


## Повышение эффективности работы градирен в водооборотном цикле

Юлиан И. Шишацкий	<sup>1</sup>	e-mail@m.ru	
Сергей А. Никель	<sup>1</sup>	sergei.nickel@yandex.ru	
Анна А. Дерканосова	<sup>1</sup>	aa-derk@yandex.ru	 0000-0002-9726-9262
Сергей А. Толстов	<sup>2</sup>	se-rezha.tolstoff@ya.ru	
Сергей Л. Панченко	<sup>2</sup>	psl84@mail.ru	


<sup>1</sup> Воронежский государственный университет инженерных технологий, пр-т Революции, 19, г. Воронеж, 394036, Россия

<sup>2</sup> Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина, ул. Старых Большевиков, 54 «А», г. Воронеж, 394064, Россия

**Аннотация.** Градири являются основным оборудованием водооборотного цикла. Охлаждение производится оборотной водой теплообменных устройств. Нагретую воду охлаждают в градирнях путем смешения с потоком воздуха и снова направляют на использование в качестве охлаждающего агента. Охлаждение осуществляется в результате теплообмена. Движущая сила, необходимая для преодоления силы трения потоков, которая мешает течению воздуха, обеспечивается нагнетательными или вытяжными вентиляторами. Общую движущую силу можно выразить суммой отдельных движущих сил в потоках воздуха и воды. Работа при воздушном перемешивании жидкой фазы производится за счет энергии сжатого воздуха и может быть рассчитана, как работа изотермического сжатия по приведенным в работе уравнениям. Известны градирни различных типов. Вентиляторные градирни являются наиболее совершенным типом охладителей воды, поскольку обеспечивают практически устойчивое охлаждение воды путем изменения частоты вращения вентиляторов или их периодического отключения, в них допускаются более высокие тепловые нагрузки и глубокое охлаждение воды, то есть большее приближение температуры охлажденной воды к теоретическому пределу охлаждения за счет повышенного относительного расхода воздуха, проходящего через градирню. Приведены основные характеристики градирен по площади орошения, гидравлической нагрузке и др. Представлена схема вентиляторной градирни, перечислены ее главные достоинства, такие как охлаждающая способность, интенсификация переноса массы (воды) в другую (воздуха), то есть типичный процесс сопряженного тепломассопереноса. Рассмотрены основные элементы градирни. Ороситель, как главный элемент градирни необходим для увеличения поверхности контакта между водой и воздухом, ускорения процесса охлаждения. Показаны пути увеличения эффективности их эксплуатации. Водуловители максимально снижают капельный унос – до 100 %. Водораспределительные системы должны равномерно распределять охлаждаемую воду по площади поверхности оросителя. Представлены расходы энергии, поступающей через форсунки. Освещена роль входных окон, как элементов градирни, основные направления по дальнейшему повышению эффективности работы современных градирен.

**Ключевые слова:** градирни, водооборотный цикл, эффективность, повышение эффективности, смешительные теплообменники.

## Improving the efficiency of cooling towers in the water cycle

Yulian I. Shishatskii	<sup>1</sup>	e-mail@m.ru	
Sergei A. Nickel	<sup>1</sup>	sergei.nickel@yandex.ru	
Anna A. Derkanosova	<sup>1</sup>	aa-derk@yandex.ru	 0000-0002-9726-9262
Sergey A. Tolstov	<sup>2</sup>	se-rezha.tolstoff@ya.ru	
Sergey L. Panchenko	<sup>2</sup>	psl84@mail.ru	

<sup>1</sup> Voronezh State University of Engineering Technologies, Revolution Av., 19 Voronezh, 394036, Russia

<sup>2</sup> Air Force Academy named after Professor N.Ye. Zhukovsky and Yu.A. Gagarin, st. Old Bolsheviks, 54 "A", Voronezh, 394064, Russia

**Abstract.** Cooling towers are the main equipment of the water cycle. Cooling is carried out by the circulating water of heat exchange devices. The heated water is cooled in cooling towers by mixing with the air flow and again directed to use as a cooling agent. Cooling is carried out as a result of heat exchange. The driving force necessary to overcome the friction force of the flows, which interferes with the flow of air, is provided by injection or exhaust fans. The total driving force can be expressed as the sum of the individual driving forces in the air and water flows. The work with air mixing of the liquid phase is carried out due to the energy of compressed air and can be calculated as the work of isothermal compression according to the equations given in the work. Cooling towers of various types are known. Fan cooling towers are the most advanced type of water coolers, since they provide practically stable cooling of water by changing the fan speed or their periodic shutdown, they allow higher thermal loads and deep cooling of water, that is, a greater approximation of the temperature of the cooled water to the theoretical cooling limit due to the increased relative air flow passing through the cooling tower. The main characteristics of cooling towers in terms of irrigation area, hydraulic load, etc. are given. A diagram of a fan cooling tower is presented, its main advantages are listed, such as cooling capacity, intensification of mass transfer (water) to another (air), that is, a typical process of coupled heat and mass transfer. The main elements of the cooling tower are considered. The sprinkler, as the main element of the cooling tower, is necessary to increase the contact surface between water and air, accelerate the cooling process. The ways of increasing the efficiency of their operation are shown. Water traps minimize drip entrainment – up to 100%. Water distribution systems should evenly distribute the cooled water over the surface area of the sprinkler. The energy consumption coming through the nozzles is presented. The role of entrance windows as elements of a cooling tower is highlighted, the main directions for further improving the efficiency of modern cooling towers.

**Keywords:** cooling towers, water circulation cycle, efficiency, efficiency increase, mixing heat exchangers..

Для цитирования

Шишацкий Ю.И., Никель С.А., Дерканосова А.А., Толстов С.А., Панченко С.Л. Повышение эффективности работы градирен в водооборотном цикле // Вестник ВГУИТ. 2022. Т. 84. № 2. С. 34–38. doi:10.20914/2310-1202-2022-2-34-38

For citation

Shishatskii Yu.I., Nickel S.A., Derkanosova A.A., Tolstov S.A., Panchenko S.L. Improving the efficiency of cooling towers in the water cycle. Vestnik VGUIT [Proceedings of VSUET]. 2022. vol. 84. no. 2. pp. 34–38. (in Russian). doi:10.20914/2310-1202-2022-2-34-38

## Введение

Решение вопросов энерго- и ресурсосбережения на пищевых, химических и других предприятиях, использующих оборотные системы технического водоснабжения, во многом зависит от эффективности работы градирен. В смесительных теплообменниках – градирнях, являющихся основным оборудованием водооборотного цикла, в качестве охлаждающего агента используется воздух. Охлаждение производится оборотной водой – отработанной охлаждающей водой теплообменных устройств. Эту нагретую воду охлаждают при ее частичном испарении в градирнях путем смешения с потоком воздуха и снова направляют на использование в качестве охлаждающего агента. В теплое время года за счет испарения передается более 90 % теплоты. Таким образом, охлаждение осуществляется в результате теплообмена [1, 2].

Из технической термодинамики известно, что испарение происходит всегда при любой температуре со свободной поверхности жидкости или твердого тела. Процесс испарения заключается в том, что отдельные молекулы с большими скоростями преодолевают притяжение соседних молекул и вылетают в окружающее пространство. Интенсивность испарения возрастает с увеличением температуры жидкости.

Движущая сила, необходимая для преодоления силы трения потоков, которая мешает течению воздуха, обеспечивается нагнетательными или вытяжными вентиляторами, либо за счет естественной конвекции вследствие того, что по сравнению с сухим, увлажненный воздух имеет меньшую плотность.

Общую движущую силу можно выразить суммой отдельных движущих сил в потоках воздуха и воды [3]:

$$h^* - h_i = (h_i - h) + (h^* - h_i), \quad (1)$$

где  $h^*$  – энтальпия воздуха, насыщенного при температуре основной массы потока воды (кДж/кгК);  $h$  – энтальпия смеси воздух – вода – пар (кДж/кгК);  $h_i$  – энтальпия поверхности раздела воздух – жидкость (кДж/кгК).

Работа при воздушном перемешивании жидкой фазы производится за счет энергии сжатого воздуха и в первом приближении может быть рассчитана, как работа изотермического сжатия:

$$dL = FdH, \quad (2)$$

где  $F$  – сила гидравлического сопротивления среды (Н),  $L$  – работа, затрачиваемая на подъем воздуха на высоту  $dH$  (Дж).

Сила гидравлического сопротивления записывается следующим образом:

$$F = (n\pi d_{cp}^3 / 6) (\rho_{ж} - \rho_{г})g, \quad (3)$$

где  $n$  – число воздушных пузырьков,  $d_{cp}$  – средний диаметр пузырьков (м),  $\rho_{ж}$ ,  $\rho_{г}$  – плотность воды и воздуха (кг/м<sup>3</sup>).

Поскольку  $\rho_{ж} \gg \rho_{г}$ , то последним пренебрегают. Тогда:

$$F = Q \rho_{ж} g, \quad (4)$$

где  $Q = n\pi d_{cp}^3 / 6$  – объем всех пузырьков в аппарате (м<sup>3</sup>).

Известны градирни различных типов: вентиляторные, башенные, поперечноточные, эжекторные, сухие и др. [4].

Вентиляторные градирни являются наиболее совершенным типом охладителей воды, поскольку обеспечивают практически устойчивое охлаждение воды путем изменения частоты вращения вентиляторов или их периодического отключения. В этих градирнях допускаются более высокие тепловые нагрузки и глубокое охлаждение воды, то есть большее приближение температуры охлажденной воды к теоретическому пределу охлаждения (температуре атмосферного воздуха по мокрому термометру) за счет повышенного относительного расхода воздуха, проходящего через градирню [4.5].

Тепловая нагрузка на 1 м<sup>2</sup> площади оросителя вентиляторных градирен может составлять до 335–419 тыс. кДж/(ч·м<sup>2</sup>) и выше. Гидравлическая нагрузка на 1 м<sup>2</sup> площади вентиляторной градирни ориентировочно может быть принята при капельно-пленочном оросителе 5–6 м<sup>3</sup>/(ч·м<sup>2</sup>). Разность температур воды при расчете назначается в зависимости от температуры воды, поступающей на градирню (не более 25<sup>0</sup> С), скорость воздуха в оросителе принимается не более 4–4,5 м/с, разность температур охлажденной воды и атмосферного воздуха по мокрому термометру не менее 4–5 °С (в отдельных случаях до 2–3 °С).

На рисунке 1 представлена схема вентиляторной градирни с принудительной тягой.

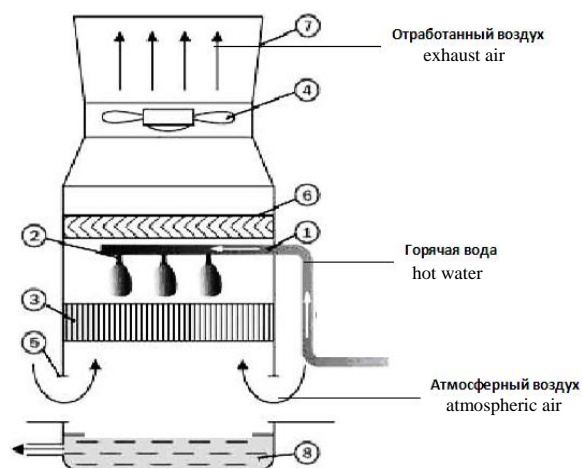


Рисунок 1. Схема вентиляторной градирни: 1 – горячая вода, 2 – водораспределитель, 3 – ороситель, 4 – вытяжной вентилятор, 5 – входные окна, 6 – водоуловитель, 7 – диффузор, 8 – поддон с охлажденной водой

Figure 1. Fan cooling tower layout: 1 - hot water, 2 - water distributor, 3 - fill, 4 - exhaust fan, 5 - inlet windows, 6 - water trap, 7 - diffuser, 8 - chilled water pan

Градирия называется противоточной, поскольку нагнетаемый воздух движется снизу вверх навстречу охлаждаемой воде.

Главным преимуществом градирии является охлаждающая способность. Перепад по оборотной воде может достигать 30 °С за счет создания мощного потока воздуха в оросительном пространстве навстречу потоку охлаждаемой воды. Тем самым интенсифицируется процесс переноса массы из одной фазы (воды) в другую (воздух), то есть это типичный процесс сопряженного тепломассопереноса.

При проектировании охлаждаемой теплообменной аппаратуры следует принимать в качестве расчетной начальную температуру воды для наиболее неблагоприятных (летних) условий с тем, чтобы обеспечить надежную и бесперебойную работу теплообменных устройств в течение всего года [6].

Рассмотрим основные элементы градирен.

Ороситель является главным элементом градирии. Он предназначен для увеличения поверхности контакта между водой и воздухом и, следовательно, для ускорения процесса охлаждения. При выборе типов оросителей следует отдать предпочтение таким, которые будут обеспечивать более высокую охлаждающую способность и низкие потери напора. Рационально использовать оросители из полимерных материалов капельно – пленочного типа сетчатой структуры, поскольку происходит нарушение сплошности по ходу движения воды и воздуха, чередуются капельные и пленочные режимы работы. Как следствие, перераспределение и дополнительная турбулизация взаимодействующих потоков, интенсифицируется тепломассоперенос. Охлаждающая способность оросителя увеличивается до 70 %, существенно снижается коэффициент аэродинамического сопротивления, что положительно сказывается на экономии электроэнергии.

Водоуловитель максимально снижает капельный унос оборотной воды при минимальном аэродинамическом сопротивлении. Эффективность водоулавливания в вентиляторных градириях максимальна при скорости воздуха 2–3 м/с. Оправдано использовать конструкцию водоуловителя в форме полушара, поскольку обеспечивается улавливание капель практически до 100 %. Отпадает необходимость в использовании многоярусных каплеуловителей с большим аэродинамическим сопротивлением.

Водораспределительные системы предназначены для равномерного распределения охлаждаемой воды по площади поверхности оросителя. Они не должны затруднять прохождение воздушных масс в градирии. Основной

системой распределения воды является разбрызгивающее напорное водораспределительное устройство. Это система трубопроводов с присоединенными к ним водоразбрызгивающими соплами или форсунками различных видов и конструкций. Форсунки должны создавать оптимальные размеры капель 2–3 мм при распыле оборотной воды и попадании их на поверхность оросителя. Количество сопел (форсунок) и шаг между ними определяется расчетами.

Энергия, поступающая на распыливание, расходуется на следующие виды:

1. Энергия для преодоления поверхностного натяжения при образовании развитой поверхности капель  $E_p$

$$E_p = \sigma S_k, \quad (5)$$

где  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения (Н/м),  $S_k$  – суммарная площадь поверхности капель (м<sup>2</sup>).

2. Энергия для сообщения жидкости поступательного движения (гидравлическая энергия)  $E_r$

$$E_r = m_{ж} \omega_{ж}^2 / 2 \quad (6)$$

где  $m_{ж}$ ,  $\omega_{ж}$  – масса и скорость истечения жидкости (кг, м/с).

3. Энергия для преодоления сил трения в распылителе и энергия диссипации.

Гидравлический КПД равен отношению

$$\eta = E_r / E, \quad (7)$$

где  $E$  – полная энергия, подводимая к распылителю.

Гидравлический КПД зависит в основном от конструкции распылителя, качества изготовления и скорости жидкости. Наибольший КПД у гидравлических форсунок [7].

Входные окна оказывают существенное влияние на равномерность распределения воздуха по площади поверхности оросителя и на величину аэродинамических сопротивлений градирии. Оптимальное соотношение площади входных окон к площади поверхности оросителя составляет 0,35–0,45.

С целью устранения у острых кромок окон вихрей следует устанавливать козырьки над ними. В результате получается безотрывное поступление воздуха в ороситель, а величина общего коэффициента сопротивления градирии снижается на 8–20 %.

Целесообразно включить в оборотную систему технического водоснабжения холодильную установку с целью получения более низких температур воздуха в теплое время года. Для этого воздушный поток (или его часть) из атмосферы направляется через испаритель, где охлаждается и поступает в градирию.

Теплый воздух после конденсатора можно использовать для устранения обледенения элементов градирни в холодное время года или направлять на производство в качестве теплоносителя.

### Заключение

Повышение эффективности действующих и разработка новых современных градирен,

надежных и удобных в эксплуатации, максимально удовлетворяющих производственным требованиям независимо от погодных условий, энерго- и ресурсосберегающих, экологически безопасных остается актуальной задачей.

Надеемся, что наша работа внесет скромный вклад в частичном решении сформированной проблемы.

### Литература

- 1 Ежов В.С., Захаров А.Е. Инновационный вариант повышения эффективности вентиляторных градирен // Будущее науки-2020. 2020. С. 215-219.
- 2 Лаптев А.Г., Лаптева Е.А. Математические модели и расчет коэффициентов тепло-и массоотдачи в насадках вентиляторных градирен // Инженерно-физический журнал. 2017. Т. 90. №. 3. С. 678-684.
- 3 Николаева О.С. Теплотехнические расчеты вентиляторных градирен // Известия Всероссийского научно-исследовательского института гидротехники им. Б.Е. Веденеева. 2017. Т. 283. С. 82-87.
- 4 Недоспасов Д.С. Вентиляторные градирни, принцип работы и эксплуатация // Стратегии и тренды развития науки в современных условиях. 2019. №. 1. С. 46-48.
- 5 Сосновский С.К., Кравченко В.П. Коэффициент эффективности работы вентиляторных и башенных градирен // Теплоэнергетика. 2014. №. 9. С. 20-20.
- 6 Крюков О.В., Серебряков А.В. Инвариантное управление электроприводом вентиляторных градирен // Тенденции развития науки и образования. 2015. С. 101-102.
- 7 Губарев В.Я., Арзамасцев А.Г., Морева Ю.О. Исследование процессов теплообмена в канале оросителя вентиляторной градирни // Труды седьмой российской национальной конференции по теплообмену. 2018. С. 145-146.
- 8 He W. et al. Optimal thermal management of server cooling system based cooling tower under different ambient temperatures // Applied Thermal Engineering. 2022. V. 207. P. 118176.
- 9 Morrison F. Saving water with cooling towers // ASHRAE Journal. 2015. V. 57. №. 8. P. 20.
- 10 Pandelidis D. et al. Comparative analysis between traditional and M-Cycle based cooling tower // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2020. V. 159. P. 120124.
- 11 Fan X., Lu X., Nie H., Zhu H. et al. An experimental study of a novel dew point evaporative cooling tower based on M-cycle // Applied Thermal Engineering. 2021. V. 190. P. 116839. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116839
- 12 Rubio-Castro E. et al. Synthesis of cooling water systems with multiple cooling towers // Applied Thermal Engineering. 2013. V. 50. №. 1. P. 957-974.
- 13 Guerras L.S., Martín M. On the water footprint in power production: Sustainable design of wet cooling towers // Applied Energy. 2020. V. 263. P. 114620.
- 14 Shublaq M., Sleiti A. K. Experimental analysis of water evaporation losses in cooling towers using filters // Applied Thermal Engineering. 2020. V. 175. P. 115418.
- 15 Ghoddousi S., Anderson A., Rezaie B. Advancing water conservation in cooling towers through energy-water nexus // Eur. J. Sustain. Dev. Res. 2021.
- 16 Van Limpt B., Van Der Wal A. Water and chemical savings in cooling towers by using membrane capacitive deionization // Desalination. 2014. V. 342. P. 148-155.
- 17 Pandelidis D. Numerical study and performance evaluation of the Maisotsenko cycle cooling tower // Energy Conversion and Management. 2020. V. 210. P. 112735.
- 18 Fan X. et al. An experimental study of a novel dew point evaporative cooling tower based on M-cycle // Applied Thermal Engineering. 2021. V. 190. P. 116839.
- 19 Duniam S. et al. Comparison of direct and indirect natural draft dry cooling tower cooling of the sCO<sub>2</sub> Brayton cycle for concentrated solar power plants // Applied Thermal Engineering. 2018. V. 130. P. 1070-1080.
- 20 Ayoub A., Gjorgiev B., Sansavini G. Cooling towers performance in a changing climate: Techno-economic modeling and design optimization // Energy. 2018. V. 160. P. 1133-1143.

### References

- 1 Ezhov V.S., Zakharov A.E. An innovative option for increasing the efficiency of fan cooling towers. Future of Science-2020. 2020. pp. 215-219. (in Russian).
- 2 Laptev A.G., Lapteva E.A. Mathematical models and calculation of heat and mass transfer coefficients in the nozzles of fan cooling towers. Engineering and Physical Journal. 2017. vol. 90. no. 3. pp. 678-684. (in Russian).
- 3 Nikolaeva O.S. Thermal engineering calculations for fan cooling towers. BE Vedeneeva. 2017. vol. 283. pp. 82-87. (in Russian).
- 4 Nedospasov D.S. Fan cooling towers, principle of operation and operation. Strategies and trends in the development of science in modern conditions. 2019. no. 1. pp. 46-48. (in Russian).
- 5 Sosnovsky S.K., Kravchenko V.P. Efficiency coefficient of fan and tower cooling towers. Teploenergetika. 2014. no. 9. pp. 20-20. (in Russian).
- 6 Kryukov O.V., Serebryakov A.V. Invariant control of the electric drive of fan cooling towers. Trends in the development of science and education. 2015. pp. 101-102. (in Russian).
- 7 Gubarev V.Ya., Arzamastsev A.G., Moreva Yu.O. Investigation of heat transfer processes in the fill channel of a fan cooling tower. Proceedings of the seventh Russian national conference on heat transfer. 2018. pp. 145-146. (in Russian).

- 8 He W. et al. Optimal thermal management of server cooling system based cooling tower under different ambient temperatures. *Applied Thermal Engineering*. 2022. vol. 207. pp. 118176.
- 9 Morrison F. Saving water with cooling towers. *ASHRAE Journal*. 2015. vol. 57. no. 8. pp. 20.
- 10 Pandelidis D. et al. Comparative analysis between traditional and M-Cycle based cooling tower. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2020. vol. 159. pp. 120124.
- 11 Fan X., Lu X., Nie H., Zhu H. et al. An experimental study of a novel dew point evaporative cooling tower based on M-cycle. *Applied Thermal Engineering*. 2021. vol. 190. pp. 116839. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116839
- 12 Rubio-Castro E. et al. Synthesis of cooling water systems with multiple cooling towers. *Applied Thermal Engineering*. 2013. vol. 50. no. 1. pp. 957-974.
- 13 Guerras L.S., Martín M. On the water footprint in power production: Sustainable design of wet cooling towers. *Applied Energy*. 2020. vol. 263. pp. 114620.
- 14 Shublaq M., Sleiti A. K. Experimental analysis of water evaporation losses in cooling towers using filters. *Applied Thermal Engineering*. 2020. vol. 175. pp. 115418.
- 15 Ghoddousi S., Anderson A., Rezaie B. Advancing water conservation in cooling towers through energy-water nexus. *Eur. J. Sustain. Dev. Res*. 2021.
- 16 Van Limpt B., Van Der Wal A. Water and chemical savings in cooling towers by using membrane capacitive deionization. *Desalination*. 2014. vol. 342. pp. 148-155.
- 17 Pandelidis D. Numerical study and performance evaluation of the Maisotsenko cycle cooling tower. *Energy Conversion and Management*. 2020. vol. 210. pp. 112735.
- 18 Fan X. et al. An experimental study of a novel dew point evaporative cooling tower based on M-cycle. *Applied Thermal Engineering*. 2021. vol. 190. pp. 116839.
- 19 Duniam S. et al. Comparison of direct and indirect natural draft dry cooling tower cooling of the sCO<sub>2</sub> Brayton cycle for concentrated solar power plants. *Applied Thermal Engineering*. 2018. vol. 130. pp. 1070-1080.
- 20 Ayoub A., Gjorgiev B., Sansavini G. Cooling towers performance in a changing climate: Techno-economic modeling and design optimization. *Energy*. 2018. vol. 160. pp. 1133-1143.

#### Сведения об авторах

**Юлиан И. Шишацкий** д.т.н., профессор, кафедра физики, теплотехники и теплоэнергетики, Воронежский государственный университет инженерных технологий, пр-т Революции, 19, г. Воронеж, 394036, Россия, e-mail@m.ru

**Сергей А. Никель** к.т.н., доцент, кафедра физики, теплотехники и теплоэнергетики, Воронежский государственный университет инженерных технологий, пр-т Революции, 19, г. Воронеж, 394036, Россия, sergei.nickel@yandex.ru

**Анна А. Дерканосова** д.т.н., профессор, кафедра сервиса и ресторанного бизнеса, Воронежский государственный университет инженерных технологий, пр-т Революции, 19, г. Воронеж, 394036, Россия, aa-derk@yandex.ru

<https://orcid.org/0000-0002-9726-9262>

**Сергей А. Толстов** к.т.н., доцент, кафедра авиационных двигателей, Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина, ул. Старых Большевиков, 54 «А», г. Воронеж, 394064, Россия, se-rezha.tolstoff@ya.ru

**Сергей Л. Панченко** к.т.н., доцент, кафедра авиационных двигателей, Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина, ул. Старых Большевиков, 54 «А», г. Воронеж, 394064, Россия, psl84@mail.ru

#### Вклад авторов

**Юлиан И. Шишацкий** консультация в ходе исследования

**Сергей А. Никель** консультация в ходе исследования

**Анна А. Дерканосова** консультация в ходе исследования

**Сергей А. Толстов** написал рукопись, корректировал её до подачи в редакцию и несет ответственность за плагиат

**Сергей Л. Панченко** консультация в ходе исследования

#### Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

#### Information about authors

**Yulian I. Shishatskii** Dr. Sci. (Engin.), professor, physics, heatengineering and heat power engineering department, Voronezh State University of Engineering Technologies, Revolution Av., 19 Voronezh, 394036, Russia, e-mail@m.ru

**Sergei A. Nickel** Cand. Sci. (Engin.), associate professor, physics, heatengineering and heat power engineering department, Voronezh State University of Engineering Technologies, Revolution Av., 19 Voronezh, 394036, Russia, sergei.nickel@yandex.ru

**Anna A. Derkanosova** Dr. Sci. (Engin.), professor, service and restaurant business department, Voronezh State University of Engineering Technologies, Revolution Av., 19 Voronezh, 394036, Russia, aa-derk@yandex.ru

<https://orcid.org/0000-0002-9726-9262>

**Sergey A. Tolstov** Cand. Sci. (Engin.), associate professor, aircraft engines department, Air Force Academy named after Professor N.E. Zhukovsky and Yu.A. Gagarin, 54 "A" Starykh Bolshevikov str., Voronezh, 394064, Russia, se-rezha.tolstoff@ya.ru

**Sergey L. Panchenko** Cand. Sci. (Engin.), associate professor, aircraft engines department, Air Force Academy named after Professor N.E. Zhukovsky and Yu.A. Gagarin, 54 "A" Starykh Bolshevikov str., Voronezh, 394064, Russia, psl84@mail.ru

#### Contribution

**Yulian I. Shishatskii** consultation during the study

**Sergei A. Nickel** consultation during the study

**Anna A. Derkanosova** consultation during the study

**Sergey A. Tolstov** wrote the manuscript, correct it before filing in editing and is responsible for plagiarism

**Sergey L. Panchenko** consultation during the study

#### Conflict of interest

The authors declare no conflict of interest.

Поступила 11/04/2022	После редакции 13/05/2022	Принята в печать 03/06/2022
Received 11/04/2022	Accepted in revised 13/05/2022	Accepted 03/06/2022