

**ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ СНИЖЕНИЯ СБРОСА
ОБОРОТНОЙ ТЕХНИЧЕСКОЙ ВОДЫ И ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ
ПРОЦЕССОВ В ГРАДИРНЕ ПАРОВАЗОВОЙ ТЕПЛОВОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ**

Юнусов Б. Х.

Профессор кафедры «Атомные электрические станции и тепловая энергетика»
Ташкентского государственного технического университета

Дадабоев Қ. Қ.

Базовый докторант кафедры «Атомные электрические станции и тепловая энергетика»
Ташкентского государственного технического университета

<https://doi.org/10.5281/zenodo.17320451>

Аннотация: В данной научной статье рассмотрены гидродинамические и тепловые расчёты экспериментального устройства для снижения потерь оборотной технической воды в градирне ТЭЦ и исследования тепловых процессов. Описаны конструктивное[1] исполнение устройства, оптимальные геометрические размеры устройства и принципы работы. Приведены данные о расходе и потерях воды экспериментального модуля вентиляторной градирни. Представлены тепловые расчёты конденсации сбросных паров воды через дополнительный теплообменник и влияние теплообменника на эффективность работы градирни.

Ключевые слова: процесс охлаждения воды, процесс теплообмена, теплообменное устройство, щелочность воды, испарение, водяной пар, энтальпия, тепловые расчеты, гидродинамический процесс, аэродинамическое сопротивление

**RESEARCH FACILITY DESIGNED TO REDUCE CIRCULATING
TECHNICAL WATER LOSS AND STUDY THERMAL PROCESSES IN THE
COOLING TOWER OF A COMBINED-CYCLE THERMAL POWER PLANT**

Yunusov B. Kh.

Professor, Department of Nuclear Power Plants and Thermal Energy, Tashkent State
Technical University

Dadaboev Q. Q.

Basic Doctoral Student, Department of “Nuclear Power Plants and Thermal Energy,”
Tashkent State Technical University

Abstract: This scientific article examines the hydrodynamic and thermal calculations of an experimental device designed to reduce circulating technical water loss and study thermal processes in the cooling tower of a thermal power plant. The structural design, optimal geometric dimensions, and operating principles of the device are described. Data on water consumption and losses in the experimental module of the fan cooling tower are presented. The results of calculating the condensation of water vapor through an additional heat exchanger and the impact of the heat exchanger on the efficiency of the cooling tower are also provided.

Key words: Water cooling process, heat exchange process, heat exchanger, water alkalinity, evaporation, water vapor, enthalpy, thermal calculations, hydrodynamic process, aerodynamic resistance.

**BUG‘-GAZ QURILMALI ISSIQLIK ELEKTR STANSIYASI GRADIRNYASIDA
AYLANMA TEXNIK SUV ISROFINI KAMAYTIRISH VA ISSIQLIK**

JARAYONLARINI O'RGANISH UCHUN MO'LJALLANGAN TADQIQOT QURILMASI

Yunusov B.X.

Toshkent davlat texnika universiteti Atom elektr stansiyalari va issiqlik energetikasi kafedrası
professori

Dadaboev Q.Q.

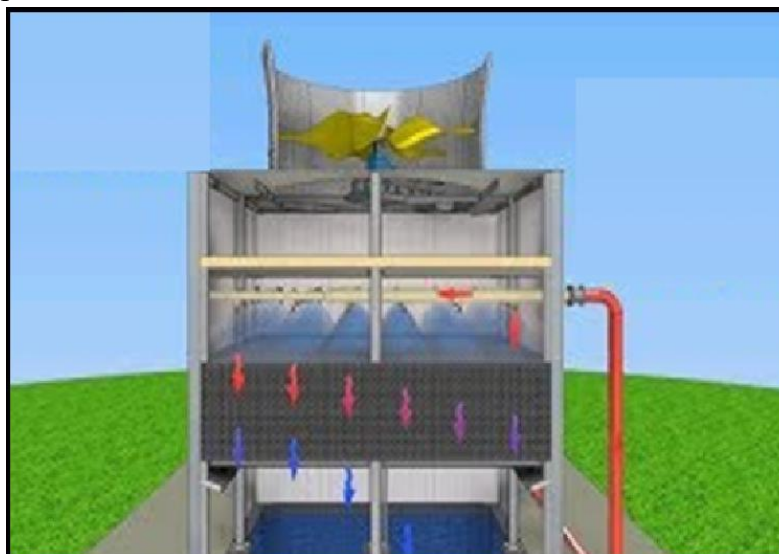
Toshkent davlat texnika universiteti Atom elektr stansiyalari va issiqlik energetikasi kafedrası
doktoranti

Anotatsiya: Ushbu ilmiy maqolada issiqlik elektr stansiyasi gradirnyasida aylanma texnik suv yo'qotilishini kamaytirish va issiqlik jarayonlarini tadqiq etishga mo'ljallangan eksperimental qurilmaning gidrodinamik va issiqlik hisob-kitoblari ko'rib chiqilgan. Qurilmaning konstruktiv tuzilishi, optimal geometrik o'lchamlari va ish prinsiplari bayon etilgan. Ventilyatorli gradirnya eksperimental modulida suv sarfi va yo'qotishlari bo'yicha ma'lumotlar keltirilgan. Suyuqlikning qo'shimcha issiqlik almashinish moslamasi orqali kondensatsiyalanishini hisoblash natijalari hamda issiqlik almashinish moslamasining gradirnya samaradorligiga ta'siri ko'rsatilgan.

Kalit so'zlar: Suvni sovitish jarayoni, issiqlik almashinuvi jarayoni, issiqlik almashinish moslamasi, suvning ishqoriyligi, bug'lanish, suv bug'i, entalpiya, issiqlik hisoblari, gidrodinamik jarayon, aerodinamik qarshilik.

ВВЕДЕНИЕ

В процессе охлаждения циркуляционной воды на тепловых электростанциях воздушные лопасти градирни поднимают воздух вверх. Водораспылители распыляют горячую воду вниз из-под лопастей. В результате, при встречном движении воды и воздуха происходит температурный обмен: воздух высасывается с повышенной температурой, а вода охлаждается и опускается вниз. При этом вместе с отводимым воздухом в атмосферу выбрасываются частицы технической воды, что можно считать потерями технической воды[1]. Поскольку процесс подготовки технической воды также состоит из сложных технологических процессов, потери технической воды представляют собой экономические потери для предприятия. Ведь в среднем при работе 20 воздушных лопастей в градирне на 2 блока мощностью 450 МВт, с учетом обычного сезонного изменения, текущие среднегодовые потери составляют 1100 м³/ч.

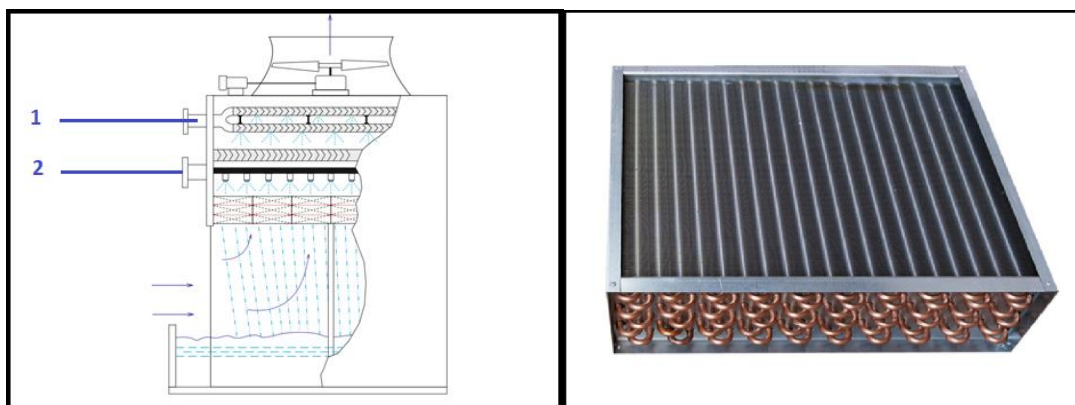


1-рисунок. Процесс охлаждения воды в градирне

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Известно количество воды, поступающей в резерв технической воды каждый час для восполнения потерянной. Из них почти 600 м³ воды теряется в градирне. В процессе подготовки технической воды станция потребляет электроэнергию для работы насосов, на обработку, а также химические реагенты для химической очистки, улучшения водной среды и опреснения(1-рисунок).

Для снижения потерь оборотной воды мы рекомендуем установить в градирне теплообменник (IAQ), состоящий из труб, по которым циркулирует техническая вода с температурой внутри 16°C, в которой улавливается водяной пар. Рекомендующим нами теплообменник устанавливается в свободном пространстве под вентиляторами градирни и над водоотделителями. Устройство крепится к корпусу с помощью специальных кронштейнов[2]. Благодаря этому выходящий водяной пар проходит между ребрами устройства. Устройство состоит из труб с холодной (16°C) водой и специального оребрения на трубах. Для установки специального теплообменника в градирню необходимо провести экспериментальные работы. Поскольку проведение экспериментов на установке, работающей при таком большом объёме и нагрузке, невозможно, был построен небольшой экспериментальный модуль градирни и проведены экспериментальные работы по испытанию нового показателя качества воздуха в помещении в малом модуле. После выполнения всех расчётов для малогабаритной установки, установка была испытана в различных условиях и при необходимости доработана(2-рисунок).



2-рисунок. Введение теплообменника в градирню

Формула конденсации:

$$Q_{\text{конденсация}} = m_{\text{пар}} \cdot L + m_{\text{пар}} \cdot C_{p1} \cdot (t_{\text{пар,нач}} - t_{\text{конденсация}}) \quad (1)$$

- $Q_{\text{конденсация}}$: Теплота конденсации (Вт или кВт).
- $m_{\text{пар}}$: Массовый расход испаряемой воды (кг/с).
- L : Удельная теплота парообразования (2430 кДж/кг при 27°C).
- C_{p1} : Удельная теплоёмкость воды (4178 Дж/(кг·К) при 27°C).
- $t_{\text{пар,нач}}$: Начальная температура пара (25°C).
- $t_{\text{конденсация}}$: Конечная температура конденсации (16°C, 18°C, 20°C).

В малом экспериментальном модуле воздухоохлаждаемое устройство (АВО) охлаждает водяной пар с начальной температурой 25°C водой при 16°C, превращая его в конденсат при температурах 16°C, 18°C или 20°C. Процесс включает выделение скрытой и

явной теплоты, что снижает содержание пара в выходящем воздухе и минимизирует потери воды в градирне[3].

Для достижения эффективности устанавливается теплообменник, состоящий из специальных труб с движущейся внутри водой, и холодная вода с температурой 16 °С из резервного бассейна воды подается в устанавливаемый нами специальный теплообменник, в результате чего отходы сокращаются за счет конденсации поднимающегося пара. Расположение устройств, перечисленных в устройстве, описано на чертежах. Задача предлагаемого устройства заключается в выполнении такой задачи, чтобы остаточная охлаждающая вода, выходящая из устройств тепловой электростанции и конденсатора, передавалась в градирню для повторного охлаждения, что снижает потери воды. В градирне горячая вода распыляется сверху вниз через распылительные форсунки, распыляемая вода попадает на охлаждающие ребра воды и распределяется по поверхности ребер, обмениваясь теплом с воздухом, всасываемым через воздушный вентилятор, охлаждается, и вода попадает в резервный бассейн. Благодаря силе восходящего потока воздуха определенное количество частиц воды и водяного пара поднимается воздухом. Частицы воды улавливаются водяным затвором, который улавливает воду, вытекающую из воздушного потока. Водяной пар состоит из специальных труб, предлагаемых нами, внутри которых вода попадает на подвижный теплообменник, её температура понижается, она конденсируется и падает в бассейн-накопитель воды в виде капель воды. Улавливание пара путём конденсации уменьшает потери воды, и задача выполнена. В предлагаемой «градирне для сокращения потерь воды» горячая вода, поступающая из системы тепловой электростанции, распыляется вниз через форсунки, установленные в трубах. Распыляемые частицы воды ударяются о ребра охлаждения воды и распределяются[7]. В результате увеличивается поверхность теплообмена. Воздух, всасываемый вентилятором, понижает температуру воды и уносит с собой тепло. Охлаждённая вода падает в бассейн-накопитель. Частицы воды, поднимающиеся вместе с воздухом, улавливаются водяным затвором, который улавливает воду, вытекающую вместе с потоком воздуха. Водяной пар состоит из специальных трубок, внутри которых движется вода, ударяясь о рёбра внешней поверхности теплообменника, конденсируется благодаря низкой температуре в устройстве, превращается в капли воды и возвращается в резервуар с водой. Наше устройство состоит из специальных теплообменных поверхностей, которые оснащены рёбрами, увеличивающими площадь теплообмена. Чем больше площадь теплообмена, тем выше теплообмен. Таким образом, водяной пар удерживается, и достигается цель. Как уже упоминалось, в систему внутреннего водоснабжения необходимо подавать холодную воду температурой 16°С. Использование отдельного водяного насоса повлечёт за собой дополнительные расходы. Циркуляционный насос системы ТЭЦ обеспечивает холодную воду для всей системы[4]. Именно от этого насоса прокладывается трубопровод к устройству, и оно снабжается водой[8].

Для обеспечения оптимального режима работы подмодульного грейдера были выбраны и проанализированы основные факторы. Также была уточнена методика проведения экспериментальных экспериментов. В первую очередь необходимо проанализировать теоретические основы процесса охлаждения воды и на их основе выбрать методы расчета. Испарение воды является важной частью процесса тепломассообмена в градирнях. Процесс охлаждения воды и градирнях основан на тепломассообмене. Расчётная температура зависит от температуры воды на входе и выходе, температуры

воздуха и характерного расхода. Основная формула представлена на следующем рисунке[1]:

$$Q = G \cdot c \cdot (t_1 - t_2) \quad (2)$$

- Q — количество тепла (кВт)
- G — массовый расход воды (кг/с)
- c — удельная теплоемкость воды (Дж/кг·К)
- t_1, t_2 — температура воды на входе и выходе (°С).

Градирня — это теплообменное устройство, в котором охлаждающая вода отдаёт тепло хладагенту при непосредственном контакте с воздухом. Для обеспечения необходимой поверхности теплообмена градирня оснащается специальным устройством — конденсатором. (3-рисунок)

Ф. Меркель, Б. В. Проскуряков, Л. Д. Берман, И. Лихтенштейн и другие авторы внесли значительный вклад в развитие расчёта градирен. Монография Л. Д. Бермана до сих пор остаётся руководством для инженеров и техников, занимающихся проектированием, эксплуатацией и исследованием циркуляционных охладителей. Метод Меркеля остаётся наиболее распространённым и признанным в мире. Баланс тепла, отдаваемого водой в градирне и поглощаемого воздухом, выражается следующим образом

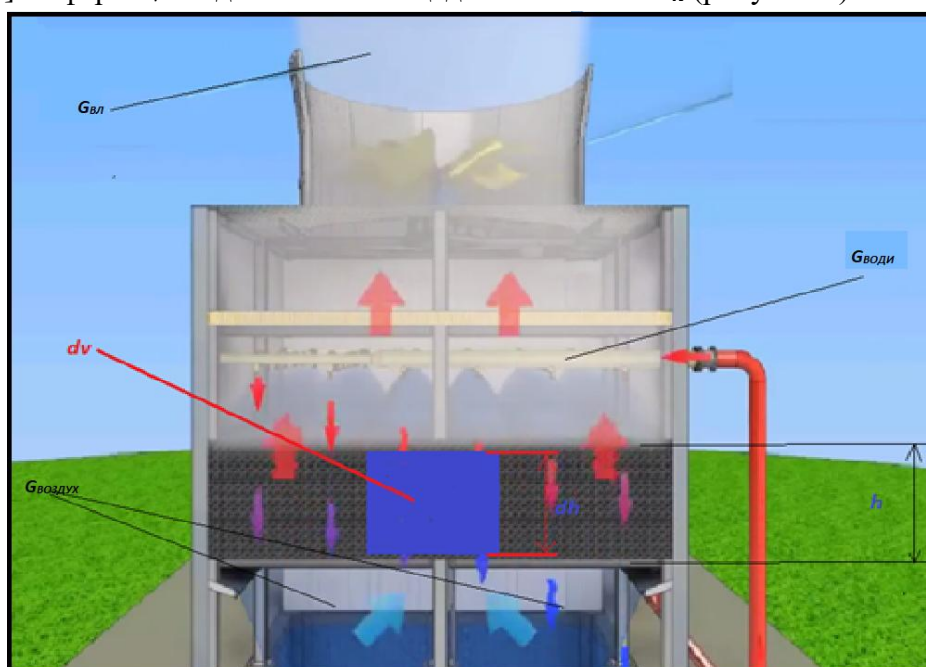
$$Q = c_{\text{тепло}} [G_i (t_1 - t_2) + G_{\text{нар}} t_2] = G_{\text{вл}} (i_2 - i_1). \quad (3)$$

Материальное равновесие (баланс влаги) выражается как равенство между количеством испарившейся воды и увеличением влажности воздуха:

$$G_{\text{нар}} = G_{\text{вл}} (x_2 - x_1). \quad (4)$$

При тепловых расчётах градирен начальные параметры обычно задаются, но конечные параметры t_2 , i_2 , x_2 остаются неизвестными. Очевидно, что для их определения двух уравнений (3 и 4) недостаточно.

Поэтому приходится прибегать к другим уравнениям, описывающим тепломассообмен между водой и воздухом в градирне. Их можно записать в дифференциальной форме, поскольку входящие в них параметры постоянно меняются по пути движения воды в распылителе[5]. Сфера dV с единичной площадью и высотой dh (рисунок 3).



3-рисунок Зависимость процессов счетов

$$dQ = \alpha (t - \vartheta) dV + i''_{\text{пар}} dG_{\text{води}}. \quad (5)$$

Здесь $i''_{\text{пар}} = c_{\text{води}} t + r$ энтальпия пара при температуре t_1

В выражении 5 первый член в правой части представляет собой тепло, переданное от воды воздуху через элементарный объемный контакт в орозите, а второй член — тепло, переданное посредством испарения[6].

На основании этого и теоретических формул, имеющихся в литературе, мы рассчитали оптимальный расход воды для построенного нами экспериментального охлаждающего модуля с тремя различными расходами воды: 1,5 м³, 2 м³ и 2,5 м³.

Эксперимент: Расход воды 1,5 м³/ч (1500 л/ч)

Экспериментальные условия:

Расход воды (G): 1500 л/ч = 0,4167 кг/ч.

Испарение (E): 30 л/ч = 0,008333 кг/ч (2% от расхода воды).

Температура воды на входе (t_{s1}): 26,0 °C.

Температура воды на выходе (t_{s2}): 16,0 °C.

Разница температур (Δt_s): 10,0 °C.

Температура воздуха на входе (t_{h1}): 30,0 °C.

Плотность воздуха (ρ_h): 1,165 кг/м³.

Приходная энтальпия (i_1): 70,0 кДж/кг.

Выходная энтальпия (i_2): 78,0 кДж/кг (из i-d диаграммы).

Теплоёмкость воды (c): 4,18 кДж/кг·°C.

Теплота парообразования (r): 2257 кДж/кг.

Площадь поверхности (A): 16,1 м².

Коэффициент теплопередачи (K): 225,07 Вт/м²·°C.

Диаметр трубы (D): 0,200 м.

Плотность воды (ρ): 1000 кг/м³.

Динамическая вязкость (μ): 0,001 Па·с.

Водно-тепловой баланс

Тепловой баланс при охлаждении воды рассчитывается по следующей формуле:

$$Q_s = G \cdot c \cdot \Delta t_s + E \cdot r \quad (6)$$

$$Q_s = (0,4167 \cdot 4,18 \cdot 10,0) + (0,008333 \cdot 2257)$$

$$Q_s \approx 17,419 + 18,807 = 36,226, \text{ кВт}$$

Тепловой баланс воздуха

$$Q_h = G_h \cdot (i_2 - i_1)$$

$$(i_2 - i_1) = 78,0 - 70,0 = 8,0, \text{ кДж/кг.}$$

$$Q_h \approx Q_s = 36,226, \text{ кВт}$$

$$G_h = \frac{36,226}{8,0} \approx 4,5283, \text{ кг/с}$$

$$V_h = \frac{4,5283}{1,165} \approx 3,886, \text{ м}^3/\text{с}$$

Эффективность орошителя

Эффективность препарата Аразител рассчитывается по следующей формуле:

$$Q = K \cdot A \cdot \Delta T_m \text{ совместно с}$$

$$K = 225,07, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}, A = 16,1, \text{ м}^2$$

$$\Delta T_m = 10,0, \text{ °C}$$

$$Q = 225,07 \cdot 16,1 \cdot 10,0 \approx 36226,$$

$$W = 36\,226, \text{ кВт Это } (Q_s \approx 36\,226, \text{ кВт})$$

Число Рейнольдса

Для определения режима течения воды число Рейнольдса рассчитывается следующим образом:

$$Re = \frac{\rho \cdot v_s \cdot D}{\mu}$$

Площадь поперечного сечения трубы: $A = \pi \cdot (0,2/2)^2 \approx 0,031416, \text{ м}^2$

Скорость на воде: $v_s = \frac{1,5 / 3600}{0,031416} \approx 0,01326, \text{ м/с}$

$$Re = \frac{1000 \cdot 0,01326 \cdot 0,200}{0,001} \approx 2652$$

Заключение

Испарение: 30 л/ч 0,008333 кг/с).

Тепловой баланс воды: 36,226 кВт.

Тепловой баланс воздуха: 36,226 кВт, ($V_h \approx 3,886, \text{ м}^3/\text{с}$).

Температура воды на выходе: 16,0 °С.

КПД воздуха: ($\Delta T_m = 10,0, \text{ °С}$).

Число Рейнольдса: 2652 (неустановившийся режим течения).

Эксперимент: Расход воды 2 м³/ч (2000 л/ч)

Экспериментальные условия:

Расход воды (G): 2000 л/ч = 0,5556 кг/ч.

Испарение (E): 40 л/ч = 0,01111 кг/ч (2%).

Температура воды на входе (t_{s1}): 26,0 °С.

Температура воды на выходе (t_{s2}): 16,0 °С.

Разница температур (Δt_s): 10,0 °С.

Температура воздуха на входе (t_{h1}): 30,0 °С.

Плотность воздуха (ρ_h): 1,165 кг/м³.

Энтальпия на входе (i_1): 70,0 кДж/кг.

Энтальпия на выходе (i_2): 78,0 кДж/кг.

Теплоёмкость воды (c): 4,18 кДж/кг·°С.

Теплота парообразования (r): 2257 кДж/кг.

Поверхность пара (A): 16,1 м².

Коэффициент теплопередачи (K): 300,00 Вт/м²·°С.

Диаметр трубы (D): 0,200 м.

Плотность воды (ρ): 1000 кг/м³.

Динамическая вязкость (μ): 0,001 Па·с.

Водно-тепловой баланс.

$$Q_s = (0,5556 \cdot 4,18 \cdot 10,0) + (0,01111 \cdot 2257)$$

$$Q_s \approx 23,225 + 25,075 = 48,300, \text{ кВт}$$

Тепловой баланс воздуха.

$$Q_h \approx Q_s = 48,300, \text{ кВт}$$

$$G_h = \frac{48,300}{8,0} \approx 6,0375, \text{ кг/с}$$

$$V_h = \frac{6,0375}{1,165} \approx 5,182, \text{ м}^3/\text{с}$$

Эффективность оросителя

$$Q = 300,00 \cdot 16,1 \cdot 10,0 \approx 48300 ,$$

$$W = 48,300 , \text{ кВт}$$

$$\Delta T_m = 10,0 , \text{ }^\circ\text{C}$$

Число Рейнольдса

$$\text{Скорость на воде: } v_s = \frac{2 / 3600}{0,031416} \approx 0,01768 , \text{ м/с}$$

$$Re = \frac{1000 \cdot 0,01768 \cdot 0,200}{0,001} \approx 3536$$

Краткая сводка

Испарение: 40 л/ч (0,01111 кг/с).

Тепловой баланс воды: 48 300 кВт.

Тепловой баланс воздуха: 48 300 кВт ($V_h \approx 5182$, м³/с).

Температура воды на выходе: 16,0 °C.

КПД по воздуху: ($T_m = 10,0$, °C).

Число Рейнольдса: 3536 (неустановившийся режим течения).

Эксперимент: Расход воды 2,5 м³/ч (2500 л/ч)

Экспериментальные условия:

Расход воды (G): 2500 л/ч = 0,6944 кг/ч.

Испарение (E): 50 л/ч = 0,01389 кг/ч (2%).

Температура воды на входе (t_{s1}): 26,0 °C.

Температура воды на выходе (t_{s2}): 16,0 °C.

Разность температур (Δt_s): 10,0 °C.

Температура воздуха на входе (t_{h1}): 30,0 °C.

Плотность воздуха (ρ_h): 1,165 кг/м³.

Энтальпия на входе (i_1): 70,0 кДж/кг.

Энтальпия на выходе (i_2): 78,0 кДж/кг.

Теплоёмкость воды (c): 4,18 кДж/кг·°C.

Теплота парообразования (ρ): 2257 кДж/кг.

Поверхность пара (A): 16,1 м².

Коэффициент теплопередачи (K): 375,16 Вт/м²·°C.

Диаметр трубы (D): 0,200 м.

Плотность воды (ρ): 1000 кг/м³.

Динамическая вязкость (ρ): 0,001 Па·с.

Расчёты

Баланс тепла воды.

$$Q_s = (0,6944 \cdot 4,18 \cdot 10,0) + (0,01389 \cdot 2257)$$

$$Q_s \approx 29,031 + 31,349 = 60,380 \text{ кВт} ,$$

Тепловой баланс воздуха.

$$Q_h \approx Q_s = 60,380 , \text{ кВт}$$

$$G_h = \frac{60,380}{8,0} \approx 7,5475 , \text{ кг/с}$$

$$V_h = \frac{7,5475}{1,165} \approx 6,478 , \text{ м}^3/\text{с}$$

Эффективность оросителя

$$Q = 375,16 \cdot 16,1 \cdot 10,0 \approx 60380$$

$$W = 60,380 , \text{ кВт}$$

$$\Delta T_m = 10,0, ^\circ\text{C}$$

Число Рейнольдса.

$$\text{Скорость на воде: } v_s = \frac{2,5 / 3600}{0,031416} \approx 0,02210, \text{ м/с}$$

$$Re = \frac{1000 \cdot 0,02210 \cdot 0,200}{0,001} \approx 4420$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Испарение: 50 л/ч (0,01389 кг/с).

Тепловой баланс воды: 60,380 кВт.

Тепловой баланс воздуха: 60,380 кВт, ($V_h \approx 6,478, \text{ м}^3/\text{с}$).

Температура воды на выходе: 16,0 °C.

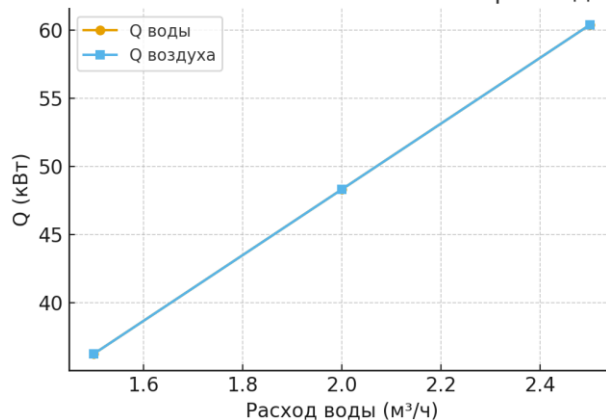
Эффективность фильтра: ($\Delta T_m = 10,0, ^\circ\text{C}$).

Число Рейнольдса: 4420 (турбулентный поток).

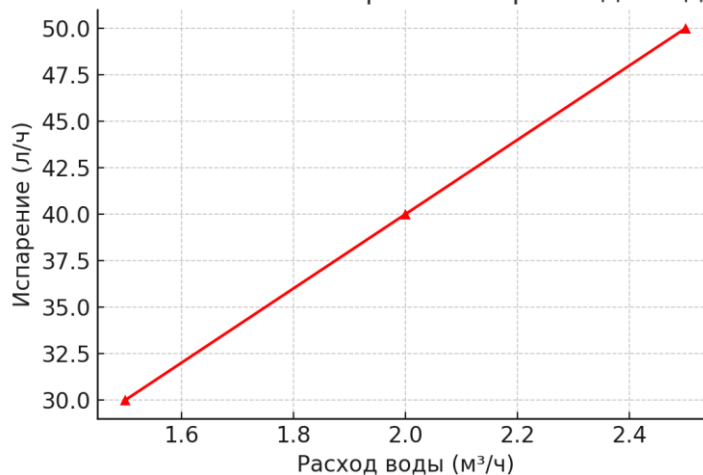
1-таб. Таблица экспериментальных результатов

Расход воды (м³/ч)		Испарение (л/ч)	Q воды (кВт)	Q воздуха (кВт)	Темп. воды на выходе (°C)	Скорость воздуха (м³/с)	Re
1.5		30.0	36.226	36.226	16.0	3.886	2652.0
2.0		40.0	48.3	48.3	16.0	5.182	3536.0
2.5		50.0	60.38	60.38	16.0	6.478	4420.0

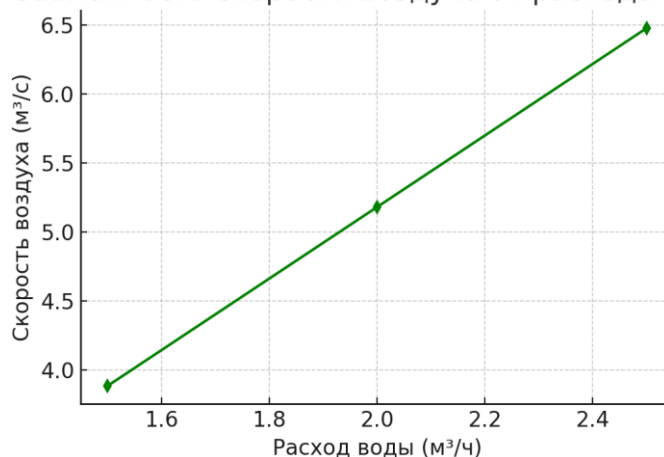
Зависимость теплового баланса от расхода воды



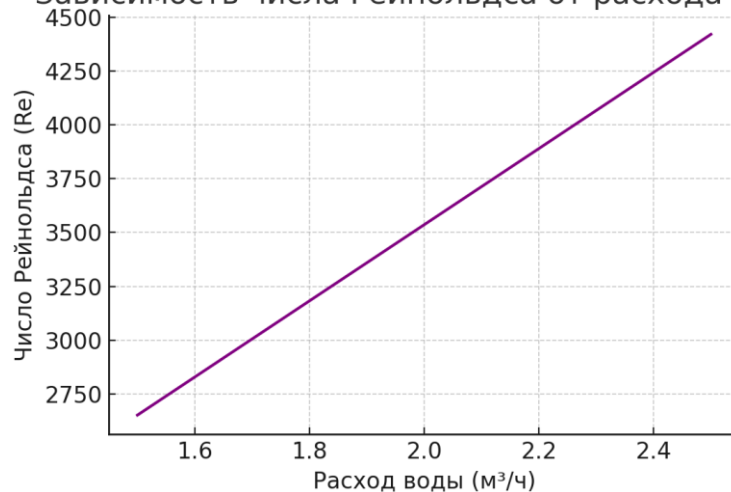
Зависимость испарения от расхода воды



Зависимость скорости воздуха от расхода воды



Зависимость числа Рейнольдса от расхода воды



ОБЩИЙ ЗАКЛЮЧЕНИЕ

После анализа результатов и расчётов второй экспериментальный расход воды был признан оптимальным, и мы установили расход воды нашего малого устройства равным 2 м³. Теперь подобраны подходящие параметры для установки теплообменника в этом малом модуле, и возможна установка нового предлагаемого теплообменника. Необходимо установить новое устройство в модуле градирни и выполнить его тепловой расчёт. Ниже приведены тепловые расчёты для теплообменника, установленного в модуле охлаждения.

ЛИТЕРАТУРА

1. В.С.Пономаренко, Ю.И. Арефьев, Градирни промышленных и энергетических предприятий. 179-184
2. Dadaboyev, Q. Q. (2021). [Refrigerator in modern heating power station technical water waste through reconstruction of the tower reduction](#). "International journal of philosophical studies and social sciences", 1(3), 96-101.
3. MITSUBISHI HITACHI POWER SYSTEMS company Turakurgan IES construction project book, volume 3
4. Dadaboyev, Q. Q. (2022). [Issiqlik elektr stansiyalarida texnik suv isrofini barataraf etish](#). "Academic research in educational sciences", 3(1), 434-440. <https://doi.org/10.24412/2181-2454-2022-1-41-47>

5. Dadaboyev Qobilbek. (2023). [Steam Gas Plant Reducing Circulating Water Waste in Water Cooling Towers](#). "Proceedings of International Conference on Applied Innovation in IT", 2(11), 149-153. https://icaiit.org/paper.php?paper=11th_ICAIIT_2/5_5
6. B. Yunusov and M. Asimova, "Creation of Hybrid Solar - Thermal Installations in the Climatic Conditions of Uzbekistan," AIP Conference Proceedings 2552, 050032, 2022, p. 113491, [Online]. Available: <https://doi.org/10.1063/5.0130121>.
7. B. Yunusov and M. Tazhiddinova, "Research of the processes of drying, disaggregation and separation of powder cellulose in one apparatus," AIP Conference Proceedings 2552, p. 050033, 2023, [Online]. Available: <https://doi.org/10.1063/5.0130122>.
8. B. Yunusov and J. Normuminov, "Some features of the grinding process in the production of powder materials," E3S Web of Conferences 216, 01131, 2020, p. 160-167, [Online]. Available: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202021601131>.