

ИНЖЕНЕРНЫЕ СЕТИ И СООРУЖЕНИЯ, ИНЖЕНЕРНАЯ ГИДРОЛОГИЯ, ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ И ОХРАНА ВОДНЫХ РЕСУРСОВ

УДК 697.934:533.6.07

М. В. БОДРОВ, д-р техн. наук, зав. кафедрой отопления и вентиляции;
И. П. ГРИМАЛОВСКАЯ, канд. техн. наук, доц. кафедры отопления и
вентиляции, **М. С. МОРОЗОВ**, ст. преп. кафедры отопления и вентиляции;
А. Н. ПЫЛАЕВ, аспирант кафедры отопления и вентиляции

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ ВИХРЕВЫХ ТРУБ В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет»
Россия, 603952, г. Н. Новгород, ул. Ильинская, д. 65.

Тел.: (831) 430-54-85; факс: (831) 430-19-36; эл. почта: tes84@inbox.ru

Ключевые слова: вихревая труба, осушка воздуха, холодопроизводительность, влагосодержание, кондиционирование воздуха.

Разработана математическая модель процесса осушки воздуха для схемы с параллельным соединением вихревой трубы и теплообменника. Полученные расчетные уравнения для определения основных термодинамических параметров вихревой трубы могут быть использованы при проектировании воздухоосушителей и регенеративных холодильных установок систем кондиционирования воздуха.

В настоящее время одной из приоритетных задач в промышленности нашей страны является повышение энергоэффективности производства путем совершенствования тепло- и массообменного оборудования систем обеспечения параметров микроклимата [1-3]. Целью исследования авторов является совершенствование методов термодинамического расчета осушителей с параллельным соединением вихревой трубы (ВТ) и теплообменника без регенерации холода. Расчетная схема осушителей представлена на рисунках 1а...1д.

Исходный сжатый воздух с параметрами p_0 , T_0 и d_0 поступает одновременно в теплообменник и ВТ. В теплообменнике его охлаждают до температуры T_1 , за счет чего влагосодержание снижается до величины d_1 . В ВТ исходный сжатый воздух, расширяясь, охлаждается до температуры T_x , затем поступает в теплообменник, где охлаждает влажный воздух, нагреваясь при этом до температуры T_2 .

Преимуществом параллельного соединения по сравнению с последовательным является отсутствие затрат на осушку поступающего в вихревую трубу сжатого воздуха. Это оказывает особенно заметное влияние при высокой относительной влажности исходного сжатого воздуха. В осушителе с параллельным соединением расход воздуха через ВТ может быть выбран как угодно большим, что обеспечивает охлаждение сжатого воздуха в теплообменнике вплоть до температуры T_x . Отметим, что расход воздуха через ВТ не может превышать расхода через теплообменник, что ограничивает температуру охлаждения сжатого воздуха последним [4, 5]. Также следует иметь в виду, что поступление в ВТ влажного сжатого воздуха снижает ее

эффективность, а выходящий из ВТ воздух сохраняется в этом случае влажным, что исключает возможность его использования потребителями сухого воздуха низкого давления. Выбор схемы соединения ВТ и теплообменника необходимо производить с учетом конкретных условий работы и эксплуатации осушителя.

В рассматриваемом на рисунке 1 осушителе температура T_x не зависит от соотношения между расходом охлаждаемого и охлаждающего потоков в теплообменнике. Обозначим через g отношение расхода M_T осушаемого сжатого воздуха, поступающего в теплообменник, к суммарному расходу $M_c = M_T + M_1$ сжатого воздуха всей установкой:

$$g = M_T / M_c. \quad (1)$$

Тогда относительный расход воздуха через ВТ составит $M_1 / M_c = 1 - g$, а относительный расход холодного потока, поступающего из ВТ в теплообменник, равен $M_x / M_c = \mu \cdot (1 - g)$.

Величина g может изменяться в пределах $1 \geq g \geq 0$. Если $g = 1$, то расход воздуха через ВТ равен нулю, генерации холода не происходит, и поэтому $T_1 = T_0$ (штриховая линия на рис. 1а).

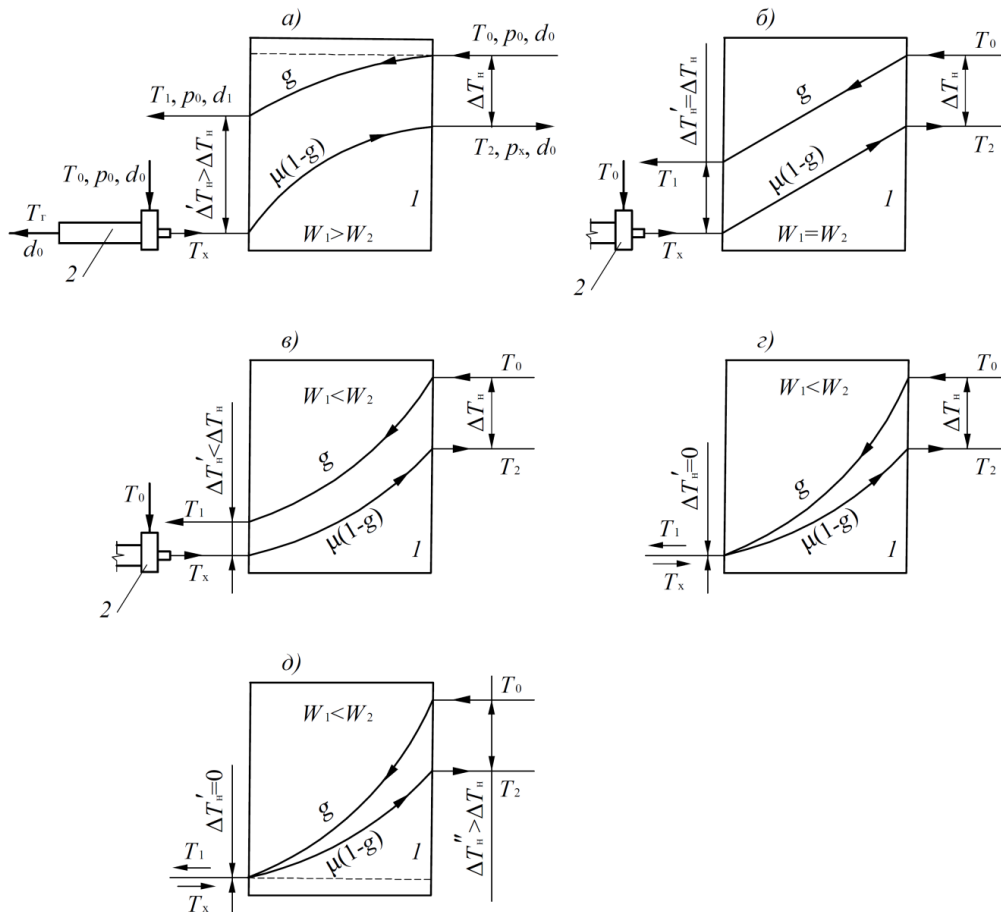


Рис. 1. Расчетная схема вихревого осушителя воздуха с параллельным соединением без регенерации: схема а – при условии $1 > g > A$; схема б – при условии $g = A$; схема в – при условии $A > g > B$; схема г – при условии $g = B = g_{\min}$; схема д – при условии $B > g > 0$; 1 – теплообменник, 2 – вихревая труба



Уменьшение расхода g вызывает снижение температуры T_1 . Если при этом условный эквивалент W_1 охлаждаемого потока больше эквивалента W_2 холодного потока, то температурный напор $\Delta T'_H = (T_1 - T_x)$ больше значения напора $\Delta T_H = (T_0 - T_2)$ (рис. 1а) [6].

При определенном значении величины расхода $g = A$, когда условные эквиваленты обоих потоков равны $W_1 = W_2$, температурные кривые трансформируются в прямые линии (рис. 1б). Отметим, что на этом режиме величина степени недогрева холодного потока в теплообменнике $\Delta T'_H = \Delta T_H$ и определяется только площадью и качеством поверхности теплообмена. При бесконечно большой величине этой площади $\Delta T'_H = \Delta T_H = 0$.

Уменьшение расхода g в области $g < A$, в которой $W_1 < W_2$, приводит к дальнейшему снижению температуры T_1 (рис. 1в), при этом $\Delta T'_H < \Delta T_H$.

При уменьшении величины относительного расхода осушаемого воздуха до значения $g = g_{\min} = B$, температура T_1 достигает минимально возможной величины $T_1 = T_x$ (рис. 1г).

На рассмотренных режимах «а», «б», «в», «г», «д» (рис. 1) используется вся холодопроизводительность $q'_x = c_p \cdot \mu \cdot (1 - g) \cdot (T_0 - T_x)$ Вт за вычетом потерь $q_H = c_p \cdot \mu \cdot (1 - g) \cdot \Delta T_H$ недогрева холодного потока воздуха в теплообменнике.

Поскольку на этих режимах, при условии использования одного и того же теплообменника, температуры T_2 одинаковы, следовательно, одинаковы и величины ΔT_H , что является характерной особенностью данных рассматриваемых режимов работы ВТ.

Уменьшение расхода в область $g < g_{\min}$ не может вызвать снижения температуры $T_1 = T_x$, поэтому, при условии постоянства температур $T_0 = \text{const}$ и $T_1 = \text{const}$, количество теплоты, отдаваемой в теплообменнике охлажденным потоком холодному потоку, уменьшается за счет снижения расхода охлаждаемого потока. Это вызывает понижение температуры T_2 нагрева холодного потока, поэтому $\Delta T''_H > \Delta T_H$ (рис. 1д). Следовательно, возникают дополнительные потери холода, пропорционально разности температур $\Delta T'_d = \Delta T''_H - \Delta T_H$.

В случае $g = 0$ очевидно, $T_2 = T_x$ (штриховая линия на рис. 1д), поскольку в теплообменнике отсутствует поток – потребитель холода.

Так как расход g_{\min} обеспечивает максимальное использование холодопроизводительности ВТ, с точки зрения экономичности эта величина является минимально допустимой. Поэтому расход исходного влажного воздуха через теплообменник следует выбирать в области $g \geq g_{\min}$ (режимы «а», «б», «в», «г» на рис. 1).

Получим выражение для определения степени ΔT_H недогрева холодного потока в теплообменнике. Для этого используем уравнение теплового баланса осушителя, отнесенное к 1 кг исходного воздуха, поступающего одновременно в теплообменник и ВТ:

$$q_x = q_T + q'_\phi + q_H \quad (2)$$

и уравнение теплового баланса теплообменника

$$c_p \cdot \mu \cdot (1 - g) \cdot (T_2 - T_x) = c_p \cdot g \cdot (T_0 - T_1) + q'_\phi \quad (3)$$



В последних выражениях холодопроизводительность ВТ:

$$q'_x = c_p \cdot \mu \cdot (1 - g) \cdot (T_0 - T_x) = q_x \cdot (1 - g), \quad (4)$$

где $q_x = c_p \cdot \mu \cdot (T_0 - T_x)$ – удельная располагаемая холодопроизводительность ВТ;
теплота охлаждения сухого воздуха в теплообменнике:

$$q_T = c_p \cdot g \cdot (T_0 - T_1); \quad (5)$$

теплота недогрева охлаждающего потока:

$$q_H = c_p \cdot \mu \cdot (1 - g) \cdot \Delta T_H; \quad (6)$$

теплота фазовых превращений потока с расходом g :

$$q'_\phi = g \cdot q_\phi, \quad (7)$$

где q_ϕ определяется по методике [3].

Решая совместно уравнения (2)...(6), получим:

$$\Delta T_H = T_0 - T_2, \quad (8)$$

что для рассматриваемой схемы очевидно и подтверждает справедливость использованных уравнений.

Характерная величина расхода $g = A$, соответствующая равенству температурных напоров на входе и выходе из теплообменника, определяется следующим образом. Обозначим $\delta T_1 = T_0 - T_1$, $\delta T_2 = T_2 - T_x$, $W_1 = c_p \cdot g$, $W_2 = c_p \cdot \mu \cdot (1 - g)$, запишем уравнение (3) с учетом (7) в виде:

$$W_1 \cdot \delta T_1 + g \cdot q_\phi = W_2 \cdot \delta T_2,$$

откуда

$$\frac{\delta T_1}{\delta T_2} = \left(W_2 - \frac{g \cdot q_\phi}{\delta T_2} \right) \cdot W_1^{-1}.$$

Получаем итоговое уравнение (9):

$$\frac{\delta T_1}{\delta T_2} = \left[c_p \cdot \mu \cdot (1 - g) - \frac{g \cdot q_\phi}{\delta T_2} \right] \cdot (c_p \cdot g)^{-1}. \quad (9)$$

При условии $\delta T_1 = \delta T_2$ (рис. 1б) получим из последнего выражения:

$$g = A = \left[1 + \mu^{-1} + \frac{N_\phi}{(\bar{q}_x - \mu \cdot \Delta \tau_H)} \right]^{-1}, \quad (10)$$



где \bar{q}_x – приведенная холодопроизводительность ВТ, определяется по соотношению $\bar{q}_x = \frac{q_x}{c_p \cdot T_1} = \mu \cdot (1 - \theta_x)$, $\theta_x = T_x / T_1$;

N_ϕ – относительная теплота фазовых превращений, $N_\phi = \frac{q_\phi}{c_p \cdot T_0}$;

$$\Delta\tau_n = \Delta T_n / T_0. \quad (11)$$

Для определения величины g_{\min} , соответствующей минимально возможному охлаждению сжатого воздуха в теплообменнике при полной реализации холодопроизводительности ВТ, используем уравнение (3) теплового баланса теплообменника, записанное для условия $T_1 = T_x$:

$$c_p \cdot \mu \cdot (1 - g) \cdot (T_2 - T_x) = c_p \cdot g \cdot (T_0 - T_x) + q'_\phi. \quad (12)$$

Используя равенство $T_2 = T_0 - \Delta T_n$ и соотношения (7) и (11), получим:

$$g_{\min} = Б = \left[\frac{1 + (\bar{q}_x + \mu \cdot N_\phi)}{\mu \cdot (\bar{q}_x - \mu \cdot \Delta\tau_n)} \right]^{-1}. \quad (13)$$

Соответствующая величина g_{\min} предельная температура охлаждения исходного влажного воздуха в теплообменнике определяется из соотношения $\bar{q}_x = \mu \cdot (1 - \theta_x)$, в котором $\theta_x = T_x / T_0$ при условии $\tau_{1\min} = \theta_x$:

$$\tau_{1\min} = 1 - \frac{\bar{q}_x}{\mu}. \quad (14)$$

Если $g > g_{\min}$, то очевидно $\tau_1 > \tau_{1\min}$. Уравнение (14) позволяет определить также температуру T_x холодного потока на выходе из ВТ, поскольку $T_x / T_0 = \theta_x = \tau_{1\min}$.

Относительную температуру $\tau_2 = T_2 / T_0$ холодного потока на выходе из теплообменника при работе осушителя на режиме «2» (рис. 1) можно определить, преобразовав уравнение (12) к виду:

$$\tau_2 = \frac{[g \cdot (1 - \theta_x) + \mu \cdot (1 - g) \cdot \theta_x + N_\phi]}{\mu \cdot (1 - g)}. \quad (15)$$

Зависимость температуры τ_1 охлаждения в теплообменнике исходного влажного воздуха от величины g расхода последнего в диапазоне $1 \geq g \geq Б$ получим из совместного решения вышеуказанных уравнений и зависимостей:

$$\tau_1 = 1 - [(1 - g) \cdot \bar{q}_x - (N_n + g \cdot N_\phi)] \cdot g^{-1}, \quad (16)$$

где согласно (7):



$$g \cdot N_{\phi} = N'_{\phi} = \frac{q'_{\phi}}{c_p \cdot T_0} = \frac{g \cdot q_{\phi}}{c_p \cdot T_0}. \quad (17)$$

Величина $N_{\text{н}}$ определяется с учетом (6) и (11) выражением:

$$N_{\text{н}} = \frac{q_{\text{н}}}{c_p \cdot T_0} = \frac{c_p \cdot \mu \cdot (1 - g) \cdot \Delta T_{\text{н}}}{c_p \cdot T_0} = \mu \cdot (1 - g) \cdot \Delta \tau_{\text{н}}. \quad (18)$$

Подставляя (18) в (16), получим:

$$\tau_1 = 1 - \left[(1 - g) \cdot (\bar{q}_x - \mu \cdot \Delta \tau_{\text{н}}) - g \cdot N_{\phi} \right] \cdot g^{-1}. \quad (19)$$

Отметим, что уравнения (16) и (19) являются трансцендентными и решаются общеизвестными методами математических итераций.

В предельном случае, при использовании абсолютно сухого исходного воздуха и отсутствии потерь недогрева ($N_{\phi} = N_{\text{н}} = 0$), получим из (16) или (19) выражение для минимальной температуры охлаждения воздуха в теплообменнике:

$$\tau_1 = 1 - (1 - g) \cdot \bar{q}_x \cdot g^{-1}. \quad (20)$$

Необходимо еще раз отметить, что уравнения (16), (19) и (20) справедливы только в пределах $1 \geq g \geq g_{\text{min}}$. Для расходов $g < g_{\text{min}}$ решения указанных уравнений дают значения $\tau_1 < \theta_x$, что лишено какого-либо физического смысла, т.к. температура охлаждения влажного воздуха в теплообменнике не может быть ниже температуры T_x холодного воздуха, поступающего в теплообменник из ВТ.

Поэтому необходимо по заданным параметрам T_0 , p_0 , π , μ , \bar{q}_x , d_0 и $\Delta T_{\text{н}}$ предварительно определить из уравнения (13) с учетом (14) величину g_{min} , и при расчете температуры τ_1 использовались в уравнениях (16) и (19) только те значения g , которые лежат в диапазоне $1 \geq g \geq g_{\text{min}}$. Указанный диапазон можно увеличить за счет уменьшения величины g_{min} путем соответствующего изменения перечисленных выше исходных данных [7].

В случае $g = 0$ величина $\tau_1 = \infty$, что означает разрыв трансцендентной функции $\tau_1 = f(g)$.

В характерных точках рабочего диапазона расходов g величина τ_1 имеет следующие значения.

Для $g = A$ (определяется уравнением (10)) температура $\tau_1 = \theta_x + \Delta \tau_{\text{н}}$, т.е. величина T_1 превышает температуру T_x холодного воздуха на величину $\Delta T_{\text{н}}$ степени недогрева холодного потока в теплообменнике. Для теплообменника с большой площадью теплообмена $\Delta \tau_{\text{н}} = 0$ и $\tau_1 = \theta_x$, т.е. $T_1 = T_x$.

Для $g = g_{\text{min}} = B$ (определяется уравнением (13)) соответствующая величина $\tau_1 = \tau_{1\text{min}}$ находится из уравнения (14), причем $T_1 = T_x$.



Используя условие $\tau_1 < 1$ охлаждения сжатого воздуха в теплообменнике, получим из (16) с учетом (17):

$$N = N_n + N'_\phi < (1 - g) \cdot \bar{q}_x. \quad (21)$$

Последнее неравенство накладывает ограничения на предельно возможную величину N полной нагрузки осушителя при заданных расходе g и располагаемой теплопроизводительности \bar{q}_x ВТ.

Из (19) можно определить величину g в зависимости от температуры τ_1 охлаждения осушаемого воздуха:

$$g = (\bar{q}_x - \mu \cdot \Delta\tau_n) \cdot (1 + N_\phi + \bar{q}_x - \mu \cdot \Delta\tau_n - \tau_1)^{-1}. \quad (22)$$

Очевидно, что при прочих равных условиях, снижение температуры вызывает уменьшение расхода g осушаемого воздуха.

Необходимо иметь в виду, что уравнение (22) справедливо только в диапазоне температур:

$$\theta_x + \Delta\tau_n \leq \tau_1 \leq 1 + N_\phi. \quad (23)$$

Для предельной холодопроизводительности ($\Delta\tau_n = N_\phi = 0$) получим:

$$\theta_x \leq \tau_1 \leq 1. \quad (24)$$

Использование в уравнении (22) значений $\tau_1 < \theta_x$ не имеет физического смысла, поскольку всегда $T_1 \geq T_x$.

В качестве вывода авторы отмечают, что разработанная методика тепловлажностного расчета воздухоосушителей для схем с параллельным соединением генератора холода (ВТ) и теплообменника является универсальной и может быть использована для регенеративных охладителей. Достоинством рассмотренного в статье осушителя является возможность использования его для любых расходов осушаемого воздуха в различных системах кондиционирования воздуха.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мартынов, А. В. Что такое вихревая труба? / А. В. Мартынов, В. М. Бродянский. – Москва : Энергия, 1976. – 152 с. – Текст : непосредственный.
2. Бодров, М. В. Применение вихревых труб для охлаждения насыпи сочного растительного сырья / М. В. Бодров, А. Н. Пылаев. – Текст : непосредственный // Приволжский научный журнал / Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет. – Нижний Новгород, 2023. – № 4. – С. 107–113.
3. Меркулов, А. П. Вихревой эффект и его применение в технике / А. П. Меркулов. – Москва : Машиностроение, 1969. – 183 с. – Текст : непосредственный.
4. Вихревые аппараты / А. Д. Суслов, С. В. Иванов, А. В. Мурашкин, Ю. В. Чижиков. – Москва : Машиностроение, 1985. – 256 с. – Текст : непосредственный.
5. Бодров, М. В. Теоретическое обоснование и разработка экологически чистых вихревых воздухоосушителей / М. В. Бодров, А. Н. Пылаев. – Текст : непосредственный // Приволжский научный журнал / Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет. – Нижний Новгород, 2024. – № 1. – С. 55–60.



6. Дыскин, Л. М. К расчету вихревых термостатов / Л. М. Дыскин. – Текст : непосредственный // Известия высших учебных заведения. Энергетика. – 1985. – № 10. – С. 101–104.

7. Ривкин, С. Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – Москва : Энергоатомиздат, 1984. – 80 с. – Текст : непосредственный.

BODROV Mikhail Valerevich, doctor of technical sciences, professor, holder of the chair of heating and ventilation; GRIMALOVSKAYA Irina Pavlovna, candidate of technical sciences, associate professor of the chair of heating and ventilation; MOROZOV Maksim Sergeevich, senior teacher of the chair of heating and ventilation; PYLAEV Aleksandr Nikolaevich, postgraduate student of the chair of heating and ventilation

THERMODYNAMIC JUSTIFICATION OF THE USE OF VORTEX TUBES IN SYSTEMS AIR CONDITIONING

Nizhny Novgorod State University of Architecture and Civil Engineering
65, Iljinskaya St., Nizhny Novgorod, 603952, Russia.

Tel.: +7 (831) 430-54-92; fax: +7 (831) 430-19-36; e-mail: tes84@mail.ru

Key words: vortex tube, air drying, cooling capacity, moisture content, air conditioning.

A mathematical model of the air drying process has been developed for a scheme with parallel connection of a vortex tube and a heat exchanger. The obtained calculation equations for determining the basic thermodynamic parameters of a vortex tube can be used in the design of dehumidifiers and regenerative refrigeration units of air conditioning systems.

REFERENCES

1. Martynov A. V., Brodyanskiy V. M. Chto takoe vikhrevaya truba? [What is a vortex tube?]. Moscow, Energiya, 1976, 152 p.
2. Bodrov M. V., Pylaev A. V. Primenenie vikhrevykh trub dlya okhlazhdeniya nasypi sochnogo rastitelnogo syrya [The use of vortex tubes for cooling a mound of juicy vegetable raw materials]. Privolzhskiy nauchny zhurnal [Privolzhsky Scientific Journal], 2023, № 4, P. 107-113.
3. Merkulov A. P. Vikhrevoy effekt i ego primeneniye v tekhnike [Vortex effect and its application in engineering]. Moscow, Mashinostroeniye, 1969, 183 p.
4. Suslov A. D., Ivanov S. V., Murashkin A. V., Chizhikov Yu. V. Vikhrevyye apparaty [Vortex apparatuses]. Moscow, Mashinostroeniye, 1985, 256 p.
5. Bodrov M. V., Pylaev A. V. Teoreticheskoye obosnovaniye i razrabotka ekologicheskikh chistykh vikhrevykh vozduhoosushiteley [Theoretical justification and development of environmentally friendly vortex dehumidifiers]. Privolzhskiy nauchny zhurnal [Privolzhsky Scientific Journal]. 2024, № 1, P. 55-60.
6. Dyskin L. M. K raschetu vikhrevykh termostatov [To the calculation of vortex thermostats]. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniya. Energetika [News of higher educational institutions. Energetika]. 1985, № 10, P. 101-104.
7. Rivkin S. L., Aleksandrov A. A. Termodinamicheskiye svoystva vody i vodyanogo para [Thermodynamic properties of water and steam]. Moscow, Energoatomizdat, 1984, 80 p.

© М. В. Бодров, И. П. Грималовская, М. С. Морозов, А. Н. Пылаев, 2025

Получено: 16.01.2025 г.