

УДК:532.527.2+620.92

Генерация тепла в мультицилиндровой системе Куэтта–Тэйлора*

В.Н. Мамонов, Н.Б. Миськив, А.Д. Назаров, А.Ф. Серов, В.И. Терехов

Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск

E-mail: mamonovvn@mail.ru

Представлены результаты экспериментального исследования интенсивности энерговыделения в генераторе Куэтта–Тэйлора с независимо вращающимися цилиндрами применительно к решению проблемы прямой конверсии энергии ветра в теплоту. Система образована двумя вложенными друг в друга мультицилиндровыми роторами. Преимущественно изучались режимы встречного вращения роторов. Исследовались момент сопротивления вращению роторов и выделяемая теплогенератором мощность в зависимости от относительной угловой скорости вращения роторов теплогенератора при фиксированной вязкости рабочей жидкости и в зависимости от вязкости рабочей жидкости при неизменной относительной угловой скорости вращения роторов теплогенератора. Представление мультицилиндровой конструкции теплогенератора в виде одиночного эквивалентного кольцевого канала между двумя вращающимися цилиндрами позволило обобщить полученные экспериментальные данные по коэффициентам момента сопротивления вращению и удельной выделяемой тепловой мощности от числа Рейнольдса. Такое обобщение дает основание для разработки инженерных методик расчета тепловых характеристик различных конструкций мультицилиндровых систем нагрева жидкостей.

Ключевые слова: теплогенератор, течение Куэтта–Тэйлора, диссипация энергии, вращающиеся цилиндры, момент сопротивления, тепловая мощность.

Введение

Задача использования энергии ветра поставлена достаточно давно и ее решению уделялось значительное внимание [1, 2]. Однако в последние годы в связи с истощением запасов органического топлива интерес к этой проблеме возрос [3, 4]. Особую важность представляют исследования по использованию ветрогенераторов в небольших децентрализованных системах энергоснабжения. В настоящее время ветрогенераторы в основном используются для получения электроэнергии. Анализ энергопотребления на многих объектах, особенно в жилищно-коммунальном хозяйстве, показывает, что расход энергии в виде электричества составляет не более 15 % от общей потребности. Основная часть энергии потребляется в виде теплоты, расходуемой на отопление и горячее водоснабжение зданий и сооружений. Таким образом, в практическом плане является актуальной реализация прямого преобразования механической энергии ветра в тепловую.

Поисковые исследования наиболее экономичных источников получения тепла для нагрева жидкости при утилизации механической энергии привели к идее использования диссипативных свойств вязкой жидкости, характеризующих ее способность превращать

* Работа выполнена при финансовой поддержке РФ (проект 18-19-00161) и РФФИ (проект 18-48-540009).

энергию упорядоченного движения в тепловую энергию. В частности, представляется интересным рассмотреть в качестве такого генератора тепла устройство, в котором тепло выделяется в объеме жидкости, находящейся в узком кольцевом зазоре между коаксиальными вращающимися цилиндрами. Такое устройство нагрева можно реализовать при использовании двух роторов, вращающихся в противоположных направлениях [5].

Возможность применения теплогенераторов с многощелевыми каналами с развитой поверхностью рассматривалась ранее. Подобные конструкции, представляющие собой набор плоских вращающихся дисков, были предложены в патентах [6, 7]. Аналитическое исследование теплогенераторов такой конструкции для высоковязких жидкостей проводилось в работах [8, 9]. Были предложены формулы для определения мощности теплогенератора в зависимости от его конструктивных параметров и свойств высоковязкой рабочей жидкости в случае ламинарного режима течения этой жидкости в зазорах между вращающимися и неподвижными дисками теплогенератора. В работе [10] исследовались процессы гидродинамики и теплообмена при прямом превращении механической энергии в тепловую для теплогенератора аналогичной конструкции, работающего в турбулентном режиме, с использованием маловязкой рабочей жидкости — воды.

Ветроустановки, предназначенные для выработки энергии, имеют один существенный недостаток. Он состоит в том, что скорости их вращения невелики и, как правило, в реальных условиях их частота не превышает 5 Гц. Встречное вращение цилиндров удваивает относительную скорость вращения, но и этот прием зачастую не решает проблему создания эффективного и компактного теплогенератора. Установка дополнительных механических редукторов усложняет устройство и его эксплуатацию, а также повышает его стоимость. Большое значение имеет величина момента трогания, что ограничивает использование для диссипативного нагрева различных мешалок, лопаточных устройств, трибологических систем с механическим трением и т.п.

В настоящей работе в качестве генератора тепла рассматривается устройство, в котором тепло выделяется в объеме жидкости, находящейся в узких кольцевых зазорах между коаксиальными, вращающимися навстречу друг другу цилиндрами (круговое течение Куэтта–Тэйлора). Конструктивно рабочая часть теплогенератора состоит из двух мультицилиндровых роторов, вложенных друг в друга и образующих систему кольцевых коаксиальных каналов. В работе представлены результаты экспериментального исследования развиваемой тепловым генератором мощности в случае, когда его роторы вращаются независимо друг от друга с одинаковой угловой скоростью во встречных направлениях. Этот случай может быть легко реализован при использовании двух ветровых колес без дополнительной редукции или же с одним колесом, но с раздвигательным движением на оба ротора. Градиенты тангенциальной скорости при оппозитном вращении являются максимальными, что должно приводить к росту интенсивности тепловыделения. Важное значение при выработке тепловой энергии имеет вязкость рабочей жидкости. В проведенных исследованиях использовались водо-глицериновые растворы, вязкость которых изменялась практически на два порядка величины.

Авторами также рассматривается вопрос об обобщении полученных экспериментальных данных с помощью замены реальной мультицилиндровой (многощелевой) конструкции теплогенератора эквивалентной моделью с двумя оппозитно вращающимися цилиндрами (одна эквивалентная щель). На основе такого моделирования предложен алгоритм расчета геометрических параметров мультицилиндрового теплогенератора заданной мощности. Работа продолжает цикл работ авторов по исследованию теплогенераторов с использованием кольцевого течения Куэтта–Тэйлора [11–13].

1. Экспериментальная установка и методы измерений

Экспериментальная установка представляет собой устройство, в котором два низкооборотных электропривода с регулируемым числом оборотов (имитация двух роторных

ветродвигателей) приводят во вращение роторы макета теплогенератора. Фрагмент эскиза конструкции теплогенератора, фотографии ротора и блока теплогенератора в сборе приведены на рис. 1. Теплогенератор состоит из двух однотипных роторов, вложенных в кольцевые зазоры друг друга и образующих систему цилиндрических коаксиальных кольцевых каналов диаметром от $D_{\min} = 195$ мм до $D_{\max} = 315$ мм. Каждый ротор имеет 7 цилиндрических колец, изготовленных из полос алюминиевого сплава высотой 50 мм и толщиной 1,5 мм. Образующаяся коаксиальная мультицилиндровая система состоит из 13 кольцевых цилиндрических каналов: 7 каналов шириной 2 мм и 6 каналов шириной 3,6 мм. Объем, занятый жидкостью в кольцевых каналах теплогенератора, равен 1,4 л. Конструкция теплогенератора имеет массу 17 кг.

Схема экспериментальной установки с макетом теплогенератора представлена на рис. 2. Установка позволяет исследовать влияние вязкости рабочей жидкости и угловой скорости вращения роторов на величину сопротивления их встречному вращению. Все измерения проводились в диапазоне скоростей вращения реально существующих роторных ветродвигателей, частота вращения которых не превышает 5 Гц. Теплогенератор 1 с целью снижения тепловых потерь был покрыт слоем теплоизоляции из пенопласта 5 толщиной 50 мм.

При проведении экспериментов выделяемая генератором тепловая мощность определялась на основании измеренного момента сопротивления вращению по формуле:

$$N = M\Omega, \quad (1)$$

где N — мощность, Вт; M — измеренный момент сопротивления вращению роторов, Н·м; Ω — относительная угловая скорость вращения роторов, рад/с. В ряде

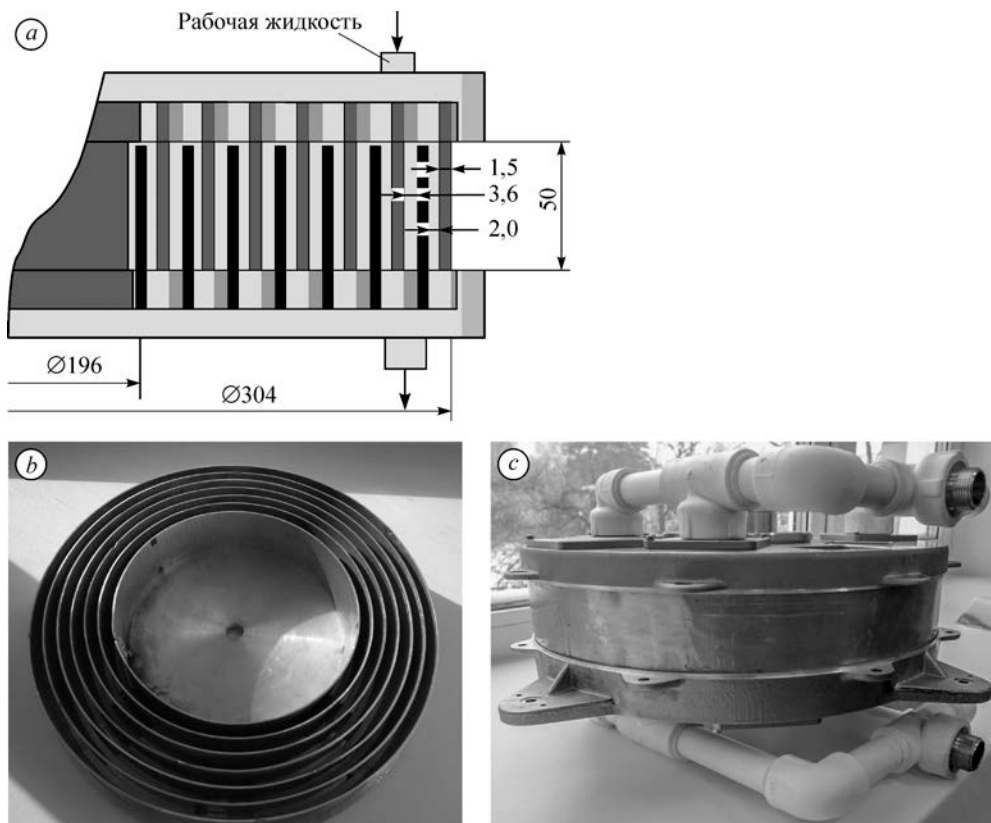


Рис. 1. Эскиз конструкции роторов (а), фотографии ротора (б) и теплогенератора в сборе (с).

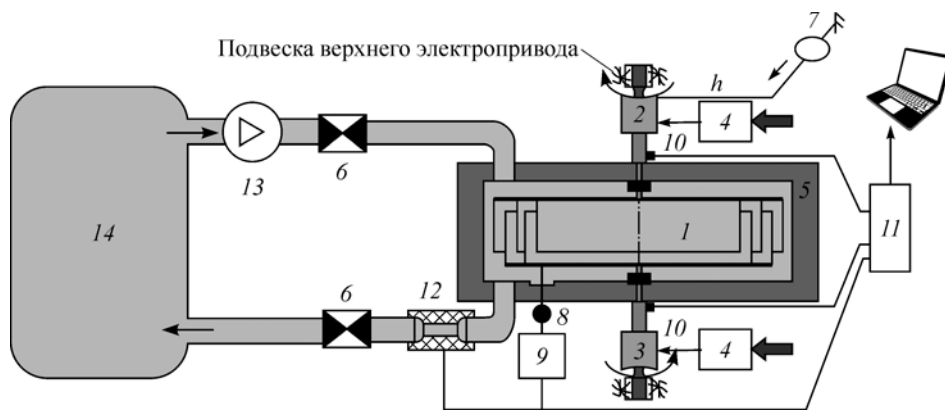


Рис. 2. Схема экспериментальной установки с макетом теплогенератора.

- 1 — теплогенератор, 2 — верхний электропривод, 3 — нижний электропривод,
 4 — блоки управления скоростью вращения электроприводов, 5 — теплоизоляция,
 6 — запорно-регулирующая арматура (ручные балансировочные клапаны), 7 — динамометр,
 8 — датчик температуры, 9 — электронный блок термометра, 10 — датчики тахометров,
 11 — микропроцессорный блок обработки данных, 12 — расходомер, 13 — циркуляционный насос,
 14 — термостатированная емкость с рабочей жидкостью.

экспериментов тепловая мощность определялась по измеренной разности энтальпий и расходу жидкости. Результаты тепловых измерений, как это было показано в работе [11], с точностью $\pm 5\%$ совпадали с данными, полученными по формуле (1).

Измерение момента сопротивления вращению роторов осуществлялось следующим образом: статор нижнего привода 3 (рис. 2) был заторможен, а статор верхнего привода 2 был подвешен на свободно вращающейся оси подвески. Момент сопротивления вращению передавался через плечо рычага длиной $h = 115$ мм на тензодатчик аналогового динамометра 7. Данные от динамометра регистрировались цифровым осциллографом PC-Lab2000SE в режиме записи момента сопротивления вращению. Динамометр 7 перед проведением серии экспериментов калибровался в статическом режиме с помощью образцовых грузов. Калибровочная зависимость измеренного момента сопротивления вращению от выходного сигнала динамометра была линейной, а неопределенность измерения момента сопротивления вращению составляла $\sim 1\%$ от верхнего предела измерения динамометра, равного 20 Н·м. Дополнительные потери за счет трения в подшипниках не превышали 5% от максимального значения, их величина определялась в специальных экспериментах при отсутствии рабочей жидкости и они учитывались при обработке опытных данных. Скорости вращения нижнего 3 и верхнего 2 электроприводов могли изменяться независимо друг от друга с помощью блоков управления 4, а частота их вращения измерялась с помощью двух тахометров 10.

Внутренний объем теплогенератора был последовательно включен в замкнутый гидравлический контур, заполненный рабочей жидкостью, основным элементом которого являлась термостатированная емкость 14. Система термостатирования емкости 14 (на рис. 2 не изображена) позволяла поддерживать постоянное, заданное для проведения конкретного эксперимента значение температуры циркулирующей в гидравлическом контуре рабочей жидкости с погрешностью $\pm 0,2$ °С. Циркуляцию рабочей жидкости обеспечивал насос 13, а измерение расхода — расходомер 12. Запорно-регулирующая арматура 6 обеспечивала регулирование расхода рабочей жидкости в гидравлическом контуре и, при необходимости, отключение внутреннего объема теплогенератора от гидравлического контура установки. Датчик температуры 8 с электронным блоком 9 обеспечивал измерение температуры рабочей жидкости во внутреннем объеме теплогенератора с погрешностью $\pm 0,1$ °С. Информация с динамометра 7, электронного блока 9

Таблица

Характеристики рабочих жидкостей

№	Концентрация, %	Температура T , °C	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Плотность ρ , кг/м ³
1	Вода 100	24	0,9	996
2	Вода 55, глицерин 45	30	2,5	1120
3	Вода 55, глицерин 45	20	5,2	1130
4	Вода 30, глицерин 70	26–45	6–20	1180–1160
5	Вода 20, глицерин 80	28–56	15–32	1200–1180
6	Вода 12, глицерин 88	27–45	24–72	1220–1210

термометра 8, тахометров 10 и расходомера 12 поступала для обработки в микропроцессорный блок 11, а затем передавалась в компьютер для архивирования и хранения.

В экспериментах использовалось шесть видов рабочей жидкости: дистиллированная вода и пять видов водоглицеринового раствора. Их теплофизические свойства представлены в таблице. Вязкость и плотность раствора определялись его температурой и концентрацией воды и глицерина. Зависимость вязкости и плотности рабочих жидкостей от температуры была определена в специальной серии экспериментов. Измерения кинематической вязкости проводились с помощью стеклянного капиллярного вискозиметра с неопределенностью измерения $\pm 1,5\%$. Результаты измерений табулировались и использовались при обработке опытных данных.

На рис. 3 приведены зависимости кинематической вязкости рабочих жидкостей № 4–6 от температуры. Как видно, величина вязкости, особенно для растворов с большим содержанием глицерина, значительно понижается по мере повышения температуры. Это является важным фактором при выборе состава рабочей жидкости в реальных тепловых генераторах.

В ходе исследований были выполнены две серии экспериментов. В серии 1 проводились эксперименты с постоянным значением вязкости рабочей жидкости. В этих экспериментах использовались рабочие жидкости № 1–3 (см. таблицу), имеющие относительно небольшую вязкость. Гидравлический контур экспериментальной установки заполнялся соответствующей рабочей жидкостью. Автоматическая система термостатирования емкости 14 (см. рис. 2) поддерживала постоянную заданную температуру рабочей жидкости. Циркуляционный насос 13 и запорно-регулирующая арматура 6 обеспечивали циркуляцию через теплогенератор рабочей жидкости с небольшим расходом ($\sim 0,3$ м³/ч), измеряемым расходомером 12. Такой расход рабочей жидкости, с одной стороны, не вносил искажений в результаты экспериментов за счет наличия осевой составляющей движения рабочей жидкости в мультицилиндровой системе теплогенератора, а с другой, — надежно обеспечивал постоянство температуры (и, следовательно, вязкости) рабочей жидкости при проведении экспериментов. В этой серии экспериментов измерялся момент сопротивления вращению роторов M в диапазоне изменения относительной угловой скорости вращения роторов $\Omega = (12,5–56,5)$ рад/с. Кинематическая вязкость жидкостей ν соответственно таблице принимала значения $0,9 \cdot 10^{-6}$, $2,5 \cdot 10^{-6}$ и $5,2 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

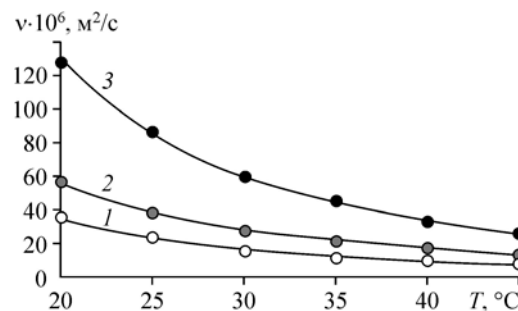


Рис. 3. Зависимость кинематической вязкости рабочих жидкостей от температуры. Рабочая жидкость № 4 (1), № 5 (2), № 6 (3).

В серии 2 проводились эксперименты при заданной фиксированной относительной угловой скорости вращения роторов. Здесь использовались рабочие жидкости № 4–6 (см. таблицу). При проведении этих экспериментов внутренний объем теплогенератора, заполненный соответствующей рабочей жидкостью, был отключен от гидравлического контура экспериментальной установки с помощью запорно-регулирующей арматуры б. С каждой рабочей жидкостью эксперимент проводился в описанной ниже последовательности.

1. С помощью блоков управления оборотами электроприводов 4 (рис. 2) устанавливалось встречное вращение верхнего и нижнего роторов теплогенератора с частотой вращения каждого, равной 3,5 Гц, что соответствовало относительной угловой скорости вращения роторов $\Omega = 44$ рад/с. Осуществление непрерывного контроля над температурой рабочей жидкости позволяло на любом этапе эксперимента определять ее вязкость (рис. 3).
2. В процессе проведения эксперимента через каждые 3 минуты регистрировались температура рабочей жидкости T и момент сопротивления вращению M .

В таблице для каждой рабочей жидкости приведены диапазоны изменения ее температуры T , вязкости ν и плотности ρ в процессе проведения экспериментов серии 2.

2. Результаты измерений и их обсуждение

Результаты трех экспериментов серии 1 для жидкостей № 1–3 приведены на рис. 4а в виде зависимости момента сопротивления вращению M от относительной угловой скорости вращения роторов теплогенератора Ω при постоянной вязкости рабочей жидкости ν . На рис. 4б показаны опытные данные трех экспериментов с жидкостями № 4–6 (1–3) серии 2 в виде зависимости момента сопротивления вращению M от вязкости рабочей жидкости ν при постоянной относительной угловой скорости вращения роторов теплогенератора $\Omega = 44$ рад/с и приведены экспериментальные точки из серии 1, полученные также при угловой скорости $\Omega \approx 44$ рад/с (4–6).

Из анализа данных рис. 4а и 4б следуют вполне очевидные выводы. В экспериментах с жидкостями № 1–3 (при фиксированной вязкости рабочей жидкости ν) наблюдается степенная зависимость величины M от угловой скорости Ω . Причем при одинаковых значениях Ω большему значению вязкости соответствует большее значение M . В экспериментах с жидкостями № 4–6 (при фиксированной относительной угловой скорости вращения роторов Ω) в процессе каждого эксперимента при возрастании температуры

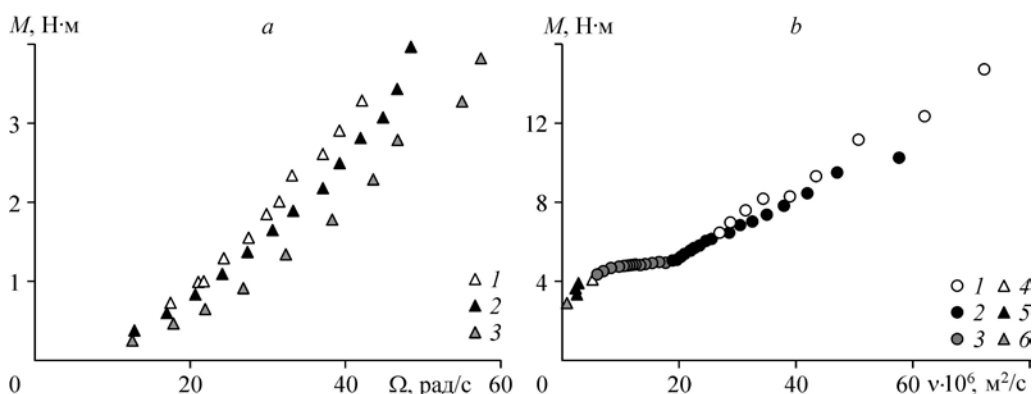


Рис. 4. Зависимость момента сопротивления вращению от относительной угловой скорости вращения роторов теплогенератора (а) и вязкости рабочей жидкости (б) для первой и второй серий экспериментов соответственно.

a — $\nu = 5,2 \cdot 10^{-6}$ (1), $2,5 \cdot 10^{-6}$ (2), $0,9 \cdot 10^{-6}$ (3) $\text{м}^2/\text{с}$;
 b — $\nu = (24-83) \cdot 10^{-6}$ (1), $(15-32) \cdot 10^{-6}$ (2), $(6-19) \cdot 10^{-6}$ (3), $5,2 \cdot 10^{-6}$ (4), $2,5 \cdot 10^{-6}$ (5), $0,9 \cdot 10^{-6}$ (6) $\text{м}^2/\text{с}$.

рабочей жидкости происходит соответствующее уменьшение вязкости этой жидкости. В области малых значений вязкости ($\nu < 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$) наблюдается плато со слабой зависимостью момента от вязкости. Затем по мере возрастания вязкости величина момента также интенсивно нарастает. Кроме того, следует подчеркнуть, что все опытные данные на рис. 4b, полученные для смесей с сильно отличающимися свойствами, обобщаются между собой, что говорит в пользу достоверности полученных результатов.

Экспериментальные данные, изображенные на рис. 4, получены для определенных геометрии и размеров системы кольцевых каналов теплогенератора. Эти данные трудно использовать для анализа работы теплогенераторов иной геометрии и размеров. Один из возможных подходов к обобщению полученных данных заключается в представлении конструкции теплогенератора в виде одиночного эквивалентного кольцевого канала между двумя коаксиальными цилиндрами. В качестве базисных величин такого эквивалентного канала примем, что:

— радиус внутреннего цилиндра равен среднему значению радиуса мультицилиндровой системы (рис. 1): $r = R_{\text{cp}} = 0,124 \text{ м}$;

— высота эквивалентного канала равна сумме высот всех каналов теплогенератора: $L = \sum L_i = 13 \cdot 0,05 = 0,65 \text{ м}$;

— объем эквивалентного канала равен сумме объемов кольцевых зазоров теплогенератора: $V = \sum V_i = 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$;

— ширина эквивалентного канала (зазора между двумя цилиндрами) $\delta = V/(2\pi r L) = 0,0027 \text{ м}$;

— радиус внешнего цилиндра эквивалентного канала $R = r + \delta$.

Такой подход позволяет свести мультицилиндровую систему произвольного теплогенератора к эквивалентному классическому одиночному каналу с течением Куэтта–Тэйлора и перенести полученные данные на иные размеры и геометрию теплогенераторов. В большинстве работ, посвященных исследованию течения Тэйлора–Куэтта в одиночном кольцевом канале, для обобщения экспериментальных данных в качестве безразмерного аргумента используется число Рейнольдса $Re = r\delta\Omega/\nu$.

Воспользуемся описанным выше подходом, базирующимся на замене мультицилиндровой системы одиночным эквивалентным кольцевым каналом с эффективными размерами. Тогда коэффициент момента сопротивления вращению внутреннего цилиндра для одиночного эквивалентного кольцевого канала, следуя [14], можно записать в виде

$$C_M = M/M_0, \quad (2)$$

где $M_0 = (\pi/2)\rho\Omega^2 r^4 L$ — характерный момент сопротивления вращению для эквивалентного кольцевого канала [14].

Экспериментальные данные, приведенные на рис. 4, были обработаны в виде зависимости $C_M = f(Re)$. Результаты такой обработки представлены на рис. 5. Вертикальными линиями на рис. 5 выделены три области значений чисел Рейнольдса, в которых, по данным работы [14], наблюдаются следующие режимы течения: $Re < 280$ (число Тэйлора $Ta = Re \cdot (\delta/r)^{1/2} < 41,3$) — ламинарное течение без вихрей, в этой области $C_M \sim Re^{-1}$; $280 < Re < 2800$ ($41,3 < Ta < 400$) — ламинарное течение с вихрями Тэйлора; $Re > 2800$ ($Ta > 400$) — турбулентное течение, в этой области $C_M \sim Re^{-0,2}$. Сплошными линиями на рис. 5 представлены результаты расчета и эксперимента из работы [15] для течения Куэтта–Тэйлора в зазоре между двумя коаксиальными цилиндрами, из которых внутренний вращается, а наружный неподвижен. Эти результаты получены для случая, когда $\delta/r = 0,028$ (в настоящих экспериментах для одиночного эквивалентного канала это отношение было близко к данным [15]: $\delta/r = 0,021$). Для ламинарного режима течения в результате расчета получено $C_M \sim Re^{-1}$, для турбулентного — $C_M \sim Re^{-0,2}$.

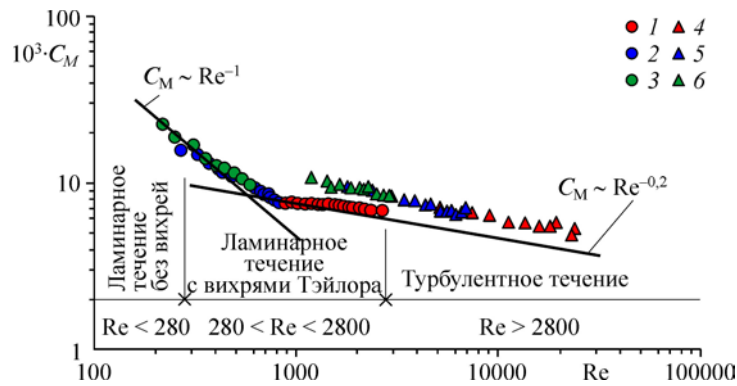


Рис. 5. Зависимость коэффициента момента сопротивления вращению внутреннего цилиндра для одиночного эквивалентного кольцевого зазора от числа Рейнольдса.

$$\nu = 0,9 \cdot 10^{-6} (1), 2,5 \cdot 10^{-6} (2), 5,2 \cdot 10^{-6} (3), (6-19) \cdot 10^{-6} (4), (15-32) \cdot 10^{-6} (5), (24-83) \cdot 10^{-6} (6) \text{ м}^2/\text{с}.$$

Несмотря на значительное отличие исследуемой авторами мультицилиндровой системы Куэтта–Тэйлора от классического кольцевого канала между двумя вращающимися цилиндрами, для которого справедливы расчеты [15] и указанные выше диапазоны чисел Рейнольдса для характерных режимов течения, на рис. 5 можно наблюдать хорошее согласование между теорией и представленными авторами экспериментальными данными. Этот важный вывод дает основание для практического использования модели эквивалентного одиночного канала между вращающимися цилиндрами для описания сопротивления в сложных многоцилиндровых устройствах. Подобный подход можно использовать, в том числе, и при проведении оптимизационных инженерных расчетов диссипативных теплогенераторов.

Рассмотрим один из возможных вариантов для проведения оптимизационных инженерных расчетов. Представим данные, приведенные на рис. 4, в виде зависимости удельной мощности теплогенератора $N_y = M \cdot \Omega \cdot 10^{-3} / V = N / V$ [кВт/м³] от числа Рейнольдса Re , как показано на рис. 6. Символы 4–6 соответствуют режиму с вариацией скорости вращения цилиндров (данные рис. 4а), а 1–3 — режиму с неизменной скоростью вращения (данные рис. 4б). Из рисунка следует, что в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 150 - 2,5 \cdot 10^4$

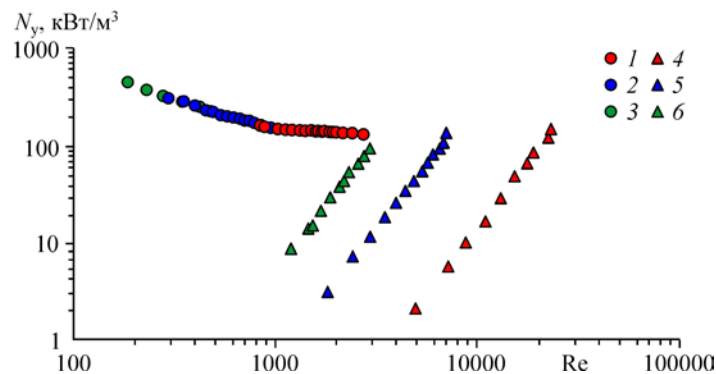


Рис. 6. Зависимость удельной мощности теплогенератора от числа Рейнольдса.

$$\nu = (24-83) \cdot 10^{-6} (1), (15-32) \cdot 10^{-6} (2), (6-19) \cdot 10^{-6} (3), 5,2 \cdot 10^{-6} (4), 2,5 \cdot 10^{-6} (5), 0,9 \cdot 10^{-6} (6) \text{ м}^2/\text{с}.$$

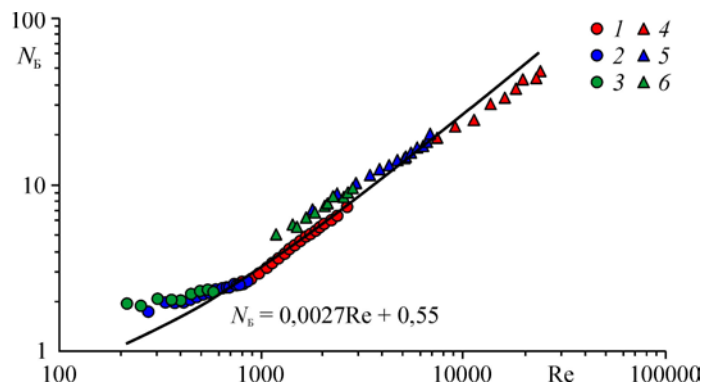


Рис. 7. Обобщение экспериментальных данных по безразмерной тепловой мощности.

$$\nu = (24-83) \cdot 10^{-6} (1), (15-32) \cdot 10^{-6} (2), (6-19) \cdot 10^{-6} (3), 5,2 \cdot 10^{-6} (4), 2,5 \cdot 10^{-6} (5), 0,9 \cdot 10^{-6} (6) \text{ м}^2/\text{с}.$$

при изменении вязкости рабочей жидкости от $0,9 \cdot 10^{-6}$ до $83 \cdot 10^{-6}$ м²/с испытанный макет теплогенератора развивал удельную мощность от 2 до 450 кВт/м³. При одинаковых значениях числа Рейнольдса большей вязкости рабочей жидкости соответствует большая удельная мощность. В экспериментах с фиксированной относительной угловой скоростью вращения с ростом числа Рейнольдса наблюдается падение удельной мощности теплогенератора, обусловленное уменьшением вязкости рабочей жидкости при ее нагревании в процессе работы теплогенератора.

Если представить удельную мощность N_y в виде безразмерного комплекса $N_b = N_y / m \cdot \nu \cdot \Omega^2$, то получится обобщить все имеющиеся опытные данные. Результаты такой обработки приведены на рис. 7. Как видно из рисунка, все экспериментальные данные, полученные в двух сериях экспериментов и существенно отличающиеся по условиям их проведения, при изменении частоты вращения цилиндров, состава смесей и температуры хорошо обобщаются единой зависимостью. Эта зависимость в практически важном диапазоне чисел Рейнольдса вполне удовлетворительно аппроксимируется линейной зависимостью

$$N_b = 0,0027 \cdot \text{Re} + 0,55. \quad (3)$$

Формула (3) может быть использована при проектировании теплогенераторов заданной мощности с мультицилиндровыми оппозитно вращающимися роторами для выбора оптимальных геометрических параметров мультицилиндровой системы. Эта формула позволяет определить параметры одиночного эквивалентного кольцевого канала при предварительно заданной относительной угловой скорости вращения роторов теплогенератора, суммарной массе рабочей жидкости в кольцевых зазорах теплогенератора и вязкости рабочей жидкости. Полученные параметры одиночного эквивалентного кольцевого канала далее легко преобразуются в геометрические размеры реального теплогенератора.

Выводы

Представлены результаты экспериментального исследования интенсивности тепловыделения в теплогенераторе с использованием мультицилиндровой системы Куэтта–Тэйлора с двумя вложенными друг в друга роторами с независимо вращающимися цилиндрами. Проведены две серии экспериментов. В серии 1 исследовались величина момента сопротивления вращению роторов теплогенератора и выделяемая теплогенератором мощность в зависимости от относительной угловой скорости вращения роторов

теплогенератора при фиксированной вязкости рабочей жидкости и вариации относительной угловой скорости вращения роторов $\Omega = (12,5-56,5)$ рад/с. Серия 2 экспериментов проводилась при вариации вязкости рабочей жидкости и фиксированной относительной угловой скорости вращения роторов теплогенератора. Эксперименты выполнялись при относительной угловой скорости вращения роторов $\Omega = 44$ рад/с для трех рабочих жидкостей, вязкость которых уменьшалась в процессе проведения эксперимента за счет нагрева рабочей жидкости.

Представление мультицилиндровой конструкции теплогенератора в виде одиночного эквивалентного кольцевого канала между двумя вращающимися круглыми цилиндрами, из которых внутренний вращается, а внешний неподвижен, позволяет обобщить полученные экспериментальные данные в виде зависимости коэффициента момента сопротивления вращению внутреннего цилиндра для одиночного эквивалентного кольцевого зазора от числа Рейнольдса. Полученные в такой обработке экспериментальные данные показали хорошее совпадение с расчетными и экспериментальными данными для классического случая течения Куэтта–Тэйлора в одиночном кольцевом зазоре между двумя коаксиальными цилиндрами, из которых внутренний вращается, а внешний неподвижен.

Полученные результаты можно использовать для проведения оптимизационных инженерных расчетов при проектировании теплогенераторов, работающих на основе использования течения Куэтта–Тэйлора. Один из возможных подходов для выполнения таких расчетов заключается в использовании зависимости безразмерной удельной мощности мультицилиндровой системы Куэтта–Тэйлора от числа Рейнольдса. Такая зависимость аппроксимируется линейной функцией и позволяет проводить сравнительный анализ характеристик мультицилиндровых теплогенераторов различных размеров и геометрии. Этот важный вывод дает основание для разработки инженерных методик расчета тепловых характеристик различных конструкций мультицилиндровых систем нагрева жидкостей. В частности, может быть разработан алгоритм оптимизации геометрических параметров проектируемого теплогенератора заданной мощности.

Условные обозначения

$C_M = M/M_0$ — коэффициент момента сопротивления вращению,	R — внешний радиус эквивалентного одиночного кольцевого канала, м,
f , Гц — частота вращения ротора теплогенератора,	$Re = r\delta\Omega/\nu$ — число Рейнольдса для одиночного кольцевого канала,
ρ — плотность рабочей жидкости, кг/м ³ ,	T — температура рабочей жидкости, °С,
h — плечо динамометра, м,	$Ta = (r\delta\Omega/\nu) \cdot (\delta/R)^{1/2} = Re \cdot (\delta/R)^{1/2}$ — число Тэйлора,
L — высота эквивалентного кольцевого одиночного канала, м,	V — объем одиночного эквивалентного кольцевого канала, равный суммарному объему кольцевых зазоров теплогенератора, м ³ ,
L_i — высота каждого из 13 колец роторов испытанного макета теплогенератора, м,	V_i — объем каждого из 13 кольцевых зазоров испытанного макета теплогенератора, м ³ ,
m — суммарная масса рабочей жидкости в кольцевых зазорах теплогенератора, кг,	δ — ширина эквивалентного одиночного кольцевого канала, м,
M — момент сопротивления вращению роторов теплогенератора, Н·м,	δ_i — ширина каждого из 13 кольцевых каналов мультицилиндровой системы испытанного макета теплогенератора, м,
n — количество зазоров в мультицилиндровой системе теплогенератора,	$\delta_{cr} = 0,0015$ м — толщина стенки между соседними кольцевыми каналами испытанного макета теплогенератора,
N — мощность теплогенератора, Вт,	ν — кинематическая вязкость рабочей жидкости, м ² /с,
N_y — удельная мощность теплогенератора, Вт/м ³ ,	Ω — относительная угловая скорость вращения роторов теплогенератора, рад/с.
N_b — безразмерная удельная мощность теплогенератора,	
R_{cp} — среднее значение радиуса мультицилиндровой системы, м,	
r — внутренний радиус эквивалентного одиночного кольцевого канала, м,	

Список литературы

1. **Ветроэнергетика** / под ред. Д. де Рензо. М.: Энергоатомиздат, 1982. 115 с.
2. **Шефтер Я.И.** Использование энергии ветра. М.: Энергоатомиздат, 1983. 200 с.
3. **Харитонов В.П.** Автономные ветроэлектрические установки. М.: Изд. Академии сельхознаук, 2006. 280 с.
4. **Безруких П. П.** Ветроэнергетика (Справочное и методическое пособие). М.: Энергия, 2010. 320 с.
5. **Пат. РФ 2612237, МПК⁵¹ F03D 9/22, F24J 3/00.** Оппозитный ветротеплогенератор / Серов А.Ф., Мамонов В.Н., Терехов В.И., Назаров А.Д.; заявитель и патентообладатель ИТ СО РАН. № 2015150585; заявл. 25.11.2015; опубл. 03.03.2017, Бюл. № 7.
6. **Пат. РФ 2371604, МПК⁷ F03D 9/02, F24J 3/00.** Ветровой теплоэлектрический генератор / Ветрова А.А., Бирюлин И.В., Школьник Б.И., Белая В.А., Нугманов М.Р.; заявитель и патентообладатель Астрахан. гос. ун-т. № 2008104963/06; заявл. 08.02.2008, опубл. 27.10.2009, Бюл. 30.
7. **Пат. РФ 2226620, МПК⁵¹ F03D 9/00, F24C 9/00.** Ветровой теплоэлектрический генератор; заявители и патентообладатели Бирюлин И.В., Солод Н.П. № 2002113706/06; заявл. 20.11.2003, опубл. 10.04.2004, Бюл. № 10.
8. **Шишкин Н.Д., Манченко Е.А., Герлов В.С.** Аналитическое исследование параметров механических ветротеплогенераторов // Вестник АстрГТУ. 2013. Т. 55, № 1. С. 42–47.
9. **Дербасова Е.М., Муканов Р.В., Шишкин Н.Д.** Исследование гидродинамики механических теплогенераторов для систем автономного теплоснабжения // Вестник ДагГТУ. 2014. Т. 34, № 3. С. 28–35.
10. **Рыжков С.С., Рыжкова Т.С.** Теплообменное устройство прямого преобразования энергии ветра в тепловую // Материалы IV Минского междунар. форума. Теплообмен в энергетических установках. Минск, 2000. Т. 10. С. 273–279.
11. **Мамонов В.Н., Назаров А.Д., Серов А.Ф., Терехов В.И.** Экспериментальное исследование тепловых процессов в мультикольцевой системе Куэтта со встречным вращением цилиндров // Теплофизика и аэромеханика. 2016. Т. 23, № 1. С. 145–148.
12. **Серов А.Ф., Мамонов В.Н., Назаров А.Д.** Влияние структуры течения на энерговыделение в кольцевой системе Куэтта с оппозитным вращением цилиндров // Учен. зап. Казан. ун-та. Физико-математические науки. 2015. Т. 157. Кн. 3. С. 137–142.
13. **Серов А.Ф., Мамонов В.Н., Назаров А.Д.** Энергетика пульсаций течения Куэтта-Тэйлора в зазорах оппозитных многоцилиндровых роторов // Учен. зап. Казан. ун-та. Физико-математические науки. 2017. Т. 159. Кн. 3. С. 364–373.
14. **Шлихтинг Г.** Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1969. 744 с.
15. **Taylor G.I.** Stability of a viscous liquid contained between two rotating cylinders // Phil. Trans. 1923. A 223. P. 289–293.

*Статья поступила в редакцию 1 апреля 2019 г.,
после доработки — 18 апреля 2019 г.,
принята к публикации 26 апреля 2019 г.*