

делают поверхность S' замкнутой. При этом не учитываются силы давления со стороны поверхностей, находящихся внутри выделенного объема G . Кроме того, в отличие от обычных пористых сред в стержневой сборке силы давления, действующие на жидкость со стороны твердых поверхностей, ортогональны оси Oz , z — компонент силы давления, отнесенный к единице объема, равен $-\varepsilon \frac{\partial p}{\partial z}$, а не $-\frac{\partial p}{\partial z}$, как в теории фильтрации.

При описании течений природных жидкостей и газов в грунте, как правило, инерционные члены в уравнении (11) ничтожно малы по сравнению с объемной силой сопротивления Q . Для течений в теплообменниках и в активных зонах ядерных реакторов такого соотношения между инерционными членами и объемной силой сопротивления, вообще говоря, нет. В тех случаях, когда инерционные члены в уравнении (11) нельзя считать малыми, при замене тензора a_{ik} , определенного формулами (19), (21) и (24), тензором $\rho \delta_{ik}$ неоправданно упрощаются уравнения движения. Как видно из рисунка, эта замена приводит к отказу

от учета анизотропии инерционности и к значительной недооценке инерционности гомогенной среды.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Субботин В. И. и др. — В кн.: Гидродинамика и теплообмен в атомных энергетических установках. М., Атомиздат, 1975, с. 163.
2. Горчаков М. К. и др. — Теплофизика высоких температур, 1976, т. 14, № 4, с. 866.
3. Юрьев Ю. С., Колмаков А. П. Препринт ФЭИ-631. Обнинск, 1975.
4. Владимирова Л. И., Колмаков А. П., Юрьев Ю. С. — Вопросы атомной науки и техники. Сер. Реакторостроение, 1977, вып. 4 (18), с. 21.
5. Chelemer H. e.a. — Nucl. Engng Design, 1977, N 41, p. 219.
6. Развитие исследований по теории фильтрации в СССР. М., Наука, 1969.
7. Аравин В. П., Нумеров С. Н. Теория движения жидкостей и газов в недеформируемой пористой среде. Гостехтеориздат, 1953.
8. Феденко В. И. — Прикл. мат. и теор. физика, 1970, № 5, с. 50.
9. Синяевский В. Ф. и др. Препринт ФЭИ-818. Обнинск, 1978.

Поступила в Редакцию 15.07.80

УДК 621.039.003

Об эффективности перспективных типов циркуляторов в водографитовых реакторах

КАРАСЕВ Э. К., СМЕРНОВ В. Г., КОНЫКОВ Ю. В., ВАЗИНГЕР В. В., ТРУБКИН Е. И.

В РБМК принудительная циркуляция теплоносителя, как правило, осуществляется электронасосами, высокий технический уровень которых проверен многолетней эксплуатацией. Однако иногда использование электронасосов не является оптимальным. Это послужило причиной поиска других способов принудительной циркуляции, в том числе изучения возможности использования термонасоса и систем на его основе.

В РБМК-1000 и 1500 применяют насосы ЦВН-7 и ЦВН-8, а в реакторе РБМКП-2400 предполагают использовать циркуляционные насосы ЦВН-12 (табл. 1). На циркуляцию теплоносителя в реакторных установках затрачивается ~ 30 МВт электрической мощности. Кроме того, высокая металлоемкость, большие размеры насосов и значительный объем требующихся для них зданий (например, высота ЦВН-7, используемых в РБМК-1000, ~ 11 м, а объем здания 50 тыс. м³, что почти равно объему остального реакторного помещения) определяют высокий уровень капитальных затрат.

Секционно-блочная конструкция, использованная в проектах реактора РБМКП, приводит к увеличению числа насосов и одновременно к уменьшению диаметра основных трубопроводов

и арматуры циркуляционного контура, а следовательно, к повышению надежности в целом.

Сокращение расходов, связанных с насосным хозяйством, по-видимому, может быть достигнуто за счет замены электронасосов турбонасосами. В этом случае пар, вырабатываемый в испарительном контуре реактора, после сепарации поступает на турбопривод циркуляционного насоса.

Перспективно также использовать в качестве циркуляционных струйные термонасосы. Принцип работы последних [1] основан на том, что рабочая жидкость — отсепарированная насыщенная вода (рис. 1, 1) расширяется в двухфазную область, где при давлении 2 под действием перепада энтальпий приобретает значительную кинетическую энергию. В пароводяную смесь 2 впрыскивается холодная (в данном случае питательная) вода, предварительно разогнанная в сопловом аппарате 5, 6 под действием перепада давления (давление в точке 6 приблизительно равно давлению в точке 2*). Образовавшаяся смесь потоков обладает в точке 3 достаточно высокой кинетиче-

* Как показывает практика, давление в сопловом аппарате может быть равным и даже меньше, чем в реакторе 1 (см. рис. 2, а).

Таблица 2

Основные массогабаритные характеристики термонасосов *

Расход насыщенной воды, т/ч	d_c , мм	d_{KC} , мм	d_{BH} , мм	L_H , м	Масса, т	Масса заменяемых ГЦН, т
500	83	130	260	5,2	3,5	400
200	59	92	185	3,7	1,0	290

* См. рис. 3.

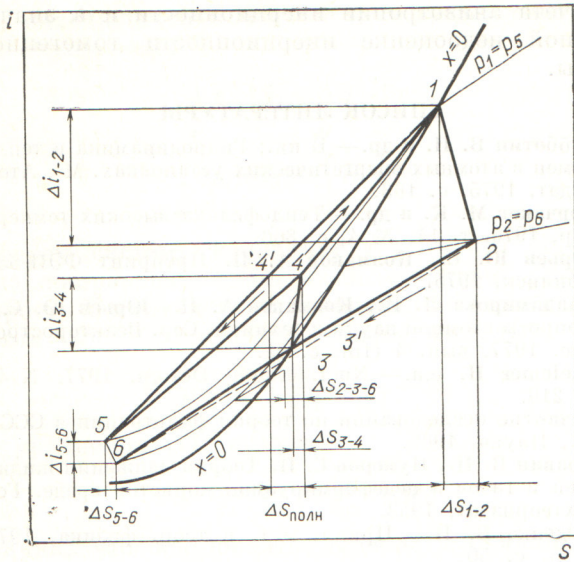


Рис. 1. is -Диаграмма струйного термонасоса: 3' и 4' — точки обратимого смешения потоков с параметрами 2 и 6 и 5 и 1 соответственно; Δi_{1-2} , Δi_{5-6} и Δi_{3-4} — кинетическая энергия горячей среды в т. 2, питательной воды в т. 6 и смеси сред в т. 3 соответственно; Δs_{1-2} , Δs_{5-6} , Δs_{2-3-6} , Δs_{3-4} , $\Delta s_{полн}$ — приращения энтропии в процессах 1—2, 5—6, 2—3—6, 3—4 и полное (суммарное) соответственно; стрелками указано направление процесса в цикле; остальные обозначения даны в тексте

Таблица 1

Характеристики насосов РБМК

Параметр	РБМК-1000 *	РБМКП-2400
Электрическая мощность, МВт	1000	2400
Давление в барабане-сепараторе, МПа	7,0	8,5
Среднее массовое паросодержание на выходе из реактора, %	14,5	28,4
Расход воды через активную зону, т/ч	$37,5 \times 10^3$	$33,9 \times 10^3$
Температура питательной воды, °С	160	195
Гидравлическое сопротивление контура МПЦ, МПа	1,65	1,8—2,0
Тип ГЦН	ЦВН-7	ЦВН-12
Подача ГЦН, м ³ /ч	7000—9000	2000
Мощность ГЦН, кВт	$5500 \times 8 = 44000$	$1800 \times 16 = 28800$
Число работающих ГЦН	6 (2) **	16
Стоимость ГЦН, тыс. руб.	$697 \times 8 = 5576$	$300 \times 16 = 4800$
Масса ГЦН, т	$152,5 \times 8 = 1220$	$36 \times 16 = 576$

* Данные для головного образца ЛАЭС.
** В скобках указано число резервных ГЦН.

ской энергией, так что после торможения потока в точке 4 давление намного превышает то, которое было на входе в термонасос по насыщенной стороне. На рис. 2 приведен пример напорно-расходной характеристики термонасоса, полученной на экспериментальном стенде. По своим характеристикам струйные термонасосы относятся к классу объемных. При определенном соотношении расходов питательной и насыщенной воды D_1 такой насос способен развивать напор, равный сопротивлению контура, который, однако, не должен превышать максимального значения Δp_1 , ограниченного кривой 1 для $t_{п.в} = 163^\circ\text{C}$ или кривыми 2—5 соответственно для $150-120^\circ\text{C}$ (см. рис. 2).

Другая особенность термонасоса — постоянный расход насыщенной воды при ее данном давлении (температуре). Термонасос не требует глубокой сепарации воды от пара. Это упрощает систему сепарации. По сравнению с другими вариантами, конструкция термонасоса значительно менее металлоемка, в ней отсутствуют подвижные элементы, а габаритные размеры позволяют установить насос в любой опускной трубопровод (рис. 3, табл. 2). Поскольку термонасос не требует для своей работы никакой дополнительной энергии,

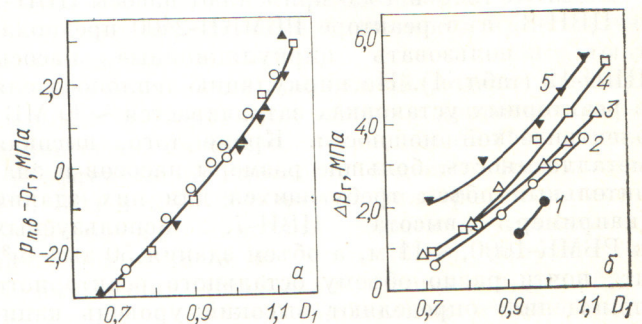
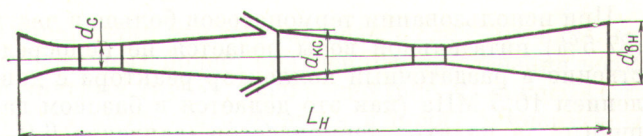


Рис. 2. Зависимость разности давления питательной и горячей воды (а) и предельного напора (б) термонасосов от соотношения расхода D_1 при температуре питательной воды 163°C (●); 150°C (○); 140°C (□) и 120°C (▼), кривые 1—5 соответственно; $p_r = 8 \text{ МПа}$

он эквивалентен естественной циркуляции, а достаточно высокий напор, создаваемый им, позволяет использовать его в реакторах как корпусного [2], так и канального типа, а также в сочетании с электронасосами. Однако у термонасосов имеются и некоторые недостатки, затрудняющие их внедрение. Так, для исследованных форм проточной части при давлении насыщенной среды 7,0—8,5 МПа температура питательной воды должна быть не более 165 °С и отношение расходов питательной и насыщенной воды не менее 0,7. Эти ограничения не позволяют в настоящее время полностью заменить электронасосы термонасосами, но допустима подобная частичная замена при одновременном изменении среднего массового паросодержания на выходе из реактора. В реакторе РБМКП-2400 возможно использование 8 (вместо 16) ГЦН и 32 термонасосов с подачей 250 т/ч насыщенной воды. В будущем по мере накопления опыта эксплуатации термонасосов не исключена возможность реализации проекта РБМКП-2400 с полной заменой электронасосов термонасосами. При этом потребуются изменение компоновки установки и использование оптимальной температуры питательной воды, что должно увеличить экономический эффект. Следует отметить, что помимо ожидаемой экономии капитальных затрат возможна дополнительная экономия



Р и с. 3. Схема проточной части термонасоса электроэнергии, необходимой для циркуляции и снижения эксплуатационных расходов.

В качестве примера в табл. 3 приведено технико-экономическое сравнение двух типов циркуляторов — турбо- и термонасосов — с электронасосами применительно к реактору типа РБМКП-2400 при одинаковых допущениях и исходных данных. Ориентировочная оценка экономических эффектов проводилась при равенстве ресурсов всех сравниваемых циркуляторов. Характеристики машинного зала фиксированы, а варианты с различными циркуляторами выравнены по энерговыработке введением замещающей электростанции.

Ежегодный экономический эффект от замены электронасосов другим типом циркуляторов в циркуляционном контуре РБМКП-2400 в расчете на 1 блок определяли по отношению к базовому варианту, в качестве которого принимали циркуляционный контур с электронасосами.

Благодаря большей компактности и меньшей металлоемкости турбонасосов замена ими электронасосов позволяет существенно сократить капиталовложения в РБМКП-2400. Тем самым уменьшается размер капитальной составляющей ежегодных затрат. В суммарный экономический эффект от замены электронасосов турбонасосами (см. табл. 3) помимо экономии в капитальной составляющей (с учетом уменьшения строительных объемов в измененном проекте установки) входит также экономия затрат электроэнергии на циркуляцию теплоносителя в связи с прямым использованием тепла рабочего тела. Следует отметить, что для схемы с турбонасосами не требуется понижения температуры питательной воды по сравнению с оптимальными значениями (190—210 °С) и, следовательно, отсутствуют экономические потери, характерные для варианта с термонасосами. Однако, в свою очередь, при использовании турбонасосов существуют потери, вызванные перепадом давления.

Как следует из табл. 3, на экономический эффект при замене электронасосов термонасосами могут положительно влиять следующие показатели:

экономия амортизационных отчислений вследствие снижения капиталовложений в оборудование (металлозатраты на термонасосы в 15 раз меньше, чем на электронасосы одинаковой производительности);

снижение потребности в электроэнергии на собственные нужды ввиду прямого использования тепла рабочего тела;†

уменьшение напора питательных насосов.

Таблица 3

Сравнительная оценка экономического эффекта от замены электронасосов турбо- и термонасосами в циркуляционном контуре реактора типа РБМКП-2400

Фактор	Экономический эффект, млн. руб/год		
	полная замена на турбонасосы	частичная замена на термонасосы	полная замена на термонасосы
Уменьшение капитальных затрат	+1,0	+0,5*	+1,5
Уменьшение затрат электроэнергии на собственные нужды	+2,0	+1,0	+2,0
Уменьшение напора питательных насосов	—	+0,3— 0,7**	+0,4— 0,9**
Уменьшение температуры питательной воды	—	—1,0	—1,0
Потери давления пара на привод турбонасосов	—0,7— 2,0***	—	—
Итого:	+1,0— 2,3	+0,8— 1,2	+2,9— 3,4

* Без изменения строительных объемов.
 ** Разброс значений вызван неопределенностью значения давления на входе в термонасосы ($p=6,0-8,5$ МПа).
 *** Сравнение проводится в двух вариантах: при фиксированном давлении пара перед турбиной и в барабане-сепараторе.

При использовании термонасосов большая часть (87,5%) питательной воды подается не непосредственно в раздаточный коллектор реактора с давлением 10,5 МПа (как это делается в базовом варианте), а на вход термонасосов (давление 6,0—8,5 МПа). Это позволяет уменьшить напор питательных насосов со 10,5 до 6,0—8,5 МПа и тем самым в такой же степени сократить затраты на прокачку питательной воды.

На экономический эффект отрицательно влияет необходимость снижения температуры питательной воды до 165 °С для создания теплового напора в термонасосе. В этом случае уменьшается тепловая экономичность установки и для компенсации потерь энерговыработки соответственно увеличиваются затраты в замещающую электростанцию.

Из табл. 3 также следует, что даже частичная замена (8 из 16) электронасосов термонасосами, реально осуществимая в настоящее время при температуре питательной воды 165 °С, приводит к заметному экономическому эффекту. Полная замена электронасосов термонасосами в будущих проектах РБМКП-2400, по-видимому, позволила бы значительно увеличить экономический эффект. Однако для полной реализации всех преимуществ термонасосов требуется решить ряд технических проблем, таких как увеличение паросодержания теплоносителя на выходе из активной зоны по сравнению с проектом, разработка схемных решений. Что касается сравнения эффективности термо- и турбонасосов как циркуляторов теплоносителя, их характеристики оказались примерно одинаковыми в пределах погрешности проведен-

ных ориентировочных оценок. Применение термонасосов требует снижения температуры питательной воды для обеспечения напора, а в турбонасосах имеют место потери давления пара. Эти факторы примерно одинаково отрицательно влияют на экономический эффект. По металлозатратам, компактности и тепловой экономичности эти типы циркуляторов приблизительно равноценны. Оценки, сделанные в статье — предварительные и в дальнейшем следует более детально проработать эксплуатационные характеристики сравниваемых циркуляторов теплоносителя.

Заключение. Техничко-экономические оценки показывают перспективность развития работ по внедрению термо- и турбонасосов в качестве циркуляторов теплоносителя в РБМК и РБМКП. Выявлены преимущества тех или иных циркуляторов, а также факторы, препятствующие их применению в проектах реакторов. Хотя проведенные расчеты являются предварительными, но технико-экономические достоинства термонасосов по сравнению с электронасосами настолько велики (более, чем в 15 раз меньшая металлоемкость, в 3 раза меньшие затраты на циркуляцию теплоносителя), что выводы об их эффективности представляются вполне обоснованными.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Карасев Э. К. Изв. АН СССР. Сер. Энергетика и транспорт, 1977, № 3, с. 134.
2. Kjelland-Fosterud E. e.a. In: Proc. United Nations Intern. Conf. on the Peaceful Uses of Atomic Energy. Norway, May 1964, rep. 28/P/801.

Поступила в Редакцию 26.06.80
В окончательной редакции 12.12.80

УДК 621.039.5

Локальный коэффициент теплоотдачи и его использование в расчетах температурных режимов ТВЭЛОВ

БОБКОВ В. П., САВАНИН Н. К.

Уравнения баланса сил и тепла при турбулентном течении теплоносителя в круглой трубе аналогичны:

$$\frac{\tau}{\rho} = - (v + v_T) \frac{\partial u}{\partial y}; \quad (1)$$

$$\frac{q}{c_p \gamma} = - (a + a_T) \frac{\partial t}{\partial y}, \quad (2)$$

Отсюда следует вывод о возможности представить профиль температуры в некоторой универсальной форме, аналогичной описанию поля скорости, приняв за масштаб скорости и температуры соответственно динамическую скорость и температуру трения:

$$v_* = \sqrt{\tau_w / \rho}, \quad T_* = qa_f / (\lambda_f v_*).$$

Проведенный в работе [1] анализ показал, что при достаточном удалении от стенки $y \gg y_*$ для

обычных теплоносителей и $y \gg y_* / Pr$ для жидких металлов, где $y_* = \nu / v_*$, из соображений размерности получим

$$\begin{cases} \partial t / \partial y = T_* Pr / y; \\ t(y) - t_w = A_1 \ln y + B_1; \\ A_1 = T_* Pr. \end{cases} \quad (3)$$

Эксперименты для круглых труб показали, что при заданных числах Прандтля существуют однозначные зависимости $T^+ = (t_w - t) / T_*$ от $\eta = y / y_*$. Вдали от стенки эти зависимости близки к логарифмическим:

$$T^+ = A \lg \eta + B. \quad (4)$$

Коэффициенты A и B практически не зависят от числа Рейнольдса. Их значения для некоторых