (абс.) по отношению к расчетному значению для установленного процесса 5.4%. Потеря мощности ГПТ вследствие этого может составить 40%.

Снижение средней скорости течения в спиралеобразных соплах при одновременном увеличении их протяженности приводит к значительному увеличению времени пребывания пароводяной

смеси в сопле. По оценке, для сравниваемых вариантов ГПТ мощностью 20 кВт с периферийными и спиралеобразными соплами это время увеличивается в 2.7 раза. Даже если фактор неравновесности в спиралеобразных соплах не будет устранен полностью, а лишь уменьшится вдвое, можно ожидать прироста мощности в этом варианте ГПТ до 20%.

Потери дискового трения (вентиляционные потери) в паровых и газовых турбинах зачастую невелики. Однако в гидропаровых турбинах с периферийным расположением сопл имеются факторы, способные значительно увеличить эти потери. Так, истечение пароводяной смеси из сопл идет непосредственно в вакуумную камеру, в которой образуется поток большой массы, вращающийся в направлении, противоположном вращению рабочего колеса ГПТ и создающий таким образом повышенный тормозящий момент. При отсутствии сепарации влаги этот поток может иметь среднюю плотность, превышающую в 10 раз и более плотность насыщенного пара, что в той же пропорции увеличивает потери на трение. И, наконец, периферийная часть колеса с соплами, вносящая наибольшую долю в потери трения, обладает, как правило, плохими аэродинамическими свойствами. Даже без учета последнего фактора вентиляционные потери мощности в таких ГПТ могут доходить до 38%.

Вентиляционные потери могут быть успешно снижены в колесах со спиралеобразными соплами, конструкция которых предполагает размещение расширяющихся спиралеобразных каналов внутри диска с гладкими стенками. Истечение осуществляется в периферийной области при отсутствии препятствий на пути потока. Сбор отработавшей пароводяной смеси удобно осуществить в патрубок-улитку, обеспечив частичное восстановление полного давления за счет плавного его торможения, а также сбор и удаление отсепарированной влаги и изоляцию ее от камеры, в которой вращается колесо. При этом плотность среды, омывающей колесо, будет близка к плотности насыщенного пара при отсутствии ее противоположного вращения по отношению к вращению колеса. В такой конструкции можно рассчитывать на многократное снижение вентиляционных потерь до уровня, составляющего доли процента вырабатываемой мощности.

В итоге, на основе изложенного можно дать прогноз двукратного (по максимуму) увеличения КПД и мощности ГПТ при переходе к конструкции ГПТ со спиралеобразными соплами, что оправдывает риск затрат на создание и испытания опытного образца.

ВЫВОДЫ

1. Разработанная методика профилирования спиралеобразных сопл-каналов основана на минимизации сепарации жидкой фазы внутри каналов при течении двухфазной среды, что должно улучшать условия испарения и способствовать наибольшему выделению паровой фазы.

2. Предложенная конструкция гидропаровой турбины со спиралеобразными каналами и расположением “горла” во втулочной части ее рабочего колеса обеспечивает уменьшение средней скорости течения пароводяной смеси в расширяющейся части этих каналов, снижение степени неравновесности процесса испарения, снижение потерь в насосной части и уменьшение вентиляционных потерь дискового трения благодаря аэrodинамически гладкой поверхности рабочего колеса, а также улучшения сепарации остаточной влаги из отработавшей пароводяной смеси, что создает предпосылки для повышения ее КПД.

3. Конструкция рабочего колеса гидропаровой турбины со спиралеобразными каналами, имеющими прямоугольные сечения, более технологична, чем колеса с каналами круглых сечений, и, следовательно, значительно дешевле, однако она может уступать ей по эффективности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Вспыхивающие** адиабатные потоки / под ред. В.А. Зысина. М.: Атомиздат, 1976.
2. **Зысин В.А.** Техническая термодинамика потока. Л.: Изд-во ЛГУ, 1977.
3. **Барилович В.А.** Разработка гидропаровых турбин, работающих на вскипающих потоках, с целью использования низкопотенциальной теплоты. Л.: ЛПИ, 1984.
4. **Барилович В.А.** Гидропаровые турбины и их применение в геотермальной энергетике // Теплоэнергетика. 1991. № 3. С. 35–38.
5. **Барилович В.А.** Расчет сопл с парогенерирующими решетками, работающими на перегретой воде // Изв. вузов. Энергетика. 1991. № 7. С. 72–77.
6. **Барилович В.А., Петрущенко В.А.** Некоторые результаты экспериментального исследования гидропаровой турбины // Изв. вузов. Энергетика. 1981. № 5. С. 47–52.
7. **Барилович В.А.** Основы расчета и разработка гидропаровых турбин, работающих на вскипающих потоках, с целью использования низкопотенциальной теплоты: дис. ... докт. техн. наук. Л., 1987.
8. **Ниязов Н.Т., Джаманкызы Н.К.** Гидропаровая турбина, работающая по принципу сегнерова колеса // Наука, новые технологии и инновации Кыргызстана. 2019. № 7. С. 3–8.
9. **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.
10. **Технология** производства электроэнергии с использованием горячей воды водогрейных котлов // Сайт ЗАО НПВП “Турбокон”. <http://turboconkaluga.ru/techhot.shtml> (Дата обращения 23.05.2022.)
11. **Шевелев Д.В.** Исследование физических особенностей течения рабочего тела и характеристик гидропаровой турбины: дис. ... канд. техн. наук. Калуга, 2007.
12. **Голдин А.С.** Исследование сопл гидропаровой турбины при истечении жидкости с большим недогревом до температуры насыщения: дис. ... канд. техн. наук. Калуга, 2004.
13. **Бакоуш А.М.** Экспериментальное исследование и численное моделирование характеристик двухфазного потока: дис. ... канд. техн. наук. Казань, 2006.
14. **Голдин А.С., Мильман О.О.** Экспериментальное исследование расширяющихся сопл, работающих на сильно недогретой воде // Теплоэнергетика. 2003. № 3. С. 70–73.
15. **Экспериментальное** исследование течения вскипающей жидкости в расширяющихся каналах / О.О. Мильман, А.С. Голдин, А.К. Карышев, В.В. Помазков, О.Н. Ширяев // Труды Четвертой рос. нац. конф. по теплообмену. Т. 5: Испарение. Конденсация. Двухфазные течения. М.: Изд-во МЭИ, 2006. С. 277–279.
16. **Шевелев Д.В., Мильман О.О., Карышев А.К.** Влияние скольжения фаз на характеристику гидропаровой турбины, работающей по принципу сегнерова колеса // Изв. вузов. Машиностроение. 2007. № 9. С. 25–29.
17. **Безюков О.К., Макарьев Е.В.** Повышение эффективности судовых энергетических установок применением утилизационных гидропаровых турбин // Материалы науч.-практ. конф. “Балтийский экватор-3”. Санкт-Петербург, 14–15 октября 2014 г. СПб.: Свое издательство, 2014. С. 157–162.
18. **Austin A.L., Lundberg A.W.** The LLL geothermal energy program: A status report on the development of the total flow concept: Lawrence Livermore Laboratory Rep. UCRL-50046-77. Livermore, California, USA, 1978.
19. **Elliott D.G.** Theory and tests of two-phase turbines. Jet Propulsion Laboratory, 1982. Publication 81–105.
20. **Performance** of a rotating two-phase turbine for combined power generation and desalination / A. Date, A. Khaghani, J. Andrews, A. Akbarzadeh // Appl. Therm. Eng. 2015. V. 76. P. 9–17.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.08.074>
21. **Experimental** performance of a rotating two-phase reaction turbine / A. Date, S. Vahaji, J. Andrews, A. Akbarzadeh // Appl. Therm. Eng. 2015. V. 76. P. 475–483.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.11.039>
22. **Rane S., He L.** CFD analysis of flashing flow in two-phase geothermal turbine design // J. Comput. Des. Eng. 2020. V. 7. Is. 2. P. 238–250.
<https://doi.org/10.1093/jcde/qwaa020>
23. **Li H., Yu Z.** Flashing flow in the rotating curved channels with variable cross-section of a two-phase flow turbine // Int. Commun. Heat Mass Transfer. 2021. V. 126. P. 105434.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105434>

24. **Fabris G.** Two-phase flow turbine for cogeneration, geothermal, solar and other applications // Feasibility Analysis and Final EISG Report CEC-500-2005-079. California Energy Commission, 2005.
25. **Pat. No. 5.236.349 U.S.** Two-phase reaction turbine / G. Fabris. 1993.
26. **Processes** of outflow of the boiling steam-water mixture in the widening part of hydro-steam turbine noz-zles / L. Serejkin, B. Shifrin, V. Perov, A. Goldin // Int. J. Comput. Sci. Network Secur. 2022. V. 22. No. 12. P. 178–184.
<https://doi.org/10.22937/IJCSNS.2022.22.12.23>
27. **Гидропаровая** турбина на отопительной котельной / О.О. Мильман, В.Б. Перов, Л.А. Кузина, Е.А. Лош-карева, С.М. Земченков // Энергетик. 2023. № 10. С. 45–51.

Design Calculation and Shaping of the Hydro-Steam Turbine Flow Path with Helical Nozzles

B. A. Shifrin^{a, *}, O. O. Mil'man^{a, b}, A. S. Goldin^a, and V. B. Perov^a

^a*ZAO Turbokon Research and Production Implementation Enterprise, Kaluga, 248010 Russia*

^b*Tsiolkovsky Kaluga State University, Kaluga, 248023 Russia*

**e-mail: bshifrin@mail.ru*

Abstract—Various design versions of the rotor of hydro-steam turbines (HSTs) and their application fields are reviewed. It is shown that the design with nozzles arranged over the periphery has certain shortcomings resulting in a decreased energy efficiency, including a thermodynamically unjustified increase of pressure at the nozzle inlet, which results in excessively high velocities in the nozzle “throat,” a short period of time for which the evaporating medium resides in the nozzle divergent part, and poor aerodynamic characteristics of the peripheral area, which cause increased friction losses during the impeller rotation in a two-phase medium. A hydro-steam turbine impeller design with helical nozzle-channels is proposed. Such design has features that create prerequisites for increasing the turbine efficiency, including a longer time for which the medium resides in the nozzle, a possibility to obtain aerodynamically smooth lateral and peripheral surfaces of the impeller, and better conditions for moisture separation from the medium surrounding the rotating impeller. The conditions under which superheated water enters the impeller are considered, and statements on shaping the impeller profile part are formulated. A procedure for determining the nozzle-channel divergent part's camber line shape is proposed proceeding from the minimal force interaction between the liquid phase fragments and channel walls. An algorithm for determining the areas of the channel divergent part's cross sections when the velocity increase and pressure decrease patterns become monotonic in nature as the flow moves from the inlet to the outlet is developed. A solid-state 3D model of the HST four-nozzle impeller obtained in designing the turbine is presented.

Keywords: hydro-steam turbine, flashing, steam-water mixture, reaction force, nozzle, “nozzle throat,” outflow, nonequilibrium, water subcooling, vapor quality, low-grade heat