

## **ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ КОЭФФИЦИЕНТ РАСХОДА СИСТЕМЫ И МОЩНОСТЬ, СНИМАЕМУЮ ГЕНЕРАТОРАМИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ.**

**Миронов В.В.<sup>1</sup>, Миронов Д.В.<sup>2</sup>, Иванюшин Ю.А.<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>ФГБОУ ВПО Тюменский государственный архитектурно-строительный университет, Тюмень, Россия (625001, г. Тюмень, ул. Луначарского, д. 2), e-mail: ivanyushin\_yuriy@mail.ru

<sup>2</sup>ООО «Тюменьнефтегазпроект», Тюмень, Россия (625048, г. Тюмень, ул. Малыгина, д. 59)

---

**Все большее распространение получают в автономном энергоснабжении зданий и сооружений установки, работающие с возобновляемыми нетрадиционными источниками энергии. В статье рассматривается вопрос о возможности использования энергии низконапорных природных и техногенных водотоков в инженерной практике для генерации тепловой мощности, в частности влияние гидравлического коэффициента расхода системы привода тепловых генераторов на величину полезной мощности. В статье приведена конструкция экспериментальной установки, ее основные геометрические и технические характеристики, принцип действия, а также порядок проведения экспериментального исследования. В результате статистической обработки полученных данных выведены эмпирические зависимости для гидравлического коэффициента расхода системы привода тепловых генераторов и установлены факторы, влияющие на него. Представленная методика проведения эксперимента позволяет определять значения коэффициентов расхода промышленных модулей.**

---

Ключевые слова: энергия низконапорных водотоков, гидравлический коэффициент расхода системы, генерация тепловой энергии.

## **INFLUENCING FACTORS ON THE HYDRAULIC FLOW COEFFICIENT OF SYSTEM AND THE CAPACITY TAKEN BY THE GENERATORS OF HEAT ENERGY**

**Mironov V.V.<sup>1</sup>, Mironov D.V.<sup>2</sup>, Ivanyushin Yu.A.<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Tyumen State University of Architecture and Civil Engineering, Tyumen, Russia (625001, Tyumen, St. Lunacharskogo, 2) e-mail: ivanyushin\_yuriy@mail.ru

<sup>2</sup>LLC «Tyumenneftegazproekt», Tyumen, Russia (625048, Tyumen, St. Malygina, 59)

---

**Increasingly installations, working with renewable energy sources, get in autonomous energy supply of buildings and structures. In article discusses the issue about the possibility of using energy of low-pressure natural and technogenic water streams in engineering practice for generation of heat energy, in particular the influence of the hydraulic flow coefficient of system of drive of heat generators on value of useful capacity. In article describes the design of the experimental installation, its main geometrical and technical characteristics, principle of operation and the procedure of experimental research. In result of statistical processing of the received data were deduced empirical dependences for the hydraulic flow coefficient of system of drive of heat generators and were obtained influencing factors on it. Presented method of carrying out of experiment allows determine the values of flow coefficients of the industrial modules.**

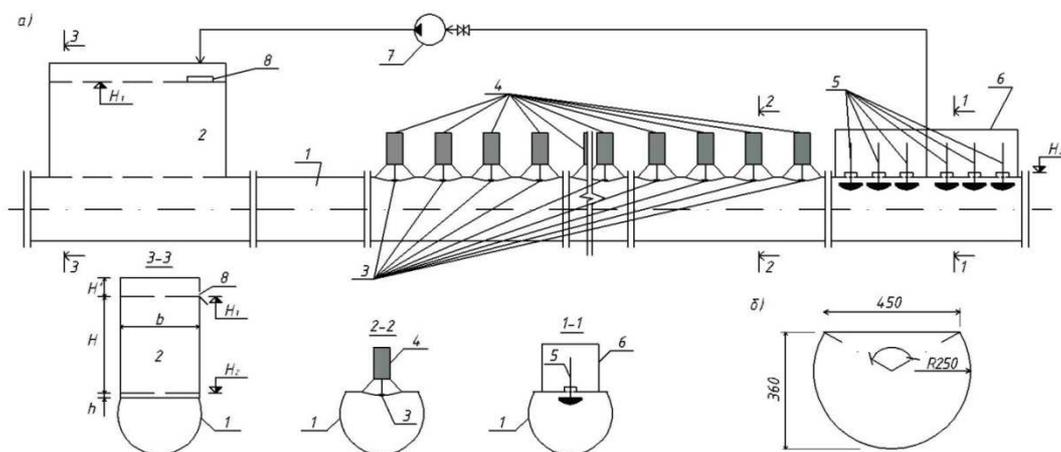
---

Keywords: energy of low-pressure water streams, hydraulic flow coefficient of system, generation of heat energy.

При производстве тепловой и электрической энергии из альтернативных источников, к которым относятся низконапорные природные и техногенные водотоки, важным этапом является задача оптимизации параметров работы генерирующего оборудования [1, 2]. На величину полезной снимаемой энергостанцией мощности значительное влияние оказывает расход технологического потока воды и его гидравлическая характеристика – коэффициент расхода гидротаранного агрегата. Чем больше гидравлический коэффициент расхода системы, тем больше снимаемая генераторами тепловой или электрической энергии полезная мощность. Разработка методики определения гидравлического коэффициента расхода привода генераторов полезной мощности дает возможность рассчитывать величину полезной

тепловой и/или электрической мощности в зависимости от исходных параметров низконапорных водотоков, а также разрабатывать более эффективные конструктивные решения гидравлического привода генераторов полезной мощности.

Для проведения экспериментальных исследований была сконструирована установка (рисунок 1).



**Рисунок 1.** Схема экспериментальной установки для определения коэффициентов расхода гидротаранной установки и сопротивления клапанной коробки.

а) главный вид, разрезы по сечениям 1-1, 2-2, 3-3; б) размеры водовода

1 – водовод некруглого сечения; 2 – напорный бак; 3 – подвижные элементы (мембраны);

4 – линейные теплоэлектрогенераторы; 5 – ударные клапаны; 6 – клапанная коробка;

7 – насос; 8 – перелив

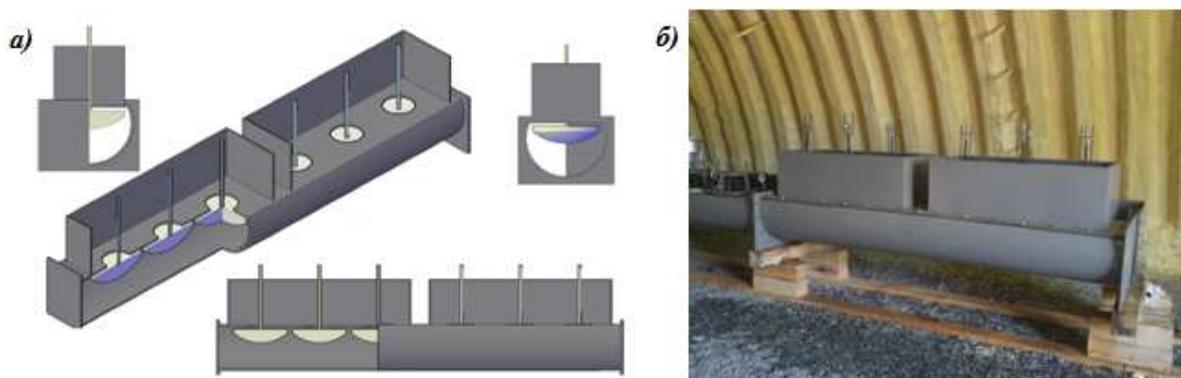
В автоматическом режиме установка работает следующим образом. Водовод некруглого сечения **1** и напорный бак **2** полностью заполняются рабочим телом (водой). К подвижным элементам **3**, жестко и герметично соединенным с поверхностью водовода, подключается генерирующее оборудование, в данном случае линейные тепловые генераторы **4**. В начальный момент времени ударные клапаны **5**, в совокупности образующие клапанную коробку **6**, закрыты. Для начала работы гидротаранной установки их необходимо резко открыть. В дальнейшем, за счет периодического изменения силы гидродинамического давления, вызванного гидравлическим ударом в водоводе, они с определенным интервалом по времени открываются и закрываются, инициируя тем самым гидравлический удар в водоводе. Излив воды происходит в промежуток времени, когда ударные клапаны открыты. Для приема “отработанной” воды, параллельно водоводу, устроен лоток, по которому она поступает в приемный резервуар насоса **7**, поднимающего воду в напорный бак. Для поддержания постоянного уровня (необходим для имитации постоянного подпора столба воды в реальных условиях – на водотоке) в напорном баке предусматривается перелив **8**,

сбрасывающий излишек обратно в приемный резервуар. Управление насосным агрегатом осуществляется посредством блока автоматики.



**Рисунок 2.** Экспериментальная установка для определения коэффициентов расхода гидротаранного агрегата и сопротивления клапанной коробки

Конструктивные параметры экспериментальной установки: общая длина  $L = 16,94$  м, из них: длина водовода  $l = 11,18$  м, длина клапанной коробки  $l' = 3,00$  м, длина напорного бака  $a = 2,76$  м. Ширина напорного бака  $b = 0,475$  м, высота от верхней стенки водовода до его кромки –  $0,98$  м, до перелива (соответствует максимальному уровню воды в баке  $H_1$ ) –  $0,88$  м. Высота цилиндрического насадка на отверстии клапана (соответствует минимальному уровню воды в баке  $H_2$ ) –  $0,07$  м.



**Рисунок 3.** Клапанная коробка ударных клапанов.

а) изометрия, виды сбоку, слева справа с разрезом клапанной коробки;

б) клапанная коробка экспериментальной установки

Водовод выполнен из стальной трубы наружным диаметром  $D_{вн} = 0,53$  м с толщиной стенки  $\delta = 0,01$  м, изготовленной по ГОСТ 10704-91. Ширина полки водовода  $b' = 0,45$  м (рисунок 1, б)). Клапанная коробка представляет собой набор тарельчатых клапанов (рисунок 3). Диаметр отверстия клапана  $D_{отв} = 0,207$  м, диаметр ударного клапана  $D_{кл} = 0,40$  м. Рабочий ход клапана  $\Delta h = 0,02$  м. Максимальная толщина клапана  $\delta_{кл} = 0,15$  м.

Целью эксперимента являлось определение коэффициентов расхода гидротаранного агрегата  $\mu_m$  и сопротивления клапанной коробки ударных клапанов  $\zeta_{кл}$ . Фактически коэффициент расхода системы находится в обратной нелинейной зависимости от сопротивлений расположенных в гидротаранном агрегате (зависит от местных сопротивлений и сопротивлений по длине) [3]:

$$\mu_m = \frac{1}{\sqrt{\zeta_{вх} + \zeta_{изл} + \zeta_{кл} + \lambda \cdot \frac{l}{4R}}}, \quad (1)$$

то есть конечным результатом исследования является коэффициент  $\zeta_{кл}$ , значение которого неизвестно. Коэффициент на вход из напорного бака в трубу принят равным  $\zeta_{вх} = 0,5$ . Коэффициент сопротивлений на излив в атмосферу при неравенстве площадей трубопровода и отверстий клапанов [3, 4]:

$$\zeta_{изл} = \left( \frac{\omega_{вод}}{\omega_{отв}} \right)^2, \quad (2)$$

где  $\omega_{вод}$  – площадь живого сечения водовода, м<sup>2</sup>;

$\omega_{отв}$  – суммарная площадь открытых отверстий ударных клапанов, м<sup>2</sup>;

$\lambda$  – коэффициент гидравлического трения стенок трубопровода;

$l$  – длина водовода гидроагрегата, м;

$R$  – гидравлический радиус водовода, равен отношению площади живого сечения  $\omega_{вод}$  к величине смоченного периметра  $\chi$ , м.

Коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  стенок трубопровода зависит от режима движения жидкости. Вода – маловязкая жидкость, движущаяся в водоводе экспериментальной установки в турбулентном режиме, поэтому коэффициент гидравлического трения определялся формуле Альтшуля [3].

Исследования проводились в следующей последовательности: установка наполнялась водой до максимального уровня  $H_1$ , (отметка перелива жидкости в приемный резервуар циркулирующего насоса) при закрытых ударных клапанах. Затем ударные клапаны принудительно открывались на величину рабочего хода  $h$  и удерживались на время проведения эксперимента в этом положении. В процессе проведения эксперимента фиксировалось время истечения воды  $t$  от  $H_1$  до  $H_2$  при количестве открытых ударных клапанов  $n$ . Процесс рассматривался как истечение жидкости при переменном напоре. Полное опорожнение напорного бака определяется по формуле [3, 4]:

$$t = \frac{2 \cdot W}{Q} = \frac{2 \cdot a \cdot b \cdot (H_1 - H_2)}{\mu_m \cdot \omega_{вод} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot (H_1 - H_2)}}. \quad (3)$$

Выражая из формулы (3) величину  $\mu_m$ , находим его искомое значение. Коэффициент местного сопротивления клапанной коробки определяется из формулы (1). Предварительно необходимо знать коэффициенты сопротивлений на вход из резервуара в трубопровод, на излив в атмосферу, а также коэффициент гидравлического трения стенок водовода. При расчете использовался гидравлический радиус вместо диаметра, ввиду конструктивных особенностей гидротаранного агрегата.

Была проведена математическая обработка результатов измерений, приведенная в таблице 1, где  $y_i$  –  $i$ -ый результат измерений;  $\bar{y}$  – среднее арифметическое значение полученных результатов;  $\Delta y_i$  – отклонение от среднего значения  $i$ -ого результата;  $S^2(y_i)$  – дисперсия;  $S(\bar{y})$  – стандартные отклонения среднего результата;  $\alpha = 0,95$  – избранная доверительная вероятность;  $\varepsilon_\alpha$  – погрешности найденных результатов;  $\Delta y$  – относительная погрешность, %.

Таблица 1

Математическая обработка результатов измерений

Номер измерения	$y_i$	$\bar{y}$	$\Delta y_i$	$S^2(y_i)$	$S(\bar{y})$	Критерий Стьюдента при $\alpha=0,95$	$\varepsilon_\alpha$	$\bar{y} \pm \varepsilon_\alpha$	$\Delta y, \%$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Число открытых клапанов $n = 1$									
1	69,28	68,21	1,07	1,032	0,718	4,70	3,376	68,21 $\pm$ 3,376	4,95
2	67,26		-0,95						
3	68,08		-0,13						
Число открытых клапанов $n = 2$									
1	32,15	31,90	0,25	0,071	0,189	4,70	0,887	31,90 $\pm$ 0,887	2,78
2	31,62		-0,28						
3	31,94		0,04						
Число открытых клапанов $n = 3$									
1	23,17	23,54	-0,37	0,115	0,240	4,70	1,128	23,54 $\pm$ 1,128	4,79
2	23,84		0,30						
3	23,60		0,06						
Число открытых клапанов $n = 4$									
1	19,05	18,96	0,09	0,014	0,083	4,70	0,389	18,96 $\pm$ 0,389	2,05
2	19,01		0,05						
3	18,83		-0,13						
Число открытых клапанов $n = 5$									
1	16,63	16,90	-0,27	0,064	0,179	4,70	0,842	16,90 $\pm$ 0,842	4,98
2	17,13		0,23						
3	16,95		0,05						
Число открытых клапанов $n = 6$									
1	15,40	15,36	0,04	0,020	0,099	4,70	0,466	15,36 $\pm$ 0,466	3,03
2	15,20		-0,16						
3	15,47		0,11						

Полученные значения относительной погрешности прямых измерений показывают, что измерения проведены с достаточной точностью. Для определения значений

коэффициента расхода гидротаранного агрегата  $\mu_m$  и коэффициентов сопротивлений клапанной коробки  $\xi_{кл}$  производим пересчет по формулам (3, 2, 1). Результаты представлены в таблице 2.

Таблица 2

Определение коэффициентов расхода гидротаранного агрегата и сопротивления клапанной коробки

Кол-во открытых клапанов	Время истечения $\bar{t}$ , с	Расход потока $Q$ , м <sup>3</sup> /с	$\mu_m$	$\lambda$	$\lambda \cdot \frac{l}{4 \cdot R}$	Суммарная площадь открытых клапанов $\omega_{отв}$ , м <sup>2</sup>	$\xi_{изл}$	$\xi_{кл}$
1	2	3	5	6	7	8	9	10
1	68,21	0,0311	0,050	0,0277	0,508	0,034	21,85	382,32
2	31,90	0,0666	0,106	0,0237	0,434	0,067	5,46	82,25
3	23,54	0,0902	0,144	0,0224	0,411	0,101	2,43	44,91
4	18,96	0,1120	0,179	0,0216	0,396	0,135	1,37	29,06
5	16,90	0,1256	0,200	0,0212	0,388	0,168	0,87	23,12
6	15,36	0,1383	0,221	0,0208	0,382	0,202	0,61	19,05

Для установления зависимостей  $\mu_m=f(n)$  и  $\xi_{кл} = f(n)$  использовался корреляционно-регрессионный анализ [5]. Для  $\mu_m=f(n)$  уравнение регрессии задано в виде полинома второй степени, которое было сведено к линейному виду:

$$y_1 = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2, \quad (4)$$

где  $x_1 = n$  – количество одновременно открытых ударных клапанов;

$x_2 = x_1^2$  – введенная замена, для линеаризации зависимости.

В результате корреляционно-регрессионного анализа выведено уравнение регрессии:

$$\mu_m = -0,0044 \cdot n^2 + 0,0642 \cdot n + 0,0082, \quad (5)$$

при коэффициенте корреляции  $r = 0,9980$ , характеризующим тесноту связи между двумя величинами  $\mu_m$  и  $n$ .

Аналогично получено уравнение регрессии для зависимости  $\xi_{кл} = f(n)$ , для которой уравнение задано в виде степенной зависимости:

$$y_2 = ax^b. \quad (6)$$

которая была сведена к линейному виду при помощи логарифмирования:

$$Y = b_0 + b_1 X. \quad (7)$$

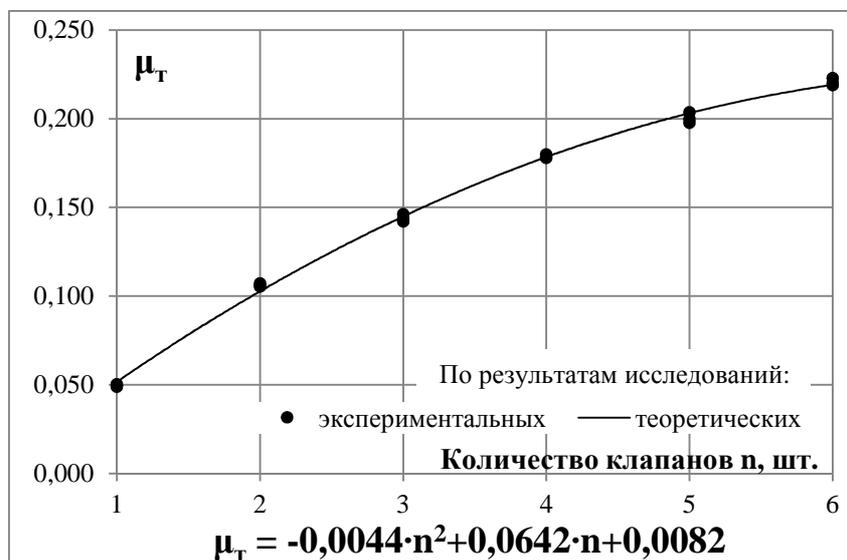
где  $Y = \ln y_2$ ,  $b_0 = \ln a$ ,  $b_1 = b$ ,  $X = \ln x$  – введенные замены.

Уравнение регрессии, выведенное в результате корреляционно-регрессионного анализа:

$$\xi_{кл} = 200,5416 \cdot n^{-1.3427} \quad (8)$$

при коэффициенте корреляции  $r = 0,9915$ , характеризующим тесноту связи между двумя величинами  $\xi_{кл}$  и  $n$ .

По экспериментальным данным, на основе таблицы 2, и регрессионным, зависимостям (5) и (8), построены графики функции (рисунки 4, 5).



**Рисунок 4.** Зависимость коэффициента расхода гидротаранного агрегата  $\mu_m$  от количества одновременно открытых ударных клапанов  $n$



**Рисунок 5.** Зависимость коэффициента сопротивления клапанной коробки  $\xi_{кл}$  от количества одновременно открытых ударных клапанов  $n$

Анализ графических зависимостей позволяет сделать вывод о том, что с увеличением количества одновременно работающих ударных клапанов коэффициент расхода гидравлического привода генераторов полезной мощности увеличивается, а коэффициент гидравлического сопротивления клапанной коробки уменьшается. Количеством одновременно работающих ударных клапанов можно регулировать расход воды в гидроагрегатах в зависимости от исходных параметров низконапорных водных потоков,

максимально используя гидравлическую энергию водотоков для привода генераторов тепловой или электрической энергии. Представленная методика проведения эксперимента позволяет определять значения гидравлического коэффициента расхода промышленных модулей гидроагрегатов, используемых для привода генераторов полезной мощности, а также для расчета эффективного коэффициента полезного действия установок по преобразованию энергии водного потока в полезную тепловую или электрическую мощность.

### Список литературы

1. Миронов В.В., Миронов Д.В., Проскуряков Н.А., Иванюшин Ю.А. Устройство для генерирования тепловой и электрической энергии//Патент России № 2622269.2014.Бюл. №7;
2. Миронов В.В. Способ получения электроэнергии и устройство для его реализации//Патент России № 2431758.2011.Бюл. № 29
3. Альтшуль А. Д. Гидравлика и аэродинамика: учеб. для вузов / А. Д. Альтшуль, Л.С. Животовский, Л.П. Иванов. – М.: Стройиздат, 1987. – 414 с.
4. Штеренлихт Д.В. Гидравлика. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 840 с.
5. Чашкин Ю.Р. Математическая статистика. Анализ и обработка данных: учебное пособие. / Ю.Р. Чашкин; под ред. С.Н. Смоленского. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – Ростов н/Д: Феникс, 2010. – 236 с.: ил. – (Высшее образование).

### Рецензенты:

Скипин Л.Н., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Техносферная безопасность» ФГБОУ ВПО «ТюмГАСУ», г. Тюмень.

Чекардовский М.Н., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Теплогазоснабжение и вентиляция» ФГБОУ ВПО «ТюмГАСУ», г. Тюмень.