

тельной) и, при необходимости, спроектировать насосную установку для поддержания давления в сети.

В целом, использование подобного рода программных продуктов позволяет в разы снизить трудоемкость процесса проектирования тепловых сетей, они незаменимы при реконструкции и модернизации существующих сетей.

Список литературы

1. Методические указания по определению расходов топлива, электроэнергии и воды на выработку теплоты отопительными котельными коммунальных теплоэнергетических предприятий / Государственный комитет Р.Ф. по строительству и ЖКХ. М., 2002.

2. Программа для гидравлического расчета ZuluThermo 5.2 фирмы «Политерм», г. Санкт-Петербург.

УДК 533.6, 658.264

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ТРАНСФОРМАЦИИ ВЕТРОВОЙ ЭНЕРГИИ В ТЕПЛОТУ В МЕХАНИЧЕСКИХ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРАХ

Р. В. Муканов, Е. М. Дербасова, И. М. Трещева, О. Р. Муканова
Астраханский государственный
архитектурно-строительный университет (Россия)

Основной целью настоящей работы является исследование процесса теплообмена при трансформации ветровой энергии в теплоту в механических ветротеплогенераторах с учетом влияния изменения вязкости жидкости с температурой, что позволит уточнить конструктивные и эксплуатационные параметры механического теплогенератора.

Ключевые слова: ветротеплогенератор, возобновляемые источники энергии, динамический коэффициент вязкости.

The main purpose of this work is to study the heat transfer process in the transformation of wind energy into heat in mechanical wind turbines, taking into account the effect of fluid viscosity change with temperature, which will allow us to clarify the design and operation parameters of the mechanical heat generator.

Keywords: wind turbine generator, renewable energy sources, dynamic viscosity coefficient.

Исследован процесс теплообмена при трансформации ветровой энергии и теплоту в механических ветротеплогенераторах с учетом влияния изменения вязкости жидкости с температурой. Проведенное исследование позволяет определить тепловую мощность, описать динамику подогрева высоковязкой жидкости и уточнить расчетные формулы для определения основных конструктивных размеров и эксплуатационных параметров механических теплогенераторов.

Устойчивый рост цен на органические виды топлива, непрерывно увеличивающиеся выбросы вредных веществ, образующихся при сгорании органического топлива, делают все актуальным, как с экономической, так и с экологической точек зрения использование возобновляемых источников энергии (ВИЭ). Одним из наиболее применяемых в тепло- и электро-снабжении ВИЭ является энергия ветра.

Обычно в ветротеплогенераторах энергия ветра сначала преобразуется в электроэнергию, а лишь затем в тепловую [1, 2]. Этот процесс невыгоден не только с экономической точки зрения (материалы для сборки электрогенератора достаточно дороги), но и с точки зрения расхода энергии (при трансформации одного вида энергии в другой имеют место значительные потери).

Более предпочтительным представляется прямое преобразование механической энергии в тепловую энергию за счет трения маловязкой жидкости (воды) в пространстве между неподвижным корпусом и вращающимся диском [3]. При этом механический теплогенератор одновременно является центробежным насосом.

Предложенный авторами вариант ветротеплогенератора отличается от этого наиболее близкого аналога тем, что в нем энергия ветра непосредственно преобразуется в тепловую за счет трения высоковязкой жидкости между вращающимися и неподвижными дисками. Существенно более высокая вязкость жидкости позволяет при равных прочих условиях получить значительно более высокое удельное тепловыделение и повышение температуры теплоносителя. Ранее была исследована гидро- и термодинамика механических теплогенераторов и разработана методика расчета основных конструктивных параметров механического теплогенератора [4].

Целью настоящей работы является исследование процесса теплообмена при трансформации ветровой энергии в теплоту в механических ветротеплогенераторах с учетом влияния изменения вязкости жидкости с температурой, что позволит уточнить конструктивные и эксплуатационные параметры механического теплогенератора.

Схема ветротеплогенератора в которой нагревается высоковязкая жидкость между подвижными и неподвижными дисками показана на рис. 1, а его расчетная схема на рис. 2.

Тепловая мощность ветротеплогенератора может быть определена, но формуле, ранее полученной авторами [4]

$$Q = \pi^2 \cdot n^2 \cdot \mu \cdot H \cdot D_r / 7200 \cdot (a + v) \cdot a, \text{ Вт} \quad (1)$$

где n – частота вращения ротора ветротеплогенератора, *об/мин*; H, D – высота и диаметр корпуса теплогенератора, *м*; μ – динамический коэффициент вязкости высоковязкой жидкости, *Н×с/м²*; a – толщина подвижных дисков, *м*; v – расстояние между подвижным и неподвижным дисками, *м*.

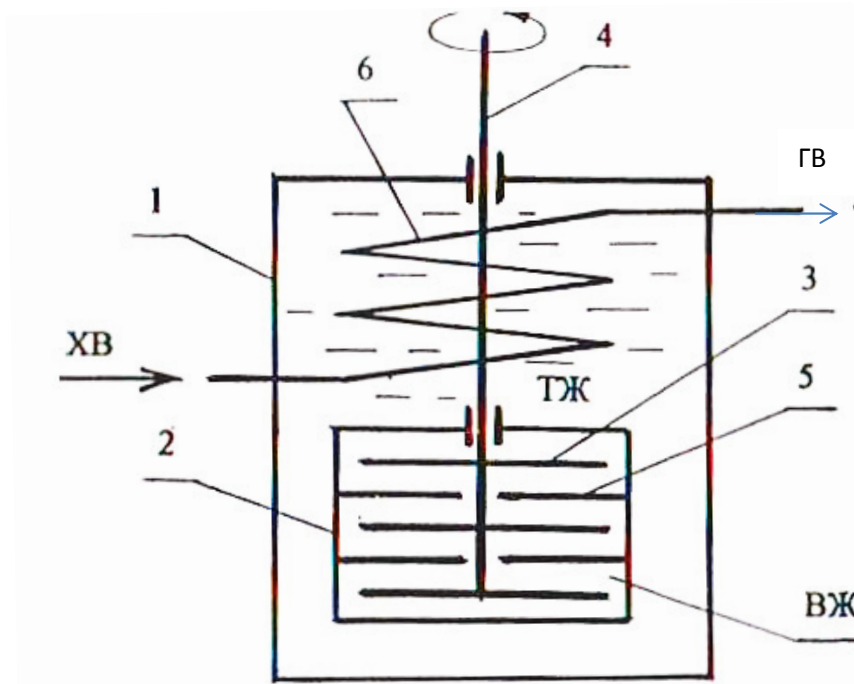


Рис. 1. Механический ветрогенератор:
 1 – бак аккумулятора; 2 – корпус теплогенератора; 3 – подвижные диски; 4 – вал теплогенератора; 5 – подвижные диски; 6 – погружной теплообменник;
 ВЖ – высоковязкая жидкость; ТЖ – теплоаккумулирующая жидкость; ХВ – холодная вода; ГВ – горячая вода

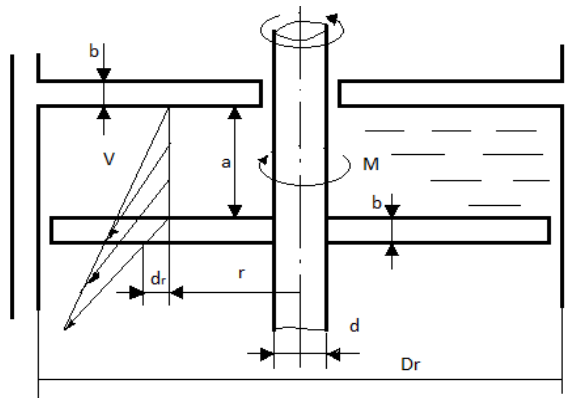


Рис. 2. Расчетная схема механического теплогенератора

Следует отметить, что для большинства высоковязких жидкостей кинематический и динамический коэффициенты вязкости достаточно сильно зависят от температуры, и не учитывать это при изучении процессов теплообмена в механическом теплогенераторе нельзя.

Динамический коэффициент вязкости в соответствии с [5] может быть аппроксимирован экспоненциальной зависимостью вида:

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{\beta \cdot \theta}, \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2 \quad (2)$$

β – эмпирический коэффициент, зависящий от вида высоковязкой жидкости, $1/^\circ\text{C}$; $\theta = t - t_{жс}$ – разность температур высоковязкой и маловязкой (промежуточный теплоноситель) жидкости, $^\circ\text{C}$.

Объем цилиндрического жидкостного ветротеплогенератора будет равен:

$$V = \pi \cdot H_l \cdot D_l^2 / 4, \text{ м}^3 \quad (3)$$

Таким образом, мощность механического теплогенератора с учетом изменения вязкости жидкости можно определить из следующего выражения:

$$Q = \frac{\pi^2 \cdot n^2 \cdot D_r^2}{1800 \cdot (a + \epsilon) \cdot a} V \cdot \mu_0 \cdot e^{\beta \cdot \theta}, \text{ Вт} \quad (4)$$

или

$$Q = A \cdot V \cdot \mu_0 \cdot e^{\beta \cdot \theta}, \text{ Вт} \quad (5)$$

где A – параметр, зависящий от основных конструктивных и технологических параметров, определяемый по формуле:

$$A = \frac{\pi^2 \cdot n^2 \cdot D_r^2}{1800 \cdot (a + \epsilon) \cdot a}, \text{ Вт/м}^3 \quad (6)$$

Эксперименты, проведенные на лабораторной установке [4], подтвердили полученные зависимости и показали на весьма существенное (в 1,5–3 раза) снижение мощности ветротеплогенератора с повышением температуры и понижением вязкости высоковязкой жидкости.

Полученные формулы (4)–(6) могут быть использованы для расчета мощности механического теплогенератора с учетом изменения вязкости высоковязкой жидкости с температурой.

Процесс подогрева высоковязкой жидкости в механическом теплогенераторе может быть описан дифференциальным уравнением теплового баланса выделяемого тепла, тепла затрачиваемого на подогрев высоковязкой жидкости и тепла, затрачиваемого на компенсацию теплотерь через корпус теплогенератора.

$$Q \cdot d\tau = c \cdot \rho \cdot V \cdot d\theta + k \cdot \theta \cdot F \cdot d\tau, \text{ Дж} \quad (7)$$

где τ – время процесса подогрева, s ; c , ρ – удельная теплоемкость и плотность высоковязкой жидкости, $\text{Дж/кг} \times \text{К}$, кг/м^3 ; F – площадь поверхности корпуса теплогенератора, м^2 ; k – коэффициент теплопередачи от высоковязкой жидкости в теплогенераторе к теплоносителю в баке-аккумуляторе теплоты, $\text{Вт/м}^2 \times \text{К}$.

Подставив выражение (5) в уравнение (7), разделив правую и левую его части на объем V и учтя соотношение между площадью и объемом механического теплогенератора цилиндрической формы.

$$\frac{F}{V} = \frac{2}{H} + \frac{4}{D_r}, \text{ 1/м} \quad (8)$$

получим:

$$A \cdot e^{\beta \cdot \theta} \cdot d\tau = c \cdot \rho \cdot V \cdot d\theta + k \cdot \theta \cdot \left(\frac{2}{H} + \frac{4}{D_r} \right) \cdot d\tau \quad (9)$$

Разделив переменные и проинтегрировав можно определить время подогрева высоковязкой жидкости в теплогенераторе

$$\int_0^{\tau} d\tau = B \cdot \int_{\theta_0}^{\theta} \frac{d\theta}{A \cdot e^{\beta \cdot \theta} - C \cdot \theta} \quad (10)$$

где B , C – параметры (коэффициенты), зависящие от основных конструктивных и технологических параметров, определяемые по формуле:

$$B = c \cdot \rho \quad (11)$$

$$C = k \cdot \left(\frac{2}{H} + \frac{2}{D_r} \right) \quad (12)$$

В частном случае при практически не меняющейся с температурой вязкости высоковязкой жидкости, т. е. при $\beta = 0$, время подогрева высоковязкой жидкости в теплогенераторе

$$\tau = \frac{B}{C} \ln \cdot \left(1 + \frac{C}{A} \cdot \theta \right) \quad (13)$$

В общем случае может быть осуществлено лишь приближенное интегрирование на основе разложения знаменателя подынтегральной функции в степенной ряд. Ограничившись тремя первыми членами ряда получим:

$$A \cdot e^{\beta \cdot \theta} - C \cdot \theta \approx A - (A \cdot \beta + C) \cdot \theta + \frac{1}{2} A \cdot \beta^2 \cdot \theta \quad (14)$$

Таким образом, время процесса подогрева высоковязкой жидкости

$$\tau = \frac{B}{\sqrt{2 \cdot A \cdot \beta \cdot C - A^2 \cdot \beta^2 + C^2}} \ln \frac{A \cdot \beta^2 \cdot \theta + (A \cdot \beta + C) - \sqrt{2 \cdot A \cdot \beta \cdot C - A^2 \cdot \beta^2 + C^2}}{A \cdot \beta^2 \cdot \theta + (A \cdot \beta + C) + \sqrt{2 \cdot A \cdot \beta \cdot C - A^2 \cdot \beta^2 + C^2}} \quad (15)$$

Потенцируя уравнение можно определить зависимость безразмерной температуры от времени

$$\theta = \frac{A \cdot \beta^2 \cdot \theta + (A \cdot \beta + C) - \sqrt{2 \cdot A \cdot \beta \cdot C - A^2 \cdot \beta^2 + C^2}}{A \cdot \beta^2 \cdot \theta + (A \cdot \beta + C) + \sqrt{2 \cdot A \cdot \beta \cdot C - A^2 \cdot \beta^2 + C^2}} = \exp \left(- \frac{\sqrt{2 \cdot A \cdot \beta \cdot C - A^2 \cdot \beta^2 + C^2}}{\beta} \cdot \tau \right) \quad (16)$$

Экспериментальные данные по динамике изменения безразмерной избыточной температуры высоковязкой жидкости в механическом теплогенераторе, полученные на лабораторной установке при различных частотах вращения (рис. 2), удовлетворительно согласуются с расчетной зависимостью (16). Полученные зависимости (15) и (16) могут быть использованы при определении времени и температуры подогрева высоковязкой жидкости в механическом теплогенераторе.

Таким образом, проведенное исследование позволяет определить тепловую мощность и описать динамику подогрева высоковязкой жидкости с учетом влияния изменения вязкости жидкости с температурой, что позволит уточнить расчетные формулы для определения основных кон-

структивных размеров и эксплуатационных параметров механических теплогенераторов.

Список литературы

1. Авалиани Д. И., Габуния З. Т. Комплексная система из гелиоконцентратора и ветроэлектрической установки для отопления и горячего водоснабжения // Гелиотехника. 1987. № 5. С. 68–71.
2. Грачева Л. И., Городов М. И., Чеботарь С. В. Гелиоветроэнергетический комплекс. Симферополь : ИЛ Крымского ЦНТИ № 89-0017/Р, 1989. 3 с.
3. Рыжков С. С., Рыжкова Т. С. Теплообменное устройство прямого преобразования энергии ветра в тепловую // Теплообмен : материалы IV Минского международного форума. Т. 10. Теплообмен в энергетических установках. Минск, 2000. С. 273–279.
4. Шишкин Н. Д., Муканов Р. В., Климов А. В. Исследование гидродинамики механических теплогенераторов для систем автономного теплоснабжения // Известия ЖКХ. 2000. № 4. С. 27–34.
5. Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б. и др. Гидравлика, гидромашин и гидрорыводы : учебник для вузов. М. : Машиностроение, 1982. 423 с.

УДК 614. 844

АНАЛИЗ ПРОТИВОПОЖАРНОЙ ЗАЩИТЫ ОБЪЕКТОВ ГАЗОПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ КОМПЛЕКСОВ

Ю. В. Дымбалюк

*Астраханский государственный
архитектурно-строительный университет (Россия)*

Стремительные темпы развития нефтегазовой отрасли и, в частности, газоперерабатывающих заводов, ставит актуальные вопросы эффективности оборудования и систем противопожарной защиты. Проведен анализ проблемы пожарной безопасности и путей совершенствования систем противопожарной и противопожарной защиты таких опасных производственных объектов как установки подготовки и обработки газового сырья.

Ключевые слова: топливно-энергетические ресурсы, месторождения, углеводороды, газовая промышленность, установки комплексной подготовки газа, противопожарная защита, пожарная безопасность, пожаротушение.

The rapid development of the oil and gas industry and, in particular, gas processing plants, raises topical issues of efficiency of equipment and fire protection systems. The analysis of the problems of fire safety and ways to improve fire safety systems and fire protection of hazardous industrial facilities as the setup of the preparation and processing of gas feedstock.

Keywords: fuel and energy resources, deposits, hydrocarbons, gas industry, installation of complex gas, fire protection, fire safety, firefighting.

Социально-экономическое развитие стран и регионов в настоящее время во многом зависит от наличия и степени разработки собственных