



## Обработка металлов (технология • оборудование • инструменты)

Сайт журнала: [http://journals.nstu.ru/obrabotka\\_metallov](http://journals.nstu.ru/obrabotka_metallov)



### Обоснование расходных характеристик рекуператора для тепловой подготовки агрегатов машин и оборудования

Роман Чернухин<sup>1, а, \*</sup>, Алексей Долгушин<sup>2, б</sup>, Николай Касимов<sup>3, с</sup>, Владимир Иванцовский<sup>1, д</sup>,  
 Дмитрий Лобанов<sup>4, е</sup>, Сергей Васильев<sup>4, ф</sup>, Никита Мартюшев<sup>5, г</sup>

<sup>1</sup> Новосибирский государственный технический университет, пр. К. Маркса, 20, г. Новосибирск, 630073, Россия

<sup>2</sup> Новосибирский государственный аграрный университет, ул. Добролюбова, 160, г. Новосибирск, 630039, Россия

<sup>3</sup> Ижевская государственная сельскохозяйственная академия, ул. Студенческая, 11, г. Ижевск, 426069, Россия

<sup>4</sup> Чувашский государственный университет имени И.Н. Ульянова, пр. Московский, 15, г. Чебоксары, 428015, Россия

<sup>5</sup> Национальный исследовательский Томский политехнический университет, пр. Ленина, 30, г. Томск, 634050, Россия

<sup>а</sup> <https://orcid.org/0000-0003-1324-0161>, [chernuxin@corp.nstu.ru](mailto:chernuxin@corp.nstu.ru), <sup>б</sup> <https://orcid.org/0000-0002-7506-6309>, [dolgushin078@mail.ru](mailto:dolgushin078@mail.ru),

<sup>с</sup> <https://orcid.org/0000-0001-9009-0836>, [nikolakas@list.ru](mailto:nikolakas@list.ru), <sup>д</sup> <https://orcid.org/0000-0001-9244-225X>, [ivancivskij@corp.nstu.ru](mailto:ivancivskij@corp.nstu.ru),

<sup>е</sup> <https://orcid.org/0000-0002-4273-5107>, [lobanovdv@list.ru](mailto:lobanovdv@list.ru), <sup>ф</sup> <https://orcid.org/0000-0003-3346-7347>, [vsa\\_21@mail.ru](mailto:vsa_21@mail.ru),

<sup>г</sup> <https://orcid.org/0000-0003-0620-9561>, [martjushev@tpu.ru](mailto:martjushev@tpu.ru)

#### ИНФОРМАЦИЯ О СТАТЬЕ

УДК 62.7

#### История статьи:

Поступила: 18 сентября 2020  
 Рецензирование: 05 октября 2020  
 Принята к печати: 07 ноября 2020  
 Доступно онлайн: 15 декабря 2020

#### Ключевые слова:

Моделирование  
 Рекуператор  
 Тепловые процессы  
 Тепловая подготовка

#### Финансирование:

Работа выполнена при финансовой поддержке в рамках Тематического плана НИР НГТУ по проекту ТП-ПТМ-1\_20.

#### Благодарности:

Исследования выполнены в ЦКП ССМ НГТУ.

#### АННОТАЦИЯ

**Введение.** Машины и оборудование в своем составе могут содержать гидравлические системы для обеспечения функционирования основных и вспомогательных систем. Известно, что общим недостатком гидравлических систем и приводов является зависимость вязкости применяемых жидкостей от температуры. Заметная часть технологических машин и оборудования размещается в неотопляемых или плохо отопляемых производственных помещениях, и изменение вязкости рабочих жидкостей при понижении температуры внешней среды может существенно влиять на параметры технологических процессов. Важным фактором обеспечения стабильности параметров технологических процессов является степень подготовки машин и оборудования к работе в условиях низких температур или в условиях колебаний температурного режима. В связи с этим встает вопрос обеспечения необходимой температуры технических жидкостей перед включением машин и оборудования и поддержания необходимого теплового режима в процессе работы их узлов и агрегатов. Один из способов решения данной задачи заключается в применении внешних источников тепла. Такими источниками могут служить различные теплообменные устройства. В теплообменном устройстве осуществляется нагрев теплоносителя, который затем подается в теплообменную рубашку агрегатов машин и оборудования. Для нагрева теплоносителя в теплообменнике применяются как жидкие, так и газообразные среды. В последнем случае теплообменник называют рекуператором. Эффективность работы рекуператора определяется его конструктивными и расходными характеристиками. Существуют методики аналитического определения как конструктивных, так и расходных характеристик рекуператора, однако эти методы обладают достаточно большой трудоемкостью. Применение компьютерного моделирования тепловых процессов позволяет успешно решать задачу расчета, а также существенно сокращает время проектирования теплообменных аппаратов. **Целью работы** является обоснование расходных характеристик рекуператора для поддержания теплового режима посредством компьютерного моделирования. **Методом исследования** является компьютерное моделирование тепловых процессов, которое реализуется с помощью программного комплекса SolidWorks компании Dassault Systems и его приложения Flow Simulation для моделирования тепловых процессов в научных исследованиях и инженерной деятельности. **Результаты и обсуждение.** Моделирование проводилось в стационарном и нестационарном режиме и позволило определить влияние производительности насоса на температуру теплоносителя на выходе из рекуператора. Установлено что при расходе теплоносителя более 20 л/ч его температура не достигает необходимых значений несмотря на то, что газы, выходящие из рекуператора, имеют существенную остаточную температуру. Оценка эффективности рекуператора проводилась с помощью определения эксергетического КПД. Исходя из полученных данных, наиболее предпочтительными оказались значения производительности насоса, лежащие в диапазоне от 4 до 20 л/ч.

**Для цитирования:** Обоснование расходных характеристик рекуператора для тепловой подготовки агрегатов машин и оборудования / Р.В. Чернухин, А.А. Долгушин, Н.Г. Касимов, В.В. Иванцовский, Д.В. Лобанов, С.А. Васильев, Н.В. Мартюшев // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2020. – Т. 22, № 4. – С. 82–93. – DOI: 10.17212/1994-6309-2020-22.4-82-93.

#### \*Адрес для переписки

Чернухин Роман Владимирович, к.т.н.,  
 Новосибирский государственный технический университет,  
 пр. К. Маркса, 20,  
 630073, г. Новосибирск, Россия  
 Тел.: 8 (383) 346-17-97, e-mail: [chernuxin@corp.nstu.ru](mailto:chernuxin@corp.nstu.ru)

## Введение

Важной эксплуатационной характеристикой машин и оборудования является тепловой режим. От стабильности теплового режима зависит технологическая надежность машин и оборудования, в частности металлорежущих станков. Работа машин и оборудования, оснащенных гидравлическими системами и приводами, во многом зависит от температуры окружающей среды и ее стабильности. Кроме снижения эффективности неблагоприятные температурные условия могут приводить к интенсивным износам и снижению долговечности узлов и агрегатов машин и оборудования [1–6]. Это связано с изменениями вязкости рабочих жидкостей при изменении температуры окружающей среды. Несмотря на то что современные рабочие жидкости и смазочные материалы обеспечивают работоспособность машин и оборудования в широком диапазоне температур, эффективность работы оборудования при низких и высоких температурах не является одинаковой. Так, например, измерения температуры эксплуатационных жидкостей, которые проводились в агрегатах машин при отрицательных температурах, показали, что тепловой режим не является эффективным даже спустя несколько часов работы [7]. Температура масла не достигала тех значений, которые бы обеспечили минимальные потери на передачу крутящего момента в редукторах и передачах машины. Увеличение этих потерь приводит к увеличению затрат энергии и оказывает негативное влияние на долговечность работы механизмов привода. Рост числа отказов редукторов и передач при этом существенно снижает общую надежность машин, несмотря на то что доля отказов редукторов и приводов не всегда является главной причиной выхода из строя машин и оборудования. Так, доля отказов агрегатов трансмиссии автомобиля существенно ниже, чем, например, доля отказов двигателя [8].

Обеспечение теплового режима агрегатов машин и оборудования происходит в основном за счет саморазогрева рабочих жидкостей и смазочных материалов, однако этот процесс протекает крайне

медленно. Решением данной проблемы является дополнительный подвод тепла от сторонних источников энергии. В качестве такого источника можно применить теплообменные устройства.

Реализация этой идеи может осуществляться с помощью теплообменного устройства, которое представляет собой рекуператор типа «труба в трубе» (рис. 1). Внутри корпуса 1 установлены теплообменные трубки 2, по которым циркулирует теплоноситель. В корпусе имеется патрубок для подачи разогретых газов 3, патрубок отвода газов 4, патрубок для подачи 5 и отвода 6 теплоносителя. Система подачи газа и жидкости собрана по противоточной схеме, а дополнительные трубки в корпусе не препятствуют выпуску газов наружу.

Работа рекуператора осуществляется следующим образом. Разогретые газы направляются внутрь корпуса. Избыточное тепло газов передается трубкам, по которым циркулирует жидкость, причем циркуляция жидкости обеспечивается принудительно за счет отдельного насоса. Работа насоса, в свою очередь, обеспечивается от бортовой сети или другого источника. Избыточное давление теплоносителя компенсируется с помощью расширительного бака [9].

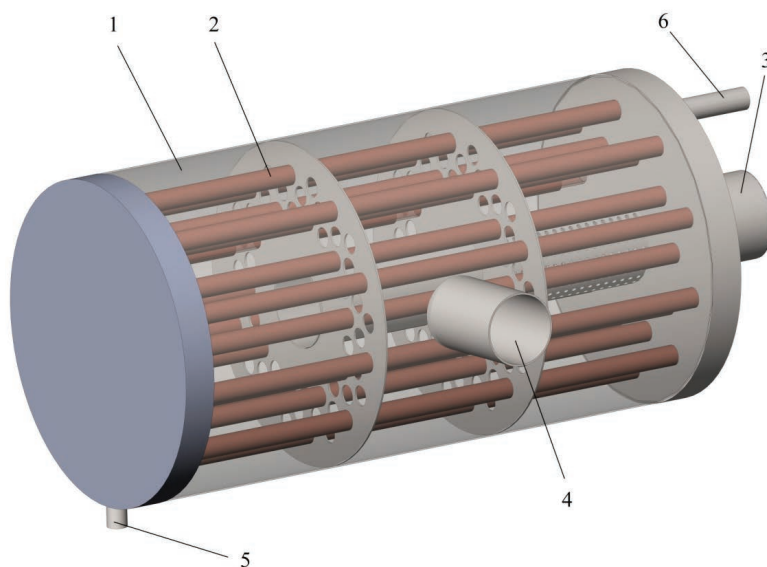


Рис. 1. Конструкция рекуператора:

1 – корпус; 2 – теплообменные трубки; 3 – впускная труба с перфорацией; 4 – выпускной патрубок; 5 – штуцер подачи теплоносителя; 6 – штуцер отвода теплоносителя

Fig. 1. The Recuperator design:

1 – housing; 2 – heat exchange tubes; 3 – perforated pipe; 4 – outlet pipe; 5 – coolant supply connector; 6 – coolant discharge connector

Эффективность рекуператора зависит от геометрических параметров его конструкции, а также от расходных характеристик подаваемых в него теплоносителя и газов. Для расчета конструктивных и расходных характеристик теплообменных устройств применяются аналитические методы, однако в последнее время одним из наиболее распространенных методов исследования стало имитационное моделирование [10].

Имитационное моделирование является мощным средством для исследования теплообменных устройств. Программный комплекс SolidWorks и его приложение Flow Simulation дает возможность при относительно небольших временных затратах проводить расчеты в стационарном и нестационарном режиме. Создаваемые модели позволяют визуально оценить тепловое поле рекуператора и при необходимости провести оптимизацию конструкции. Моделирование позволяет определить влияние расходных характеристик на температуру теплоносителя на выходе из рекуператора, что дает возможность выбрать предпочтительные значения производительности насоса.

**Целью данной работы является обоснование расходных характеристик питающего насоса рекуператора посредством создания компьютерной модели рекуператора и имитационного моделирования тепловых процессов.**

Для достижения поставленной цели необходимо:

- 1) построить твердотельную модель рекуператора;
- 2) определить исходные данные и граничные условия для моделирования тепловых процессов и провести его в стационарном и нестационарном режиме;
- 3) определить температуру теплоносителя при разных значениях расходных параметров насоса теплоносителя;
- 4) провести оценку эффективности работы рекуператора.

### Методика исследований

В качестве программной среды моделирования в данной работе был выбран SolidWorks Flow Simulation, широко применяемый для моделирования тепловых процессов [11–13]. В основе моделирования тепловых процессов, а

также течения жидкостей и газов лежат технологии вычислительной гидрогазодинамики (Computational Fluid Dynamics (CFD)), которые отражают функционирование реальных систем и процессов во времени [14]. Необходимо отметить, что данный математический аппарат применяется не только в SolidWorks Flow Simulation, но и в других средствах моделирования, где целью стоят расчеты теплопередачи, излучения и теплопроводности [15, 16], а приложение Flow Simulation также применяется и для решения других задач [17–20]. Основой для моделирования движения потока служит уравнение Навье – Стокса [21, 22]

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} = -(\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \vec{u} + \vec{F}, \quad (1)$$

где  $\nabla$  – оператор набла (векторный дифференциальный оператор, через который выражаются основные операции векторного анализа);  $t$  – время;  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости;  $\rho$  – плотность;  $p$  – давление;  $\vec{u} = (u^1, \dots, u^n)$  – векторное поле скорости;  $\vec{F}$  – векторное поле массовых сил.

Уравнение Навье – Стокса является интерпретацией законов сохранения массы, импульса и энергии для потока жидкости или газа. В SolidWorks Flow Simulation оно дополнено выражениями состояния жидкости, например эмпирическими зависимостями плотности, вязкости и теплопроводности от температуры, а также уравнениями геометрии потока.

Базовым уравнением для описания процесса теплоотдачи от газа или жидкости твердому телу является уравнение Ньютона – Рихмана

$$Q = \alpha S (T_s - T_f), \quad (2)$$

где  $Q$  – количество теплоты, которое отводится от поверхности нагреваемого или охлаждаемого тела, Вт;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/м<sup>2</sup> · К;  $S$  – площадь поверхности, м<sup>2</sup>;  $(T_s - T_f)$  – температурный напор, К.

Коэффициент теплоотдачи зависит от многих факторов: формы, размера тел, режимов движения жидкостей, их физических свойств, положения в пространстве, состояния поверхности. Величину  $\alpha$  при конвективном теплообмене определяют по формуле

$$\alpha = \frac{\overline{Nu}_A \cdot \lambda_A}{L_S}, \quad (3)$$

где  $Nu_A$  – показатель критерия Нуссельта для воздуха;  $\lambda_A$  – коэффициент теплопроводности окружающего воздуха, Вт/м · К;  $L_S$  – длина поверхности, обтекаемая воздухом, м.

Традиционно эффективность теплообменных аппаратов оценивается с помощью термодинамического КПД, однако при определенных значениях расходных характеристик протекающих через теплообменник сред величина КПД принимает значения больше единицы. Кроме того, термодинамический КПД не учитывает некоторые потери тепла при взаимодействии с внешней средой. Основой энергосбережения является эксергетический анализ [23, 24]. Он дает возможность наглядно выявлять уровень совершенства процессов и источники потерь [25]. В настоящей работе эффективность оценивалась с помощью эксергетического КПД, который определяется как отношение фактически совершенной работы к ее максимальному значению и является показателем, отражающим степень совершенства термодинамического процесса.

Эксергетический КПД определяется из выражения

$$\eta = E_{ex} / E_{en}, \quad (4)$$

где  $E_{ex}$  – поток эксергии на выходе из аппарата

$$E_{ex} = G_1 \cdot e_1'' + G_2 \cdot e_2''; \quad (5)$$

$E_{en}$  – поток эксергии на входе в аппарат

$$E_{en} = G_1 \cdot e_1' + G_2 \cdot e_2'; \quad (6)$$

$G_1$  и  $G_2$  – массовые расходы теплоносителей, кг/с;  $e_1''$ ,  $e_2''$ ,  $e_1'$  и  $e_2'$  – удельные термические эксергии компонентов на выходе и входе в теплообменник соответственно, Дж/кг.

Численные значения удельных термических эксергий компонентов газовой смеси определяют из выражения

$$e_i = c_{P_i} (T_i - T_0) - T_0 \times \\ \times (c_{P_i} \ln T_i / T_0 - R_i \ln P_i / P_0), \quad (7)$$

где  $c_{P_i}$  – средняя изобарная массовая теплоемкость компонента, Дж/кг · К;  $T_i$  и  $T_0$  – температура компонента и окружающей среды, К;  $P_i$  и  $P_0$  – парциальное давление компонента и окружающей среды, Па;  $R_i$  – характеристическая газовая постоянная компонента, Дж/кг · К;

Удельную термическую эксергию для капельных жидкостей определяют по уравнению

$$e_i = c_{P_i} (T_i - T_0) - T_0 [c_{P_i} \ln T_i / T_0 - \\ - \beta (P_i - P_0) / \rho_i], \quad (8)$$

где  $\beta$  – коэффициент объемного (термического) расширения,  $K^{-1}$ ;  $\rho_i$  – плотность теплоносителя,  $kg/m^3$ ;  $P_i - P_0 = \Delta P$  – перепад давления в теплообменном аппарате, Па.

Для построения модели в программном комплексе SolidWorks необходимы следующие исходные данные:

- геометрические размеры каждой детали, входящей в общую сборку рекуператора;
- материал, из которого изготовлена каждая отдельная деталь;
- температура газов на входе в рекуператор;
- температура теплоносителя на входе в рекуператор;
- скорость движения отработавших газов на входе;
- тип решаемой задачи (теплопроводность в твердых телах, радиационный теплообмен, нестационарность, гравитация, вращение, свободная поверхность);
- параметры текучих сред (наименование газа и жидкости, режим течения жидкости;
- материал стенок;
- температура внешней среды;
- коэффициент теплопроводности;
- шероховатость поверхностей;
- начальная температура твердых тел;
- атмосферное давление;
- объемный расход газа на выходе из рекуператора.

Средняя температура подаваемых газов была принята на уровне 373 К. Это значение достигается при частоте вращения коленчатого вала дизеля 1280...1700 об/мин. Начальная температура теплоносителя на входе в рекуператор при моделировании принималась равной 243 К. Такое же значение было принято для температуры окру-

жающей среды. В качестве теплоносителя при моделировании применялся 50%-ный раствор этиленгликоля с соответствующими характеристиками [26].

## Результаты и их обсуждение

### Моделирование в стационарном режиме

Стационарным режимом работы тепловых устройств считают такой режим, при котором температура в каждой точке остается неизменной и не зависит от времени. В данном режиме не учитывается, что тела имеют время нагрева и охлаждения. Несмотря на то что такой режим вряд ли можно назвать характерным для рассматриваемого рекуператора, посредством которого происходит нагрев теплоносителя, руководства по SolidWorks рекомендуют любое моделирование начинать именно со стационарного режима, а уже после, убедившись в адекватности полученных результатов, производить моделирование в режиме нестационарности. Кроме того, первоначальное моделирование в стационарном режиме позволяет быстро заметить и устранить ошибки, а также сокращает время расчета за счет меньшего потребления вычислительных ресурсов компьютера.

Внешний вид построенной модели приведен на рис. 2.

По полученным в процессе моделирования данным были построены необходимые зависимости, которые представлены на рис. 3.

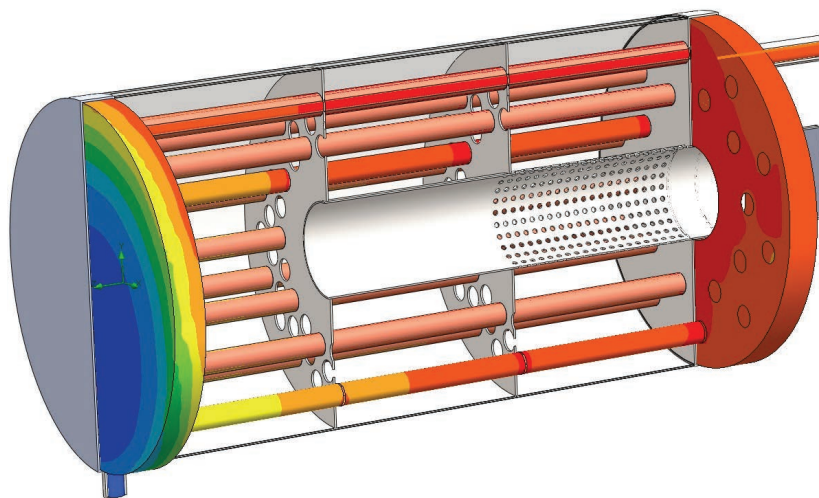


Рис. 2. Модель рекуператора в SolidWorks в разрезе

Fig. 2. The model of the recuperator

Анализ зависимостей показывает, что температура газов довольно высокая во всем рассматриваемом диапазоне и газы все еще имеют избыточную тепловую энергию. С увеличением подачи теплоносителя в рекуператор происходит плавное снижение его температуры в трубках рекуператора, поскольку увеличение скорости движения потока жидкости не позволяет ей принять тепловую энергию газов. При этом максимальная температура теплоносителя, равная 383 К, достигается при подаче теплоносителя 1 л/ч. На графике температуры теплоносителя на выходе из рекуператора отчетливо заметен участок, где имеется область максимальных значений, соответствующая диапазону от 4 до 10 л/ч. Падение температуры свыше значения производительности 10 л/ч связано с увеличением скорости движения жидкости, что соответствует кривой температуры теплоносителя в трубках рекуператора. Однако при значениях подачи менее 4 л/ч температура также падает, хотя температура теплоносителя внутри рекуператора максимальна. Этот эффект объясняется тем, что при малых подачах насоса нагретая в рекуператоре жидкость успевает охладиться, пока проходит через выходной патрубок.

### Моделирование в нестационарном режиме

Как было указано ранее, стационарный тепловой режим нехарактерен для работы рассматриваемых рекуператоров и нельзя не учитывать время на разогрев и остывание. Кроме того, время выхода рекуператора на постоянный режим является важной характеристикой, которую можно получить, только проводя моделирование в нестационарном режиме.

Расчет в нестационарном режиме проводился для следующего ряда производительностей насосов: 5, 10, 20, 50, 150, 250 л/ч. Физическое время моделирования принималось равным 3600 с. Графики выхода работы рекуператора на стационарный режим представлены на рис. 4.

Из графика видно, что время выхода в стационарный режим увеличивается при уменьшении значения производительности насоса. Вместе с

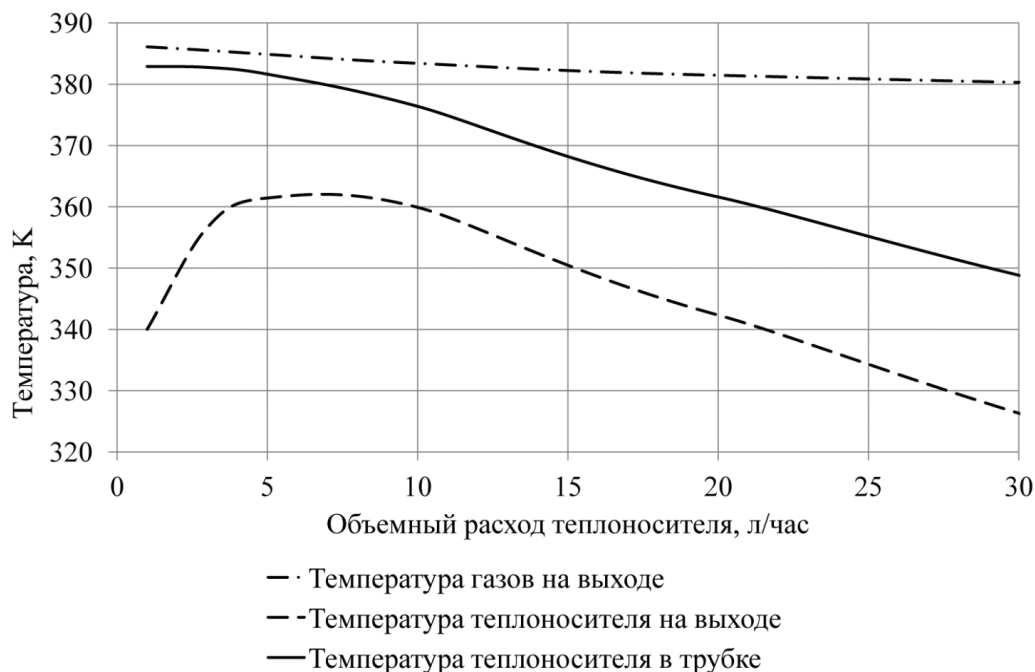


Рис. 3. График зависимости температуры теплоносителя от его расхода

Fig. 3. Diagram of coolant temperature versus coolant flow rate

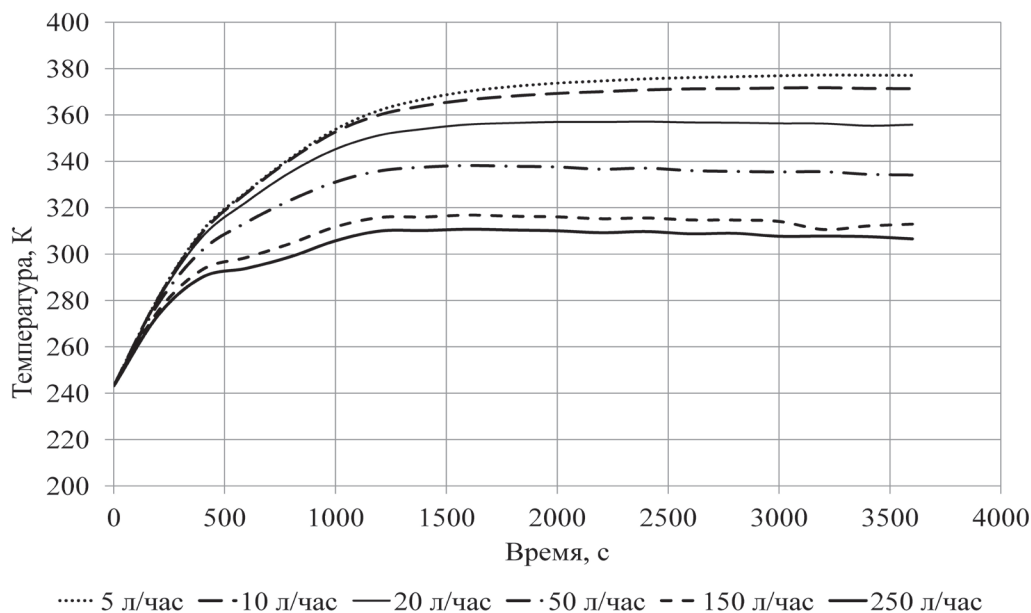


Рис. 4. Время выхода рекуператора в стационарный режим для разных значений производительностей насоса

Fig. 4. Time of recuperator setting to stationary mode for different pump performance values

этим при малых значениях производительности установившаяся температура достигает больших значений. Наиболее предпочтительным является то значение производительности насоса, при котором достигается минимально необходи-

мая температура теплоносителя. Таким образом, исходя из рис. 3, предпочтительной производительностью насоса будут значения менее 20 л/ч. При производительности 20 л/ч время выхода в стационарный режим составляет около 1500 с.

### Определение расходных характеристик насоса рекуператора

Определение КПД по приведенной выше методике позволяет построить график зависимости КПД от производительности насоса (рис. 5).

Анализ зависимости показывает, что максимальные значения КПД находятся на отрезке от 1 до 24 л/ч.

Хотя значения КПД на участке от 1 до 4 л/ч высоки, необходимо учесть, что малая скорость течения теплоносителя приводит к его локальному перегреву в трубках рекуператора и последующему охлаждению в отводном патрубке. Поэтому можно считать, что значения рациональных производительностей насоса должны быть более 4 л/ч. С другой стороны, при увеличении производительности свыше 20 л/ч происходит снижение эффективности рекуператора и падение температуры теплоносителя на выходе (см. рис. 3).

### Выводы

Созданная твердотельная компьютерная модель при заданных исходных данных и граничных условиях позволила провести моделирование рабочего процесса в рекуператоре.

При моделировании в стационарном режиме установлено, что температура газов на выходе из рекуператора представленной конструкции

является недопустимо высокой и в дальнейшем необходимо проводить оптимизацию конструктивных параметров.

Установлено, что при значениях подачи теплоносителя менее 4 л/ч происходит перегрев жидкости внутри рекуператора, однако в выходном патрубке рекуператора температура существенно ниже, что в первом уменьшает ресурс теплоносителя, а во втором – снижает эффективность работы рекуператора.

Моделирование в стационарном режиме позволило оценить время выхода рекуператора в установившийся режим работы, которое составило около 1500 с.

Оценка эффективности работы рекуператора с помощью определения эксергетического КПД позволила определить диапазон рациональных значений расходных характеристик рекуператора. Исходя из полученных данных, наиболее предпочтительные значения производительности насоса лежат в пределах от 4 до 20 л/ч.

### Список литературы

1. *Moriwaki T.* Multi-functional machine tool // *CIRP Annals – Manufacturing Technology.* – 2008. – Vol. 57, iss. 2. – P. 736–749. – DOI: 10.1016/j.cirp.2008.09.004.
2. *Integration of production steps on a single equipment / V. Skeebea, V. Pushnin, I. Erohin, D. Kornev // Materials and Manufacturing Processes.* – 2015. – Vol. 30, iss. 12. – P. 1408–1411. – DOI: 10.1080/10426914.2014.973595.

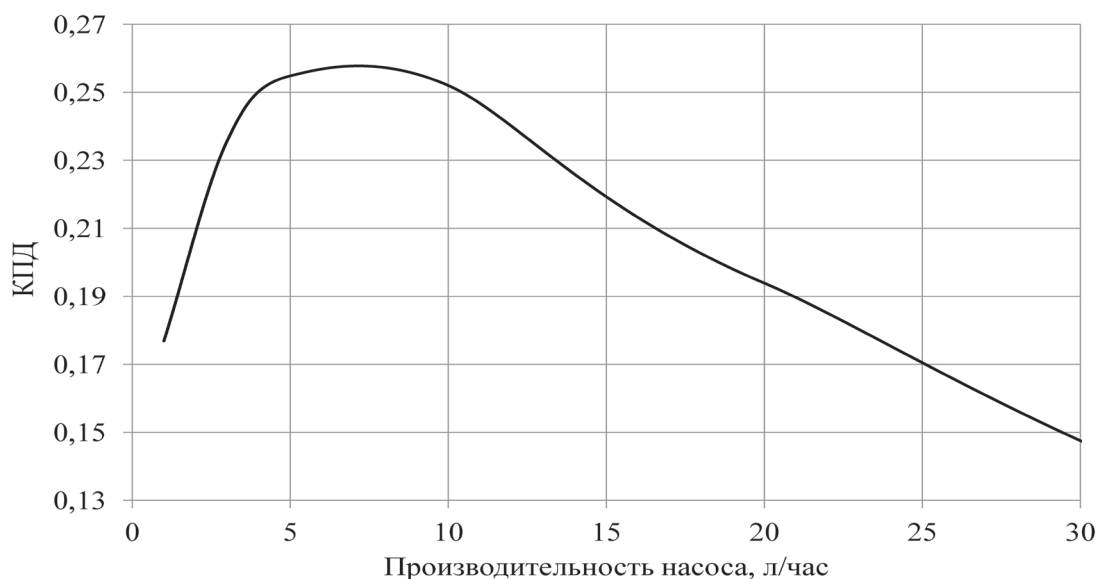


Рис. 5. Зависимость КПД рекуператора от производительности насоса

Fig. 5. Recuperator efficiency versus pump capacity

3. Yamazaki T. Development of a hybrid multi-tasking machine tool: integration of additive manufacturing technology with CNC machining // *Procedia CIRP*. – 2016. – Vol. 42. – P. 81–86. – DOI: 10.1016/j.procir.2016.02.193.

4. Скиба В.Ю. Гибридное технологическое оборудование: повышение эффективности ранних стадий проектирования комплексированных металлообрабатывающих станков // *Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты)*. – 2019. – Т. 21, № 2. – С. 62–83. – DOI: 10.17212/1994-6309-2019-21.2-62-83.

5. Анализ напряженно-деформированного состояния материала при высокоэнергетическом нагреве токами высокой частоты / В.Ю. Скиба, В.Н. Пушкин, И.А. Ерохин, Д.Ю. Корнев // *Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты)*. – 2014. – № 3 (64). – С. 90–102.

6. Иванцовский В.В., Скиба В.Ю., Пушкин В.Н. Методика назначения режимов обработки при совмещении операций абразивного шлифования и поверхностной закалки ТВЧ // *Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты)*. – 2011. – № 4. – С. 19–25.

7. Dolgushin A.A., Voronin D.M., Syrbakov A.P. Experiment of using thermal insulating materials for accumulation of heat in the transmission // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. – 2019. – Vol. 632, iss. 1. – P. 012014. – DOI: 10.1088/1757-899X/632/1/012014.

8. Chernukhin R.V. Reliability of the steering gear of truck vehicles // *Applied Mechanics and Materials*. – 2013. – Vol. 379. – P. 36–42. – DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.379.36.

9. Патент 2595205 Российская Федерация. Система подогрева агрегатов механической трансмиссии транспортного средства / Долгушин А.А., Курносов А.Ф., Вакуленко М.В. – № 2015120140; заявл. 27.05.2015; опубл. 20.08.2016.

10. Lane M.S., Mansour A.H., Harpell J.L. Operations research techniques: A longitudinal update 1973–1988 // *Interfaces*. – 1993. – Vol. 23, N 2. – P. 63–68. – DOI: 10.1287/inte.23.2.63.

11. Short simulation activity to improve the competences in the fluid-mechanical engineering classroom using solidworks flow simulation / M. Rodríguez-Martín, P. Rodríguez-González, A.S. Patrocínio, J.R.S. Martín // *Proceedings of the Seventh International Conference on Technological Ecosystems for Enhancing Multiculturality*. – León Spain, 2019. – P. 72–79. – DOI: 10.1145/3362789.3362809.

12. Bellos E., Tzivanidis C., Antonopoulos K.A. Thermal performance of a direct-flow coaxial evacuated tube with solidworks flow simulation // *6th International*

*Conference on Experiments/Process/System Modelling/Simulation/Optimization*. – Athens, Greece, 2015. – Vol. 2. – P. 505–513.

13. Nawaz H., Yuan Y.S. Thermal comfort analysis of a ship air-conditioning system using solidworks flow simulation // *Advanced Materials Research*. – 2013. – Vol. 773. – P. 883–888. – DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.773.883.

14. Law A.M., Kelton W.D. Simulation modeling and analysis. – 3rd ed. – New York: McGraw-Hill Education, 2000. – 784 p. – ISBN 978-007116537.

15. Peng Y. Research of thermal analysis collaboratively using ANSYS workbench and solidworks simulation // *Applied Mechanics and Materials*. – 2012. – Vol. 127. – P. 262–266. – DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.127.26.

16. STAR CCM+ CFD simulations of enhanced heat transfer in high-power density electronics using forced air heat exchanger and pumped fluid loop cold plate fabricated from high thermal conductivity materials / K.R. Anderson, M. Devost, W. Pakdee, N. Krishnamoorthy // *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*. – 2013. – Vol. 3, N 4. – DOI: 10.4236/jectc.2013.34016.

17. Internal air flow analysis of a bladeless micro aerial vehicle hemisphere body using computational fluid dynamic / M.N.K. Othman, R.M. Zuradzman, D. Hazry, W. Khairunizam, A.B. Shahrman, S. Yaacob, S.F. Ahmed, A.T. Hussain // *AIP Conference Proceedings*. – 2014. – Vol. 1635, N 1. – P. 182–186. – DOI: 10.1063/1.4903581.

18. Dzelzitis E., Sidenko N. Numerical simulation of heat exchange in discrete-rough channels at flow superimposed oscillations // *18th International Scientific Conference “Engineering for Rural Development”: Proceedings*. – Jelgava, Latvia, 2019. – Vol. 18. – P. 1155–1161. – DOI: 10.22616/ERDev2019.18.N203.

19. Design, simulation and optimization of a solar dish collector with spiral-coil thermal absorber / S.R. Pavlović, E.A. Bellos, V.P. Stefanović, C. Tzivanidis, Z.M. Stamenković // *Thermal Science*. – 2016. – Vol. 20, N 4. – P. 1387–1397. – DOI: 10.2298/TSCI160213104.

20. Simulation and validation of a two-phase pumped loop cooling system / T.C. Magee, K.M. Hines, M.A. Dumesh, A.D. Meekins, M.M. Bridges // *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. – 2019. – Vol. 59452. – P. V008T09A013. – DOI: 10.1115/IMECE2019-10272.

21. Ivanov A.V., Trebunskikh T.V., Platonovich V.V. Validation methodology for modern CAD-embedded CFD code: from fundamental tests to industrial benchmarks // *NAFEMS World Congress*. – Salzburg, Austria, 2013.



22. *Sobachkin A., Dumnov G.* Numerical basis of CAD-embedded CFD // NAFEMS World Congress. – Salzburg, Austria, 2013. – P. 9–12.

23. *Tsatsaronis G.* Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics // *Energy*. – 2007. – Vol. 32, N 4. – P. 249–253. – DOI: 10.1016/j.energy.2006.07.002.

24. *Szargut J., Morris D.R., Steward F.R.* Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes. – United States, 1987.

25. *Zakirov S.G., Karimov K.F.* Exergy analysis of refrigeration evaporators // International Refrigeration and Air Conditioning Conference. – Purdue, 2004. – P. 643. – URL: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/643> (accessed: 05.11.2020).

26. Ethylene glycol: properties, synthesis, and applications / H. Yue, Y. Zhao, X. Maa, J. Gong // *Chemical Society Reviews*. – 2012. – Vol. 41, iss. 11. – P. 4218–4244. – DOI: 10.1039/c2cs15359a.

## Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

© 2020 Авторы. Издательство Новосибирского государственного технического университета. Эта статья доступна по лицензии Creative Commons «Attribution» («Атрибуция») 4.0 Всемирная (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0>)



# Obrabotka metallov - Metal Working and Material Science

Journal homepage: [http://journals.nstu.ru/obrabotka\\_metallov](http://journals.nstu.ru/obrabotka_metallov)



## Justification of the Flow Characteristics of the Recuperator for the Thermal Preparation of Machinery and Equipment Units

Roman Chernukhin<sup>1, a, \*</sup>, Aleksey Dolgushin<sup>2, b</sup>, Nikolai Kasimov<sup>3, c</sup>, Vladimir Ivancivsky<sup>1, d</sup>,  
Dmitry Lobanov<sup>4, e</sup>, Sergey Vasiliev<sup>4, i</sup>, Nikita Martyushev<sup>5, g</sup>





<sup>1</sup> Novosibirsk State Technical University, 20 Prospekt K. Marksa, Novosibirsk, 630073, Russian Federation

<sup>2</sup> Novosibirsk State Agrarian University, 160 Dobrolyubov st., Novosibirsk, 630039, Russian Federation





<sup>3</sup> Izhevsk State Agricultural Academy, 11 Studencheskaya st., Izhevsk, 426069, Russian Federation



<sup>4</sup> I.N. Ulianov Chuvash State University, 15 Moskovsky Prospekt, Cheboksary, 428015, Russian Federation

<sup>5</sup> National Research Tomsk Polytechnic University, 30 Lenin Avenue, Tomsk, 634050, Russian Federation

<sup>a</sup>  <https://orcid.org/0000-0003-1324-0161>,  Chernuxin@corp.nstu.ru, <sup>b</sup>  <https://orcid.org/0000-0002-7506-6309>,  dolgushin078@mail.ru,

<sup>c</sup>  <https://orcid.org/0000-0001-9009-0836>,  nikolakas@list.ru, <sup>d</sup>  <https://orcid.org/0000-0001-9244-225X>,  ivancivskij@corp.nstu.ru,

<sup>e</sup>  <https://orcid.org/0000-0002-4273-5107>,  lobanovdv@list.ru, <sup>f</sup>  <https://orcid.org/0000-0003-3346-7347>,  vsa\_21@mail.ru,

<sup>g</sup>  <https://orcid.org/0000-0003-0620-9561>,  martjushev@tpu.ru

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received: 18 September 2020

Revised: 05 October 2020

Accepted: 07 November 2020

Available online: 15 December 2020

#### Keywords:

Simulation modeling

Recuperator

Thermal processes

Thermal preparation

#### Funding

This work was financially supported within the framework of the NSTU Research and Development Thematic Plan (project No. TP-PTM-1\_20 project).

#### Acknowledgements

The studies were performed at the Collective use center "Structure, mechanical and physical properties of materials" NSTU for help in conducting joint research work.

### ABSTRACT

**Introduction.** Machines and equipment in its composition may contain hydraulic systems to ensure the functioning of the main and auxiliary systems. It is known that a common disadvantage of hydraulic systems and drives is the dependence of the viscosity of the applied fluids on temperature. A noticeable part of technological machines and equipment is located in unheated or poorly heated industrial premises and a change in the viscosity of working fluids with a decrease in the ambient temperature can significantly affect the parameters of technological processes. An important factor in ensuring the stability of the technological processes parameters is the degree of preparation of machines and equipment for operation at low temperatures or in conditions of fluctuating temperature conditions. In this regard, the question arises of ensuring the required temperature of technical fluids before turning on machines and equipment, and maintaining the required thermal regime during the operation of its units and assemblies. One way to solve this problem is to use external heat sources. Various heat exchange devices can serve as such sources. In the heat exchange device, the heat carrier is heated, which is then fed into the heat exchange jacket of the machinery and equipment units. Both liquid and gaseous media are used to heat the coolant in the heat exchanger. In the latter case, the heat exchanger is called a *recuperator*. The efficiency of the recuperator is determined by its design and flow characteristics. There are methods for the analytical determination of both the design and flow characteristics of the recuperator, but these methods are quite laborious. The use of computer simulation of thermal processes makes it possible to successfully solve the calculation problem, and also significantly reduces the design time of heat exchangers. **The aim of the work** is to substantiate the flow characteristics of the recuperator for maintaining the thermal regime through computer simulation. **The research method** is computer simulation of thermal processes, which is implemented using the SolidWorks software package from Dassault Systems and its Flow Simulation application for simulating thermal processes in scientific research and engineering. **Results and discussion.** Simulation carried out in stationary and non-stationary modes made it possible to determine the effect of pump performance on the temperature of the coolant at the outlet of the recuperator. It is found that when the heat carrier flow rate is more than 20 l/h, its temperature does not reach the required values, despite the fact that the gases leaving the recuperator have a significant residual temperature. The efficiency of the recuperator is assessed by determining the exergy efficiency. Based on the data obtained, the most preferable are the pump productivity values lying in the range from 4 to 20 l/h.

**For citation:** Chernukhin R.V., Dolgushin A.A., Kasimov N.G., Ivancivsky V.V., Lobanov D.V., Vasiliev S.A., Martyushev N.V. Justification of the flow characteristics of the recuperator for the thermal preparation of machinery and equipment units. *Obrabotka metallov (tehnologiya, oborudovanie, instrumenty)* = *Metal Working and Material Science*, 2020, vol. 22, no. 4, pp. 82–93. DOI: 10.17212/1994-6309-2020-22.4-82-93. (In Russian).

#### \* Corresponding author

Roman V. Chernukhin, Ph.D. (Engineering), Associate Professor  
 Novosibirsk State Technical University,  
 20 Prospekt K. Marksa,  
 630073, Novosibirsk, Russian Federation  
**Tel.:** 8 (383) 346-17-97, **e-mail:** Chernuxin@corp.nstu.ru

## References

1. Moriwaki T. Multi-functional machine tool. *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, 2008, vol. 57, iss. 2, pp. 736–749. DOI: 10.1016/j.cirp.2008.09.004.
2. Skeebea V., Pushnin V., Erohin I., Kornev D. Integration of production steps on a single equipment. *Materials and Manufacturing Processes*, 2015, vol. 30, iss. 12, pp. 1408–1411. DOI: 10.1080/10426914.2014.973595.
3. Yamazaki T. Development of a hybrid multi-tasking machine tool: integration of additive manufacturing technology with CNC machining. *Procedia CIRP*, 2016, vol. 42, pp. 81–86. DOI: 10.1016/j.procir.2016.02.193.
4. Skeebea V.Yu. Gibridnoe tekhnologicheskoe oborudovanie: povyshenie effektivnosti rannikh stadii proektirovaniya kompleksirovannykh metallobrabatyvayushchikh stankov [Hybrid process equipment: improving the efficiency of the integrated metalworking machines initial designing]. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science*, 2019, vol. 21, no. 2, pp. 62–83. DOI: 10.17212/1994-6309-2019-21.2-62-83.
5. Skeebea V.Yu., Pushnin V.N., Erokhin I.A., Kornev D.Yu. Analiz napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya materiala pri vysokoenergeticheskom nagreve tokami vysokoi chastoty [Analysis of the stress-strain state of the material under high-energy heating by high frequency currents]. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science*, 2014, no. 3 (64), pp. 90–102.
6. Ivancivsky V.V., Skeebea V.Yu., Pushnin V.N. Metodika naznacheniya rezhimov obrabotki pri sovmeshchenii operatsii abrazivnogo shlifovaniya i poverkhnostnoi zakalki TVCh [Methods of appointment processing conditions when combining the operations of abrasive grinding and surface induction hardening]. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science*, 2011, no. 4, pp. 19–25.
7. Dolgushin A.A., Voronin D.M., Syrbakov A.P. Experiment of using thermal insulating materials for accumulation of heat in the transmission. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2019, vol. 632, iss. 1, pp. 012014. DOI: 10.1088/1757-899X/632/1/012014.
8. Chernukhin R.V. Reliability of the steering gear of truck vehicles. *Applied Mechanics and Materials*, 2013, vol. 379, pp. 36–42. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.379.36.
9. Dolgushin A.A., Kurnosov A.F., Vakulenko M.V. *Sistema podogreva agregatov mekhanicheskoi transmissii transportnogo sredstva* [Heating system for mechanical transmission units of a vehicle]. Patent RF, no. 2595205, 2016.
10. Lane M.S., Mansour A.H., Harpell J.L. Operations research techniques: A longitudinal update 1973–1988. *Interfaces*, 1993, vol. 23, no. 2, pp. 63–68. DOI: 10.1287/inte.23.2.63.
11. Rodríguez-Martín M., Rodríguez-González P., Patrocínio A.S., Martín J.R.S. Short simulation activity to improve the competences in the fluid-mechanical engineering classroom using solidworks flow simulation. *Proceedings of the Seventh International Conference on Technological Ecosystems for Enhancing Multiculturality*, León Spain, 2019, pp. 72–79. DOI: 10.1145/3362789.3362809.
12. Bellos E., Tzivanidis C., Antonopoulos K.A. Thermal performance of a direct-flow coaxial evacuated tube with solidworks flow simulation. *6th International Conference on Experiments/Process/System Modelling/Simulation/Optimization*, Athens, Greece, 2015, pp. 505–513.
13. Nawaz H., Yuan Y.S. Thermal comfort analysis of a ship air-conditioning system using solidworks flow simulation. *Advanced Materials Research*, 2013, vol. 773, pp. 883–888. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.773.883.
14. Law A.M., Kelton W.D. *Simulation modeling and analysis*. 3rd ed. New York, McGraw-Hill Education, 2000. 784 p. ISBN 978-0071165372.
15. Peng Y. Research of thermal analysis collaboratively using ANSYS workbench and solidworks simulation. *Applied Mechanics and Materials*, 2012, vol. 127, pp. 262–266. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.127.262.
16. Anderson K.R., Devost M., Pakdee W., Krishnamoorthy N. STAR CCM+ CFD simulations of enhanced heat transfer in high-power density electronics using forced air heat exchanger and pumped fluid loop cold plate fabricated from high thermal conductivity materials. *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*, 2013, vol. 3, no. 4. DOI: 10.4236/jectc.2013.34016.
17. Othman M.N.K., Zuradzman M.R., Hazry D., Khairunizam W., Shahrman A.B., Yaacob S., Ahmed S.F., Hussain A.T. Internal air flow analysis of a bladeless micro aerial vehicle hemisphere body using computational fluid dynamic. *AIP Conference Proceedings*, 2014, vol. 1635, no. 1, pp. 182–186. DOI: 10.1063/1.4903581.
18. Dzelzitis E., Sidenko N. Numerical simulation of heat exchange in discrete-rough channels at flow superimposed oscillations. *18th International Scientific Conference “Engineering for Rural Development”*: Proceedings, Jelgava, Latvia, 2019, vol. 18, pp. 1155–1161. DOI: 10.22616/ERDev2019.18.N203.

19. Pavlović S.R., Bellos E.A., Stefanović V.P., Tzivanidis C., Stamenković Z.M. Design, simulation and optimization of a solar dish collector with spiral-coil thermal absorber. *Thermal Science*, 2016, vol. 20, no. 4, pp. 1387–1397. DOI: 10.2298/TSCI160213104P.
20. Magee T.C., Hines K.M., Dumesh M.A., Meekins A.D., Bridges M.M. Simulation and validation of a two-phase pumped loop cooling system. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 2019, vol. 59452, p. V008T09A013. DOI: 10.1115/IMECE2019-10272.
21. Ivanov A.V., Trebunskikh T.V., Platonovich V.V. Validation methodology for modern CAD-embedded CFD code: from fundamental tests to industrial benchmarks. *NAFEMS World Congress*, Salzburg, Austria, 2013.
22. Sobachkin A., Dumnov G. Numerical basis of CAD-embedded CFD. *NAFEMS World Congress*, Salzburg, Austria, 2013, pp. 9–12.
23. Tsatsaronis G. Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics. *Energy*, 2007, vol. 32, no. 4, pp. 249–253. DOI: 10.1016/j.energy.2006.07.002.
24. Szargut J., Morris D.R., Steward F.R. *Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes*. United States, 1987.
25. Zakirov S.G., Karimov K.F. Exergy analysis of refrigeration evaporators. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue, 2004, p. 643. Available at: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/643> (accessed 05.11.2020).
26. Yue H., Zhao Y., Maa X., Gong J. Ethylene glycol: properties, synthesis, and applications. *Chemical Society Reviews*, 2012, vol. 41, iss. 11, pp. 4218–4244. DOI: 10.1039/c2cs15359a.

## Conflicts of Interest

The authors declare no conflict of interest.

© 2020 The Authors. Published by Novosibirsk State Technical University. This is an open access article under the CC BY license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0>).