

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО ВЫДЕЛЕНИЯ В ДИСКОВОМ КАВИТАЦИОННОМ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРЕ

Слюсарский К.В.

Научные руководители: Беспалов В.И., Коротких А.Г.

Национальный исследовательский Томский политехнический университет,

634050, Россия, г. Томск, пр. Ленина, 30

E-mail: slyuskonst@gmail.com

В качестве одного из способов теплоснабжения зданий рассмотрен дисковый теплогенератор, принцип действия которого основан на выделении тепла в жидкости за счет образования и схлопывания кавитационных полостей, перепада давления и сил трения жидкости с диском [1-2].

Исследуемый теплогенератор представляет собой диск (рис. 1), насаженный на ротор, который размещен в корпусе между двумя неподвижными дисками (статорами) с зазором. Для увеличения коэффициента шероховатости диска и числа зарождающихся кавитационных полостей дополнительно в диске высверливаются конические углубления.



Рисунок 1 – Общий вид дискового кавитационного теплогенератора.

Схема включения исследуемого дискового теплогенератора приведена на рис. 2. Подающая линия запитана от бытового трубопровода холодной воды. На подающей линии установлен блок учета расхода воды на установку, состоящий из шарового крана 13 и крыльчатого водосчетчика 5. Обратная линия (дренаж) предназначена для утилизации нагретой в теплогенераторе воды, она сливает теплоноситель в хозяйственно-бытовую канализацию. Для контроля изменения температуры теплоносителя по длине трубопровода и повышения точности измерений температуры нагретой воды, на обратной линии установлены два биметаллических термометра марки БТ 4. Для определения величины рециркуляции жидкости в аппарате на подающей и обратной линиях между переключкой и генератором закреплены термопары 9, подключаемые к универсальному преобразователю 8 для измерения температуры. Также на трубопроводе после теплогенератора установлен водосчетчик 14, для непосредственного определения расхода

теплоносителя через теплогенератор. Теплогенератор оборудован программируемым автоматическим регулятором, действующим по сигналу термопар и связанный с электродвигателем 2, вариатором числа оборотов электродвигателя и электронным счетчиком электроэнергии 6, смонтированных на контрольно-измерительной панели.

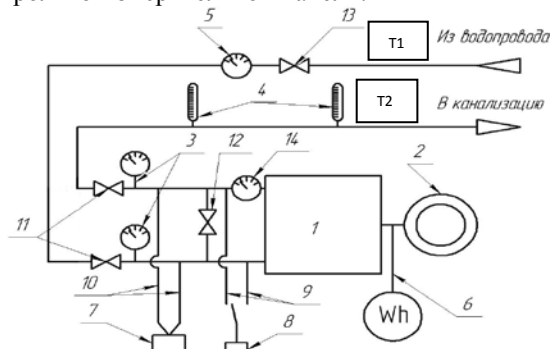


Рисунок 2 – Принципиальная схема установки. Исходные данные для расчета:

1. Частота вращения вала:  $w = 40..50 \text{ с}^{-1}$ .
2. Плотность теплоносителя:  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ .
3. Температура воды:  $T = 278..378 \text{ К}$ .
4. Массовый расход теплоносителя:  $G = 0..2 \text{ кг/с}$ .
5. Объемный расход теплоносителя:  $V = 0..0,002 \text{ м}^3/\text{с}$ .
6. Радиус положения отверстий перетока:  $R_3 = 0,0412 \text{ м}$ .
7. Радиус ротора:  $R_3 = 0,11 \text{ м}$ .
8. Осевой зазор:  $h = 0,003 \text{ м}$ .

Прочие характеристики, такие как количество и расположение отверстий в диске, зависят от конфигурации шероховатости на поверхности ротора. Далее в предлагаемой методике расчета тепловыделений в жидкости эти характеристики приведены в явном виде.

Для определения условий протекания и процесса и наличия кавитации в частности. Для оценки интенсивности кавитационных явлений в роторном аппарате применяется критерий Стайлса, определяемый по формуле:  $K_c = w^{-0,17} (1,24 - 9,23 \cdot \delta_a)^3$ , где  $\delta_a = h / R_3$  – относительный осевой зазор.

Критический критерий Стайлса определяется как:  $K_{kr} = (0,06 \cdot \delta_a^{-1,1} Sh + 2,6)^{-1}$ , где  $Sh = 5,9 \cdot 10^{-84,6\delta_a} K_c^{-7,89}$  – критерий Струхала для роторного аппарата.

Сравнивая рассчитанные по данным формулам критерии, можно сделать вывод об отсутствии кавитации в аппарате, т.к.  $K_c < K_{kr}$  ( $0,114 < 0,385$ ).

Процесс выделения тепла в жидкости рассматриваемого дискового теплогенератора преимущественно зависит от сил трения между жидкостью и диском, искусственной шероховатости (количества отверстий в статоре и роторе) и гашения перепада давления в зоне рециркуляции.

Расчет тепловыделения в жидкости выполнен с использованием трех уравнений:

– Закона Ньютона [3]:

$$N_i = k_{mp} (u^3 \cdot (2 \cdot R_2)^2 \cdot \rho) / 2, \text{ Вт},$$

где  $u$  – окружная скорость, м/с;  $k_{mp}$  – коэффициент трения, определяемый по формуле:  $k_{mp} = 2,5 \cdot 10^{-2} (h / R_2)^{0,1} Re_u^{-0,2}$ ,

$Re_u = u \cdot 2h / \nu$  – число Рейнольдса для течения жидкости на поверхности диска,  $\nu$  – кинематическая вязкость, принята равной  $10^{-6}, \text{ м}^2 / \text{с}$ .

– Формулы Вейсбаха для местных сопротивлений [4]:

$$N_r = \zeta_{\Sigma} \cdot \rho \cdot V \cdot u^2 / 2, \text{ Вт},$$

где  $V$  – расход в линии рециркуляции,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $\zeta_{\Sigma}$  – суммарный коэффициент местного сопротивления для всей поверхности диска. Вычислим его, сложив все местные сопротивления, формируемые углублениями по формуле:

$$\zeta_{\Sigma} = \sum \zeta_i;$$

– Закона сохранения энергии для линии рециркуляции [5]:

$$N_p = dp \cdot Q, \text{ Вт},$$

где  $dp$  – гасимый в контуре рециркуляции напор теплоносителя, Па.

Для анализа результатов расчета проведено экспериментальное измерение параметров при разных расходах теплоносителя через дисковый кавитационный теплогенератор. Результаты измерения параметров теплоносителя представлены в табл.1. Количество выделившегося тепла при нагреве теплоносителя на  $\Delta t$  равно:

$$Q = G \cdot c_p \cdot \Delta t, \text{ Вт},$$

где  $c_p$  – изобарная массовая теплоемкость воды,  $\text{кДж} / \text{кг} \cdot \text{°C}$ ;  $\Delta t$  – перепад температур между подающей и обратной линией,  $\text{°C}$ .

Таблица 1 – Измеренные параметры теплоносителя и установки.

№	$G$ , кг/с	$Q_0$ , кВт	$Q$ , кВт	$\eta$ , %	Кратность цирк-ции	$\Delta t$ , $\text{°C}$
1	0,22	2,28	1,84	81	2,415	4,6
2	0,39	2,61	2,07	79	4,160	5,2
3	0,41	2,61	2,18	84	4,480	5,6

№	$G$ , кг/с	$Q_0$ , кВт	$Q$ , кВт	$\eta$ , %	Кратность цирк-ции	$\Delta t$ , $\text{°C}$
4	0,45	2,52	2,16	86	4,839	5,5
5	0,57	3,06	2,63	86	6,111	6,7
6	0,81	3,84	3,22	84	8,789	8,3

Здесь  $Q_0$  – потребляемая электрическая мощность, кВт;  $\eta$  – КПД теплогенератора, %.

Результаты расчета и измеренных значений тепловыделений  $Q$  приведены на рис. 3. Относительная погрешность измерения  $Q$  (характеризующая отклонение опытных данных) составляет не более 2%.

Аппроксимация опытных данных проводилась методом наименьших квадратов с использованием линейной зависимости:

$$Q = a \cdot G + b, \text{ Вт},$$

где  $[Q] = [\text{Вт}]$ ,  $[G] = [\text{кг/с}]$ .

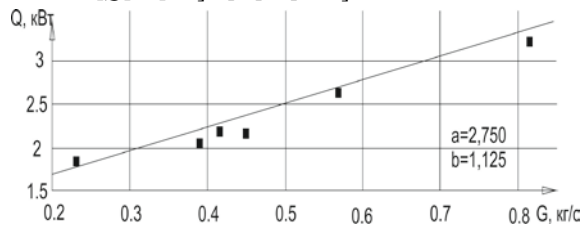


Рисунок 3 – Тепловая мощность теплогенератора в зависимости от расхода теплоносителя (точки – эксперимент, линия – расчет).

Выводы:

1. Предложена методика расчета тепловыделения в жидкости в кавитационном теплогенераторе. Получены результаты расчета тепловыделения в зависимости от расхода теплоносителя. Отклонение расчетных данных от экспериментальных составляет 9%.

2. Увеличение  $G$  приводит к увеличению  $Q$  за счет роста потерь давления и возросших сдвиговых напряжений в зазоре между жидкостью, статором и ротором дискового кавитационного теплогенератора.

3. Коэффициент полезного действия теплогенератора не превышает 86% и растет по мере роста снимаемой тепловой мощности.

Список литературы:

1. Байков О.В. Вихревые гидравлические машины. М.: Машиностроение, 1981. – 111 с.
2. Материалы сайта ОАО «Тепловые эффективные системы»: <http://www.ecoteplo.ru/>.
3. Турбины тепловых и атомных электрических станций: Учебник для вузов./ А.Г.Костюк, В. В. Фролов, А. Е. Булкин, А. Д. Трухний. – М.: Издательство МЭИ, 2001 – 488 с.
4. Чугаер Р.Р. Гидравлика: Учебник для ВУЗов. – Л.: Энергоиздат, 1982. 672 с.
5. Основы теории и расчета деталей роторного аппарата: Учебное пособие / В.М.Червяков, Ю.В. Воробьев. – Тамбов: Изд-во Тамбовского государственного ун-та, 2008 – 386 с.