

# АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ СИСТЕМЫ РЕКУПЕРАЦИИ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ С ПОМОЩЬЮ ОРГАНИЧЕСКОГО ЦИКЛА РЕНКИНА ДЛЯ ПРИВОДА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

А. М. Калашников, А. А. Капелюховская, И. Д. Обухов

Омский государственный технический университет,  
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Выполнен анализ теплообменных процессов при остывании нагретой поверхности технологического оборудования, расчет проводился на базе уравнений, содержащихся в пакете ANSYS Fluent. При моделировании теплообменных процессов были приняты следующие граничные условия: температура нагретой поверхности; змеевиковый теплообменный аппарат расположен на расстоянии от нагретой поверхности технологического оборудования.

Из полученных результатов можно сделать следующие выводы: рост температуры нагретой поверхности приводит к увеличению зоны нагрева хладагента с высокой теплоемкостью и, следовательно, к росту тепловой мощности; с увеличением расхода хладагента происходит понижение его температуры на выходе, но увеличивается тепловая мощность; повышение давления нагреваемого хладагента повышает тепловую эффективность; данная конструкция теплообменного аппарата позволяет добиться необходимой для работы привода мощности с помощью: изменяя расход хладагента, избыточное давление хладагента, количество колен, а также за счет установки отражающего теплового излучения кожуха.

**Ключевые слова:** тепловая энергия, рекуперация тепла, теплообменник, машиностроение.

## Введение

В связи с растущей озабоченностью по поводу глобального потепления и ростом цен на топливо в течение последних десятилетий перед машиностроительными предприятиями стоит задача сокращения выбросов парниковых газов и повышения экологичности и эффективности заводов. Помимо этого, ожидается, что мировой спрос на энергию в 2040 году увеличится на 26 % по сравнению с нынешним уровнем [1]. Из общего энергопотребления особенно важен производственный сектор, поскольку на него пришлось 37 % от общего конечного потребления энергии в мире в 2018 году [2].

Поэтому использование систем рекуперации промышленного отработанного тепла (ПТО) в машиностроительных процессах является одной из приоритетных областей исследований, направленных на сокращение потребления топлива и производственных издержек, снижение вредных выбросов и создание образа экологичной компании, а также повышение экологичности и энергоэффективности [3].

По этим причинам изучение рекуперации промышленного тепла (РПТ) для повторного использования на производстве является актуальным направлением для инвестиций компаний всех отраслей [4].

Промышленное отработанное тепло является энергией, которая генерируется в промышленных процессах и не используется на практике, а сбрасывается в окружающую среду. Источниками отработанного тепла являются промышленные продукты, оборудование и процессы, имеющие тепловые потери, передаваемые за счет теплопроводности,

конвекции и излучения, а также тепла, отводимого в результате процессов горения [3, 5].

Растущие затраты на энергию дали толчок для проведения исследований, направленных на повышение эффективности машиностроительной промышленности. Существующие отчеты различных агентств статистики энергетики показывают, что наиболее энергоёмкой промышленной отраслью с высоким уровнем тепловых потерь являются плавильные и литейные цеха, расположенные на металлургических и машиностроительных заводах, как следствие, именно они несут ответственность за выделение большого количества промышленных тепловых отходов (ПТО) в окружающую среду с помощью горячих выхлопных газов, охлаждающих сред и тепла, теряемого с горячих поверхностей оборудования и нагретых продуктов [1, 3]. Применение преобразованного в механическую энергию тепла, в процессе рекуперации в литейных цехах, энергии в механических операциях на машиностроительном производстве (движение конвейеров, подогрев лома, работа приводов фрезерных агрегатов, вращение мешалок и т.п.) позволяет повысить экологичность предприятия, а также уменьшить его энергопотребление.

В данной работе проведен обзор научной и технической литературы, для анализа цехов и оборудования, которые могут быть потенциальными объектами, для реализации системы рекуперации промышленного тепла на машиностроительном заводе, а также выполнен анализ величины тепловых потерь от нагретой поверхности технологического оборудования.

Существующие методы рекуперации отработанного тепла включают сбор и передачу обрабо-

танного тепла от процесса с газом или жидкостью обратно в систему в качестве дополнительного источника энергии. Отработанное тепло может быть использовано при любом значении температуры, но чем выше это значение, тем выше качество отработанного тепла и тем легче оптимизировать процесс рекуперации отработанного тепла. Поэтому важно знать максимально возможное количество ПТО и обеспечить достижение максимальной эффективности от системы рекуперации тепла.

В зависимости от типа и источника отработанного тепла, а также для обоснования того, какую систему рекуперации ПТО возможно использовать на данном участке, важно исследовать количество и степень теплоты, извлекаемой из рассматриваемого процесса [6–8].

Еще одним важным элементом системы рекуперации является расширительная машина, которая преобразует внутреннюю энергию рабочего тела (водяного) в механическую энергию. Однако существует целый ряд других видов расширительных машин высокого и низкого давления для реализации цикла Ренкина в системах рекуперации ПТО [9]: винтовые, спиральные, роторные, поршневые и турбодетандеры.

Рассмотрев достоинства и недостатки расширительных машин [10], учтя мощностной диапазон применения цикла Ренкина, а также особенности использования рабочего вещества, наиболее подходящими являются винтовой и поршневой расширители. Главными достоинствами винтового расширителя является возможность работы в области влажного пара, низкая угловая скорость и высокая мощность (15–200 кВт). Преимуществами поршневого расширителя является большая степень понижения давления, довольно высокая мощность (20–100 кВт). Каждый из этих расширителей имеет свои преимущества, но работает при разных интервалах давлений: винтовой до 15,0 бар; работа поршневого ограничена максимальным значением давления органического цикла Ренкина — 30,0 бар.

Объектом исследования является технологический агрегат и привод, который состоит из электродвигателя М2МА-6, мощностью  $N=3$  кВт.

Анализ теплообменных процессов при остывании нагретой поверхности проводился на базе уравнений, содержащихся в пакете ANSYS Fluent. При моделирование теплообменных процессов были приняты следующие граничные условия: температура нагретой поверхности 700–800 °С; змеевиковый теплообменный аппарат расположен на высоте 100 мм от нагретой поверхности агрегата, состоит из 120 колен диаметром 10 мм и толщиной стенки 1 мм. Длина колена равна 660 мм.

Змеевиковый теплообменный аппарат выполнен из нержавеющей стали X20H14C2, расположенный параллельно нагретой поверхности.

Для рекуперации полученного тепла были рассмотрены следующие тепловые циклы: органический цикл Ренкина; паровой цикл Ренкина; цикл Калины; цикл Стирлинга.

Было установлено, что паровой и органические циклы Ренкина являются наиболее оптимальными для реализации рекуперации тепловых потерь на машиностроительном заводе, так как они могут работать при высоких температурах, высоких давлениях, имеют высокую мощность и КПД, экологичны и их оборудование имеет низкую стоимость. Стоит отметить, что некоторые заводы используют в производственных процессах хладагенты, которые

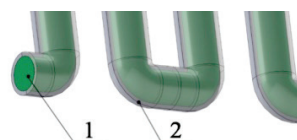


Рис. 1. Расчётная 3D-модели:  
1 — хладагент; 2 — корпус теплообменного аппарата  
Fig. 1. Calculated 3D models:  
1 — refrigerant; 2 — heat exchanger housing

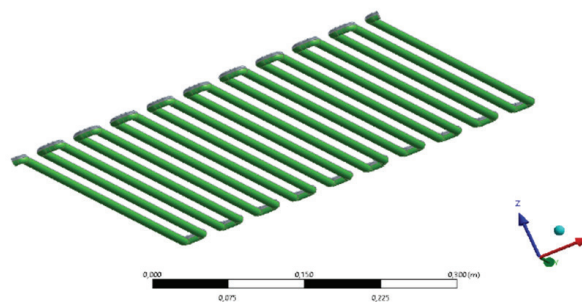


Рис. 2. Модель теплообменника в разделе Geometry  
Fig. 2. Heat exchanger model in the Geometry section

могут быть применены в органическом цикле Ренкина, что позволит сократить стоимость реализации данного цикла на производстве. Органический цикл Ренкина способен генерировать мощность до 1,5 МВт и показывает КПД до 24 % [11–13].

За счет добавления в систему расширительной машины становится возможным получение механической энергии, которая будет питать агрегаты машиностроительного завода, такие как литейный конвейер, фрезерный станок, шлифовальный станок, компрессорный агрегат и т.п.

## Теория

Численное решение в среде ANSYS — Fluent рассматриваемого объекта состоит из следующих этапов [14–19]:

1. Подготовка геометрических моделей теплообменника в SolidWorks (рис. 1).
2. Импорт полученной геометрии в Ansys Fluent, раздел Geometry (рис. 2).
3. Построение сетки расчетной области с последующим контролем качества построенной сетки (Meshing). Для описания явлений, происходящих в теплообменном аппарате, необходимо обеспечить определенное значение безразмерного коэффициента высоты первой пристеночной ячейки (рис. 3).
4. Наложение граничных и начальных условий (Fluent):

4.1. В разделе **Model** задаются параметры используемых в расчете моделей:

а) задается модель **RNG k-epsilon**, использующая уравнения переноса турбулентной кинетической энергии  $k$  и её скорости диссипации  $\epsilon$  (1-2) [20–21]. При этом необходимо было использовать «пристеночный учет» **Enhanced Wall Treatment**, который является важной частью и зависит от топологии модельной сетки (для контроля данного параметра происходила настройка такого параметра, как  $y^+$ ). Данный параметр применяется в задачах пристеночного типа и является по умолчанию способом

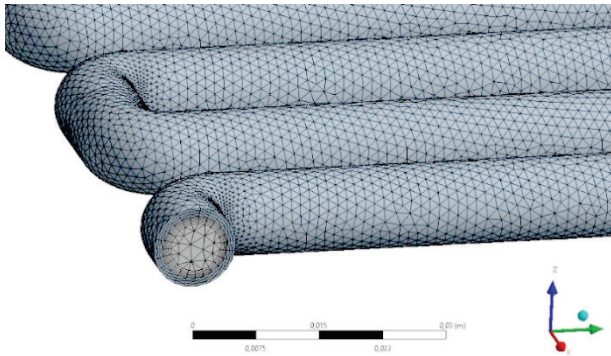


Рис. 3. Настройка сеточной модели теплообменника  
Fig. 3. Configuring the heat exchanger grid model

для моделей турбулентного течения 1 и 2 родов. Также необходимо указать поверхности, участвующие в процессе теплового излучения, и выполнить расчет угловых коэффициентов.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} + (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} + R_\varepsilon + S_\varepsilon, \quad (2)$$

где  $G_k$  — производство турбулентной кинетической энергии, вызванное градиентами осредненного потока;

$G_b$  — производство турбулентной кинетической энергии, вызванное плавучестью;

$Y_M$  — параметр, характеризующий пульсации, вызванные расширением в сжимаемых турбулентных потоках;

$C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$  и  $C_{3\varepsilon}$  — эмпирические константы модели ( $C_{1\varepsilon} = 1,44$ ;  $C_{2\varepsilon} = 1,92$ ;  $C_{3\varepsilon} = 1$  — если основное направление потока совпадает с направлением силы тяжести;  $C_{3\varepsilon} = 0$  — если основное направление потока перпендикулярно гравитационному вектору);

$\alpha_k$  и  $\alpha_\varepsilon$  — эффективные числа Прандтля для  $k$  и  $\varepsilon$  ( $\alpha_k = \alpha_\varepsilon \approx 1,393$ );

$\varepsilon$  — диссипация;

$k$  — кинетическая энергия турбулентности;

$R_\varepsilon$  — модификатор ренормализации (коэффициент, подавляющий возникновение чрезмерных диффузий);

$\mu_{eff}$  — коэффициент эффективной вязкости, величина, косвенно характеризующая вязкость вещества, определяемая отношением касательного напряжения сдвига к соответствующему градиенту скорости сдвига. Является характеристикой исключительно неньютоновских жидкостей в отличие от динамической вязкости;

$S_k$  и  $S_\varepsilon$  — источники, определяемые пользователем.

Процедура исключения масштаба в теории RNG приводит к дифференциальному уравнению турбулентной вязкости (3) [21]:

$$d \left( \frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon \mu}} \right) = 1,72 \frac{\hat{v}}{\hat{v}^3 - 1 + C_v} d\hat{v}, \quad (3)$$

где  $\hat{v} = \frac{\mu_{eff}}{\mu}$ ,  $C_v \approx 100$ .

$C_v$  — это контрольная константа, значение которой задано как величина второго порядка для показания значимости влияния ренормализационных групп;

$\hat{v}$  — относительная вязкость, показывающая степень нарушения закона Ньютона в части зависимости касательных напряжений от скорости сдвига.

Уравнение 2 интегрируется для получения точного описания того, как эффективный турбулентный перенос изменяется с эффективным числом Рейнольдса (или шкалой вихрей), что позволяет модели лучше справляться с низким числом Рейнольдса и пристеночными потоками;

б) подключается модель теплообмена, использующая уравнение переноса энергии в текучей среде — дифференциальное уравнение конвективного теплообмена Фурье — Кирхгофа (4) [21].

$$\rho c \left( \frac{\partial T}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \vec{\nabla}) T \right) = \text{div}[\lambda \cdot \text{grad}(T)] + q_v + \mu \Phi - p \cdot \text{div}(\vec{v}), \quad (4)$$

где  $\rho$  — плотность;  $c$  — удельная массовая теплоемкость;  $t$  — время;  $\vec{v}$  — вектор скорости движения вещества;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности вещества;  $q_v$  — источниковый член уравнения, выражающий изменение энергии под действием внутренних источников теплоты;  $\mu$  — динамический коэффициент вязкости;  $\Phi$  — диссипативная функция;

в) уравнения межповерхностного лучистого теплообмена методом угловых коэффициентов между поверхностями  $i$  и  $j$  (5) [21].

$$q_{in,i} = \sum_{j=1}^N F_{ij} q_{out,j},$$

$$q_{out,i} = \varepsilon_i \sigma T_i^4 + \rho_i q_{in,i}, \quad (5)$$

$$q_{out,i} = \varepsilon_i \sigma T_i^4 + \rho_i \sum_{j=1}^N F_{ij} q_{out,j},$$

где  $\varepsilon_i$  — коэффициент излучения поверхности;  $T$  — температура поверхности;  $\sigma$  — постоянная Стефана — Больцмана;  $\rho_i$  — отражающая способность поверхности;  $q_{in}$  — поток падающей энергии;  $F_{ij}$  — фактор видимости поверхности  $A_i$  и  $A_j$ , который показывает, насколько хорошо видна поверхность  $A_j$  с поверхности  $A_i$  (6) [21].

$$F_{ij} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos \theta_i \cos \theta_j}{\pi r^2} \delta_{ij} dA_i dA_j, \quad (6)$$

где  $A$  — площадь поверхности;

$\delta_{ij}$  — коэффициент видимости от  $dA_j$  до  $dA_i$ , если  $dA_j$  виден  $dA_i$ , то значение 1, иначе 0;

$\theta_i$  и  $\theta_j$  — углы между единичными нормальными к поверхностям;

$r_{ij}$  — расстояние между поверхностями;

г) задается модель фазового состояния **Volume of Fluent** с зональными дискретизациями **Zonal Discretization**, двумя эйлеровыми фазами и с учетом неявной силы тяжести **Implicit Body Force**;

д) уравнение неразрывности, выражающее закон сохранения массы [20 — 21]:

$$\text{div}(\rho \cdot \vec{V}) = 0, \quad (7)$$

где  $\rho$  — плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $\vec{V}$  — вектор скорости, м/с.

В декартовой системе координат уравнение неразрывности примет вид:

$$\frac{\delta}{\delta x}(\rho V_x) + \frac{\delta}{\delta y}(\rho V_y) + \frac{\delta}{\delta z}(\rho V_z) = 0, \quad (8)$$

где  $V_x, V_y, V_z$  — компоненты вектора скорости движущейся частицы жидкости по осям  $x, y$  и  $z$ .

Уравнение движения вязкой жидкости (уравнение Навье — Стокса), выражающее закон изменения импульса, на основе которого находится распределение поля скоростей в области движения потока [22 — 23]:

$$\begin{aligned} & \rho \left( V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_x}{\partial z} \right) = \\ & = -\frac{\partial P}{\partial x} + 2 \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial V_x}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial V_x}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial x} \right) \right] + \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial V_x}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial x} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x} (\mu \cdot \text{div} \vec{V}), \\ & \rho \left( V_x \frac{\partial V_y}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_y}{\partial z} \right) = \\ & = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial V_y}{\partial x} + \frac{\partial V_x}{\partial y} \right) \right] + 2 \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial V_y}{\partial y} \right) + \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial V_y}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial y} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial y} (\mu \cdot \text{div} \vec{V}), \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} & \rho \left( V_x \frac{\partial V_z}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_z}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) = \\ & = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial V_z}{\partial x} + \frac{\partial V_x}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial V_z}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial z} \right) \right] + \\ & + 2 \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial z} (\mu \cdot \text{div} \vec{V}) \end{aligned}$$

где  $P$  — давление жидкости в любой точке потока, Па;  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости, Па·с.

4.2. Зонам присваиваются созданные материалы с установленными температурно-зависимыми свойствами (помимо этого, выставляем значения молярной массы).

4.3. Настраиваем фазовое взаимодействие **Phase Interaction**: массовый перенос **Mass Transfer** и поверхностное натяжение **Surface Tension** в зависимости от температуры, по жидкой фазе.

4.4. Задаются граничные условия потоков хладагента.

4.5. Устанавливаются настройки мониторинга расчета.

4.6. Выставляются параметры расчета с учетом контроля числа Куранта.

5. Запуск расчета (Fluent-Solver).

6. Обработка результатов проведенного расчета (CFD-Post).

## Результаты

На рис. 4 представлен пример градиента распределения температуры парожидкостной смеси в ну-

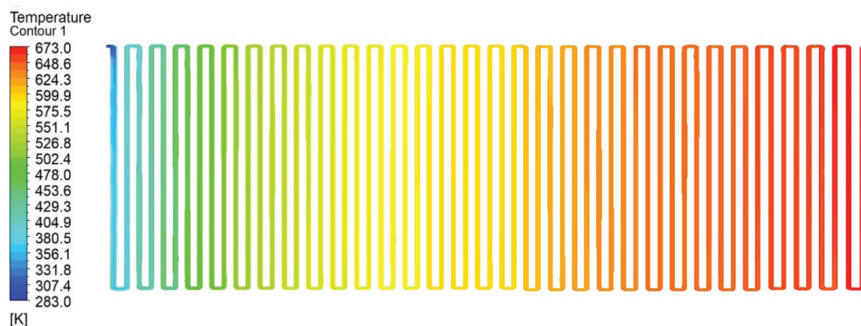


Рис. 4. Градиент распределения температуры хладагента в теплообменном аппарате ( $T_a = 700$  °C;  $P_x = 30,0$  бар; масштаб по вертикали 1:2; через 400 секунд)

Fig. 4. Gradient of the refrigerant temperature distribution in the heat exchanger ( $T_a = 700$  °C;  $P_r = 30,0$  bar; vertical scale 1:2; after 400 seconds)

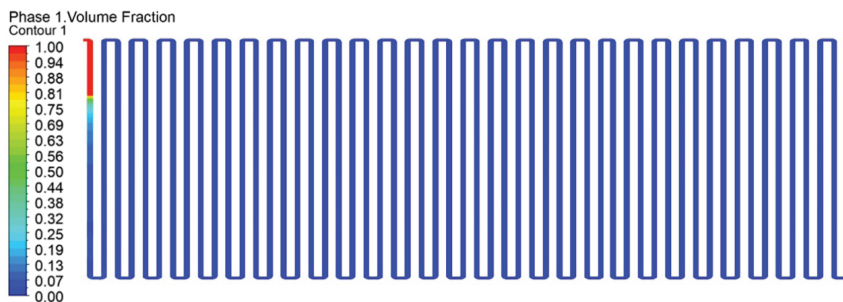


Рис. 5. Фазовая доля хладагента в поперечном сечении теплообменника ( $T_a = 700$  °C;  $P_x = 30,0$  бар; 1 — 100 % хладагента; 0 — 100 % пара; масштаб по вертикали 1:2; через 400 секунд)

Fig. 5. Phase fraction of the refrigerant in the cross-section of the heat exchanger ( $T_a = 700$  °C;  $P_r = 30,0$  bar; 1 — 100 % of the refrigerant; 0 — 100 % of the steam; vertical scale 1:2; after 400 seconds)

три теплообменного аппарата, при температуре нагретой поверхности ( $T_a$ ) равной 700 °С и давлении хладагента ( $P_x$ ) 30,0 бар.

Из рис. 4 видно, что через 400 секунд наибольшая температура (~345 °С) установилась в последнем колене теплообменника. При этом меньшая температура (~10 °С) установилась на входе в теплообменник.

На рис. 5 представлено распределение объёмной доли хладагента в поперечном сечении.

Из рис. 5 видно, что через 200 секунд пузырьки пара образуются по всей поверхности теплообменного аппарата и движутся к выходу, но через 400 секунд перегретый пар занимает большую часть теплообменного аппарата, а кипение происходит только в первом колене.

Через формулу (10) находится мощность, которую необходимо получить с помощью органического цикла Ренкина при низком, среднем и высоком КПД этого цикла:

$$N_{\text{ц}} = \frac{N_A}{\eta_A \cdot \eta_{\text{ц}}} \quad (10)$$

где  $N_{\text{ц}}$  — мощность цикла;  $\eta_{\text{ц}}$  — КПД органического цикла Ренкина;  $N_A$  — мощность детандера;  $\eta_A$  — КПД детандера.

На рис. 6–7 представлены зависимости значения тепловой мощности (в ваттах) от расхода хладагента при разных температурах нагретой поверхности, при максимальном давлении 15,0 бар и 30,0 бар.

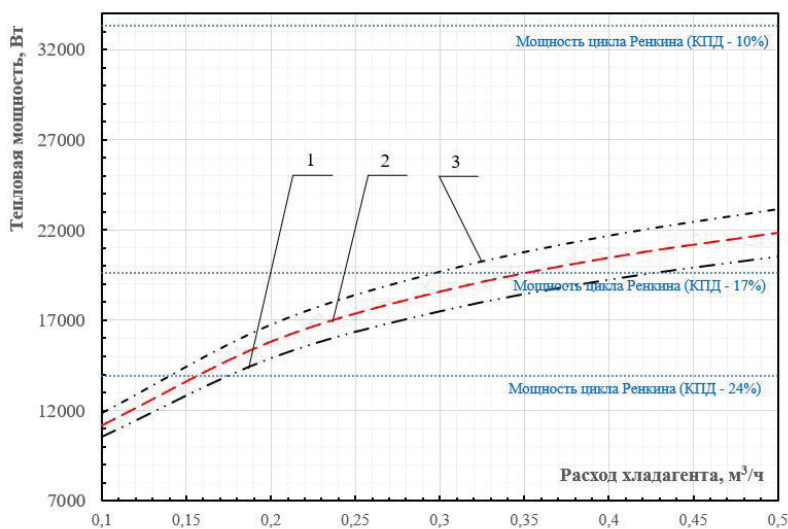


Рис. 6. Зависимость тепловой мощности от расхода хладагента, с разной температурой нагретой поверхности (при  $P_x = 15,0$  бар): 1 — 700 °С; 2 — 750 °С; 3 — 800 °С

Fig. 6. The dependence of the thermal power on the refrigerant flow rate, with different heated surface temperature (at  $P_r = 15,0$  bar): 1 — 700 °С; 2 — 750 °С; 3 — 800 °С

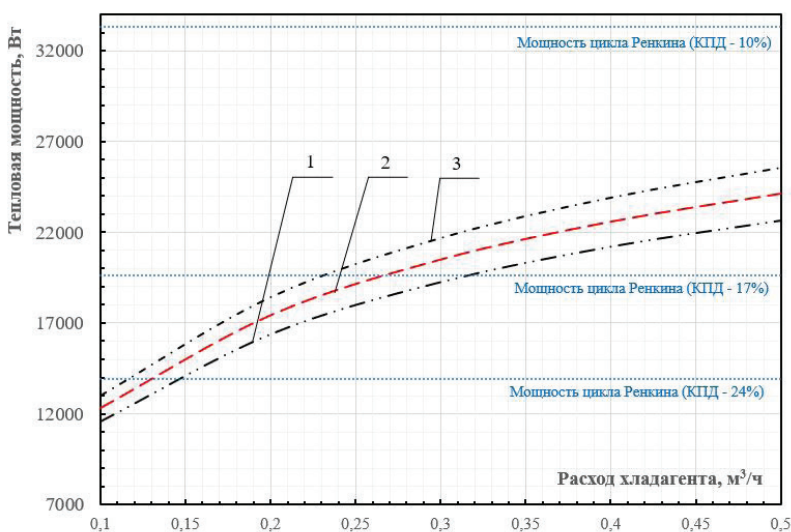
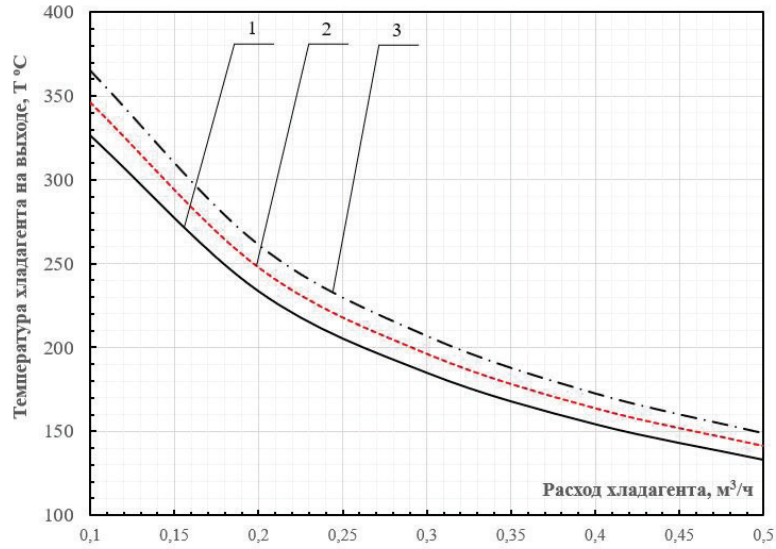
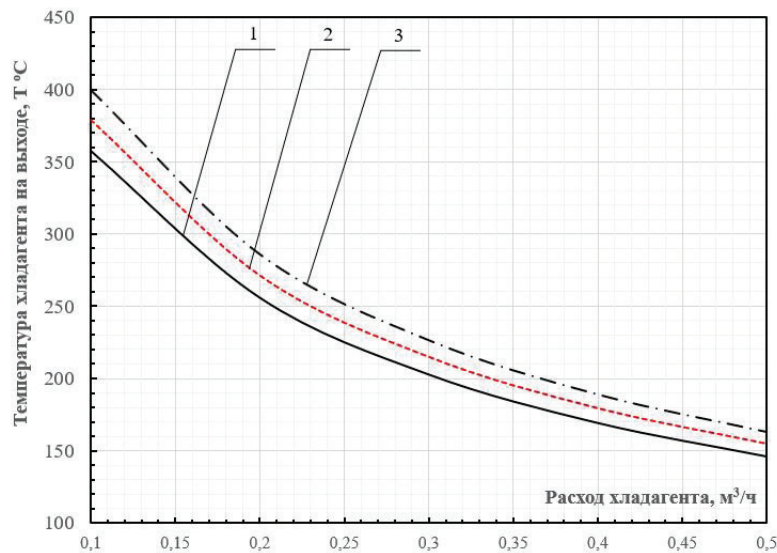


Рис. 7. Зависимость тепловой мощности от расхода хладагента, с разной температурой нагретой поверхности (при  $P_x = 30,0$  бар): 1 — 700 °С; 2 — 750 °С; 3 — 800 °С

Fig. 7. The dependence of the thermal power on the refrigerant flow rate, with different heated surface temperature (at  $P_r = 30,0$  bar): 1 — 700 °С; 2 — 750 °С; 3 — 800 °С



**Рис. 8.** Зависимость температуры хладагента на выходе от расхода, с разной температурой нагретой поверхности (при  $P_x = 15,0$  бар):  
 1 — 700 °C; 2 — 750 °C; 3 — 800 °C  
**Fig. 8.** The dependence of the refrigerant temperature at the outlet on the flow rate, with different heated surface temperature (at  $P_x = 15,0$  bar):  
 1 — 700 °C; 2 — 750 °C; 3 — 800 °C



**Рис. 9.** Зависимость температуры хладагента на выходе от расхода, с разной температурой нагретой поверхности (при  $P_x = 30,0$  бар):  
 1 — 700 °C; 2 — 750 °C; 3 — 800 °C  
**Fig. 9.** Dependence of the refrigerant temperature at the outlet on the flow rate, with different heated surface temperature (at  $P_x = 30,0$  bar):  
 1 — 700 °C; 2 — 750 °C; 3 — 800 °C

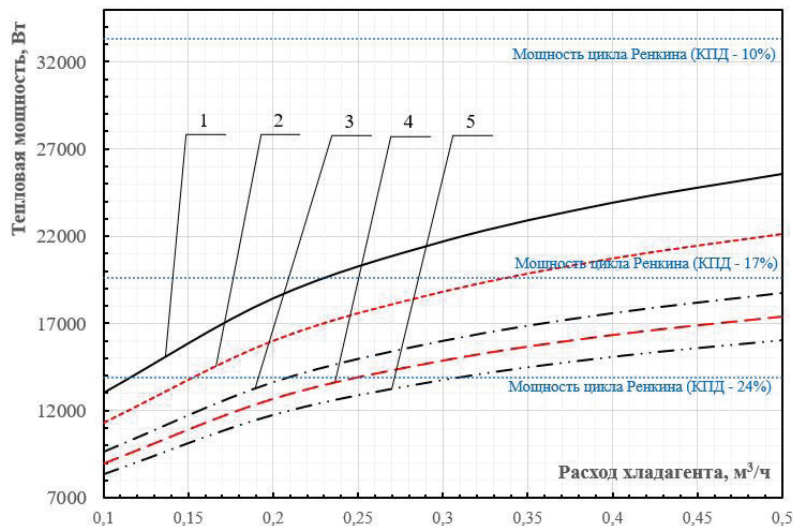
На рис. 8–9 представлены зависимости значения температуры хладагента на выходе из теплообменника от расхода хладагента при разных давлениях  $P_x$ .

На рис. 6–9 видно, что рост температуры нагретой поверхности приводит к увеличению зоны нагрева хладагента с высокой теплоемкостью и, следовательно, к росту тепловой мощности. С увеличением расхода хладагента происходит понижение температуры хладагента на выходе, но увеличивается тепловая мощность. Для давления в 30,0 бар обеспечить необходимую мощность для максимального КПД цикла Ренкина возможно при расходе больше 0,15 м³/ч; для среднего КПД — при расходе

больше 0,32 м³/ч; для минимального КПД — необходимы расходы существенно больше 0,5 м³/ч. Для давления в 15,0 бар обеспечить необходимую мощность для максимального КПД цикла Ренкина возможно при расходе больше 0,18 м³/ч; для среднего КПД — при расходе больше 0,43 м³/ч; для минимального КПД — необходимы расходы существенно больше 0,5 м³/ч.

На рис. 10 представлены зависимости значения тепловой мощности (в ваттах) от расхода хладагента при разных давлениях  $P_x$ .

На основе графиков рис. 10 можно сделать вывод, что с ростом избыточного давления хладагента величина тепловой мощности возрастает с 8,3 кВт



**Рис. 10. Зависимость тепловой мощности от расхода хладагента, с разным давлением хладагента (при  $T_a = 800\text{ }^\circ\text{C}$ ):**  
**1 — 1,0 бар; 2 — 2,0 бар; 3 — 5,0 бар; 4 — 10,0 бар; 5 — 30,0 бар**  
**Fig. 10. Exposure to heat load from reaching the refrigerant, with the municipal state of the refrigerant (at  $T_a = 800\text{ }^\circ\text{C}$ ):**  
**1 — 1,0 bar; 2 — 2,0 bar; 3 — 5,0 bar; 4 — 10,0 bar; 5 — 30,0 bar**

до 13,1 кВт (при температуре нагретой поверхности  $800\text{ }^\circ\text{C}$ ) и с 16,2 кВт до 35,5 кВт (при температуре нагретой поверхности  $800\text{ }^\circ\text{C}$ ) при изменении расхода хладагента с  $0,1\text{ м}^3/\text{ч}$  до  $0,5\text{ м}^3/\text{ч}$  и изменения давления хладагента с 1,0 бар до 30,0 бар соответственно. Это объясняется тем, что рост давления хладагента приводит к увеличению его температуры кипения, а значит, и участка нагрева хладагента в жидком состоянии с высокой теплоёмкостью. Последнее увеличивает тепловой поток, воспринимаемый хладагентом, а значит, приводит к уменьшению внешних тепловых потерь. При температуре нагретой поверхности =  $800\text{ }^\circ\text{C}$ , для давления 1,0–30,0 бар, обеспечить необходимую мощность для максимального КПД цикла Ренкина возможно при расходе хладагента  $0,12\text{--}0,31\text{ м}^3/\text{ч}$ ; для среднего КПД — при расходе больше  $0,23\text{--}0,32\text{ м}^3/\text{ч}$ ; для минимального КПД — необходимы расходы существенно больше  $0,5\text{ м}^3/\text{ч}$ .

### Закключение

В работе представлены результаты численного анализа влияния избыточного давления теплоносителя (хладагента) и его расхода, а также температуры нагретой поверхности. Расчёт выполнен в среде Ansys (Fluid Flow – Fluent).

Из полученных результатов можно сделать следующие выводы:

1. Рост температуры нагретой поверхности приводит к увеличению зоны нагрева хладагента с высокой теплоемкостью и, следовательно, к росту тепловой мощности (до 220 % при изменении расхода от  $0,1\text{ м}^3/\text{ч}$  до  $0,5\text{ м}^3/\text{ч}$  и с изменением температуры нагретой поверхности от  $700\text{ }^\circ\text{C}$  до  $800\text{ }^\circ\text{C}$ ).

2. С увеличением расхода хладагента происходит понижение температуры хладагента на выходе, но увеличивается тепловая мощность (до 97 % при изменении расхода от  $0,1\text{ м}^3/\text{ч}$  до  $0,5\text{ м}^3/\text{ч}$  и с изменением температуры хладагента на выходе от  $400\text{ }^\circ\text{C}$  до  $163\text{ }^\circ\text{C}$ , при температуре нагретой поверхности  $800\text{ }^\circ\text{C}$  и давлении хладагента 30,0 бар).

3. Повышение давления нагреваемого хладагента повышает тепловую мощность (до 36 % при изменении избыточного давления хладагента от 1,0 бар до 30,0 бар при температуре нагретой поверхности  $800\text{ }^\circ\text{C}$ ), что связано с тем, что увеличивается температура кипения хладагента, а значит, и зона нагрева хладагента с высокой теплоемкостью.

4. Данная конструкция теплообменного аппарата позволяет добиться необходимой для работы привода мощности, изменяя расход хладагента, избыточное давление хладагента, количество колен, а также за счет установки отражающего теплового излучение кожуха.

### Список источников

1. International Energy Agency: World Energy Outlook 2019. Paris. (Обновляется в течение суток). URL: <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2019> (дата обращения: 01.02.2021).
2. International Energy Agency. Paris. (Обновляется в течение суток). URL: <https://www.iea.org/> (дата обращения: 01.02.2021).
3. Jouhara H., Khordehghah N., Almahmoud S. [et al.]. Waste Heat Recovery Technologies and Applications // Thermal Science and Engineering Progress. 2018. Vol. 6. P. 268–289. DOI: 10.1016/j.tsep.2018.04.017.
4. Miró L., Gasia J., Cabeza L. F. Thermal energy storage (TES) for industrial waste heat (IWH) recovery: A review // Applied Energy. 2016. Vol. 179. P. 284–301. DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.06.147.
5. Simeonea A., Luo Y., Woolleya E., Rahimifard S. [et al.]. A decision support system for waste heat recovery in manufacturing // CIRP Annals. 2016. Vol. 1, no. 5. P. 21–24. DOI: 10.1016/j.cirp.2016.04.034.
6. Юша В. Л., Чернов Г. И., Калашников А. М. Сравнительный анализ эффективности различных типов теплоизоляции в теплообменнике-утилизаторе системы рекуперации тепловых потерь мобильных компрессорных установок // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2018. Т. 2, № 1. С. 33–41. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-1-33-41.

7. Калашников А. М., Капелюховская А. А., Чернов Г. И. Оценка эффективности теплообменников с зональной вакуумной изоляцией для системы рекуперации тепловых потерь компрессорных агрегатов // Современные наукоемкие технологии. 2020. № 4-2. С. 216–222. DOI: 10.17513/snt.37999.

8. Калашников А. М., Капелюховская А. А., Чернов Г. И. Исследование эффективности теплообменных аппаратов систем рекуперации тепловых потерь с твердой изоляцией в мобильной компрессорной установке с разной степенью давления // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2020. № 3. С. 372–383.

9. ЗПО. Завод промышленного оборудования. Омск. (Обновляется в течение суток). URL: <https://zpo.ru/> (дата обращения: 01.02.2021).

10. La Seta A., Meroni A., Andreasen J. G., [et al.] Combined Turbine and Cycle Optimization for Organic Rankine Cycle Power Systems—Part B: Application on a Case Study // Energies. 2016. Vol. 9 (6), № 393. P. 17. DOI: 10.3390/en9060393.

11. Quoilin S., Broek M. V. D., Declay S. [et al.] Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2013. Vol. 22. P. 168–186. DOI: 10.1016/j.rser.2013.01.028.

12. Rieder de Oliveira Neto, César Adolfo Rodriguez, Sotomonte Christian J. R. Coronado [et al.]. Technical and economic analyses of waste heat energy recovery from internal combustion engines by the Organic Rankine Cycle // Energy Conversion and Management. 2016. Vol. 129. P. 168–179. DOI: 10.1016/j.enconman.2016.10.012.

13. Carcasci C., Winchler L. Thermodynamic analysis of an Organic Rankine Cycle for waste heat recovery from an aeroderivative intercooled gas turbine // Energy Procedia. 2016. Vol. 101. P. 862–869. DOI: 10.1016/j.egypro.2016.11.109.

14. Yusha V. L., Chernov G. I., Kalashnikov A. M. The efficiency comparative analysis of the mobile compressor unit heat losses recovery system flow part elements thermal insulation different types // AIP Conference Proceedings. 2018. Vol. 2007, Issue 1. P. 030029-1–030029-9. DOI: 10.1063/1.5051890.

15. Yusha V. L., Chernov G. I., Kalashnikov A. M. Analysis of the thermal efficiency of solid and vacuum thermal insulation in an exchanger of the heat losses recovery system in mobile compressor units // AIP Conference Proceedings. 2019. Vol. 2141, Issue 1. P. 8. DOI: 10.1063/1.5122119.

16. Chernov G. I., Yusha V. L., Kalashnikov A. M. The application efficiency analysis of the main heat carrier as the mobile compressor unit recovery system elements «active» thermal insulation // AIP Conference Proceedings. 2018. Vol. 2007, Issue 1. P. 030030-1–030030-7. DOI: 10.1063/1.5051891.

17. Chernov G. I., Yusha V. L., Sherban K. V., Kalashnikov A. M. Modeling of the processes of heating organic coolant in the system of heat losses recuperation of the mobile compressor unit

on the basis of a low-speed single-stage // Journal of Physics: Conference Series 858. 2017. Vol. 858. P. 226–232.

18. Yusha V. L., Chernov G. I., Kalashnikov A. M. The study of the mobile compressor unit heat losses recovery system waste heat exchanger thermal insulation types influence on the operational efficiency // AIP Conference Proceedings. 2017. Vol. 1876. P. 020054-1–020054-8. DOI: 10.1063/1.4998874.

19. Yusha V. L., Chernov G. I., Kalashnikov A. M. Numerical analysis of the influence of the coolant pressure increase and the shell-and-tube heat exchanger outer surface isolation degree on the external heat losses value // AIP Conference Proceedings. 2020. Vol. 2285. P. 030041-1–030041-10. DOI: 10.1063/5.0026952.

20. ANSYS Fluent User's Guide. Release 2019 R2 / ANSYS, Inc. // Southpointe 2600 Technology Drive. Canonsburg: PA 15317, 2019. 3978 p.

21. ANSYS Fluent Theory Guide. Release 2019 R2 / ANSYS, Inc. // Southpointe 2600 Technology Drive. Canonsburg: PA 15317, 2019. 920 p.

**КАЛАШНИКОВ Александр Михайлович**, ассистент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология».

SPIN-код: 5496-5209

AuthorID (РИНЦ): 888551

ORCID: 0000-0002-6847-4937

Адрес для переписки: [kalashnikov\\_omgtu@mail.ru](mailto:kalashnikov_omgtu@mail.ru)

**КАПЕЛЮХОВСКАЯ Александра Александровна**, старший преподаватель кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология».

SPIN-код: 2410-8153

AuthorID (РИНЦ): 684484

Адрес для переписки: [shipunovaa@mail.ru](mailto:shipunovaa@mail.ru)

**ОБУХОВ Иван Дмитриевич**, инженер кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». Адрес для переписки: [crispyzy@gmail.com](mailto:crispyzy@gmail.com)

#### Для цитирования

Калашников А. М., Капелюховская А. А., Обухов И. Д. Анализ применения системы рекуперации тепловых потерь с помощью органического цикла Ренкина для привода технологического оборудования // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 1. С. 18–27. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-1-18-27.

Статья поступила в редакцию 03.02.2021 г.

© А. М. Калашников, А. А. Капелюховская, И. Д. Обухов



# ANALYSIS OF APPLICATION OF HEAT LOSS RECOVERY SYSTEM USING ORGANIC RANKINE CYCLE FOR DRIVE OF PROCESS EQUIPMENT

A. M. Kalashnikov, A. A. Kapelyukhovskaya, I. D. Obukhov

Omsk State Technical University  
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

The analysis of heat exchange processes during cooling of the heated surface of the process equipment is carried out on the basis of the equations contained in the ANSYS Fluent package. When modeling heat exchange processes, the following boundary conditions are adopted: the temperature of the heated surface; the coil heat exchanger is located at a distance from the heated surface of the process equipment.

From these results, we can draw the following conclusions: the increase in the temperature of the heated surface leads to the increase of the heating zone of the refrigerant with high capacity and, hence, to increase heat capacity; increasing the refrigerant flow rate, the lower the temperature of the refrigerant at the exit, but increases the thermal capacity; increasing the pressure of the heated refrigerant increases the thermal; this design of the heat exchanger allows you to achieve the necessary power for the operation of the drive by: changing the flow rate of the refrigerant, the excess pressure of the refrigerant, the number of elbows, as well as by installing a heat-reflecting casing.

**Keywords:** heat energy, heat recovery, heat exchanger, mechanical engineering.

## References

1. International Energy Agency: World Energy Outlook 2019. Paris. (Updated during the day). URL: <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2019> (accessed: 01.02.2021). (In Engl.).
2. International Energy Agency. Paris. (Updated during the day). URL: <https://www.iea.org/> (accessed: 01.02.2021). (In Engl.).
3. Jouhara H., Khordehghah N., Almahmoud S. [et al.]. Waste Heat Recovery Technologies and Applications // Thermal Science and Engineering Progress. 2018. Vol. 6. P. 268–289. DOI: 10.1016/j.tsep.2018.04.017. (In Engl.).
4. Miró L., Gasia J., Cabeza L. F. Thermal energy storage (TES) for industrial waste heat (IWH) recovery: A review // Applied Energy. 2016. Vol. 179. P. 284–301. DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.06.147. (In Engl.).
5. Simeonea A., Luo Y., Woolleya E., Rahimifard S. [et al.]. A decision support system for waste heat recovery in manufacturing // CIRP Annals. 2016. Vol. 1, no. 5. P. 21–24. DOI: 10.1016/j.cirp.2016.04.034. (In Engl.).
6. Yusha V. L., Chernov G. I., Kalashnikov A. M. Sravnitel'nyy analiz effektivnosti razlichnykh tipov teploizolyatsii v teploobmennike-utilizatore sistemy rekuperatsii teplovykh poter' mobil'nykh kompressornykh ustanovok [Comparative analysis of efficiency of different types of thermal insulation in heat exchanger-utilizer of heat loss recovery system of mobile compressor units] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2018. Vol. 2, no. 1. P. 33–41. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-1-33-41.
7. Kalashnikov A. M., Kapelyukhovskaya A. A., Chernov G. I. Otsenka effektivnosti teploobmennikov s zonal'noy vakuumnoy izolyatsiyey dlya sistemy rekuperatsii teplovykh poter' kompressornykh agregatov [Evaluation of efficiency heat exchangers with zone vacuum insulation for recovery system of heat loss compressor units] // Sovremennyye naukoymkiye tekhnologii. Modern High Technologies. 2020. No. 4-2. P. 216–222. DOI: 10.17513/snt.37999. (In Russ.).
8. Kalashnikov A. M., Kapelyukhovskaya A. A., Chernov G. I. Issledovaniye effektivnosti teploobmennykh apparatov sistem rekuperatsii teplovykh poter' s tverdoy izolyatsiyey v mobil'noy kompressornoy ustanovke s raznoy stepen'yu davleniya [Study of efficiency of heat exchange units of heat loss recovery systems with solid insulation in mobile compressor unit with different pressure rate] // Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskkiye nauki. Izvestiya Tula State University. 2020. No. 3. P. 372–383. (In Russ.).
9. ZPO. Zavod Promyshlennogo Oborudovaniya. Omsk [ZPO. Industrial Equipment Factory. Omsk]. (Updated during the day). URL: <https://zpo.ru/> (accessed: 01.02.2021). (In Russ.).
10. La Seta A., Meroni A., Andreasen J. G., [et al.] Combined Turbine and Cycle Optimization for Organic Rankine Cycle Power Systems—Part B: Application on a Case Study // Energies. 2016. Vol. 9 (6), № 393. P. 17. DOI: 10.3390/en9060393. (In Engl.).
11. Quoilin S., Broek M. V. D., Declaye S. [et al.] Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2013. Vol. 22. P. 168–186. DOI: 10.1016/j.rser.2013.01.028. (In Engl.).
12. Rieder de Oliveira Neto, César Adolfo Rodriguez, Sotomonte Christian J. R. Coronado [et al.]. Technical and economic analyses of waste heat energy recovery from internal combustion engines by the Organic Rankine Cycle // Energy Conversion and Management. 2016. Vol. 129. P. 168–179. DOI: 10.1016/j.enconman.2016.10.012. (In Engl.).
13. Carcasci C., Winchler L. Thermodynamic analysis of an Organic Rankine Cycle for waste heat recovery from an aeroderivative intercooled gas turbine // Energy Procedia. 2016. Vol. 101. P. 862–869. DOI: 10.1016/j.egypro.2016.11.109. (In Engl.).
14. Yusha V. L., Chernov G. I., Kalashnikov A. M. The efficiency comparative analysis of the mobile compressor unit heat losses recovery system flow part elements thermal insulation different types // AIP Conference Proceedings. 2018. Vol.

2007, Issue 1. P. 030029-1–030029-9. DOI: 10.1063/1.5051890. (In Engl.).

15. Yusha V. L., Chernov G. I., Kalashnikov A. M. Analysis of the thermal efficiency of solid and vacuum thermal insulation in an exchanger of the heat losses recovery system in mobile compressor units // AIP Conference Proceedings. 2019. Vol. 2141, Issue 1. P. 8. DOI: 10.1063/1.5122119. (In Engl.).

16. Chernov G. I., Yusha V. L., Kalashnikov A. M. The application efficiency analysis of the main heat carrier as the mobile compressor unit recovery system elements «active» thermal insulation // AIP Conference Proceedings. 2018. Vol. 2007, Issue 1. P. 030030-1–030030-7. DOI: 10.1063/1.5051891. (In Engl.).

17. Chernov G. I., Yusha V. L., Sherban K. V., Kalashnikov A. M. Modeling of the processes of heating organic coolant in the system of heat losses recuperation of the mobile compressor unit on the basis of a low-speed single-stage // Journal of Physics: Conference Series 858. 2017. Vol. 858. P. 226–232. (In Engl.).

18. Yusha V. L., Chernov G. I., Kalashnikov A. M. The study of the mobile compressor unit heat losses recovery system waste heat exchanger thermal insulation types influence on the operational efficiency // AIP Conference Proceedings. 2017. Vol. 1876. P. 020054-1–020054-8. DOI: 10.1063/1.4998874. (In Engl.).

21. Yusha V. L., Chernov G. I., Kalashnikov A. M. Numerical analysis of the influence of the coolant pressure increase and the shell-and-tube heat exchanger outer surface isolation degree on the external heat losses value // AIP Conference Proceedings. 2020. Vol. 2285. P. 030041-1–030041-10. DOI: 10.1063/5.0026952. (In Engl.).

22. ANSYS Fluent User's Guide. Release 2019 R2 / ANSYS, Inc. // Southpointe 2600 Technology Drive. Canonsburg: PA 15317, 2019. 3978 p. (In Engl.).

23. ANSYS Fluent Theory Guide. Release 2019 R2 / ANSYS, Inc. // Southpointe 2600 Technology Drive. Canonsburg: PA 15317, 2019. 920 p. (In Engl.).

**KALASHNIKOV Alexander Mikhailovich**, Assistant of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department.

SPIN-code: 5496-5209

AuthorID (RSCI): 888551

ORCID: 0000-0002-6847-4937

Address for correspondence: kalashnikov\_omgtu@mail.ru

**KAPELYUKHOVSKAYA Aleksandra Aleksandrovna**, Senior Lecturer of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department.

SPIN-code: 2410-8153

AuthorID (RSCI): 684484

Address for correspondence: shipunovaa@mail.ru

**OBUKHOV Ivan Dmitrievich**, Engineer of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department.

Address for correspondence: crispyzy@gmail.com

#### For citations

Kalashnikov A. M., Kapelyukhovskaya A. A., Obukhov I. D. Analysis of application of heat loss recovery system using the organic Rankine Cycle for drive of process equipment // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2021. Vol. 5, no. 1. P. 18–27. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-1-18-27.

Received February 03, 2021.

© A. M. Kalashnikov, A. A. Kapelyukhovskaya, I. D. Obukhov