

# СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ (ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-3-464-475

## EVALUATION OF THE EFFECTIVENESS OF AIR HEATING OF THE ICEBREAKER ANTI-ICING DEVICE AT THE COMPRESSOR INLET

**V. A. Zhukov, A. E. Stepanov, V. L. Erofeev**

Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,  
St. Petersburg, Russian Federation

*Anti-icing devices that provide increased ice penetration are widely used on modern icebreakers. The devices based on the pneumatic pressurization of the icebreaker hull with air pumped by a special compressor are most common. When operating at low temperatures, there is a danger of compressor failure due to icing of the compressor intake tract. To protect the receiving path, it is necessary to increase the temperature of the air entering the compressor to safe values. Possible heating methods are recirculation of compressed air in the compressor and its heating in a special heat exchanger. A diagram of an anti-icing system that allows you to implement both methods of air heating is presented in the paper; the principle of its operation is described. An urgent problem of selecting the most preferred method of air heating is considered in the paper. As an evaluation criterion, it is proposed to use the energy costs necessary to ensure air heating, cooling parameters of modern internal combustion engines with a high level of boost and advanced engines. To solve this problem, an algorithm that takes into account the features of the operation of the anti-icing device compressor, the requirements for the temperature of the receiving air, the properties of heat carriers is proposed. The calculation method is based on the classical equations of thermodynamics and heat transfer. The results of the calculations performed allow us to compare the energy costs for ensuring an increase in air temperature to the required values when using various methods of heat supply. The conclusions drawn on the basis of the calculations carried out allow us to conclude that the most rational way to warm up the intake air of the compressor of the anti-icing device is the joint use of recirculation and a heat exchanger. A promising direction for improving anti-icing devices is the optimization of the temperature modes of the compressor operation, rationalization of the supplied heat distribution, automation of the control for the temperature regime of the pneumatic boost.*

*Keywords: icebreaker fleet, ice permeability, anti-icing devices, pneumatic boost, compressor, air heating, recirculation, heat exchanger, power costs*

### For citation:

Zhukov, Vladimir A., Evgenij A. Stepanov, and Valentin L. Erofeev. "Evaluation of the effectiveness of air heating of the icebreaker anti-icing device at the compressor inlet." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 15.3 (2023): 464–475. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-3-464-475.

УДК 629.5.06

## ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА ПРОТИВООБЛЕДЕНИТЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА ЛЕДОКОЛА НА ВХОДЕ В КОМПРЕССОР

**В. А. Жуков, Е. А. Степанов, В. Л. Ерофеев**

ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,  
Санкт-Петербург, Российская Федерация

*Темой исследования являются противообледенительные устройства, обеспечивающие повышение ледопроницаемости, широко применяемые на современных ледоколах. Отмечается, что наиболее распространенными являются устройства, в основе которых лежит пневмообдув корпуса ледокола воздухом,*

нагнетаемым специальным компрессором. При работе в условиях низких температур возникает опасность выхода компрессора из строя вследствие обледенения его приемного тракта, для защиты которого необходимо повышать температуру воздуха, поступающего в компрессор, до безопасных значений. Возможными способами подогрева являются рециркуляция сжатого в компрессоре воздуха и его подогрев в специальном теплообменном аппарате. В статье представлена схема противообледенительной системы, позволяющей реализовать оба способа подогрева воздуха с описанием принципа ее действия. Статья посвящена актуальной проблеме, а именно выбору наиболее предпочтительного способа подогрева воздуха. В качестве критерия оценки предлагается использовать энергетические затраты, необходимые для обеспечения подогрева воздуха, параметров охлаждения современных двигателей внутреннего сгорания с высоким уровнем форсированности и перспективных двигателей. Для решения поставленной задачи предложен алгоритм, учитывающий особенности работы компрессора противообледенительного устройства, требования, предъявляемые к температуре приемного воздуха, а также свойства теплоносителей. Расчетная методика базируется на классических уравнениях термодинамики и теплопередачи. Результаты выполненных расчетов позволяют сравнить энергетические затраты на обеспечение повышения температуры воздуха до требуемых значений при использовании различных способов подвода теплоты. На основании проведенных расчетов можно сделать вывод о том, что наиболее рациональным способом подогрева приемного воздуха компрессора противообледенительного устройства является совместное использование рециркуляции и теплообменного аппарата. Перспективным направлением совершенствования противообледенительных устройств является оптимизация температурных режимов работы компрессора, рационализация распределения подводимой теплоты, автоматизация управления температурным режимом пневмообдува.

*Ключевые слова:* ледокольный флот, ледовая проходимость, противообледенительные устройства, пневмообдув, компрессор, подогрев воздуха, рециркуляция, теплообменный аппарат, затраты мощности

**Для цитирования:**

Жуков В. А. Оценка эффективности подогрева воздуха противообледенительного устройства ледокола на входе в компрессор / В. А. Жуков, Е. А. Степанов, В. Л. Ерофеев // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2023. — Т. 15. — № 3. — С. 464–475. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-3-464-475.

### **Введение (Introduction)**

Совершенствование транспортной инфраструктуры Российской Федерации, предусмотренной государственной программой [1], невозможно без освоения акваторий Северного ледовитого океана и обеспечения устойчивого судоходства по Северному морскому пути. Для решения данной задачи необходимо создание судов, способных обеспечить функционирование транспортной системы [2]. Развитие ледокольного флота является одним из наиболее перспективных и важных направлений развития отечественного судостроения. В соответствии с указом Президента Российской Федерации от 5 марта 2020 г. «Об основах государственной политики Российской Федерации в Арктике на период до 2035 года» необходимо обеспечить формирование ледокольного флота за счет постройки высокотехнологичных судов, оснащенных эффективными энергетическими установками. Важнейшую роль в обеспечении безопасного судоходства в арктических акваториях играют суда ледокольного флота [3]–[5]. Выбор технических характеристик судов-ледоколов должен способствовать решению задач повышения ледовой ходкости и ледопроеходимости. Данной проблеме посвящены работы [6], [7].

Ряд проектируемых и строящихся в настоящее время линейных ледоколов предназначен для эксплуатации в арктической зоне и акваториях Северного морского пути, где температура окружающего воздуха может понижаться до минус 50 °С. Указанные особенности условий эксплуатации приводят к появлению дополнительных требований и необходимости новых конструкторских решений, направленных на обеспечение надежной и эффективной работы ледокола, его оборудования и устройств. Для современных и перспективных линейных ледоколов характерным является наличие противообледенительных устройств (ПОУ), эффективность которых показана в работах [8], [9].

В работах [10], [11] выполнен анализ влияния на мощность, потребляемую турбоагрегатом (ТНА), конструктивных характеристик корпуса ледокола и параметров воздуха, подаваемого под давлением, несколько превышающим гидростатическое к отверстиям в наружной обшивке корпуса, расположенным по бортам в подводной части носовой оконечности судна.

ТНА является важнейшим элементом ПОУ, надежность работы которого определяет эффективность функционирования всей системы. Конструктивные особенности ТНА рассмотрены в работах [12], [13].

Одним из вопросов, решаемых при проектировании системы пневмообмыва, является выполнение требований, предъявляемых к температуре воздуха, поступающего к компрессору ТНА. Для защиты приемного тракта компрессора от обледенения и исключения возможных вследствие этого повреждений компрессора температура подаваемого воздуха должна быть не ниже минус 15 С.

Подогрев подаваемого воздуха к компрессору противообледенительного устройства может осуществляться следующими способами:

- рециркуляцией части горячего воздуха из тракта нагнетания во всасывающий коллектор компрессора, где происходит смешивание с холодным воздухом, поступающим из атмосферы, и повышение его температуры;
- подогревом воздуха, поступающего из окружающей среды, в теплообменном аппарате, установленном в приемной шахте ТНА.

Каждый из указанных способов имеет следующие характерные недостатки:

- рециркуляцию, снижающую количество воздуха, подаваемого к выпускным соплам и увеличивающую затраты мощности на привод ТНА;
- установку дополнительного подогревателя воздуха, увеличивающую нагрузку на вспомогательную котельную установку ледокола, которая приводит к увеличению расхода топлива и количества выбросов в атмосферу.

Целью проведенных исследований являлась оценка влияния способов подогрева воздуха, подаваемого к компрессору, на эффективность работы противообледенительного устройства, определение энергетических затрат, необходимых для требуемого повышения температуры воздуха перед компрессором и выработка рекомендаций по выбору наиболее рационального из них.

### Методы и материалы (Methods and Materials)

Схема противообледенительного устройства. Принципиальная схема воздухопроводов ПОУ ледокола приведена следующем на рисунке.

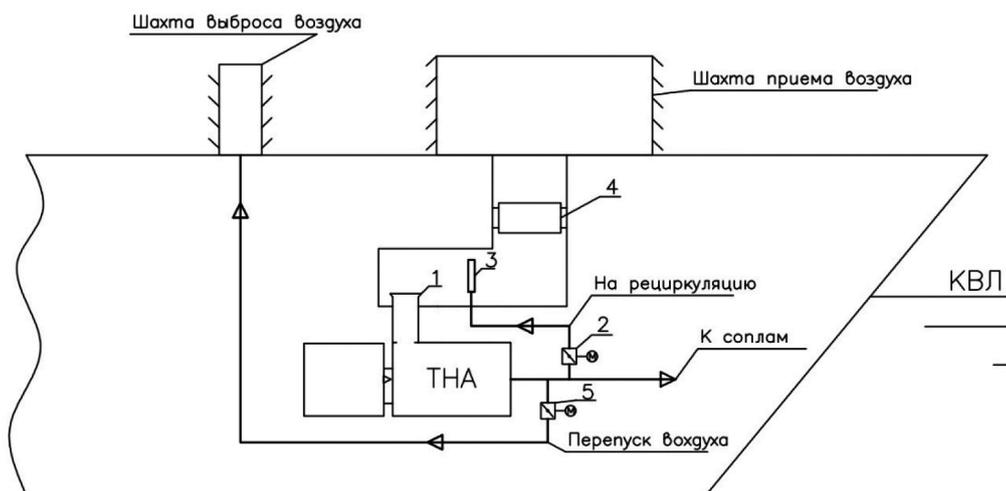


Схема воздухопроводов противообледенительного устройства

ТНА — турбонагнетательный аппарат (компрессор); КВЛ — конструктивная ватерлиния;

1 — приемный патрубок компрессора; 2 — затвор рециркуляции воздуха;

3 — распылительный коллектор воздуха рециркуляции;

4 — подогреватель приемного воздуха; 5 — затвор перепуска воздуха

В канале приема воздуха компрессором предусмотрена шахта, расположенная на палубе судна, и трубопровод, в котором установлены подогреватель приемного воздуха 4 и распылитель воздухопровода рециркуляции теплого воздуха из нагнетательной магистрали компрессора 3. Ко-

личество воздуха рециркуляции регулируется затвором 2, оборудованным электроприводом. Управление затвором в основном производится в автоматическом режиме, но также возможно и ручное управление.

При использовании системы подогрева подаваемого воздуха теплообменный аппарат 4 устанавливается в канале приема воздуха. Предлагается использовать рекуперативный теплообменный аппарат, конструкция которого должна обладать малым аэродинамическим сопротивлением. Учитывая условия работы, в качестве греющего теплоносителя необходимо применять жидкость с низкой температурой кристаллизации (например, водный раствор пропиленгликоля). Основанием для такого решения являются данные, приведенные в работе [14].

Канал перепуска воздуха предназначен для выброса воздуха в атмосферу во время пуска и остановки компрессора, а также при угрозе помпажа компрессора. Количество перепускаемого воздуха регулируется автоматическим затвором 5.

*Подогрев приемного воздуха компрессора рециркуляцией сжатого воздуха.* С целью подогрева воздуха перед входом в компрессор внутри канала приема воздуха предусмотрен распределительный коллектор 3, к которому подведен воздуховод рециркуляции теплого воздуха, нагнетаемого компрессором. Количество воздуха рециркуляции регулируется затвором 2, оборудованным электроприводом. Управление затвором в основном производится в автоматическом режиме, но также возможно и ручное управление. При рециркуляции подогреватель 4 не включен в работу или вообще отсутствует на судне.

Для определения расхода воздуха рециркуляции и мощности подогревателя воздуха перед входом компрессора необходимо рассчитать параметры компрессора. Определение основных параметров компрессора выполнялось с использованием следующих уравнений:

$$P_{\text{вых}} = P_a + P_{\text{нап}} + P_{\text{г}}, \quad (1)$$

где  $P_{\text{вых}}$  — давление воздуха на выходе из компрессора, Па;

$P_a = 101325$  — атмосферное давление, Па;

$P_{\text{нап}}$  — аэродинамическое сопротивление трубопровода от напорного фланца компрессора до выпускного сопла, Па (принимается  $P_{\text{нап}} = 35000$  Па);

$P_{\text{г}}$  — гидростатическое давление воды на уровне выпускных сопел, Па.

$$P_{\text{вх}} = P_a - P_{\text{к}}, \quad (2)$$

где  $P_{\text{вх}}$  — давление воздуха перед приемным фланцем компрессора, Па;

$P_{\text{к}}$  — аэродинамическое сопротивление воздуховода от приемной решетки до приемного фланца компрессора, Па (при проведении расчетов принимаем  $P_{\text{к}} = 2000$  Па).

Степень повышения давления в компрессоре  $\pi_k$  определяется как отношение выходного и входного давлений:

$$\pi_k = \frac{P_{\text{вых}}}{P_{\text{вх}}}. \quad (3)$$

Массовая производительность компрессора  $M_k$  рассчитывается как произведение расхода воздуха на 1 пог. м длины омываемой поверхности на длину омываемой воздухом поверхности:

$$M_k = M_{\text{к1}} L_{\text{ом}}, \quad (4)$$

где  $M_{\text{к1}}$  — массовый расход воздуха, приходящийся на 1 пог. м длины омываемой поверхности, кг/м;

$L_{\text{ом}}$  — длина омываемой воздухом поверхности, м.

Для определения температура воздуха на выходе из компрессора следует воспользоваться формулой адиабатического КПД компрессора  $\eta_a$ :

$$\eta_a = \frac{L_{ад}}{L_k}, \quad (5)$$

где  $L_{ад}$  — работа адиабатного сжатия, Дж;

$L_k$  — работа политропного сжатия в компрессоре, Дж.

В соответствии с [15] удельную работу адиабатного сжатия  $l_{ад}$  и удельную работу политропного сжатия в компрессор  $l_{пол}$  можно определить по формулам:

$$l_{ад} = c_p (T_{ад} - T_{вх}); \quad (6)$$

$$l_{пол} = \frac{n}{n-1} RT_{вх} \left( \pi_k^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right), \quad (7)$$

где  $c_p$  — массовая теплоемкость в изобарном процессе, кДж/(кг·К);

$T_{вх}$  — температура воздуха на входе в компрессор ПОУ, К;

$T_{вых}$  — температура воздуха на выходе из компрессора ПОУ, К;

$T_{ад}$  — адиабатическая температура сжатия, К.

Формула адиабатического КПД компрессора имеет вид

$$\eta_a = \frac{T_{ад} - T_{вх}}{T_{вых} - T_{вх}}. \quad (8)$$

Следовательно, температура воздуха на выходе из компрессора

$$T_{вых} = T_{вх} + \frac{T_{ад} - T_{вх}}{\eta_a}. \quad (9)$$

В соответствии с уравнением состояния идеального газа при адиабатическом сжатии температура адиабатического сжатия  $T_{ад}$ , имеет вид

$$T_{ад} = T_{вх} \pi_k^{\frac{k}{k-1}}, \quad (10)$$

где  $k = 1,41$  — показатель адиабаты.

После подстановки и сокращения общих членов уравнение температуры воздуха на выходе из компрессора принимает вид

$$T_{вых} = T_{вх} \left( 1 + \frac{\pi_k^{\frac{k}{k-1}} - 1}{\eta_a} \right). \quad (11)$$

В соответствии с [15] принимаем  $\eta_{ад} = 0,87$ .

Для расчета коэффициента рециркуляции воздуха воспользуемся уравнением теплового баланса:

$$c_{вх} M_k T_{вх} = c_{нар} M_{нар} T_{нар} + c_{вых} M_{рец} T_{вых}, \quad (12)$$

где  $c_{вх}$  — удельная теплоемкость воздуха при температуре на входе в компрессор, кДж/(кг·К);

$c_{нар}$  — удельная теплоемкость воздуха при температуре наружного воздуха, кДж/(кг·К);

$M_{нар}$  — массовый расход наружного воздуха, кг/с;

$c_{вых}$  — удельная теплоемкость воздуха при температуре наружного воздуха, кДж/(кг·К);

$M_{рец}$  — массовый расход воздуха рециркуляции, кг/с;

$T_{нар}$  — температура наружного воздуха, К.

Поскольку коэффициент рециркуляции  $k_{рец} = \frac{M_{рец}}{M_k}$ , массовая производительность компрессора  $M_k = M_{нар} + M_{рец}$ , можно представить массовые расходы в следующем виде:

$$M_{\text{нар}} = (1 - k_p) M_k; \quad (13)$$

$$M_{\text{рец}} = k_p \cdot M_k. \quad (14)$$

Принимаем  $c_{\text{вх}} = c_{\text{нар}} = c_{\text{вых}} = 1,005$  кДж/(кг·К).

При подстановке массовых расходов (13), (14) в формулу (12) и сокращении теплоемкостей уравнение теплового баланса принимает вид:

$$M_k T_{\text{вх}} = (1 - k_p) M_k T_{\text{нар}} + k_p M_k T_{\text{вых}}; \quad (15)$$

$$T_{\text{вх}} = T_{\text{нар}} - k_p M_k T_{\text{нар}} + k_p T_{\text{вых}}. \quad (16)$$

Коэффициент рециркуляции  $k_{\text{рец}}$  определяется по формуле

$$k_{\text{рец}} = \frac{T_{\text{вх}} - T_{\text{нар}}}{T_{\text{вых}} - T_{\text{нар}}}. \quad (17)$$

Мощность, затрачиваемая на привод воздушного компрессора ТНА, определяется для адиабатного и политропного сжатия, соответственно, по формулам:

$$N_{\text{ад}} = \frac{M_k l_{\text{ад}}}{\eta_{\text{ад}} \eta_{\text{мех}}}; \quad (18)$$

$$N_{\text{пол}} = \frac{M_k l_{\text{пол}}}{\eta_{\text{пол}} \eta_{\text{мех}}}, \quad (19)$$

где  $\eta_{\text{ад}}$  — адиабатный КПД, принимаемый равным 0,87;

$\eta_{\text{пол}}$  — политропный КПД, принимаемый равным 0,8;

$\eta_{\text{мех}}$  — механический КПД, принимаемый равным 0,9;

*Подогрев приемного воздуха в теплообменном аппарате.* При использовании системы подогрева подаваемого воздуха теплообменный аппарат 4 устанавливается в канале приема воздуха. Передача теплоты холодному воздуху осуществляется от греющего теплоносителя, который должен быть не замерзающим при температуре до минус 50 °С. В качестве горячего теплоносителя предлагается использовать 60 %-й водный раствор пропиленгликоля. При этом метод рециркуляции остается резервным способом подогрева подаваемого воздуха.

Параметры подогревателя приемного воздуха определяются с использованием следующих уравнений:

1. Тепловая мощность подогревателя воздуха, подаваемого в компрессор  $N_{\text{п}}$ , определяется по формуле

$$N_{\text{п}} = M_k (c_{\text{вх}} T_{\text{вх}} - c_{\text{нар}} T_{\text{нар}}). \quad (20)$$

2. Для определения массового расхода горячего теплоносителя через рекуперативный теплообменный аппарат можно воспользоваться уравнением теплового баланса:

$$c_{\text{в}} M_{\text{в}} \Delta T_{\text{в}} = c_{\text{г}} M_{\text{г}} \Delta T_{\text{г}} \quad (21)$$

где  $c_{\text{в}}$  — удельная теплоемкость воздуха при средней температуре теплообменном аппарате, кДж/(кг·К);  
 $c_{\text{г}}$  — удельная теплоемкость горячего теплоносителя (водного раствора пропиленгликоля), кДж/(кг·К);

$M_{\text{в}}$  — массовый расход воздуха, кг/с;

$M_{\text{г}}$  — массовый расход горячего теплоносителя, кг/с;

$\Delta T_{\text{в}}$  — разность температур воздуха на выходе из теплообменного аппарата и входе в него, К;

$\Delta T_{\text{г}}$  — разность температур горячего теплоносителя, соответственно, на входе в теплообменный аппарат и выходе из него, К.

Принимаем, что греющий теплоноситель подается в теплообменный аппарат при температуре  $T_{ГТ1} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$  и охлаждается до температуры  $T_{ГТ2} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Массовый расход греющего теплоносителя  $M_{ГТ}$ , кг/с, определяется по формуле

$$M_{ГТ} = \frac{N_{п}}{(c_{ГТ1}T_{ГТ1} - c_{ГТ2}T_{ГТ2})} = \frac{N_{п}}{\bar{c}_{ГТ}T_{ГТ}}, \quad (22)$$

где  $c_{ГТ1} = 3,65$  — удельная теплоемкость 60%-го водного раствора пропиленгликоля при температуре  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , кДж/(кг·К);

$c_{ГТ2} = 3,55$  — удельная теплоемкость 60%-го водного раствора пропиленгликоля при температуре  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ , кДж/(кг·К);

$\bar{c}_{ГТ}$  — средняя теплоемкость горячего теплоносителя в заданном интервале температур, кДж/(кг·К).

Затраты мощности, необходимой для обеспечения циркуляции горячего теплоносителя, определяются по формуле

$$N_{ГТ} = \frac{M_{ГТ}\Delta p_{ц}}{\eta_{мех.н}}, \quad (23)$$

где  $\Delta p_{ц}$  — давление, создаваемое циркуляционным насосом горячего теплоносителя (принимается  $\Delta p_{ц} = 0,2$  МПа);

$\eta_{мех.н}$  — механический КПД циркуляционного насоса (принимается равным 0,9).

### Результаты и обсуждение (Results and Discussion)

По описанной методике были выполнены расчеты параметров компрессора и двух способов подогрева приемного воздуха.

Для расчета приняты следующие исходные данные:

– массовый расход воздуха, приходящийся на 1 пог. м длины омываемой поверхности, принимаемый для пр. 10521 и 22220,  $M_{к1} = 0,4$  кг/(с·м) [10];

– длина по КВЛ,  $L_{КВЛ} = 150$  м;

– длина омываемой части,  $L_{ом} = 0,75$  м;

– осадка по КВЛ = 9,5 м;

Расстояние сопел выпускного коллектора от основной плоскости,  $H_c = 0,6$  м.

Результаты расчета параметров компрессора ТНА приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры компрессора противообледенительного устройства

Наименование величины	Условное обозначение	Единица измерения	Численное значение
Атмосферное давление	$p_a$	Па	101325
Гидростатическое давление воды на уровне выпускных сопел	$p_r$	Па	89488
Аэродинамическое сопротивление воздуха от напорного фланца компрессора до выпускного сопла	$p_{внап}$	Па	35000
Давление воздуха на выходе из компрессора	$p_{вых}$	Па	225813
Аэродинамическое сопротивление воздуховода от приемной решетки до приемного фланца компрессора	$p_k$	Па	2000
Давление воздуха перед приемным фланцем компрессора	$p_{вх}$	Па	99325
Степень повышения давления в турбокомпрессоре	$\pi_k$	–	2,273
Массовая производительность компрессора без рециркуляции	$M_{нар}$	кг/с	21
Температура воздуха на выходе из компрессора	$T_{вых}$	К	336,4
	$t_{вых}$	$^{\circ}\text{C}$	63,4

Окончание табл. 1

Температура воздуха на входе в компрессор	$T_{\text{вх}}$	К	258
	$t_{\text{вх}}$	°С	-15
Температура наружного воздуха	$T_{\text{нар}}$	К	223
	$t_{\text{нар}}$	°С	-50
Удельная работа адиабатного сжатия воздуха в компрессоре	$l_{\text{ад}}$	кДж/кг	70,35
Удельная работа политропного сжатия воздуха в компрессоре	$l_{\text{пол}}$	кДж/кг	67,34
Мощность, затрачиваемая на привод компрессора при адиабатном сжатии без рециркуляции	$N_{\text{ад}}$	МВт	1,73
Мощность, затрачиваемая на привод компрессора при политропном сжатии без рециркуляции	$N_{\text{пол}}$	МВт	1,79

В табл. 2 приведены расчеты энергетических затрат при подогреве воздуха, поступающего в компрессор при частичной рециркуляции сжатого воздуха.

Таблица 2

### Параметры компрессора при рециркуляции воздуха

Наименование величины	Условное обозначение	Единица измерения	Численное значение
Массовая производительность компрессора без рециркуляции	$M_{\text{нар}}$	кг/с	30
Температура воздуха на выходе из компрессора	$T_{\text{вых}}$	К	336,4
	$t_{\text{вых}}$	°С	63,4
Температура воздуха на входе в компрессор	$T_{\text{вх}}$	К	258
	$t_{\text{вх}}$	°С	-15
Температура наружного воздуха	$T_{\text{нар}}$	К	223
	$t_{\text{нар}}$	°С	-50
Удельная работа адиабатного сжатия воздуха в компрессоре	$l_{\text{ад}}$	кДж/кг	70,35
Удельная работа политропного сжатия воздуха в компрессоре	$l_{\text{пол}}$	кДж/кг	67,34
Коэффициент рециркуляции	$k_{\text{рец}}$	–	0,31
Мощность, затрачиваемая на привод компрессора при адиабатном сжатии при рециркуляции	$N_{\text{ад}}$	МВт	2,47
Мощность, затрачиваемая на привод компрессора при политропном сжатии при рециркуляции	$N_{\text{пол}}$	МВт	2,57

В табл. 3 представлены характеристики подогрева приемного воздуха при помощи теплообменного аппарата.

Таблица 3

### Параметры подогрева приемного воздуха при использовании теплообменного аппарата

Наименование величины	Условное обозначение	Единица измерения	Численное значение
Тепловая мощность подогревателя воздуха, подаваемого в компрессор	$N_{\text{п}}$	кВт	1115
Массовый расход греющего теплоносителя	$N_{\text{ГТ}}$	кг/с	15,5
Мощность, необходимая для привода циркуляционного насоса горячего теплоносителя	$N_{\text{ГТ}}$	МВт	3,44

Проведенная оценка энергетических затрат, необходимы для подачи воздуха в противообледенительное устройство составляет для ледоколов пр. 22220 около 2 МВт. Учитывая, что

в состав энергетической установки ледокола указанного проекта входят два паротурбинных агрегата ПТУ-72 суммарной мощностью 72 МВт, эти затраты составляют примерно 2,8 % от мощности СЭУ.

Расчет параметров компрессора ПОУ показал, что при температуре наружного воздуха минус 50 °С, на рециркуляцию необходимо подавать 31 % нагнетаемого воздуха для подогрева наружного воздуха до минус 15 °С. При этом мощность на привод компрессора ТНА возрастает до 2,6 МВт, что составляет 3,6 % мощности СЭУ. Однако в этом случае на сопла подачи воздуха подается только 69 % воздуха от необходимого, что негативно отражается на эффективности противобледнительного устройства, и снижает ледопробиваемость ледокола.

Проблему защиты впускного тракта компрессора можно также решить, используя подогреватель воздуха подаваемого в компрессор. Тепловая мощность подогревателя, в соответствии с расчетом, составляет 1115 кВт. Подогрев горячего теплоносителя может быть осуществлен за счет вторичных энергетических ресурсов. При этом обеспечение циркуляции горячего теплоносителя требует дополнительных затрат мощности, которые, в соответствии с выполненным расчетом, составляют 3,44 МВт (около 4,8 % от мощности СЭУ). Тип теплообменного аппарата и его габариты необходимо определять с учетом конструктивных особенностей впускного коллектора компрессора.

Мощность вспомогательных котельных установок линейных ледоколов с дизельными ЭУ составляет от 8000 кВт до 10000 кВт. Дополнительная нагрузка на вспомогательную котельную установку в случае использования ее мощности для обеспечения пневмообдува корпуса ледокола составит 15–18 %, что не окажет существенного негативного влияния на массогабаритные и экономические показатели вспомогательной котельной установки.

При использовании вторичных источников энергии во вспомогательной энергетической установке ледокола дополнительная тепловая нагрузка, необходимая для подогрева подаваемого воздуха в компрессор ПОУ, не потребует использования топлива.

### **Заключение (Conclusion)**

В результате сравнительного анализа способов подогрева воздуха, поступающего в компрессор, было выявлено следующее:

- наименее энергетически выгодным является подогрев приемного воздуха компрессора противобледнительного устройства с использованием исключительно теплообменного аппарата. Этот способ подогрева воздуха требует наиболее существенной конструктивной модернизации ПОУ и наибольших относительных затрат мощности на его осуществление;
- при подогреве подаваемого воздуха за счет рециркуляции воздуха, в случае ее максимального использования, энергопотребление ПОУ снижается на 40 %, однако при этом к соплам будет поступать только 69 % воздуха, подаваемого компрессором;
- наиболее предпочтительным с энергетической точки зрения является комплексное использование рециркуляции нагнетаемого компрессором воздуха и его подогрева в теплообменном аппарате для достижения требуемой температуры воздуха на входе в компрессор.

Поскольку уменьшение воздуха, подаваемого к выпускным соплам, влечет за собой снижение эффективности пневмообдува и ухудшает ледопробиваемость ледокола, наиболее оптимальным способом подогрева воздуха является совместное использование рециркуляции и подогревателя, расположенного в шахте приема воздуха. Использование вторичных источников энергии для воздухоподогревателя не будет снижать энергетическую эффективность вспомогательной котельной установки ледокола.

При выборе температуры перед компрессором необходимо учитывать, что ее повышение приводит к снижению эффективности нагнетателя [16]. Выбор наиболее рациональных температурных режимов работы компрессора ПОУ и распределение теплоподвода к воздуху между рециркуляцией и теплообменным аппаратом требуют продолжения исследований с применением методов многофакторной оптимизации. Перспективным направлением совершенствования противобледнительных систем с целью повышения их энергоэффективности является разработка алгоритма

управления режимами пневмообдува в зависимости от условий эксплуатации и автоматизация процесса управления.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Распоряжение Правительства РФ от 29.02.2016 № 327-р «О Стратегии развития внутреннего водного транспорта Российской Федерации на период до 2030 года» [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://government.ru/docs/22004/> (дата обращения: 15.02.2023).
2. Распоряжение Правительства РФ от 28.10.2019 № 2553-р «Об утверждении Стратегии развития судостроительной промышленности на период до 2035 года» [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://government.ru/docs/38218/> (дата обращения: 15.02.2023).
3. Александров М. А. Перспективы атомного ледокольного флота по освоению Северного морского пути / М. А. Александров, Ю. Л. Бордученко // Морской вестник. — 2021. — № 2 (78). — С. 17–23.
4. Бордученко Ю. Л. Атомный ледокольный флот России в начале XXI века. Задачи и перспективы / Ю. Л. Бордученко // Энергия: экономика, техника, экология. — 2020. — № 7. — С. 26–33. DOI: 10.7868/S0233361920070046.
5. Бордученко Ю. Л. Атомный ледокольный флот России в первой четверти XXI века. Задачи и перспективы освоения Северного морского пути / Ю. Л. Бордученко, И. Г. Малыгин, В. Ю. Каминский, В. А. Аксенов // Морские интеллектуальные технологии. — 2021. — № 2–1 (52). — С. 14–25. DOI: 10.37220/MIT.2021.52.2.001.
6. Пустошный А. В. Проблемы, связанные с увеличением скорости круглогодичной работы крупнотоннажных транспортных судов в Арктике / А. В. Пустошный, К. Е. Сазонов // Арктика: экология и экономика. — 2017. — № 3 (27). — С. 103–110. DOI: 10.25283/2223-4594-2017-3-103-110.
7. Сазонов К. Е. Развитие ледовой ходкости судов в XXI веке / К. Е. Сазонов // Труды Крыловского государственного научного центра. — 2018. — № 2(384). — С. 9–28. DOI: 10.24937/2542-2324-2018-2-384-9–28.
8. Калинина Н. В. Влияние пневмоомывающего устройства на ходкость ледоколов / Н. В. Калинина // Современные проблемы науки и образования. — 2015. — № 1–1. — С. 308.
9. Reducing ice friction since 1969 // Arctic Passion News, Aker Arctic Technology Inc’s customer magazine. — 2020. — Vol. 1. — Is. 19. — Pp. 18–19.
10. Жуков В. А. Противообледенительное устройство ледокола как средство повышения энергоэффективности судна / В. А. Жуков, Е. А. Степанов, В. Л. Ерофеев // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2022. — Т. 14. — № 3. — С. 430–439. DOI: 10.21821/2309-5180-2022-14-3-430-439.
11. Жуков В. А. Определение энергопотребления противообледенительных устройств ледоколов / В. А. Жуков, Е. А. Степанов // Морские технологии: проблемы и решения — 2022: сб. ст. участников науч.-практ. конф. — Керчь: ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет», 2022. — С. 33–35.
12. Лобода Б. Н. Компактные судовые компрессорные установки двойного применения / Б. Н. Лобода [и др.] // Судостроение. — 2006. — № 3 (766). — С. 40–42.
13. Кузнецов Л. Г. Применение роторных компрессорных систем АО «Компрессор» для эффективного решения задач пневмообмыва корпуса ледокола и в альтернативных гражданских проектах / Л. Г. Кузнецов [и др.] // Морской вестник. — 2018. — № 2 (66). — С. 41–44.
14. Пинчук О. А. Некоторые свойства хладоносителей на основе водного раствора пропиленгликоля / О. А. Пинчук, С. В. Караван, Д. В. Караван // Холодильная техника. — 2009. — № 6. — С. 26–29.
15. Ерофеев В. Л. Теплотехника: учебник для вузов / В. Л. Ерофеев, П. Д. Семенов, А. С. Пряхин. — М.: Академкнига, 2008. — 488 с.
16. Хатамова Д. Н. Исследование влияния температуры всасываемого воздуха на эффективность поршневого компрессора / Д. Н. Хатамова, Р. У. Джураев // Universum: технические науки. — 2021. — № 6–2 (87). — С. 44–47. DOI: 10.32743/UniTech.2021.87.6.12008.

### REFERENCES

1. Rasporyazhenie Pravitel'stva RF ot 29.02.2016 № 327-r «O Strategii razvitiya vnutrennego vodnogo transporta Rossiiskoi Federatsii na period do 2030 goda». Web. 15 Feb. 2023 <<http://government.ru/docs/22004/>>.

2. Rasporuyazhenie Pravitel'stva RF ot 28.10.2019 № 2553-r «Ob utverzhdenii Strategii razvitiya sudostroitel'noi promyshlennosti na period do 2035 goda». Web. 15 Feb. 2023 <<http://government.ru/docs/38218/>>.
3. Aleksandrov, M.A., and Yu. L. Borduchenko. "Perspektivy atomnogo ledokol'nogo flota po osvoeniyu Severnogo morskogo puti." *Morskoi vestnik* 2(78) (2021): 17–23.
4. Borduchenko, Yu.L. "Atomnyi ledokol'nyi flot Rossii v nachale XXI veka. Zadachi i perspektivy." *Energiya: ekonomika, tekhnika, ekologiya* 7 (2020): 26–33. DOI: 10.7868/S0233361920070046.
5. Borduchenko, Yuri L., Igor G. Malygin, Valery Yu. Kaminsky, and Vladimir A. Aksenov. "The nuclear icebreaker fleet of Russia in the first quarter of the XXI century. Challenges and prospects for the development of the northern sea route." *Marine intellectual technologies* 2–1(52) (2021): 14–25. DOI: 10.37220/MIT.2021.52.2.001.
6. Pustoshny, Alexander V., and Kirill E. Sazonov. "Issues related to raising the speeds of heavy-tonnage cargo vessels during year-round arctic operations." *Arctic: Ecology and Economics* 3(27) (2017): 103–110. DOI: 10.25283/2223-4594-2017-3-103-110.
7. Sazonov, Kirill Ye. "Ship ice propulsion performance developments in the XXIst century." *Transactions of the Krylov State Research Centre* 2(384) (2018): 9–28.
8. Kalinina, N.V. "Influence of pneumatic-washed device on icebreakers propulsion." *Modern problems of science and education* 1–1 (2015): 308.
9. "Reducing ice friction since 1969." *Arctic Passion News, Aker Arctic Technology Inc's customer magazine* 1.19 (2020): 18–19.
10. Zhukov, Vladimir A., Evgenij A. Stepanov, and Valentin L. Erofeev. "Anti-icing device of an icebreaker as a means of increasing the ship energy efficiency." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 14.3 (2022): 430–439. DOI: 10.21821/2309-5180-2022-14-3-430-439.
11. Zhukov, V. A., and E. A. Stepanov. "Opredelenie energopotrebleniya protivobledenitel'nykh ustroystv ledokolov." *Morskie tekhnologii: problemy i resheniya — 2022: Sbornik statei uchastnikov nauchno-prakticheskoi konferentsii*. Kerch': FGBOU VO «Kerchenskii gosudarstvennyi morskoi tekhnologicheskii universitet», 2022. 33–35.
12. Loboda, B. N., L. V. Belov, A. N. Kaverzniev, A. I. Gitelman, I. N. Khasov, V. V. Ogniev, V. G. Pildish, and V. I. Solonin. "Compact turbine-compressor plants of dual use." *Shipbuilding* 3(766) (2006): 40–42.
13. Kuznetsov, L. G., Yu. L. Kuznetsov, A. V. Burakov, and N. A. Kotlov. "Primenenie rotornykh kompressornykh sistem AO "Kompressor" dlya effektivnogo resheniya zadach pnevmoobmyva korpusa ledokola i v al'ternativnykh grazhdanskikh proektakh." *Morskoi vestnik* 2(66) (2018): 41–44.
14. Pinchuk, O. A., S. V. Karavan, and D. V. Karavan. "Nekotorye svoystva khladonositelepi na osnove vodnogo rastvora propilenglikolya." *Kholodil'naya tekhnika* 6 (2009): 26–29.
15. Erofeev, V. L., P. D. Semenov, and A. S. Pryakhin. *Teplotekhnika. Uchebnik dlya vuzov*. M.: Akademkniga, 2008.
16. Khatamova, Dilshoda, and Rustam Dzhuraev. "Investigation of the influence of the intake air temperature on the efficiency of a reciprocating compressor." *Universum* 6–2(87) (2021): 44–47. DOI: 10.32743/Uni-Tech.2021.87.6.12008.

#### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

**Жуков Владимир Анатольевич** — доктор технических наук, доцент  
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»  
198035, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7  
e-mail: [va\\_zhukov@rambler.ru](mailto:va_zhukov@rambler.ru), [zhukovva@gumrf.ru](mailto:zhukovva@gumrf.ru)  
**Степанов Евгений Андреевич** — аспирант  
*Научный руководитель:*  
Жуков Владимир Анатольевич  
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»  
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7  
e-mail: [kaf\\_sdvs@gumrf.ru](mailto:kaf_sdvs@gumrf.ru)

#### INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Zhukov, Vladimir A.** — Dr. of Technical Sciences, associate professor  
Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping  
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035, Russian Federation  
e-mail: [va\\_zhukov@rambler.ru](mailto:va_zhukov@rambler.ru), [zhukovva@gumrf.ru](mailto:zhukovva@gumrf.ru)  
**Stepanov, Evgenij A.** — Postgraduate  
*Supervisor:*  
Zhukov, Vladimir A.  
Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping  
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035, Russian Federation  
e-mail: [kaf\\_sdvs@gumrf.ru](mailto:kaf_sdvs@gumrf.ru)

**Ерофеев Валентин Леонидович** —  
доктор технических наук, профессор  
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала  
С. О. Макарова»  
198035, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург,  
ул. Двинская, 5/7  
e-mail: [kaf\\_sdvs@gumrf.ru](mailto:kaf_sdvs@gumrf.ru)

**Erofeev, Valentin L.** —  
Dr. of Technical Sciences, professor  
Admiral Makarov State University of Maritime  
and Inland Shipping  
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,  
Russian Federation  
e-mail: [kaf\\_sdvs@gumrf.ru](mailto:kaf_sdvs@gumrf.ru)

*Статья поступила в редакцию 7 марта 2023 г.  
Received: March 7, 2023.*