

Секция 6.

Результаты инженерных расчетов и научных исследований

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ВЕТРОВЫХ НАГРУЗОК В УСЛОВИЯХ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГРУППЫ ИЗ ДВУХ МОДЕЛЕЙ ЗДАНИЙ В ТУРБУЛЕНТНОМ ВЕТРОВОМ ПОТОКЕ

Ваганова Ж.В., Кошин А.А., Коробков С.В., Гныря А.И.

Томский государственный архитектурно-строительный университет, г. Томск

Существует великое множество работ, преимущественно зарубежных, посвященных аэродинамике различных типов конструкций и, в целом, зданий. Исследованию подвергались как одиночные модели разных форм и конфигураций, так и множественные модели парами, небольшими группами и многочисленными массивами. Ранние труды были посвящены преимущественно изучению характера движения воздушного потока вблизи тел простой формы, таких как пластина, куб, пирамида, цилиндр и др. Исследовались базовые характеристики воздушного потока, его «поведение» вблизи тел, формирование вихрей перед моделью, на ее боковых сторонах и позади модели. Были зафиксированы вихревые формирования, характерные для прямоугольных тел, таких как куб или призма.

Основным предметом исследования в данной статье является тандем моделей квадратных призм. Ее особенностью является исследование воздействия ветрового потока на модель призматической формы с геометрическими размерами 300 мм сечением 50x50 мм, расположенную за препятствием с аналогичными геометрическими параметрами, при условии его смещения от продольной оси канала перпендикулярно направлению воздушного потока.

1. Измерение ускорения воздушного потока в отрывных течениях

Так как целью данного исследования является изучение ускорения воздушного течения, то для начала снимались показания с микроманометра при одиночно стоящей модели высотного здания. При этом трубка Пито устанавливалась в разных сечениях (рис. 1), но на одинаковой высоте, а также, менялось расстояние между моделью и трубкой Пито (рис. 2).

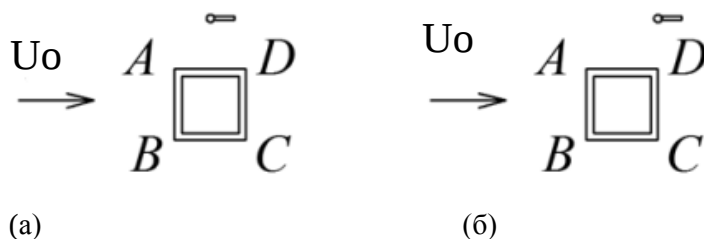


Рис. 1. Расположение трубки Пито на грани: а – на середине боковой грани AD; б – на углу боковой грани AD.

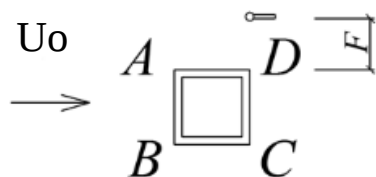


Рис. 2. Расположение трубки Пито на заданное расстояние F (мм).

Дополнительными переменными факторами являются: атмосферное давление ($P_{\text{атм}} = 745$ мм рт. ст., температура воздуха ($t_0 = 18^\circ\text{C}$), угол атаки ($\alpha = 0^\circ$), скорость движения U_0 .

Таблица 1. Давление ветрового потока

Заданное расстояние F (мм) при расположении трубки на середине грани AD	Показания микроманометра Δp ($\text{кг}\cdot\text{с}/\text{м}^2$)	Заданное расстояние F (мм) при расположении трубки на углу боковой грани AD	Показания микроманометра Δp ($\text{кг}\cdot\text{с}/\text{м}^2$)
15	35	15	-
20	60	20	-
25	67	25	50
30	70	30	63
35	70	35	69
40	69	40	69
45	68	45	70
50	68	50	70
55	-	55	67
60	-	60	67
65	-	65	67
70	-	70	67

Исходя из этих данных (табл. 1), был построен график зависимости давления от расстояния (рис. 4).

Далее, трубка Пито устанавливалась между двумя призмами, расположенными в тандеме линейно, но при этом, высота трубки варьировалась: $H=50, 150$ и 250 мм (рис. 3).

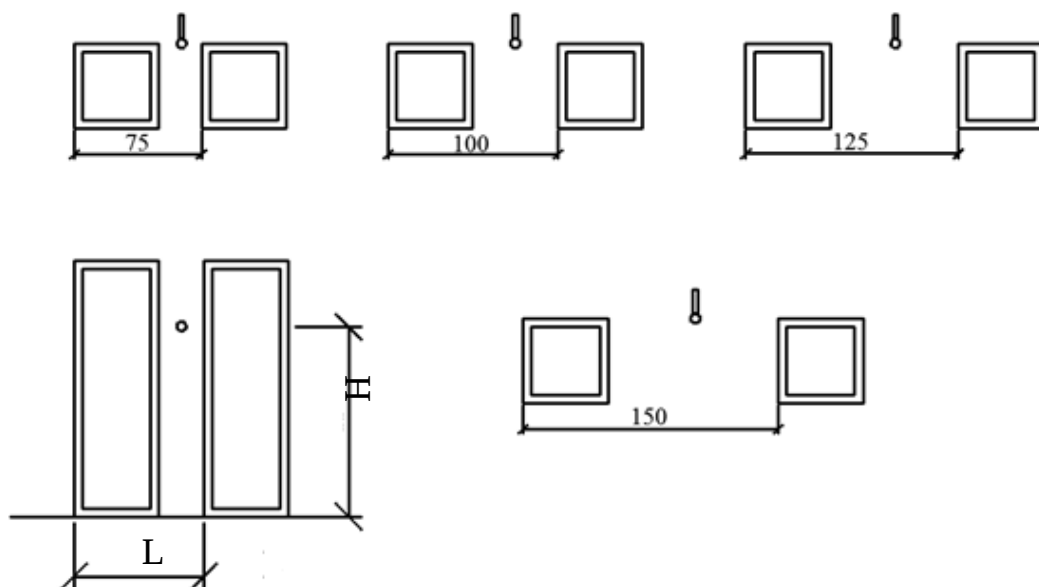


Рис. 3. Схемы расположения моделей в тандеме линейно и расположение трубки Пито.

2. Обработка и анализ результатов экспериментов

Так как основной величиной, подлежащей опытному исследованию полей статического давления, является коэффициент давления C_p , то при его расчете по формуле

результаты сводятся в таблицу, из которой в последующем происходит группировка значений и построение графиков (рис. 4, 5).

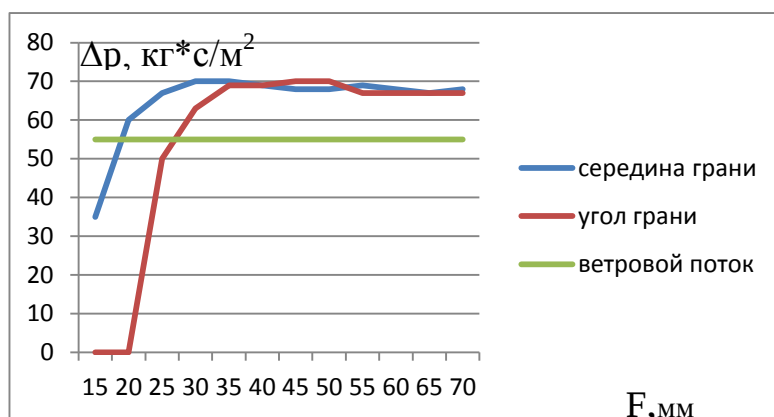


Рис. 4. Зависимость давления от расстояния между призмой и трубкой Пито

Анализируя данный график, можно увидеть, что с увеличением заданного расстояния от модели до трубки Пито, увеличивается скорость ветрового потока воздушного течения. Увеличение скорости составляет $\approx 20\%$ от заданной U_0 .

Далее обрабатывались данные между призмами в тандеме, стоящими линейно. При этом получаем зависимость давления от положения трубки Пито.

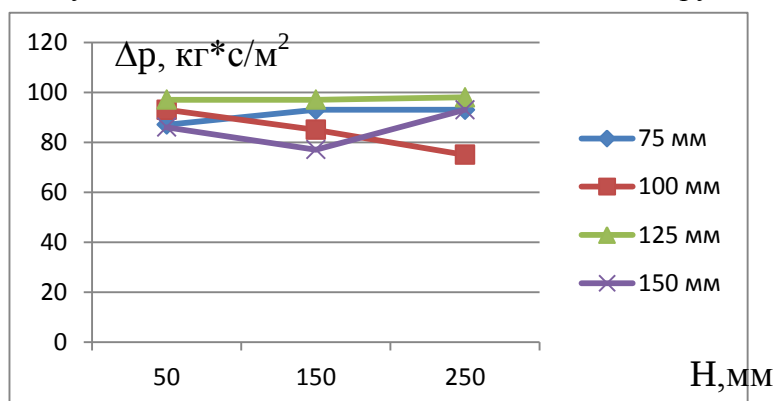


Рис. 5. Зависимость давления воздушного течения от положения трубки Пито и калибра

В данном графике (рис. 5) можно заметить, что увеличение скорости за счет поджатия потока составляет $\approx 44\%$, особенно ярко выражено ускорение воздушного течения в тандеме зданий, расположенных при калибре $D=2,5$ и 3. Исходя из этого, можно сделать вывод, что ускорение воздушного течения ветрового потока начинает возникать в диапазоне отношения L/a от 0,4 до 3 на боковых гранях моделей, но при этом, как только отношение L/b будет максимально большим, то ускорение ветрового потока начинает уменьшаться, а далее исчезает. Можно отметить, что при смещении $D=2,5$ давление достигает максимальных отметок, как для нижней, так и для верхних границ испытуемой призмы. Также, видна деградация давления от нижних сечений модели к верхним при смещении $D=2$.

Литература

1. Кошин А.А., Гныря А.И. Исследование давления воздушного потока на поверхность моделей высотных зданий./А.А. Кошин, А.И.Гныря //Научно-практическая конференция «Энерго- и ресурсоэффективность малоэтажных жилых зданий» Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, 19–20 марта 2013 г. [электронный ресурс]. –Новосибирск: Институт теплофизики. – С.311 – 316.
2. Гныря А.И., Коробков С.В., Кошин А.А., Мокшин Д.И. Давление в пограничном слое как фактор изменения теплопотерь в здании. Перспективы исследований./А.И. Гныря, С.В. Коробков, А.А. Кошин, Д.И. Мокшин/Материалы 58-й научно-технической конференции студентов и молодых ученых. – Томск : Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та. – 2012 г. – С. 153–155.
3. Кошин А.А. Анализ динамического воздействия воздушного потока на тандем моделей высотных зданий / А.А. Кошин // Вестник ТГАСУ. – Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та. – 2014. – №2. – С. 134–141.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОНСТРУКЦИИ НАВЕСНОЙ ПАНЕЛИ: ПРОЧНОСТНОЙ И ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

Валяева Н.А.

*Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет
(Сибстрин), г. Новосибирск*

Научная и производственная сферы развиваются параллельно, открывая все новые способы для создания качественных и экономичных материалов. Каждый участник на рынке жилья преследует свои цели: подрядчик – в короткие сроки возвести объект капитального строительства, при этом сократить свои затраты на технологию возведения и получить прибыль, а заказчик – купить недорогое и качественное жилье. В этом случае стоит задача оптимизации затрат обеих сторон.

Практика возведения объектов капитального строительства гражданского назначения показывает, что железобетонные многослойные панели требуют много времени по монтажу, высокую себестоимость, в следствие этого, удорожание средней стоимости квадратного метра. В настоящий момент облегченные металлические конструкции, используемые в самонесущих элементах (частях), выходят на первое место, конкурируя с такими конструкциями как бетон и кирпич.

Численное моделирование статического, температурного и динамического напряженно-деформированного состояния зданий, сооружений и конструкций без каких-либо существенных ограничений основано на различных формулировках метода конечных элементов (МКЭ), реализованного в известных программных комплексах [1].

В рамках научно-исследовательской работы численное моделирование поведения конструкции панели под воздействием статических и тепловых нагрузок выполнено в программном комплексе ANSYS в Workbench Mechanical. В процессе реализации были применены следующие методы: конечных элементов в вариационной постановке; изопараметрические конечные элементы с квадратичными функциями формы; интегрирование по области конечного элемента выполнялось с помощью квадратур Гаусса; прямой способ решения СЛАУ, которые позволили:

– Провести анализ и обосновать принятое конструктивное решение модульной панели с точки зрения прочностного расчета (рис. 1)

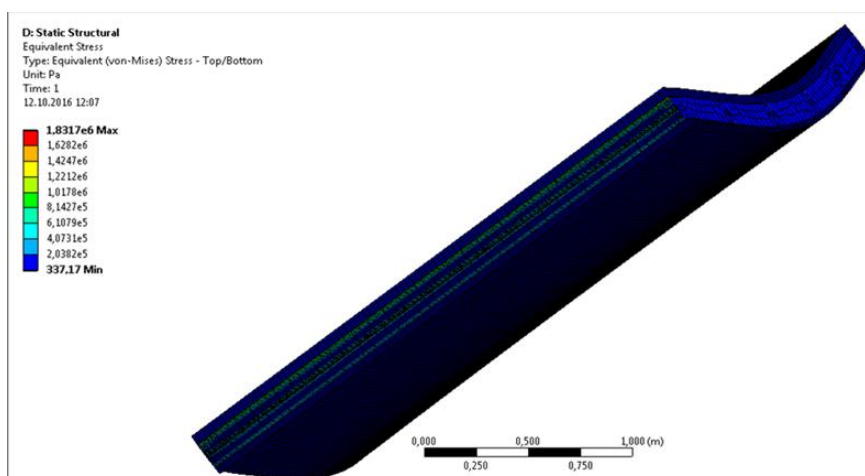


Рис. 1 Эквивалентные напряжения

и параметров деформации (рис. 2)

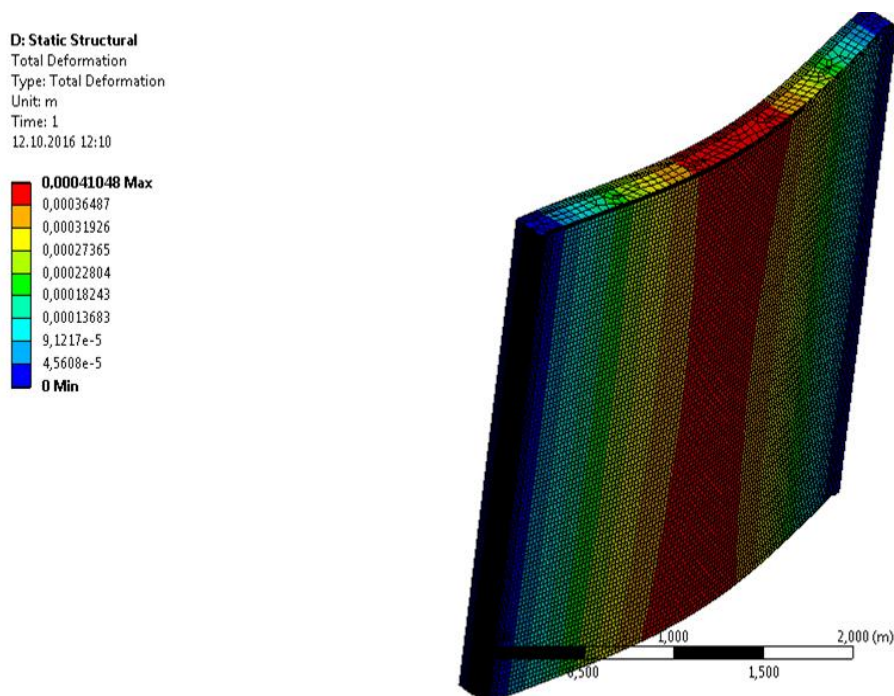


Рис. 2. Максимальные и минимальные деформации конструкции панели.

– Оценить характеристики используемых материалов под воздействием ветрового давления (536,8 Па) [5], а также способность принятых материалов сохранять и передавать тепло;

– Применение эффективного утеплителя в каркасах из термопрофилей позволяет обеспечить значения коэффициента термического сопротивления до $5,6 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ без учета возможных вариантов утепления по фасаду.

Теплотехнические характеристики материалов панели выбираются согласно приложению Т СП 50.13330.2012 [6]:

Пенополиуретан: $\rho = 80 \text{ кг/м}^3$; $c = 1,47 \text{ кДж}$; $\lambda = 0,041 \text{ Вт/мК}$.

В расчетной модели были приняты следующие допущения в связи с тем, что решение задачи в полной постановке является трудоемким с точки зрения вычислительных ресурсов:

А - В каркасе панели не учтены ветро- и парозащитные мембраны (толщина исключенных элементов менее 5 мм);

Б - Отсутствует геометрическая модель каркаса здания. В модели учтено жесткое крепление панели;

В – Термопрофиль построен без перфорации в геометрии модели (элемент перфорации имеет размеры $0,003 \times 0,075 \text{ м}$). Перфорация учтена в коэффициенте теплопроводности.

В научной работе сформулированы задачи статики:

- Малые деформации (закон Гука).
- Теория оболочек и пластин Миндлена-Рейснера.
- Контактное взаимодействие отдельных частей конструкции моделируется с помощью метода штрафов.

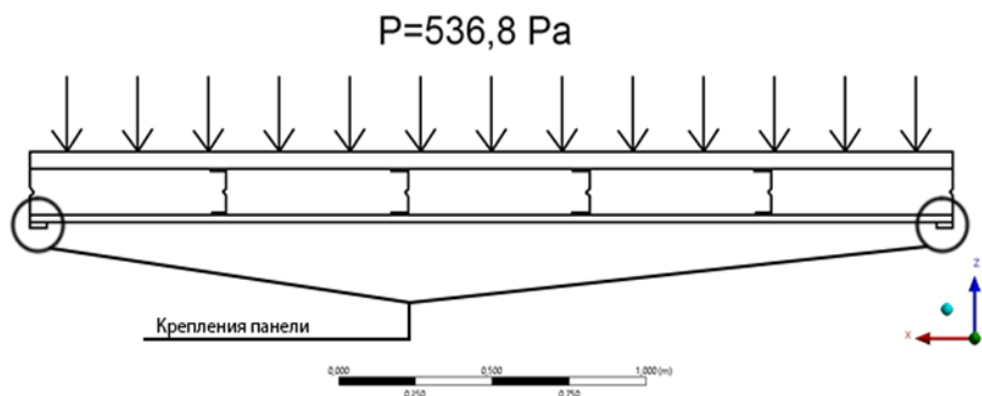


Рис. 3. Схема действия ветровой нагрузки на конструкцию панели

Результатом проведенных исследований научной работы является следующее:

- Подтверждена рабочая гипотеза исследования о прочностных характеристиках панели на высоте 42 м, учитывая, что при реализации данной задачи были приняты допущения.
- Перемещения не превышают допустимых значений.
- Напряжения в конструкции соответствуют прочности выбранных материалов.
- Перфорация в термопрофиле обеспечивает необходимое снижение теплопроводности.
- Конструкция соответствует нормативам по теплозащите для Новосибирска.
- Наблюдается движение теплового потока по термопрофилю, однако, предположительно, подобное движение будет отсутствовать при правильном монтаже с помощью замкового соединения, что является темой дальнейших исследований.

Работа по прочностному и тепловому расчетам модульной многослойной навесной панели в программном комплексе ANSYS Mechanical была реализована успешно с небольшими допущениями.

Литература

1. ANSYS Mechanical. Верификационный отчет. Том4 (опыт применения в проектной и экспертной практике [Электронный ресурс] URL: [http://www.raasn.ru/structure/docs/verification/ANSYS20отчет\(тома 1-4 с. 204\).pdf](http://www.raasn.ru/structure/docs/verification/ANSYS20отчет(тома 1-4 с. 204).pdf).
2. СП 230.1325800.2015 Конструкции ограждающих зданий. Характеристики тепло-технических неоднородностей.
3. Стройка.ru [Электронный ресурс] URL: <http://www.stroyka-nn.ru/?id=57298>.
4. Афанасьев П.Г. Решение проблемы доступного жилья эконом-класса с помощью модернизации индустриального КПД // Жилищное строительство. 2012. № 4. с. 26–28.
5. СП 131.13330.2012 «СНиП 23-01-99* Строительная климатология».
6. СП 50.13330.2012 Тепловая защита зданий (Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003).

ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРНОГО СОСТОЯНИЯ ЦЕМЕНТНОГО КАМНЯ МЕТОДОМ РИТВЕЛЬДА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ УСЛОВИЯХ ИЗОТЕРМИЧЕСКОГО ТВЕРДЕНИЯ

*Гныря А.И., Абзаев Ю.А., Коробков С.В., Мокшин Д.И., Гаусс К.С.
ФГБОУ ВО Томский государственный архитектурно-строительный
университет, г. Томск*

Значительные объемы строительно-монтажных работ, особенно в быстроразвивающихся районах России, предъявляют повышенные требования к строительным материалам, ведущее место среди которых по-прежнему занимает бетон и железобетон. Однако производство его весьма длительно, трудоемко и дорого. Для того, чтобы в сложившейся обстановке обеспечить высокие темпы строительства, перед строителями и учеными стоят задачи по совершенствованию старых методов зимнего бетонирования, и требований к разработке новых, которые имеют более высокие экономические показатели. Основными показателями являются:

- снижение трудозатрат, чел.-час/м³;
- снижение стоимости работ, руб./м³;
- снижение энергозатрат, кВт·ч/м³.
- сокращение сроков производства бетонных работ.

На последнем показателе стоит подробно остановиться. При производстве сборных железобетонных конструкций на заводах, опалубка оборачивается в сутки один раз, т.е. коэффициент оборачиваемости ее равно единице. Бетон набирает прочность, как правило, 75–100 % от R_{28} . Это объясняется тем, что режимы тепловой обработки ведутся на предельно-допустимой температуре для каждого цемента.

Применительно к построечным условиям необходимо исследовать все технологические переделы и режимы тепловой обработки монолитных изделий и конструкций, особенно при монолитном домостроении.

Сокращение общего цикла производства бетонных работ в зимний период является неперенным условием для сокращения сроков строительства жилых зданий и промышленных сооружений и снижение их себестоимости.

Время тепловой обработки бетона в построечных условиях в зимний период составляет 80–85% от отведенного по проекту на единицу готовой продукции.

Становится очевидной важность проблемы сокращения времени на тепловлажностную обработку бетона.

Однако сокращение времени термообработки при получении заданных свойств таких бетонов должно определяться в первую очередь закономерностями внутреннего и внешнего тепло- и массообмена.

К сожалению экспериментальных работ, устанавливающих взаимосвязь тепло-массообменных процессов при термообработке цементных бетонов с их конечными структурно-механическими свойствами крайне мало.

Имеются работы [1,2,3], которые в основном посвящены исследованию влияния различных режимных параметров на качество бетона при тепловой обработке паром (заводская технология), при бетонировании с электроразогревом смеси, инфракрасный обогрев бетона и др.

Зачастую режимы были подобраны эмпирически, без учета теплофизических свойств материалов. Не были учтены закономерности внутреннего и внешнего тепло- и массообмена. Большинство из них были или растянутыми или сжатыми, а качество изделий желало быть лучше.

Публикации, в которых исследовался бы механизм тепло-и массопереноса внутри твердеющего бетона при его термической обработке по продольному и поперечному сечению практически отсутствуют.

Для изготовления бетонных конструкций требуемого уровня качества в зимних условиях применяют специальные методы бетонирования, основанные на внесении теплоты в бетон.

В бетонах основным связующим является цементный камень. Структурообразование цементного камня на начальных стадиях твердения – это сложный многостадийный процесс. На качественном уровне механизмы твердения бетонов установлены и в лабораторных условиях подтверждены. Выделяются следующие стадии: 1) гидролиза (15 мин); 2) индукционный период (до 4 часов); 3) период интенсивных химических реакций (4-8 часов); 4) период замедления (8-24 часа); 5) период твердения [4]. При высокой координации атомов Са в решетках силикатов портландцемента наблюдается нерегулярное строение координационных многогранников в цементном тесте, и в материале в большом количестве встречаются зоны с переменной концентрацией зарядов ионов, которые являются источниками топохимических реакций гидратации частиц на поверхности раздела. Продукты начальной реакции образуют защитную мембрану. Непрогидратированные цементные зерна покрываются оболочками гелеобразных новообразований. В период ускорения - замедления химических реакций гидратирования формируются решетки со стабильной фазой [5-7]. На химическую активность оказывает существенное влияние упорядоченность, дефектность фаз минералов, плотность удельной поверхности, пористость скелета твердой фазы, доля и содержание влаги, температура изотермического твердения. Механизмы твердения цементного камня в существенной степени оказываются индивидуальными на различных стадиях. К осложняющим факторам относится также то, что клинкерные минералы в цементах представлены в виде твердых растворов, а не чистых химических соединений. Для предсказания модельных эффективных прочностных характеристик, упругих модулей, теплопроводности, движения влаги, пористости и т.д. в бетонах необходимы данные о количественном фазовом составе цементного камня. Представляется актуальным исследование количественного состава фаз цементного камня в зависимости от времени и температуры тепловой обработки, и который не осложнен добавками различного типа.

Целью настоящей работы является изучение структурного состояния цементного камня методом Ритвелда при различных условиях изотермического твердения. Определение количественного состава фаз, их перераспределение в зависимости от времени и температуры твердения. Идентификация особенностей структурных параметров кристаллических фаз: параметров решеток, определение структурной информации фаз цементного камня.

Схема изотермического твердения цементного камня приведена на (рис. 1).

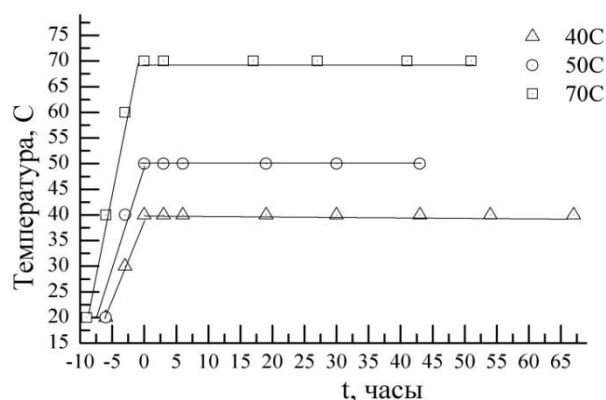


Рис. 1. Схема изотермического режима тепловой обработки цементного камня при температурах $T = 40^{\circ}\text{C}$, 50°C , 70°C

Цементное тесто разогревалось до начальной изотермической температуры твердения при 40, 50 и 70 °С в течение 6, 6, 9 часов соответственно. В данной схеме к началу изотермического твердения в портландцементе будут наблюдаться интенсивные процессы структурирования. Рентгеноструктурные исследования образцов с плоской поверхностью проводились на ДРОН4 – 07, который был модифицирован к цифровой обработке сигнала. Съемки производились на медном излучении (K_{α}) по схеме Брегга - Бретано с шагом $0,02^{\circ}$, временем экспозиции в точке 1 сек и в угловом диапазоне $16^{\circ} - 81^{\circ}$. Напряжение на рентгеновской трубке составляло 30 кВ, ток пучка 25 мА. При температуре прогрева 40 °С были выбраны следующие значения времени: $t = 0, 3, 6, 19, 30, 43, 54, 67$ часов. При температуре прогрева 50 °С – $t = 0, 3, 6, 19, 30, 43$ часов. При температуре прогрева 70 °С – $t = 0, 3, 17, 27, 41, 51$ часов.

В количественном фазовом анализе (КФА) методом Ритвельда оценивается вклад интенсивностей отдельных решеток минералов в интегральную интенсивность нелинейным методом наименьших квадратов разности интегральных и экспериментальных интенсивностей рентгеновского излучения в зависимости от вариации профильных, структурных параметров решеток фаз.

В (табл. 1) приведены номера эталонных карточек базы COD [8], которые использовались для КФА, химические формулы, имя, число атомов и пространственный класс.

Таблица 1

КФА цементного камня в исходном состоянии, $t = 0$ часов твердения

№	Номер карты	Хим. формула	Хим. имя	Число атомов	Кристаллическая система и класс
1	96-900-2246	$\text{Ca}_3\text{HO}_9\text{Si}_3$	Tobermorite	30	P1, Triclinic
2	96-901-3985	$\text{Ca}_3\text{H}_6\text{O}_{10}\text{Si}_2$	Afwillite	84	P1, Triclinic
3	96-900-9534	$\text{Ca}_6\text{H}_2\text{O}_{13}\text{Si}_3$	Deliate	44	P1, Triclinic
4	96-100-1769	$\text{H}_2\text{O}_2\text{Ca}$	Calcium hydroxide	12	P-3m1, trigonal
5	96-152-9965	$\text{Ca}_5\text{H}_2\text{O}_{10}\text{Si}_2$	$\text{Ca}_5(\text{SiO}_4)_2(\text{OH})_2$	40	2/m, monoclinic
6	96-900-1777	$\text{Al}_2\text{Ca}_3\text{H}_{12}\text{O}_{12}$	Katoit	263	m-3m, Cubic
7	$\text{O}_{12}\text{Al}_{2,8}\text{H}_{10}\text{Ca}_3$	$\text{O}_{96}\text{Al}_{2,8}\text{H}_{10}\text{Ca}_3$	Hydrogarnet	203	m-3m, Cubic
8	96-901-1877	$\text{Ca}_5\text{H}_2\text{O}_{10}\text{Si}_2$	Reinhardbraunsite	40	2/m, monoclinic

КФА при $T = 40$ °С показали, что в цементном камне доминируют фазы Tobermorite, Deliate, $\text{O}_{20}\text{Si}_4\text{Ca}_7$ до 3 часов твердения, и при дальнейшем твердении. В интервале времени твердения $t = 3-30$ часов существенно возрастает доля фазы Afwillite, и с дальнейшим увеличением времени ее доля существенно снижается. После 67 часов в камне доминируют фазы Tobermorite, Deliate, Reinhardbraunsite и $\text{Ca}_5\text{H}_2\text{O}_{10}\text{Si}_2$. Фаза Afwillite в существенно степени оказывается неустойчивой.

При температуре $T = 50$ °С в цементном камне на начальном этапе доминируют фазы Tobermorite, Deliate, Afwillite. В процессе твердения доля фаз Tobermorite, Deliate, $\text{Ca}_5\text{H}_2\text{O}_{10}\text{Si}_2$ последовательно возрастает. Начальная высокая доля фазы $\text{Ca}_3\text{H}_6\text{O}_{10}\text{Si}_2$ с ростом времени твердения существенно снижается. Происходит ее перераспределение в фазу $\text{Ca}_5\text{H}_2\text{O}_{10}\text{Si}_2$. После 54 часов твердения возрастает доля Calcium hydroxide, $\text{Ca}(\text{OH})_2$. Вклад остальных фаз в интегральную интенсивность оказывается небольшим.

При температуре $T = 70$ °С на начальных стадиях в цементном камне доминирует Afwillite. Ее доля оказывается высокой до начала изотермического прогрева. В процессе изотермического выдерживания доля фазы Afwillite постепенно снижается до

26,76%, и возрастает доля фаз Tobermorite, Deliate, $\text{Ca}_5\text{H}_2\text{O}_{10}\text{Si}_2$ до 20,33%. Необходимо отметить, что содержание фазы Afwillite в цементном тесте является неоднородным. Вклад остальных фаз в интегральную интенсивность оказывается небольшим на всех этапах твердения цементного камня.

Из анализа результатов КФА следует, что при взаимодействии алита с водой образуются гидросиликаты $\text{Ca}_3\text{HO}_9\text{Si}_3$ (Tobermorite), $\text{O}_{26}\text{Si}_6\text{Ca}_{12}$ ($\text{Ca}_6\text{H}_2\text{O}_{13}\text{Si}_3$), $\text{Ca}_3\text{H}_6\text{O}_{10}\text{Si}_2$ (Afwillite). Время и температура изотермического твердения оказывает существенное влияние на количественное содержание гидросиликатов.

Таким образом, процесс твердения цементного камня оказывается сложным. Время и температура тепловой обработки оказывают существенное влияние на количественное содержание гидросиликатов цементного камня. Установлено, что к основным фазам относятся фазы Tobermorite, Deliate, $m\text{Ca}_n\text{H}_2\text{O}_{10}\text{Si}_2$, где $m = 5$ или 3 , а $n = 3$ или 1 . Гидросиликаты Tobermorite, Deliate находятся на стадии насыщения, об этом свидетельствуют данные по энергии решеток фаз.

Литература

1. Волосян Л.Я. Тепло-и массообмен при термообработке бетонных и железобетонных изделий (монография). – Минск: «Наука и техника», 1973. – 255 с.
2. Гныря А.И. Внешний тепло-и массообмен при бетонировании с электроразогревом смеси. – Томск: Издательство ТГУ, 1977. – 172 с.
3. Заседателей И.Б., Петров-Денисов В.Г. Тепло и массоперенос в бетоне специальных промышленных сооружений. – М.: Издательство литературы по строительству, 1973. – С. 14–34.
4. Баженов Ю.М. Технология бетона. – М.: «АСВ», 2003. – 500 с.
5. Вовк А.И. Гидратация C_3S и структура C-S-H-фазы: новые подходы, гипотезы и данные // Цемент и его применение. – 2012. – №3. – С. 89–92.
6. Тейлор Х. Химия цемента. – М.: «Мир», 1996. – 560 с.
7. Теория цемента / Под ред. А.А. Пашенко. – К.: Будивельник, 1991. – 168 с.
8. Crystallography Open Database. – Условия доступа : www.crystallography.net.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КАЛИБРОВ МЕЖДУ
ПЛОХООБТЕКАЕМЫМИ ТЕЛАМИ, НАХОДЯЩИМИСЯ В ГРУППЕ,
НА ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИНТЕГРАЛЬНОГО ВНЕШНЕГО ТЕПЛООБМЕНА,
С ЦЕЛЮ УЛУЧШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ НАРУЖНЫХ
ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ЗДАНИЙ**

**Коробков С.В.², Дёгин А.Г.², Сокол М.Н.², Гныря А.И.²,
Терехов В.И.¹, Файсканов Т.М.²**

¹Институт теплофизики им. Кутателадзе СО РАН, г. Новосибирск

²Томский государственный архитектурно-строительный университет,
г. Томск

Были проведены комплексные экспериментальные исследования внешней аэродинамики и теплообмена группы из 3 моделей зданий в условиях интерференции воздушных потоков, моделирующих реальную застройку микрорайонов различной этажности.

Предметом исследований являлись аэродинамика и конвективный теплообмен наружной поверхности оболочки здания в зависимости от его формы, скорости и угла атаки воздушного потока, местоположения его в группе подобных зданий, а также величины аэродинамической нагрузки на ограждающие конструкции.

Исследования решают круг важных проблем архитектурной аэродинамики и классической строительной теплофизики. Изучались процессы теплообмена и аэродинамического сопротивления, структуры отрывных потоков для группы из 3 моделей зданий в виде квадратных призм, а также их характерные особенности при вариации их высоты 90 и 150 мм (соответственно относительная высота $H/a = 3; 5$) и местоположения относительно друг друга (поперечное смещение $L1/a = 1, 2, 3$; продольное смещение $L2/a = 2; 6; 10$).

Серии экспериментов проводились на аэродинамической трубе разомкнутого типа, установленной в лаборатории кафедры ТСП ТГАСУ, общий вид которой представлен на (рис. 1). Поперечное сечение рабочего канала аэродинамической трубы составляет $300 \times 210(h)$ мм и его длина 900 мм. Методика проведения эксперимента исследований представлена в [1]. Максимальная скорость воздушного потока составляла 35 м/с, а максимальное число Рейнольдса, рассчитанное по размеру грани призмы, $Re = U_0 \cdot a/\nu = 7 \times 10^4$. Изменение скорости потока воздуха осуществлялось системой регулирования оборотов при помощи частотного преобразователя.

Эксперименты проводились при различных местоположениях моделей друг относительно друга по следующим принципам: две модели (препятствия) располагались выше по потоку и создавали турбулентные отрывные течения, которые оказывали влияние на аэродинамическую структуру у третьей исследуемой модели, расположенной ниже по потоку (рис. 2). Теплообмен измерялся только у позади стоящей модели «2» (тепловая модель). Две впереди стоящие модели «1» не нагревались.

При размере призмы $30 \times 30 \times 90$ мм и нулевом угле атаки $\varphi = 0^\circ$ увеличение скорости за счет поджатия потока составляет $\approx 4,28$ %. При наиболее неблагоприятных условиях ($\varphi = 45^\circ$) ускорение потока возрастает до $\approx 6,05$ %. При размере призмы $30 \times 30 \times 150$ мм и $\varphi = 0^\circ$ увеличение скорости за счет поджатия потока составляет $\approx 7,14$ %, а при $\varphi = 45^\circ$ ускорение потока возрастает до $\approx 10,1$ %. Эта величина является достаточно ощутимой, поэтому увеличение размеров модели более 150 мм является нежелательным.

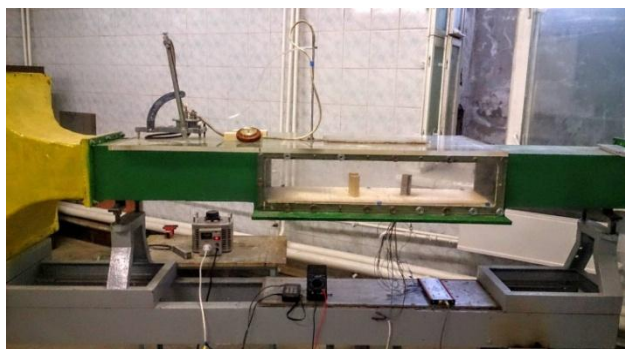


Рис. 1. Общий вид рабочей камеры аэродинамической трубы

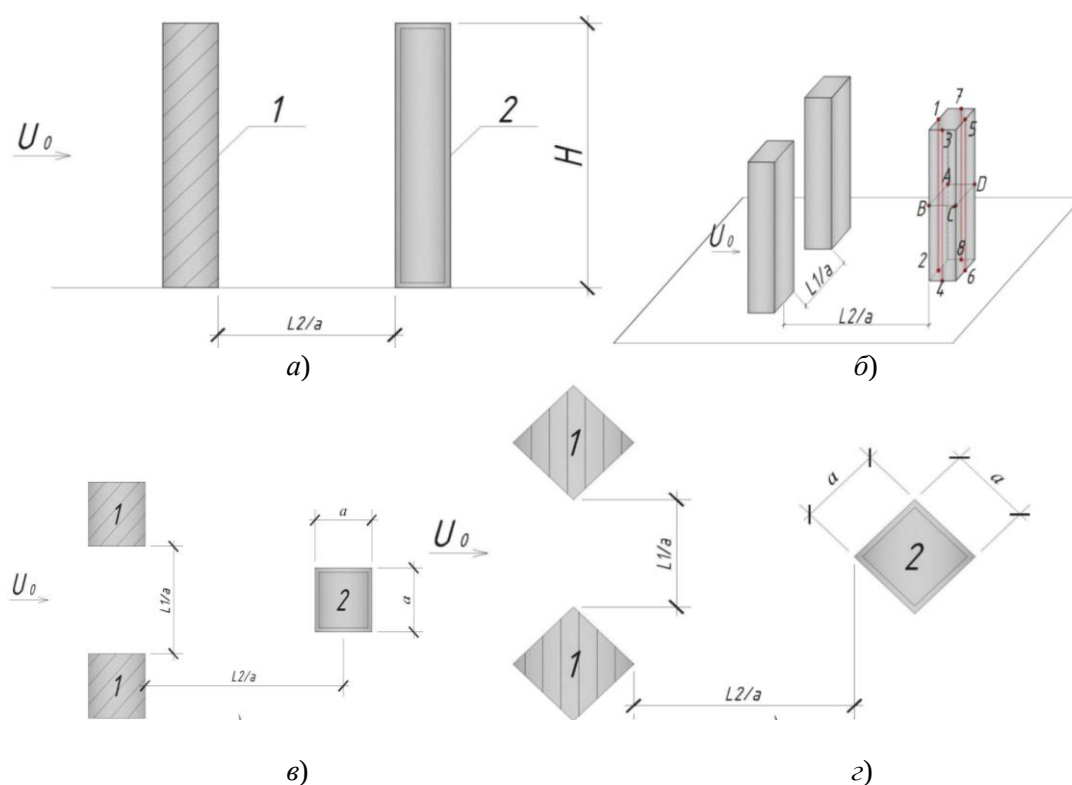


Рис. 2. Схема расположения исследуемой тепловой модели «2» относительно моделей-препятствий «1»: а) - общий вид экспериментальной модели; б) – вертикальные и горизонтальные сечения; в) – схема расположения моделей при поперечном смещении $L1/a$ и продольном смещении $L2/a$, угол $\varphi=0^\circ$; г) – схема расположения моделей при поперечном смещении $L1/a$ и продольном смещении $L2/a$, угол $\varphi=45^\circ$.

Измерение температуры тепловой модели «2» осуществлялось при помощи ХК-термопар диаметром 0,5 мм, зачеканенных на одной из граней моделей (рис. 3). Термопары расположены в горизонтальных и вертикальных сечениях. Количество термодатчиков на измерительной грани тепловой модели составило: $H/a = 3 - 13$ шт.; $H/a = 5 - 19$ шт.

Каркасы тепловых моделей «2» выполнены из текстолита толщиной 5 мм. В качестве проволоочного омического нагревателя принята нихромовая проволока поперечным сечением $0,3 \text{ мм}^2$. Для равномерного прогрева моделей шаг витков составил 2,0 мм. В качестве электроизолятора использовалась стеклотента толщиной 1,0 мм. Для

выравнивания теплового потока поверх нагревателя устанавливались медные пластины толщиной 1,0 мм. Для равномерной передачи тепла от медной пластины к наружной наклеивался тонкий слой стеклотенты толщиной 1,0 мм. Наружные грани выполнены из нержавеющей стали толщиной 1,0 мм. Для уменьшения перетечек тепла измеряемая грань была разделена на фрагменты, изолированные в плоскости друг от друга «полосками», выполненными из паронита.

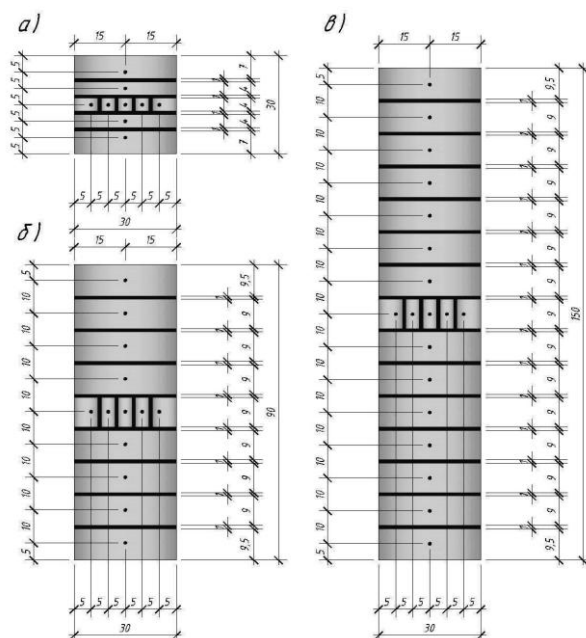


Рис. 3. Схемы размещения термопар на измерительной грани моделей с относительной высотой: а) – $H/a = 1$; б) – $H/a = 3$; в) – $H/a = 5$.

Исследуемые модели призмы помещались в рабочую камеру аэродинамической трубы, далее подключались нагревательные элементы в электрическую цепь и поддерживалась заданная температура поверхности (так, чтобы максимальный прогрев стенки относительно потока не превышал 40-50 градусов). В аэродинамической трубе устанавливался необходимый гидродинамический режим воздушного потока и задавался необходимый угол атаки взаимодействия модели с окружающей средой. В течение часа модель выводилась на заданный тепловой режим.

После определения температуры стенки и введения необходимых поправок, подсчитывались локальные значения коэффициента теплоотдачи по формуле:

$$\alpha = q_w / (T_{wi} - T_o), \quad (1)$$

$$q_w = q_{эл} - q_{ном} \quad (2)$$

где, T_{wi} – температура в i -ой точке поверхности, T_o – температура воздушного потока, q_w – удельный тепловой поток, $q_{эл}$ – суммарная плотность теплового потока, подводимого электрическим нагревателем, $q_{ном}$ – тепловые потери за счет излучения, свободной конвекции и теплопроводности.

Средний коэффициент теплоотдачи по каждой грани призмы находился осреднением локальных величин, измеренных по горизонтальной и вертикальной осям грани. Среднее число Нуссельта определялось по каждой грани как

$$\overline{Nu} = \overline{\alpha} \cdot a / \lambda, \quad (3)$$

а по всей поверхности призмы

$$\overline{Nu} = \overline{\alpha} \cdot a / \lambda, \quad (4)$$

где $\overline{\alpha}$ и $\overline{\alpha}$ – средние коэффициенты теплоотдачи по отдельной грани и по всей призме соответственно, Вт/(м²×°C); а – поперечный размер призмы, м; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м×°C).

На (рис. 4) представлены графики зависимости среднего по всей поверхности модели «2» числа Нуссельта от относительной высоты моделей $H/a=3$ и 5 в зависимости от ее расположения при $\varphi=0^\circ$ и 45° .

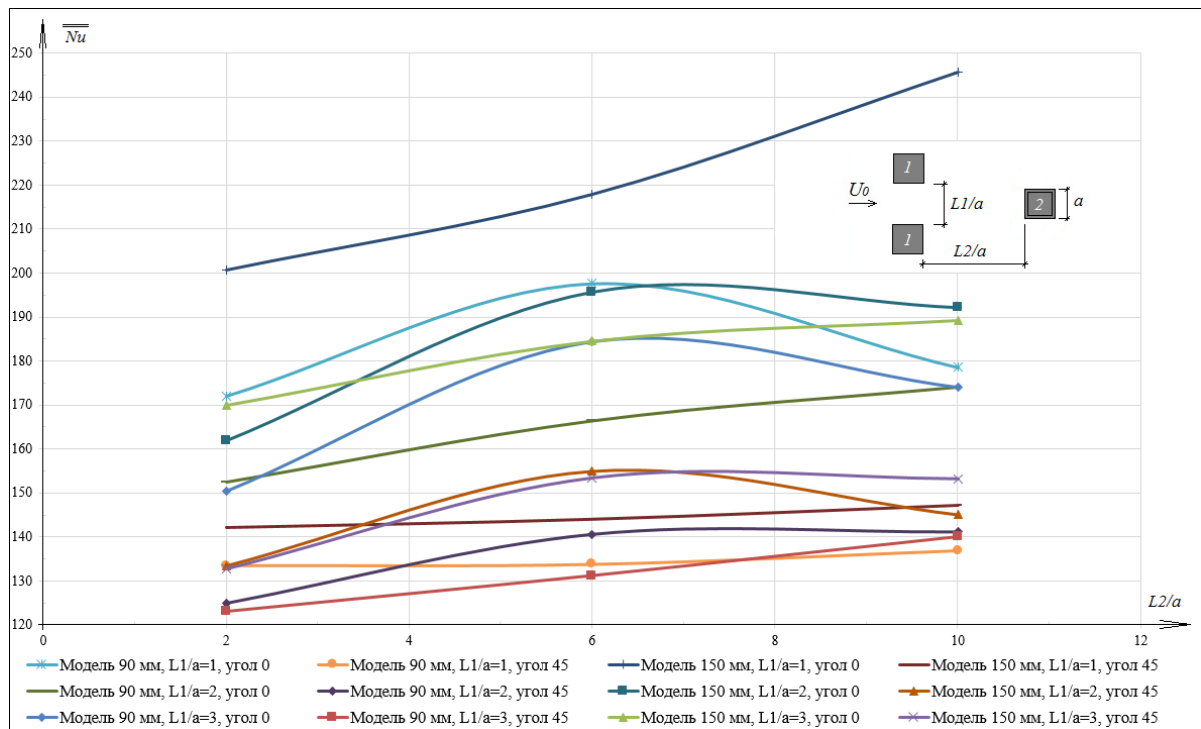


Рис. 4. Графики зависимости среднего по всей поверхности модели «2» числа Нуссельта от относительной высоты моделей $H/a=3$ и 5 в зависимости от ее расположения при $\varphi=0^\circ$ и 45° ($Re = 7 \times 10^4$).

Из (рис. 4) видно, что при смещении впередистоящих моделей «1» на расстояние $L2/a$ наблюдается интенсификация интегрального теплообмена от всей поверхности второй призмы:

1. Выявлено, что при изменении поперечного расстояния $L1/a$ между впередистоящими моделями «1» максимальный теплообмен модели «2» достигается при $\varphi = 0^\circ$ на калибре $L1/a = 1$, а при $\varphi = 45^\circ$ на – $L1/a = 2,0$.

2. Установлено, что интенсивность теплообмена модели «2» увеличивается по мере увеличения относительной высоты призмы. Средний коэффициент теплоотдачи от всей модели здания увеличивается при изменении угла атаки воздушного потока с $\varphi = 45^\circ$ на $\varphi = 0^\circ$ и при увеличении высоты модели H/a от 3 до 5.

3. Смещение моделей в продольном направлении ($L2/a$) также приводит к неравномерному изменению интегральной теплоотдачи модели «2» с максимумом при $L2/a = 6,0$ и постепенным снижением взаимного влияния при $L2/a \geq 10,0$.

Минимальное же смещение на $L2/a$ от 2,0 до 6,0 приводит к увеличению значений интегрального теплообмена от всей поверхности позади стоящей призмы «2» в группе из трёх моделей при всех расстояниях между впередистоящими моделями $L1/a$.

Механизм изменения теплообмена при увеличении расстояния между призмами $L2/a$, как свидетельствуют визуализационные картины наблюдения, объясняется тем, что позади стоящая модель выходит из аэродинамического следа впереди стоящей модели, снижается воздействие отрывных течений и вихреобразования, что приводит к увеличению значений коэффициентов теплообмена, при этом картина обтекания приближается к отдельно стоящей призме.

Полученные результаты следует квалифицировать как новый вклад в базу данных о теплообмене плохообтекаемых тел. Выяснение же более тонких механизмов турбулентного тепломассопереноса при обтекании турбулентным потоком требует постановки более глубоких и детальных исследований.

Литература

1. В.И. Терехов, А.И. Гныря, С.В. Коробков. Вихревая картина турбулентного обтекания и теплообмен одиночного куба на плоской поверхности при различных углах атаки // Теплофизика и аэромеханика.— 2010, т.17, №4. — С. 521 – 533.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗИФИКАЦИИ УГЛЯ В ПЛОТНОМ СЛОЕ

Маришин Н.С.¹, Таймасов Д.Р.¹, Пермяков Е.Е.¹, Сеначин П.К.^{1,2}

¹ Алтайский государственный технический университет (АлтГТУ), г. Барнаул

² Институт теплофизики СО РАН, г. Новосибирск

Введение

В настоящее время наблюдается рост интереса к использованию местных топливных ресурсов (включая отходы углеобогащения, бурые угли, древесные отходы, торф, промышленные и бытовые отходы) для энергообеспечения удаленных потребителей и малоэтажных жилых домов [1, 2]. Одним из источников энергообеспечения этих объектов является газификация брикетированного твердого топлива в плотном слое в газогенераторах различных типов (традиционно это газогенераторы, работающие по схеме прямого процесса Lurgi, но уже появляются технологические схемы газогенераторов обращенного процесса). Процесс сдерживается отсутствием современной нормативной методики для инженерных расчётов физико-химических процессов в таких устройствах. Существует несколько стационарных одномерных математических моделей реакторов газификации твердого топлива в плотном слое, в том числе представленных в работах [1, 3-10].

С целью апробации этих и других математических моделей слоевого горения угля, нами был проведён их анализ, на основе которого в базовую модель были внесены некоторые изменения. После этого математическая модель была реализована численными методами, описанными ниже, в среде «SciLab».

Математическая модель слоевого реактора

В модели рассматривается одномерный адиабатический противоточный газогенератор Lurgi, уголь представлен в виде пористой среды, составленной из монодисперсных сферических частиц диаметра d_0 с жёстким зольным скелетом и выгорающим углеродным ядром, порозность (отношение объёма пор к общему объёму) принимается одинаковой по всей высоте газогенератора. Через пористую среду фильтруется газовая фаза. Температура угля и газа на каждой высоте газогенератора одинакова. Обычно в реакторах Lurgi выделяют несколько зон, в том числе: сушки, выхода летучих, восстановительную, окислительную, зольную подушку (рис. 1), однако в настоящей работе рассматриваются только окислительная и восстановительная зоны.

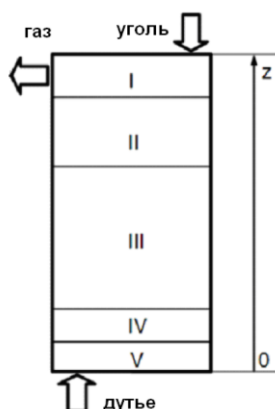


Рисунок 1.

Принципиальная схема газогенератора Lurgi и его реакционных зон:

- I – зона сушки,
- II – зона выхода летучих,
- III – восстановительная зона,
- IV – окислительная зона,
- V – зольная подушка

На вход газогенератора (при $z = 0$) подаётся смесь воздуха в пара, и на поверхности пор протекают следующие гетерогенные реакции:

- 1) $C + O_2 = CO_2 + 395 \text{ кДж/моль}$
- 2) $2C + O_2 = 2CO + 219 \text{ кДж/моль}$
- 3) $C + CO_2 = 2CO - 175.5 \text{ кДж/моль}$
- 4) $C + H_2O = CO + H_2 - 130.5 \text{ кДж/моль}$

Считается, что при наличии кислорода происходит гомогенное сгорание CO и H_2 до CO_2 и H_2O по реакциям

- 5) $2CO + O_2 = 2CO_2 + 570.5 \text{ кДж/моль}$
- 6) $2H_2 + O_2 = 2H_2O + 480 \text{ кДж/моль}$

при этом тепловой эффект этих реакций относится к газовой фазе.

Основные уравнения, описывающие процесс газификации, следующие:

- уравнения неразрывности для каждого j -го компонента газовой фазы

$$\rho_j \frac{dw_\phi}{dz} + w_\phi \frac{d\rho_j}{dz} = M_j \sum_i \xi_{ij} W_i^{gom}, \quad (1)$$

где ρ_j - действительная плотность j -го компонента газовой фазы, w_ϕ - скорость фильтрации относительно угля, M_j - молярная масса j -го компонента, W_i^{gom} - скорость i -й гомогенной реакции, ξ_{ij} - стехиометрический коэффициент i -й гомогенной реакции (где продукты реакции имеют знак «+»);

- уравнение неразрывности для твёрдой фазы

$$\rho_C^0 u_C \frac{d\eta}{dz} = M_C \sum_i \xi_{iC} W_i^{get}, \quad (2)$$

где η - глубина выгорания угля, лежащая в пределах от 0 до 1 (1 соответствует полному выгоранию), ρ_C^0 - начальная плотность углерода, u_C - скорость угля относительно стенок, M_C - молярная масса углерода, W_i^{get} - скорость i -й реакции с участием угля, ξ_{iC} - стехиометрический коэффициент i -й гетерогенной реакции (где продукты реакции имеют знак «+»);

- уравнения теплового баланса

$$w_\phi - u_C \sum_s c_s \rho_s \frac{dT_g}{dz} = \varepsilon \lambda_g \frac{d^2 T_g}{dz^2} + k_{gom} \sum_i W_i^{get} Q_i^{get} + \sum_i W_i^{gom} Q_i^{gom} - \frac{\alpha_{gC}}{r_{gen}} T_g - T_C - \frac{\alpha_{g0}}{r_{gen}} T_g - T_0, \quad (3)$$

$$-u_C \left[c_C \rho_C^0 (1 - \eta) + c_b \rho_b \right] \frac{dT_C}{dz} = (1 - \varepsilon) \lambda_C \frac{d^2 T_C}{dz^2} + (1 - k_{gom}) \sum_i W_i^{get} Q_i^{gtt} + \frac{\alpha_{gC}}{r_{gen}} T_g - T_C - \frac{\alpha_{C0}}{r_{gen}} T_C - T_0, \quad (4)$$

где ε - порозность. C_s - теплоемкость компоненты s газовой фазы, C_C - теплоёмкость углерода, c_b - теплоемкость балласта, ρ_b - плотность балласта, λ_C - коэффициент теплопроводности твердой фазы. Q_i^{gom} , Q_i^{get} - теплота i -й гомогенной и гетерогенной реакций, T_g - температура газа, λ_g - коэффициент теплопроводности газа (в силу преимущественно конвективного теплопереноса. можно положить $\lambda_g=0$), k_{gom} - параметр, показывающий какая часть энергии, выделяющейся при гетерогенных реакциях, поглощается

газом, T_C - температура твёрдой фазы, α_{gC} - коэффициент теплоотдачи между твёрдой фазой и газом, r_{gen} - внутренний радиус генератора;

- уравнение закона Дарси (для пористых сред)

$$\frac{dp}{dz} = - \frac{w_\phi}{k_\phi}, \quad (5)$$

где p - давление, k_ϕ - коэффициент фильтрации, который можно вычислить, используя соотношение Козени-Кармана [8] (следует отметить, что закон применим для чисел Рейнольдса меньше или порядка единицы);

- уравнение состояния газовой фазы

$$p = \sum_s p_s = RT_g \sum_s \frac{\rho_s}{M_s}; \quad (6)$$

- уравнения скорости i -й газовой (гомогенной) реакции (определяется законом Аррениуса)

$$W_i = k_i \prod_j A_{ij} \exp\left(-\frac{E_i}{RT_g}\right), \quad (7)$$

- скорость гетерогенной i -й реакции углерода с j -м компонентом газовой фазы

$$W_i = K_{ci} S_c^{1-\eta}, \quad (8)$$

$$\text{где } S_c = \frac{6(1-\eta)/d_0}{1 + \rho_C^0/\rho_b / 100/A^r - 1}, \quad K_{ci} = \frac{\beta_i A_j}{1/k_{wi} + d_0/\text{Nu}_D D_j},$$

A^r - зольность угля, A_j — концентрация j -го компонента газовой фазы, Nu_D - диффузионное число Нуссельта, D_j - коэффициент диффузии j -го компонента, k_{wi} - кинетическая скорость i -й реакции, вычисляемая исходя из закона Аррениуса и предположения о существовании полюса скоростей [9]

$$k_{wi} = k_i \exp\left(-\frac{E_i}{RT_{эфф}}\right). \quad (9)$$

Для расчёта скоростей гетерогенных реакций с разделением температур сред необходимо использовать некую эффективную температуру

$$T_{эфф} = k_{Tg} T_g + k_{TC} T_C,$$

где k_{Tg} и k_{TC} - коэффициенты, определяющие вклад температуры газа и твёрдой фазы соответственно.

Система (1)-(9) дополняется двумя замыкающими уравнениями:

- уравнение альтернативного условия прекращения горения

$$p^{1-\eta} = 0, \quad (10)$$

- кинематическое условие стационарности процесса (скорости горения u_f на фронте пламени)

$$u_f = w_\phi - u_C = 0. \quad (11)$$

Граничные условия задачи учитывают, что рассматривается проточный реактор с охлаждаемым входом и секцией с отводящим генерируемый газ устройством, которые нарушают сплошность движения твердофазных компонентов, то есть имеем: (на входе в реактор при $z=0$)

$$p = p_0, \quad T_g = T_{g0} = T_0, \quad T_C = C_{C0} = T_0, \quad \rho_g w_f = m_g^0, \quad A_j = A_j^0, \\ \frac{dT_g}{dz} = 0, \quad \frac{dT_C}{dz} = 0, \quad (12)$$

(на выходе из реактора при $z=h$)

$$p < p_0, \quad \eta = 0, \quad \rho_C = \rho_C^0, \quad \frac{dT_g}{dz} = 0, \quad \frac{dT_C}{dz} = 0. \quad (13)$$

Кроме того, на фронте пламени имеем

$$z = z_f, \quad \frac{dT_g}{dz} = 0, \quad \frac{dT_C}{dz} = 0, \quad A_{O_2} = 0. \quad (14)$$

Численное решение задачи

Система уравнений (1)-(14) решается итерационным методом (рис. 2).

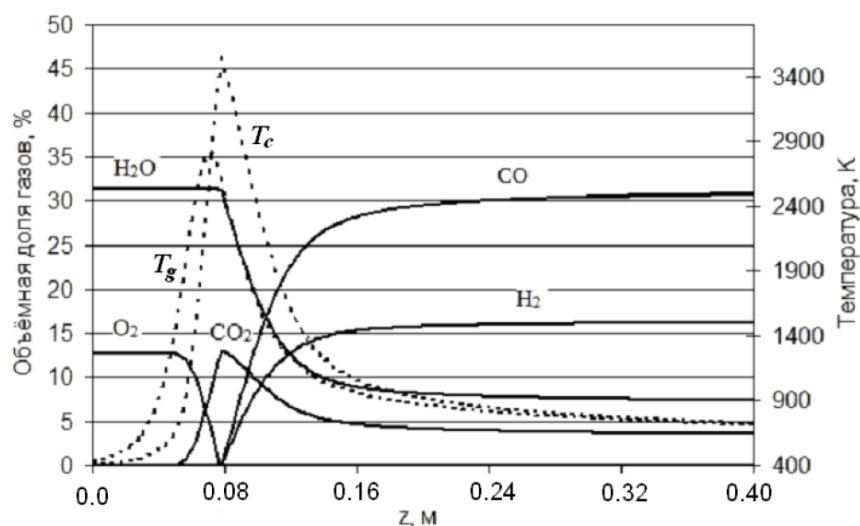


Рисунок 2. Профили объёмных долей газов и температур (обозначены пунктиром) для газовой и твёрдой фаз

Решение задачи можно разделить на ряд шагов:

1. Задаётся начальное приближение.
2. Проводится расчёт скоростей гетерогенных реакций.
3. Методом Рунге-Кутты рассчитываются распределения скорости фильтрации, плотностей газов, температуры газа, учитывая температуру и глубину выгорания из предыдущего приближения, и ранее полученные данные о скорости химических реакций.
4. Аналогично находятся профили температуры твёрдой фазы и глубины выгорания.
5. Если прошло определённое число шагов, обновляется информация о скорости гетерогенных или гомогенных реакций и переход на шаг 3, или же переход на него осуществляется сразу, также возможно прекращение решения, при достижении заданного значения невязок.

Из рис. 2 видно, что результаты расчёта качественно правильно отображают процессы в газогенераторе плотного сдоа. Достаточно высокие температуры объясняются, прежде всего, адиабатичностью процесса в реакторе (отсутствием теплоотдачи в

стенку при численном счете) и отсутствием в модели термической диссоциации и обратных химических реакций.

Литература

1. Загрудтинов Р.Ш. Технологии газификации в плотном слое: Монография / Р.Ш. Загрудтинов, А.Н. Нагорнов, А.Ф. Рыжков, П.К. Сеначин и др.; под ред. П.К. Сеначина. - Барнаул: ОАО «Алтайский дом печати», 2009. - 296 с.
2. Загрудтинов Равиль. Газификация в плотном слое: Цикл статей / монография / Равиль Загрудтинов, Павел Сеначин, Михаил Никишанин. – Saarbrücken, Deutschland / Германия: Изд-во «LAP LAMBERT Academic Publishing», 2016. – 168 с.
3. Нагорнов А.Н. Физико-химические основы горения и газификации углей в плотном слое газификатора Lurgi / А.Н. Нагорнов, Р.Ш. Загрудтинов, П.К. Сеначин, С.М. Кисляк, Р.М. Утемесов // Энергетические, экологические и технологические проблемы экономики (ЭЭТПЭ-2008): Материалы второй Всероссийской научно-практической конференции с международным участием / Барнаул, АлтГТУ им. ИИ. Ползунова, 1-4 октября 2008. - Барнаул: ОАО «Алтайский дом печати», 2008. - С. 380-397.
4. Зайцев А.В. Газогенераторные технологии в энергетике: Монография / А.В. Зайцев, А.Ф. Рыжков, В.Е. Силин, Р.Ш. Загрудтинов, А.В. Попов, Т.Ф. Богатова и др. Под ред. А.Ф. Рыжкова. – Екатеринбург: ООО Изд-во «Сократ», 2010. – 612 с.
5. Степанов С.Г. Математическая модель газификации угля в слоевом реакторе / С.Г. Степанов, С.Р. Исламов // Химия твёрдого топлива. - 1991. - № 2. - С. 52-58.
6. Кузоватов И.А. Численное моделирование физико-химических процессов в слоевом газификаторе / И.А. Кузоватов, А.А. Гроо, С.Г. Степанов // Вычислительные технологии. - 2005. - Т.10. №5. - С. 39-48.
7. Ворончихина Т.С. Компьютерная модель нестационарных процессов при слоевой газификации угля / Т.С. Ворончихина, В.С. Славин, С.Р. Исламов.// Сибирский физико-технический журнал. - 1993. - Вып. 3. - С. 85-90.
8. Аэров М.Э. Аппараты со стационарным зернистым слоем / М.Э. Аэров, О.М. Тодес, Д.А. Наринский. - Л.: Химия, 1979. - 176 с.
9. Леонтьев Н.Е. Основы теории фильтрации: Учебное пособие / Н.Е. Леонтьев. - М.: Изд-во Центра прикладных исследований при механико-математическом факультете МГУ, 2009. - 88 с.
10. Померанцев В.В. Основы практической теории горения: Учебное пособие для вузов / В.В. Померанцев, К.М. Арефьев, Д.Б. Ахмедов и др. - Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отделение, 1986. - 312 с.

АППАРАТНО-ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС УЧЕТА ПОТРЕБЛЯЕМОЙ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

*Мукашев А.М., Абрамчук С.И., Пуговкин А.В., Бойченко А.В., Купреков С.В.,
Петрова Н.И.*

*Томский государственный университет систем управления и радиоэлектроники,
г. Томск*

Целью данной работы является разработка аппаратно-программного комплекса учета тепловой энергии и испытание ее в реальных условиях эксплуатации.

Актуальность исследований заключается в том, что учет потребляемой тепловой энергии является важнейшей составляющей энергосбережения и стимулирует конечных потребителей к экономии энергоресурсов [1-3].

В системах теплоснабжения объектов основную долю (95%) составляют системы с вертикальной разводкой. Поквартирный учет потребляемой тепловой энергии в таких системах не нашел массового применения в силу сложности реализации известными методами. Для систем теплоснабжения с горизонтальной разводкой есть приемлемые решения, однако они не применимы для вертикальной разводки в силу малых перепадов температур и необходимости измерения расхода теплоносителя. Это приводит к низкой точности измерений и высокой стоимости оборудования и эксплуатации. Известны частные решения для систем с вертикальной разводкой (фирмы «Данфос», «Де Прима», «Thechem» и др.), работающие по технологии распределителей стоимости потребленного тепла, однако они обладают низкой точностью измерений в связи с тем, что не учитывают индивидуальный характер теплового режима отдельного помещения и индивидуальных характеристик отопительных приборов. Эти системы не нашли широкого применения в России и странах СНГ.

Решение поставленной задачи можно разделить на несколько этапов:

- разработка структурной схемы системы;
- выбор необходимых элементов системы для ее полноценной работы;
- разработка программного обеспечения;
- испытание системы в реальных условиях.

Нами предложен метод измерения основанный на уравнении уравнения Ньютона-Рихмана. При этом основной задачей является нахождение коэффициента теплоотдачи. Он находится экспериментально с учетом двух физических процессов теплообмена: конвекция и радиация.

$$P_{\text{тепл}} = G_{\text{ист}} \cdot (T_{\text{ист}} - T_{\text{возд}}), \quad (1)$$

где $P_{\text{тепл}}$ – тепловая мощность, отдаваемая отопительным прибором;

$G_{\text{ист}}$ – коэффициент теплоотдачи отопительного прибора;

$T_{\text{ист}}$ – средняя температура поверхности отопительного прибора;

$T_{\text{возд}}$ – средняя температура воздуха в помещении;

$T_{\text{ист}} - T_{\text{возд}}$ – температурный напор.

Основной задачей, подлежащей решению, при этом является нахождение коэффициента теплоотдачи, который обычно находится из справочной литературы или путем измерения в специализированных лабораториях [4].

Нами разработан метод измерения коэффициента теплоотдачи [5]. В динамическом режиме (например: прекращение подачи тепловой энергии) из нестационарного уравнения теплового баланса получим:

$$G_{\text{ист}} = \frac{C_{\text{ист}} \frac{dT_{\text{ист}}}{dT_{\text{возд}}}}{T_{\text{ист}} - T_{\text{возд}}}, [\text{Вт}/^{\circ}\text{C}] \quad (2)$$

где $C_{\text{ист}}$ – теплоемкость отопительного прибора; $\frac{dT_{\text{ист}}}{dT_{\text{возд}}}$ – скорость изменения температуры.

Экспериментальные данные считываются с температурных датчиков, подсоединённых к отопительному прибору, с определенным временным интервалом, заносятся в память и обрабатываются в соответствии с выражением (2). Теплоемкость отопительного прибора вычисляется путем суммирования теплоемкости корпуса металлического прибора и воды. Данный метод повышает точность измерений тепловой энергии, отдаваемой отопительным прибором с учетом его индивидуальных особенностей, и существенно сокращает время измерения коэффициента теплоотдачи. На (рис. 1) приведена структурная схема системы учета тепловой энергии:

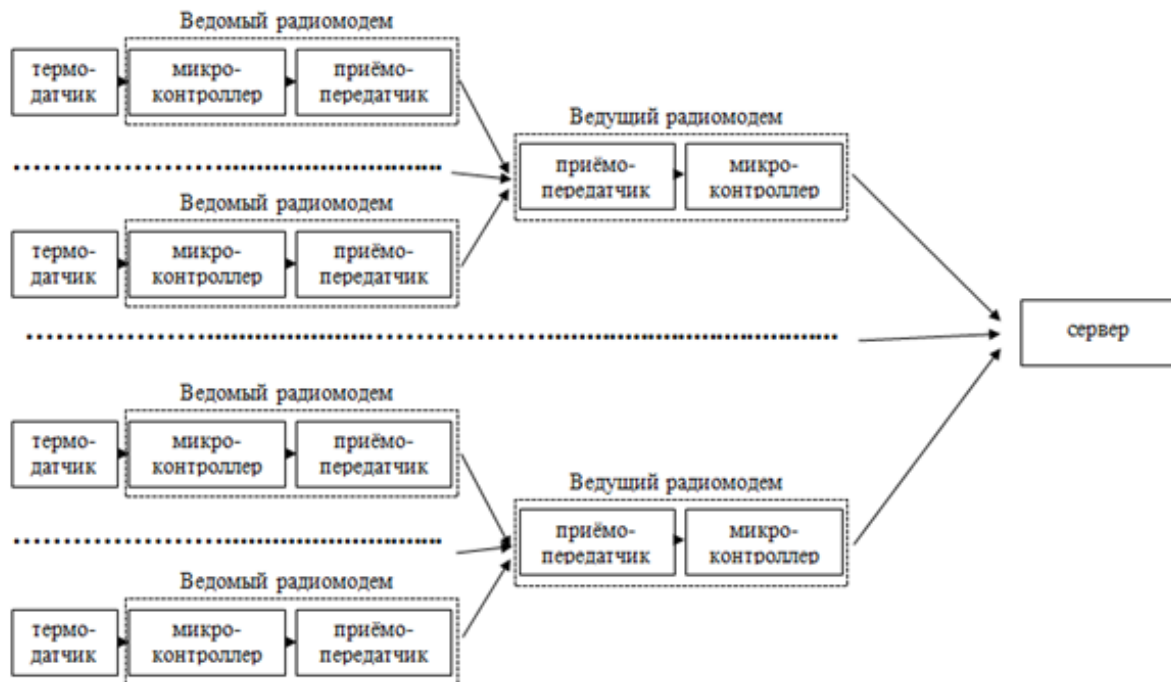


Рис. 1. Структурная схема системы учета тепла.

Сбор и передача данных осуществляется на базе следующих элементов:

- радиомодем, который считывает показания с датчиков и передаёт их по радиоканалу (далее – Ведомый);
- радиомодем, который принимает данные по радиоканалу и передаёт их серверу (далее – Ведущий);
- сервер, который устанавливает параметры обмена, принимает, хранит и обрабатывает данные.

Различие между «Ведущим» и «Ведомым» состоит только в программном обеспечении для микроконтроллеров. В остальном данные платы радиомодемов имеют схожую структуру.

К термодатчику были выдвинуты следующие требования: точность: $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$; низкий ток потребления; компактное исполнение; отсутствие дополнительного оборудования (АЦП уже встроен); отсутствие необходимости калибровки датчика; невысокая стоимость. Нами анализировались два типа термодатчиков, наиболее соответствующие этим требованиям: ADT7410 (Analog Devices) и DS18B20 (Dallas Semiconductor). Выбираем датчик DS18B20, который за счет использования интерфейса 1wire имеет всего 3 вывода, вместо 4 у ADT7410.

К микроконтроллеру предъявляются следующие требования: низкое энергопотребление; наличие спящего режима с поддержкой часов реального времени; наличие интерфейса UART; напряжение питания от 2.5 до 3.6 В; рабочая частота не менее 2 МГц.

Всем этим требованиям удовлетворяют микроконтроллеры компании ST: STM32. Они обладают более низкой ценой и высокой мощностью по сравнению с микроконтроллерами других производителей. Также эти микроконтроллеры обладают удобным интерфейсом для программирования, требующим всего три вывода и программатор ST-LINK, который является достаточно дешёвым.

Лидерами в сфере разработки приёмопередатчиков любительских диапазонов на данный момент являются фирмы Texas Instruments, Analog Devices и Semtech International. Каждая из этих фирм выпускает довольно широкие линейки приемопередатчиков разных частотных диапазонов. Для проектируемой системы сбора и передачи данных был выбран диапазон 868 МГц. Этот диапазон был сравнительно недавно разрешён для использования без лицензии, поэтому на данный момент не так сильно используется, как диапазон 433 МГц. Приёмопередатчики данного диапазона, ввиду отсутствия единого стандарта можно настроить на довольно низкое потребление (около 30мА), большую дальность (порядка километра в условиях прямой видимости). Ввиду низкочастотности диапазона он имеет ограничение в возможной скорости, но для реализации данного проекта большие скорости не требуются. Из рассмотренных приёмопередатчиков наиболее оптимальным соотношением динамического диапазона и потребляемой мощности обладает CC1120 фирмы Texas Instruments.

В данной системе все параметры работы задаются сервером, которые последний передает Ведущему, тот в свою очередь отправляет параметры Ведомому. Основная задача Ведомого собрать температуры с датчика. Частота сбора задается Сервером. Основная задача Ведущего передавать Ведомому команды Сервера и выдавать Серверу принятые данные от Ведомого. Основная задача Сервера – осуществление управления и обработка данных.

Программа реализована на языке C++. То, что C++ объектно-ориентированный язык во многом облегчает разработку многозадачного приложения. Общая задача была разбита на мелкие подзадачи, также была выделена основная, которая выполнялась в первую очередь. Основная задача: осуществление сбора данных, реализуется в классе *MainWindow*.

Разработанная нами система экспериментально исследовалась в условиях эксплуатации в многоквартирном жилом доме. Испытания проводились на одном стояке однотрубной системы, который содержал в себе 7 отопительных приборов (чугунные радиаторы MC-140), включенных последовательно с помощью стальных труб (3/4 дюйма). 4 прибора размещались в комнатах жилых квартир, 3 в подъезде четырехэтажного дома, из них 4 – на прямой подаче, 3 на обратной подаче. Схема тепловой системы приведена на (рис. 2). Длина отрезков труб, количество звеньев и теплоемкости отопительных приборов приведены в (табл. 1). Трубы прямой и обратной подачи подключались к соответствующим магистралям общедомовой системы.

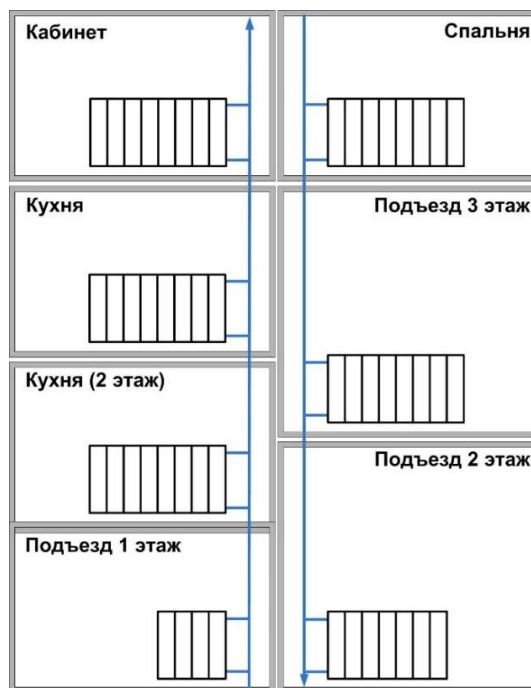


Рис. 2. Схема тепловой системы

Таблица 1.

Местоположение	Количество звеньев отопи- тельного прибора	Теплоемкость отопи- тельного прибора, Дж/°С	Длина труб,
Подъезд 1 этаж	4	37567	4
Кухня 2 этаж	8	75134	5
Кухня	8	75134	5
Кабинет	8	75134	2,1
Спальня	8	75134	2,1
Подъезд 2 этаж	7	65741	5,7
Подъезд 3 этаж	8	75134	5,7

В начале эксперимента тепловая система находилась в режиме эксплуатации. Все тепловые приборы были прогреты, помещения находились в обычном тепловом режиме. На отопительных приборах закреплялись терморадиомодули в составе термодатчика и ведомого радиомодема. В одном из помещений располагался сервер (персональный компьютер, к входу которого был подключен выход ведущего радиомодема). Ведущий радиомодем собирал данные со всех радиомодулей. Температура воздуха измерялась отдельными выносными датчиками. Значения температур по радиоканалу передавались на сервер и записывались в память по мере поступления.

В режиме эксплуатации, измерения температур производились 1 раз в час. Данные по температурам передавались на центральный сервер раз в сутки. В режим калибровки сервер переводился по команде оператора. Одновременно перекрывался вентиль подачи теплоносителя в стояк. Термодатчики передавали информацию о температурах остывающих радиаторов с интервалом 1 минута. Процесс калибровки занимал три часа. После ее завершения возобновлялась подача теплоносителя и тепловая система переводилась в режим эксплуатации. Затем все измеренные данные передавались на центральный сервер.

После обработки калибровочных данных были получены зависимости коэффициента теплоотдачи отопительного прибора от температурного напора (во время калибровки не опрашивался ведомый модуль в подъезде на 1 этаже). Графики зависимостей приведены на (рис. 3):

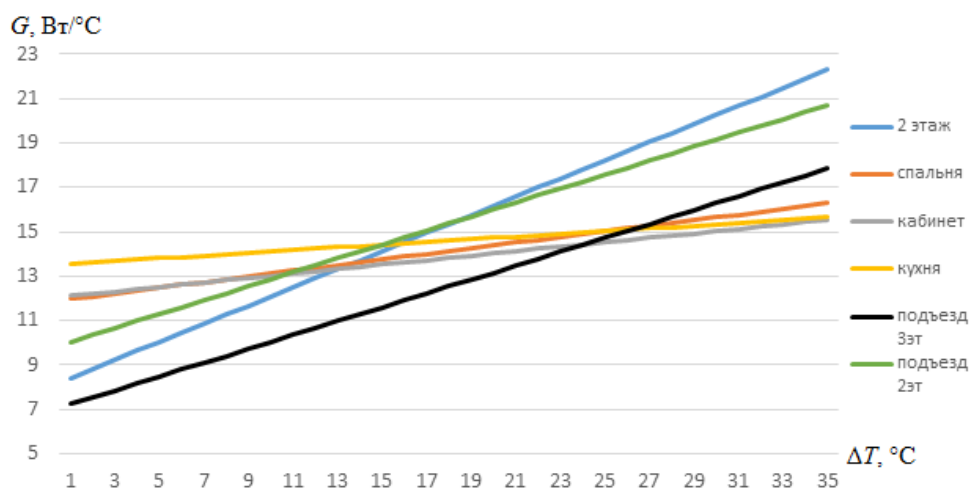


Рис. 3. Графики зависимости коэффициента теплоотдачи отопительного прибора от температурного напора

Из графиков видно, что у отопительных приборов одинакового типа, установленных в разных помещениях, значения коэффициентов теплоотдачи значительно разнятся. При этом зависимости для радиаторов в кабинете, кухне и спальне лежат близко друг к другу. Полученные результаты можно объяснить нахождением отопительных приборов в разных условиях.

В режиме эксплуатации также не работал ведомый модуль в подъезде на первом этаже (в дальнейших расчетах его не учитывали). С остальных модулей были получены данные за четверо суток. С использованием коэффициентов теплоотдачи и средних температур радиаторов, а также отдаваемой мощности стояков, посчитанная за данный период тепловая энергия составила 387182 Вт*ч.

Выводы:

1. Проведенные исследования эффективности отопительных приборов позволили нам разработать структурную схему, выбрать ее элементы и разработать конструкцию терморадиомодуля и программное обеспечение всей системы.
2. Тестовые испытания в жилом здании доказали работоспособность системы при ее настройке и эксплуатации.

Авторы выражают благодарность Абушкину Денису Валерьевичу за помощь в проведении экспериментов и обсуждении результатов.

Литература

1. Воронин С.М. Энергосбережение: учеб. пособие / С.М. Воронин, А.Э. Калинин. – Зерноград : ФГОУ ВПО АЧГАА, 2009. – 256 с.
2. Карпов В.Н. Поквартирный учет расхода тепла в системах отопления. Проблемы внедрения // – АВОК. – 2012. – №4. – С. 50-58.
3. Динамический метод измерения эффективности нагревательных приборов. / А.В. Пуговкин, С.В. Купреков, В.А. Медведев, Н.И. Муслимова, В.С. Степной // Приборы. - 2014, - № 7. – 10 с.
4. Действующая методика испытания отопительных приборов – требуется ли корректировка? / В.И. Сасин, Г.А. Бершидский, Т.Н. Прокопенко, Б.В. Швецов // Отопление и горячее водоснабжение. – 2007. – № 4. – С. 49-52.
5. Эквивалентные электрические схемы отопительных приборов / В.С. Степной, С.И. Абрамчук, А.М. Мукашев, А.В. Пуговкин // Доклады ТУСУР. – 2014. - №1(31). – С. 238-241.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЕТРОТЕПЛОГЕНЕРАТОРА

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

*Институт теплофизики им. С.С.Кутателадзе Сибирского отделения РАН
г. Новосибирск*

Аннотация

Рассматривается конструкция теплогенератора, предназначенного для эффективного преобразования кинетической энергии, получаемой от роторных турбин, расположенных в потоке воздуха или воды, в тепловую энергию [1]. Конструкция основного узла преобразователя энергии потока ветра в тепловую энергию основана на циркуляции вязкой рабочей жидкости в объеме цилиндрических кольцевых каналов, образованных вращающимися навстречу друг другу (оппозитно). Задачей исследования является повышение эффективности использования энергии ветра, за счет применения двух роторных ветродвигателей для привода особого оппозитного преобразователя кинематической энергии ветра в тепловую при низких скоростях ветра. Проведен анализ результатов теоретического и экспериментального исследования разработанной конструкции.

Введение

В настоящее время актуален вопрос получения тепловой энергии с помощью экологически чистых технологий из возобновляемых источников энергии [2, 3]. Наиболее эффективное соединение роторного двигателя и теплогенератора позволяет реализовать генератор тепловой энергии с высоким коэффициентом преобразования энергии потока воздуха в тепловую энергию. Высокий КПД достигается за счет того, что имеется возможность всю кинетическую энергию воздушного потока от роторного двигателя преобразовать в тепло, накопить в тепловом аккумуляторе и применять для технологических или бытовых нужд. На (рис. 1) приведена схема макета ветротеплогенератора и на (рис. 2) его фотография в сборе на крыше здания во время проведения испытания в рабочем режиме. Роторные ветродвигатели различной конструкции в основе содержат установленные в опорах вертикальный вал, на концы которого закреплены обода, связанные между собой набором вертикальных лопастей специальной формы. Особенностью ветродвигателя с осью вращения ротора перпендикулярной направлению ветра является работа независимо от направления ветра.

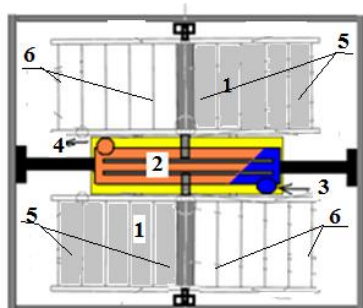


Рис. 1. Схема ветротеплогенератора.

1 – ротор вертикального ветродвигателя; 2 – модуль теплогенератора; 3, 4 – патрубок подачи теплоносителя и отбора; 5 – лопасти в рабочем положении; 6 – лопасти в положении «флюгера».

Созданный макет ветротеплогенератора состоит из двух рабочих колес 1, модуля теплогенератора 2, вертикальной оси, верхнего обода, нижнего обода, поворотных лопастей на валах, аккумулятора тепловой энергии, теплосчетчика. Поворотные лопа-

сти установлены на валах между верхним и нижним ободом. Ширина лопастей больше расстояния между осями валов, которые ограничивают поворот лопастей. Лопастей автоматически сориентированы при любом направлении ветра, рабочее колесо вращается в одном направлении.

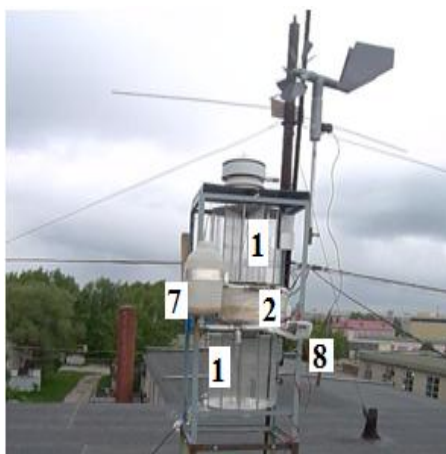


Рис. 2. Ветротеплогенератор
1 – ротор вертикального ветродвигателя; 2 – модуль теплогенератора; 7 – аккумулятор; 8 – теплосчетчик.

На (рис. 3) приведено поле скоростей воздушного потока в объеме ротора. Устройство работает следующим образом. При воздействии воздушного потока на поворотные лопасти 1, рабочие колеса начинают вращаться вокруг вертикальных осей, которые соединены с ротором нагревателя. В одной половине рабочего колеса лопасти находятся в рабочем положении «паруса» и создают крутящий момент, во второй половине лопасти разворачиваются при воздействии воздушного потока в положение «флюгера» и движутся с минимальным сопротивлением. Тем самым создается разность давлений, и рабочее колесо вращается, крутящий момент передается ротору нагревателя. Цилиндры, вращающиеся во встречном направлении, нагревают жидкость и заставляют её двигаться через теплообменник, из которого тепло поступает к потребителю.

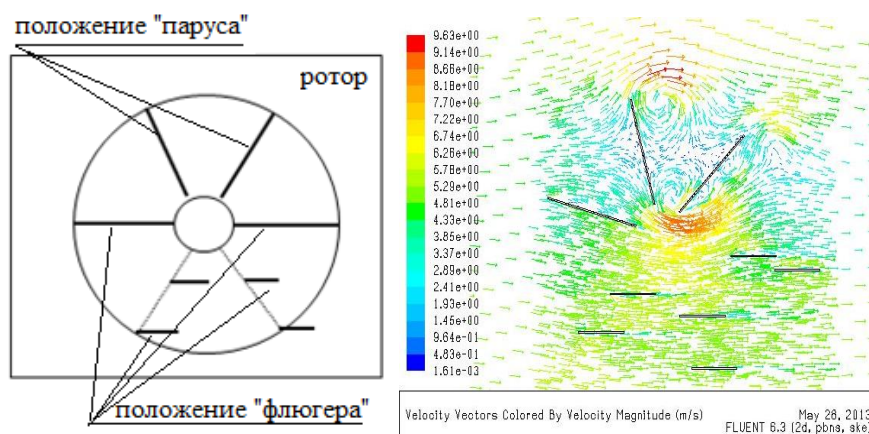


Рис. 3 Поле скоростей воздуха в объеме ротора.

Количество и площадь поверхности поворотных лопастей рассчитывается пропорционально мощности ветрогенератора. Выполненное моделирование позволило определить оптимальные соотношение диаметра и высоты воздушного ротора и количество лопастей.

Экспериментальное оборудование

Оппозитный теплогенератор состоит из двух многоцилиндровых роторов, вложенных соосно друг в друга, которые, вращаясь навстречу друг другу, образуют систему цилиндрических кольцевых каналов. На (рис. 4) приведена фотография одного из

роторов. Конструкция верхней и нижней системы цилиндров теплогенератора определяется следующими параметрами:

- количеством цилиндров (количество цилиндров определяет мощность ветрогенератора);
- отношением радиусов соседних цилиндров $\eta = a/b$, где a является внешним радиусом цилиндра (i) меньшего диаметра и b являются внутренним радиусом (o) цилиндра большего диаметра;
- характеристическим соотношением $\Gamma = L/(b-a)$, где L – высота столба жидкости в зазоре;
- числа Рейнольдса внутреннего $R_{\Gamma} = a(b-a)\Omega_i/\nu$ и внешнего цилиндра $R_o = b(b-a)\Omega_o/\nu$, где Ω_i – угловая скорость внутреннего, Ω_o – угловая скорость внешнего цилиндра, ν – кинематическая вязкость теплоносителя.

В сборе роторы образуют мультицилиндровую систему из 13 кольцевых цилиндрических каналов высотой 50 мм и диаметром от 195 до 315 мм. Над окнами в верхнем и нижнем дисках имеются лапасты нагнетающего и откачивающего насоса. Объем модуля теплогенератора заполняется вязкой жидкостью с заданными свойствами.

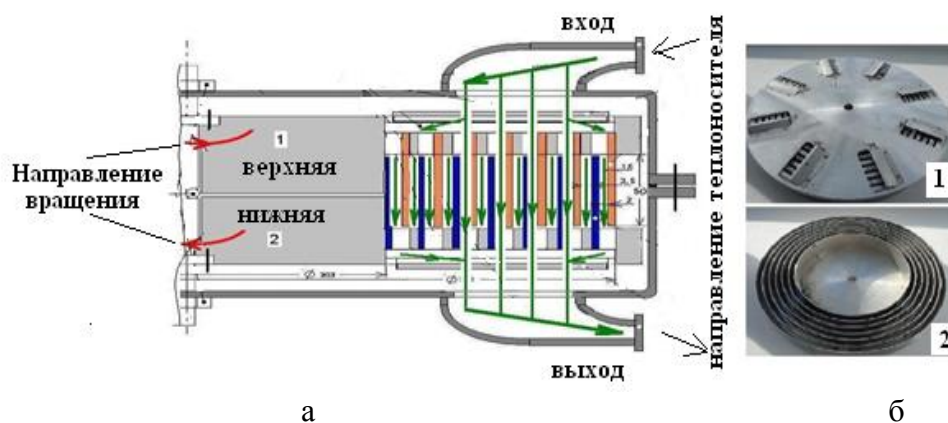


Рис. 4. Эскиз конструкции теплогенератора и коаксиальные цилиндры
а – модуль теплогенератора; б – многоцилиндровый ротор.

ми (тосол), которая при работе устройства, нагреваясь в кольцевых каналах за счет больших сдвиговых напряжений, циркулирует в контуре, содержащем теплообменник для передачи тепла в аккумулятор тепловой энергии. При этом кинетическая энергия полностью преобразуется в тепловую энергию. Количество выделенной тепловой энергии определяется частотой вращения, геометрией роторов, размерами площади оппозитных поверхностей роторов и свойствами рабочей жидкости (плотность, вязкость). Комбинация указанных параметров определяет структуру (режим) течения рабочей жидкости в кольцевых зазорах, что, в конечном счете, и определяет производительность теплогенератора.

На (рис. 5) приведена схема и фотография стенда для исследования эффективности теплогенератора при использовании различных рабочих жидкостей в разных режимах работы. Такие исследования дают возможность разработать методику расчета параметров конструкции и режимы работы устройства под требования низкооборотных роторов ветрогенератора. Стенд включает в себя теплоизолированный модуль теплогенератора, электропривод с тахометром, динамометрическую систему измерения момента сопротивления в зазорах роторов, платиновые термометры сопротивления для регистрации температуры в трех точках рабочего контура стенда, датчик оборотов ротора, микропроцессорный блок обработки данных, теплообменник с аккумулятором тепловой энергии, теплосчетчик для измерения количества тепловой энергии, передан-

ной от теплогенератора в тепловой аккумулятор, блоки управления оборотами электропривода, приводящего во вращение роторы. Теплопроизводительность регистрируется теплосчетчиком, который измеряет расход теплоносителя, температуру до и после теплогенератора.

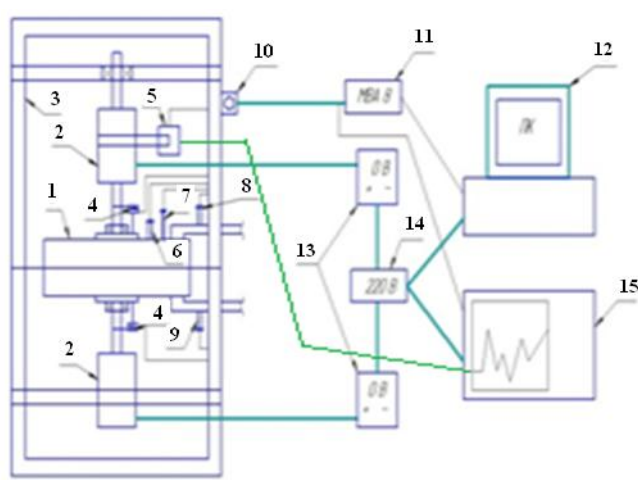


Рис. 5. Схема экспериментального стенда.

1 – модуль ТГ, 2 – электропривод, 3 – рама, 4 – датчик оборотов, 5 – динамометр, 6 – датчик температуры модуля, 7 – датчик температуры жидкости, 8 – датчик температуры входящей жидкости, 9 – датчик температуры выходящей жидкости, 10 – клемник, 11 – микропроцессорный преобразователь сигналов, 12 – персональный компьютер с программным обеспечением, 13 – регулятор напряжения, 14 – источник электропитания, 15 – осциллограф, анализатор спектра.

Были проведены два вида экспериментов:

- режим одного вращающегося ротора, второй ротор при этом был заторможен. На заторможенном роторе тормозящий момент измерялся цифровым динамометром. Одновременно с измерением момента определялась выделяемая за известный промежуток времени (10 минут) теплогенератором тепловая энергия. Количество тепловой энергии вычислялось по изменению температуры массы теплоизолированного модуля теплогенератора с рабочей жидкостью. Эксперименты были проведены в диапазоне изменения частоты вращения роторов от 0.35 Гц до 4.5 Гц;

- режим оппозитного вращения роторов с равными противоположно направленными угловыми скоростями. В этих экспериментах количество тепловой энергии, выделенной теплогенератором, определялось двумя методами: в режиме циркуляции рабочей жидкости через теплообменник, и в режиме без циркуляции рабочей жидкости (нагрев рабочей жидкости в объеме модуля теплогенератора). В режиме циркуляции рабочей жидкости количество тепловой энергии измерялось теплосчетчиком, а в режиме без циркуляции рабочей жидкости количество выделенной тепловой энергии определялось так же, как и в случае одного заторможенного ротора - по изменению температуры теплоизолированного теплогенератора, массе и теплоемкости рабочей жидкости.

На (рис. 6) полученные экспериментальные результаты по измерению момента сопротивления сравниваются с расчетным значением момента сопротивления, вычисленным для случая ламинарного режима течения воды (круговой поток Куэтта) для аналогичных условий вращения «роторов».

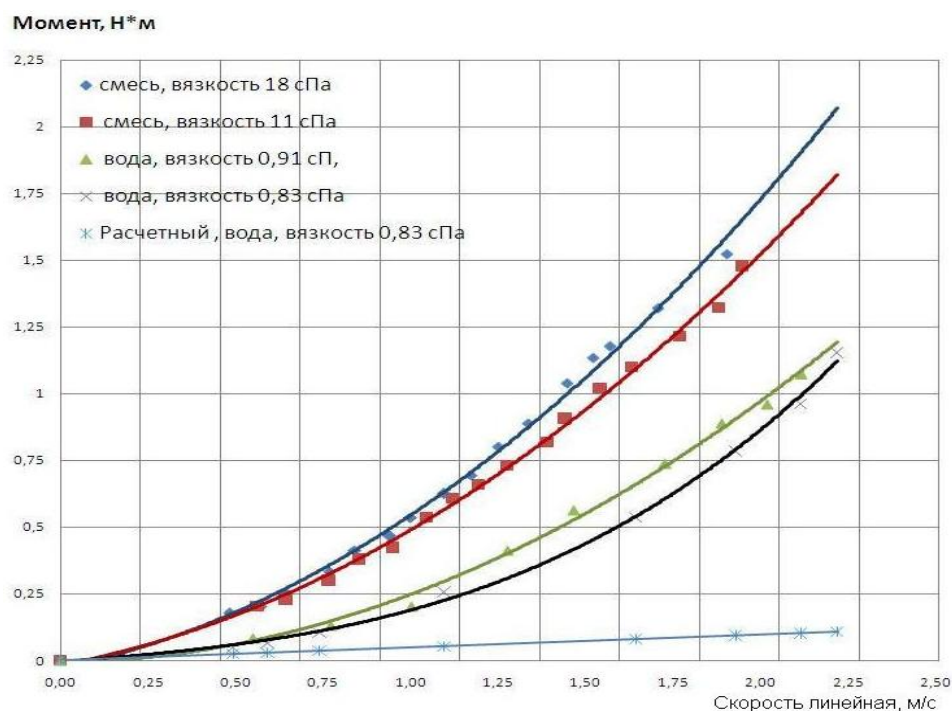


Рис. 6. Зависимость момента сопротивления от вязкости рабочей жидкости.

Была проведена оценка производительности тепловой энергии макетного образца теплогенератора при одиночном и оппозитном вращении роторов для различных значений вязкости жидкости (ν) от угловой скорости вращения цилиндров (рис. 7).

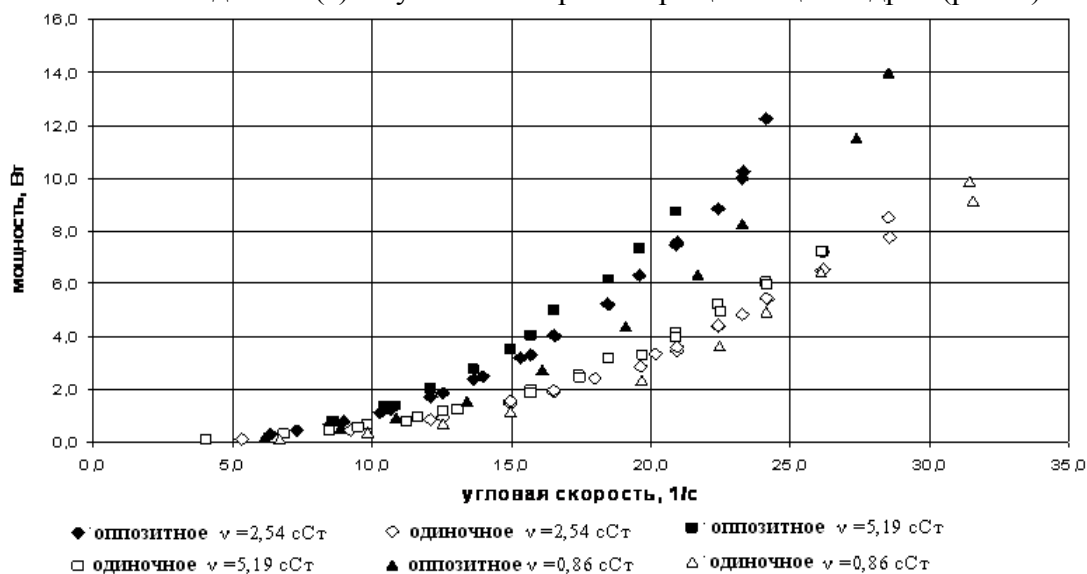


Рис. 7. Зависимость производительности тепловой энергии от угловой скорости.

Обращает на себя внимание тот факт, что при одинаковых угловых скоростях при оппозитном вращении выделяемая тепловая мощность значительно больше, чем сумма выделенных мощностей при раздельном вращении «роторов». Этот странный, на первый взгляд, факт может быть легко объяснен на основе тщательных экспериментальных исследований, представленных в работе [4].

Заключение

Выполненные исследования позволили определить конструкцию макетного образца и режимы работы устройства под требования низкооборотных «роторов» ветрогенератора. Представленное в настоящей работе экспериментальное оборудование и анализ результатов исследований позволили разработать конструкцию, на которую получен патент на изобретение. А также позволили продолжить исследования по оптимальному выбору конструкции и параметров теплогенератора с высоким коэффициентом преобразования энергии ветра в тепловую энергию.

Литература

1. Серов А.Ф. (RU), Мамонов В. Н. (RU), Терехов В. (RU), Назаров А. Д. (RU) Оппозитный ветротеплогенератор // Решение о выдаче патента на изобретение № 2015150585/6(077867) от 18.01.2017.
2. Безруких П.П. и др. Ресурсы и эффективность использования возобновляемых источников энергии в России/СПб., Наука, 2002, 314 с. Концепция использования ветровой энергии в России / под ред. П.П. Безруких. М.: Книга-Пента, 2005, 128 с.
3. C. David Andereck, S.S. Liu and Harry L. Swinney. Flow regimes in a circular Couette system with independently rotating cylinders // J. Fluid Mech. (1986), vol.164, pp. 155-183.