

КОМП'ЮТЕРНО-ІНТЕГРОВАНЕ ПРОЕКТУ- ВАННЯ ТА КОМП'ЮТЕРНИЙ ДИЗАЙН

УДК 615.849.19

В. Б. МАКСИМЕНКО, В. В. ШЛЫКОВ, В. А. ДАНИЛОВА

МОДЕЛЬ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛООВОГО ПОТОКА В ТЕПЛООБМЕННИКЕ АППАРАТА ИСКУССТВЕННОГО КРОВООБРАЩЕНИЯ

Предложена 3D-модель распределения теплового потока в теплообменнике аппарата искусственного кровообращения, которая позволяет контролировать температуру крови на выходе теплообменника в условиях искусственного кровообращения. Геометрическая форма теплообменника в системе MSC Sinda представляет собой куб, который содержит греющий теплоноситель – воду и трубки с нагреваемым теплоносителем – кровью. Реализация модели распределения теплового потока в теплообменнике для аппарата искусственного кровообращения в системе MSC Sinda дает распределение температур на входе и выходе теплообменника.

Ключевые слова: модель, тепловой поток, теплообменник, распределение температуры, MSC Sinda.

Запропоновано 3D-модель розподілу теплового потоку в теплообміннику апарату штучного кровообігу, яка дозволяє контролювати температуру крові на виході теплообмінника в умовах штучного кровообігу. Геометрична форма теплообмінника в системі MSC Sinda є кубом, який містить гріючий теплоносій – воду і трубки з нагріваючим теплоносієм – кров'ю. Реалізація моделі розподілу теплового потоку в теплообміннику для апарату штучного кровообігу в системі MSC Sinda дає розподіл температур на вході і виході теплообмінника.

Ключові слова: модель, тепловий потік, теплообмінник, розподіл температури, MSC Sinda.

The 3D-model of the distribution of the heat flow for device of cardiopulmonary bypass, which allows you to control the blood temperature at the outlet of the heat exchanger for cardiopulmonary bypass are purposed. The geometric shape of the heat exchanger in the MSC Sinda system is a cube that contains a heating medium - water and heated coolant tube - blood. Implementation of the heat flow distribution in the heat exchanger model for cardiopulmonary bypass in the MSC Sinda system gives the temperature distribution at the inlet and outlet of the heat exchanger. In accordance with the physical and computational model for the once-through design of the heat exchanger in the process of warming the blood decreases the amount of heat that is given to water. This result is consistent with the heat balance equation in the absence of counter-movement of coolant - water and blood in a heat exchanger for the device of cardiopulmonary bypass.

Keywords: model, heat flow, heat exchanger, temperature distribution, MSC Sinda.

Введение. При отсутствии тепловых потерь уравнение теплового баланса для ТА имеет вид

$$Q = G_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') = G_2 c_{p2} (t_2'' - t_2'), \text{ Вт} \quad (1)$$

где G_1, c_{p1} и G_2, c_{p2} – массовые расходы и удельные теплоемкости греющего и нагреваемого теплоносителей; t_1', t_1'' и t_2', t_2'' – температуры греющего и нагреваемого теплоносителей на входе в ТА и на выходе из него (концевые температуры). Удельная теплоемкость c_p в общем случае зависит от температуры.

Для простых схем движения теплоносителей (прямоток, противоток) средний температурный капор определяется по формуле [1]:

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}}, \text{ К} \quad (2)$$

где для прямотока: $\Delta t' = t_1' - t_2'$; $\Delta t'' = t_1'' - t_2''$ для противотока: $\Delta t' = t_1' - t_2''$; $\Delta t'' = t_1'' - t_2'$

Один из важных параметров, характеризующий интенсивность переноса теплоты в ТА – число единиц переноса теплоты S . Чем больше значение S , тем больший тепловой поток имеет аппарат

$$S = \frac{kF}{W_{\min}}, \quad (3)$$

где k – средний для всей поверхности ТА коэффициент теплопередачи, Вт/(м²*К); F – площадь теплопередающей поверхности ТА, м², W_{\min} – наименьшее значение теплоемкостей массовых расходов теплоносителей [2].

Если принять, что коэффициент теплопередачи k слабо изменяется вдоль теплопередающей поверхности F , что в большинстве случаев является не очень грубым допущением, то уравнение теплопередачи имеет вид

$$Q = k \overline{\Delta t} F = S W \overline{\Delta t}, \text{ Вт} \quad (4)$$

где $W = Gc_p$ – полные теплоемкости массовых расходов теплоносителей, Вт/К.

Для концепции линейного изменения температуры теплоносителей вдоль поверхности ТА определяющую температуру рассчитывают как среднеарифметическую температуру на входе данного теплоносителя t_{1cp} в ТА и на выходе t_{2cp} из него:

$$t_{1cp} = \frac{t_1' + t_1''}{2}, \quad t_{2cp} = t_1cp - \overline{\Delta t}.$$

Коэффициенты теплоотдачи для греющего теплоносителя α_1 и нагреваемого теплоносителя α_2 в ТА должны согласовываться со средним температурным напором $\overline{\Delta t}$ и, соответственно, со средними температурами t_{1cp} и t_{2cp} :

$$t_{w1p} = t_1 - \frac{Q}{\alpha_1 F}; t_{w2p} = t_2 - \frac{Q}{\alpha_2 F}, \quad (5)$$

где t_{w1} , t_{w2} – температуры поверхностей теплопередающей стенки

Для цилиндрической стенки (трубы) в случае отнесения коэффициента теплопередачи к внутреннему диаметру трубы

$$t_{w1p} = t_1 - \frac{k_e \overline{\Delta t}}{\alpha_1}, t_{w2p} = t_2 + \frac{k_e \overline{\Delta t} d_e}{\alpha_2 d_n}, \quad (6)$$

где коэффициент теплопередачи k_e может быть отнесен к внутреннему (d_e), наружному (d_n) или среднему ($(d_e + d_n)/2$) диаметрам трубы:

Для цилиндрической теплопередающей стенки (трубы) коэффициент теплопередачи k_e :

$$k_e = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_e}{2\pi\lambda_w} \ln \frac{d_n}{d} + \frac{d_e}{\alpha_2 d}}, \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (7)$$

где λ_w и коэффициентом теплопроводности теплопередающей стенки.

В случаях, когда $d_n/d_e < 2$ коэффициент k может быть отнесен к единице поверхности, определяемой по среднему диаметру трубы:

$$F = F_{cp} = \pi \frac{d_n + d_e}{2} l.$$

При проектировании ТА необходимо совместно решать задачу теплообмена и гидравлического сопротивления и найти оптимальные характеристики [3]. Полный перепад давления, необходимый для движения теплоносителя через ТА с заданной скоростью, определяется формулой:

$$\Delta p = \Sigma \Delta p_T + \Sigma \Delta p_M + \Sigma \Delta p_y + \Sigma \Delta p_c \quad (8)$$

где $\Sigma \Delta p_T$ – сумма сопротивлений трения на всех участках поверхности теплообмена, $\Sigma \Delta p_M$ – сумма потерь давления в местных сопротивлениях (сужение и расширение канала, обтекание препятствия и т.д.), $\Sigma \Delta p_y$ – сумма потерь давления, обусловленных ускорением потока, $\Sigma \Delta p_c$ – суммарное сопротивление самотяги, возникающей при вынужденном движении теплоносителя на нисходящих и восходящих участках каналов.

При течении несжимаемой жидкости и безотрывном обтекании:

$$\Delta p_T = \xi \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2}, \quad (9)$$

где l – полная длина канала; d – диаметр труб или эквивалентный (гидравлический) диаметр канала; ξ –

коэффициент сопротивления трения; ρ и w – средние плотность и скорость.

Сумма потерь давления в местных сопротивлениях, обусловленных сужением и расширением канала, обтеканием препятствия и т.д., определяется [4]:

$$\Delta p_M = \zeta \frac{\rho w^2}{2}, \quad (10)$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления.

Сумма потерь давления, обусловленных ускорением потока, зависит от плотности и скорости теплоносителя:

$$\Delta p_y = \rho_2 w_2^2 - \rho_1 w_1^2 \quad (11)$$

где ρ_1 , w_1 и ρ_2 , w_2 – плотность и скорость теплоносителя на входе в канал и выходе из него.

Суммарное сопротивление самотяги зависит от плотности окружающей среды и теплоносителя:

$$\Delta p_c = \pm g(\rho_0 - \rho)h,$$

где g – ускорение силы тяжести; ρ_0 и ρ – средние плотности окружающей среды и теплоносителя (воды); h – расстояние по вертикали между входом и выходом теплоносителя.

Расчетная модель теплообменника. Направление относительного тока обменивающихся теплотой сред выбирают в зависимости от свойств, температуры и давления теплоносителей и от конструктивной схемы ТА [5]. Противоточное движение теплоносителей (без фазовых превращений) всегда должно быть наиболее желательным, так как при прочих равных условиях оно способствует повышению теплопроизводительности Q и уменьшению поверхности аппарата F .

В решении вопроса выбора тока теплоносителей относительно поверхности теплообмена при наружном омывании труб следует руководствоваться следующим правилом:

$Nu / Pr^{0.4} > 0.58$ – при продольном обтекании труб ТА,

$Nu / Pr^{0.4} < 0.58$ – при поперечном обтекании труб ТА,

где Nu – критерий Нуссельта, который характеризует подобие процессов теплопереноса тепла,

Pr – критерий Прандтля, который характеризует физико-химические свойства теплоносителя.

Для ламинарного режима движения теплоносителя:

$$Nu = (3.66^3 + 1.61^3 Re Pr \frac{d_e}{l})^{0.33} * \epsilon_T$$

где $R_e = \frac{4G}{\pi d_e \mu}$; $P_r = \frac{\mu C_p}{\lambda}$; ϵ_T – поправка на неизотермичность, l – толщина стенки трубы ТА,

где μ_{wg} – то же при температуре внутренней поверхности трубы t_{wg} , μ – динамический коэффициент вязкости при определяющей температуре теплоносителя t_{cp} .

Для жидкостей поправка на неизотермичность – $\epsilon_T = \left(\frac{\mu}{\mu_{wg}} \right)^{0.14}$.

Из уравнения неразрывности потока можно найти необходимое число труб в ТА:

$$n = \frac{z \cdot 4G_1}{\rho_1 \pi d_s^2 w_2}$$

где z - число ходов в трубах,

w_2 - среднерасходная скорость теплоносителя в межтрубном пространстве.

Коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя к нагреваемому теплоносителю:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_s}, \quad \alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_n}$$

где Nu_1 и Nu_2 - критерий Нуссельта для греющего и нагреваемого теплоносителя.

Соответственно, среднее давление в трубе:

$$P_2 = \frac{\rho_2}{R_2 T_{2cp}},$$

где ρ_2 - плотность нагреваемого теплоносителя.

Если перепад давления для проектируемого ТА задан и ограничен по величине, и если гидравлическое сопротивление по трактам греющего и нагреваемого теплоносителей превышают заданные, необходима корректировка геометрических и режимных характеристик ТА, а следовательно, и теплового и гидравлического расчетов, поскольку изменение размеров и скоростей повлечет изменение коэффициента теплопередачи и необходимой поверхности теплообмена [6].

Значение среднерасходной скорости теплоносителя в межтрубном пространстве, которая входит в уравнение теплопроводности находится из выражения:

$$w_2 = \frac{(\rho w)_l}{\rho_2},$$

где $(\rho w)_2 = \frac{G_2}{F_{cp}}$ - плотность массового потока нагреваемого теплоносителя.

Значения тепловой эффективности η могут быть определены по формулам:

$$\text{для прямотока } \eta = \frac{1 - \exp[-S(1 + \frac{W_1}{W_2})]}{1 + \frac{W_1}{W_2}}, \quad (12)$$

$$\text{для противотока } \eta = \frac{1 - \exp[-S(1 - \frac{W_1}{W_2})]}{1 - \frac{W_1}{W_2} \exp[-S(1 - \frac{W_1}{W_2})]}. \quad (13)$$

где $W_1 = G_1 c_{p1}$, $W_2 = G_2 c_{p2}$ - полные теплоемкости массовых расходов греющего и нагреваемого теплоносителей;

$$S = \frac{kF}{W_{\min}}$$

которое характеризует интенсивность переноса теплоты в теплообменнике.

Для теплообменников с фазовыми переходами теплоносителей ($W_{\min} / W_{\max} = 0$). Эффективность прямоточных теплообменников имеет вид, представленный на рис. 1.

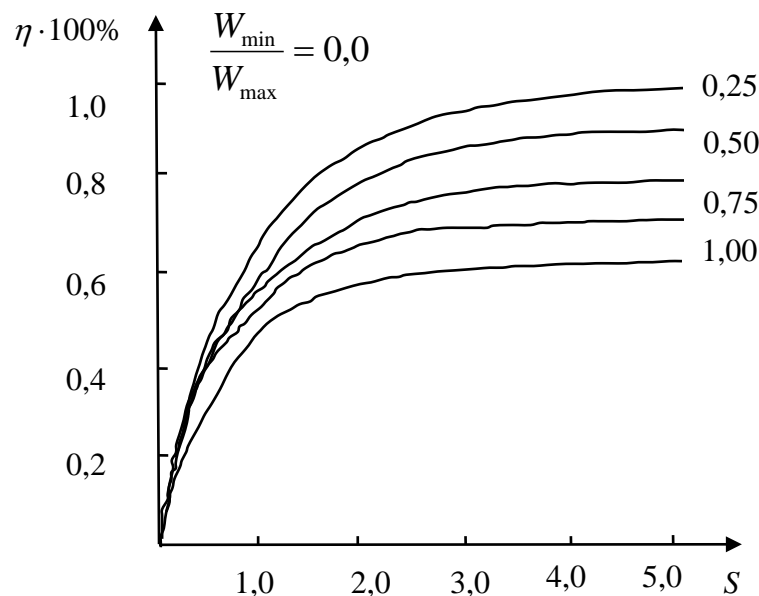


Рис. 1 - Эффективность прямоточно-противоточного теплообменника

Поскольку удельная теплоемкость крови близка к удельной теплоемкости насыщенной воды в теплообменнике, то эффективность теплообмена будет определяться массовым расходом воды и потоком крови через трубы теплообменника [7]. Эффектив-

ность прямоточного теплообменника для аппарата искусственного кровообращения должна составлять величину $\eta \approx 0,6 - 0,8$ при условии, что соотношение теплоемкостей $W_{\min} / W_{\max} = 0$.

Модель теплообменника в системі MSC Sinda

Геометрична форма теплообменника в системі MSC Sinda представляє собою куб, який містить гріючий теплоносітель – воду і трубки з нагріваемим теплоносітелем – кров'ю (рис. 2). Швидкість потоку гріючого теплоносія в теплообменнику становить 14 л/мін. В системі MSC Sinda так-

же задаються наступні параметри моделі [8]: масові витрати і удільні теплоємності гріючого і нагріваемого теплоносітелей, температури гріючого і нагріваемого теплоносітелей на вході і на виході з теплообменника, удільна теплоємність, умови теплового балансу на поверхностях трубок і куба.

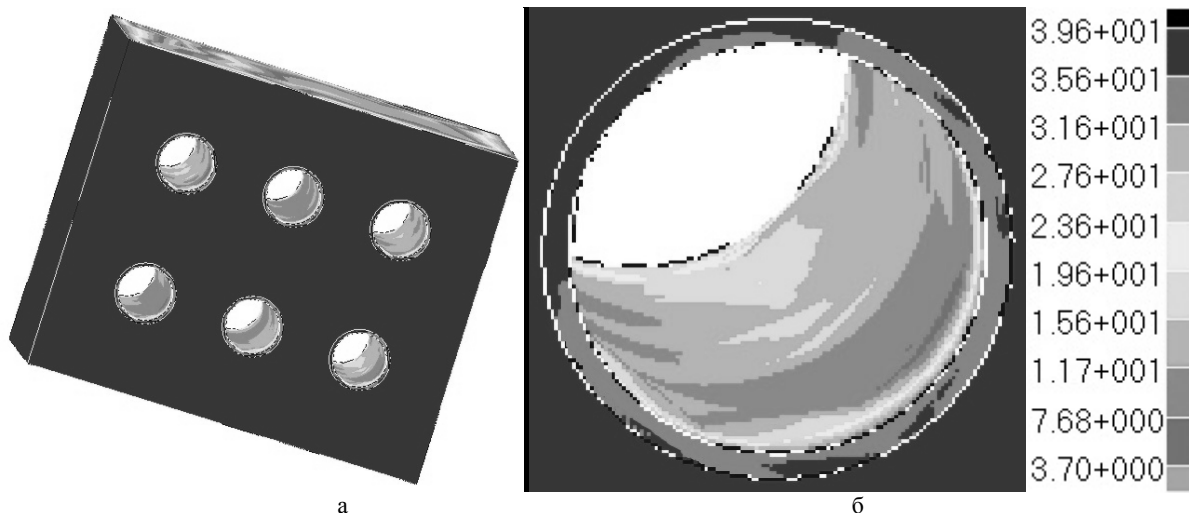


Рис. 2 – 3D-модель теплообменника в MSC Sinda: а – модель куба з трубками; б – розподілення температури в трубці

В представленій 3D-моделі реалізована проста схема руху теплоносітелей – протікання крові в 6 циліндричних трубках, які знаходяться всередині нагріваемого куба.

Реалізація моделі розподілення теплового потоку в теплообменнику для апарату штучного кровообігу в системі MSC Sinda дає розподілення температур на вході і виході теплообменника [9]. При установленні теплового балансу розподілення температур на декількох ділянках теплообміну між водою і кров'ю представлені на рис. 3.

Результати застосування моделі показують, що по мірі согревання нагріваемого теплоносія –

крові, в процесі гіпертермії відбувається поступове збільшення температури крові в трубках ТА від 5,5°С до 33,0°С. Розподілення температур на декількох ділянках теплообміну відповідає температурним профілям в вузлах теплової сітки (Node 11895, 11890, 11860, 11850, 11835, 11800).

При виконанні умови теплового балансу між гріючим і нагріваемим теплоносітелем здійснюється інтенсивний перенос теплоти від води до крові. Розподілення температур на вході і виході теплообменника, які відображають втрату тепла гріючим теплоносітелем представлені на рис. 4.

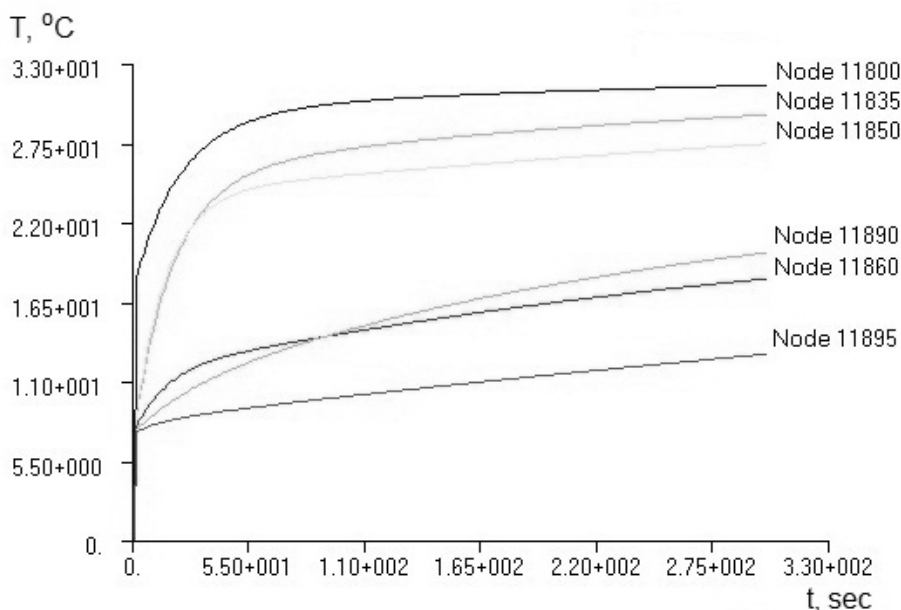


Рис. 3 – Розподілення температур на декількох ділянках теплообміну між водою і кров'ю в теплообменнику

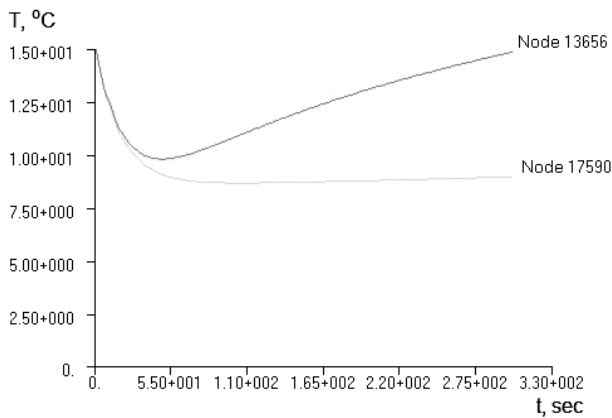


Рис. 4 – Распределения температур для греющего теплоносителя (воды) на входе и выходе теплообменника

Результаты моделирования показывают, что по мере переноса теплоты от воды к крови, в процессе согревания крови происходит постепенное увеличение температуры как нагреваемого теплоносителя (крови) в трубках ТА, так и греющего теплоносителя (воды) на выходе ТА от 10,5°C до 15,0°C. Распределения температур в кубе на нескольких участках теплоотдачи соответствует температурным профилям в узлах тепловой сетки (Node 17590 и 13656). Таким образом, в процессе согревания крови постепенно уменьшается количество теплоты, которое отдается водой.

Процесс теплоотдачи между водой и кровью в теплообменнике при условии отсутствия потерь на излучение тепла за пределы конструкции ТА описывается уравнением теплового баланса (1), а распределения температур при теплопередаче от греющего к нагреваемому теплоносителю имеет вид, который представлен на рис. 5.

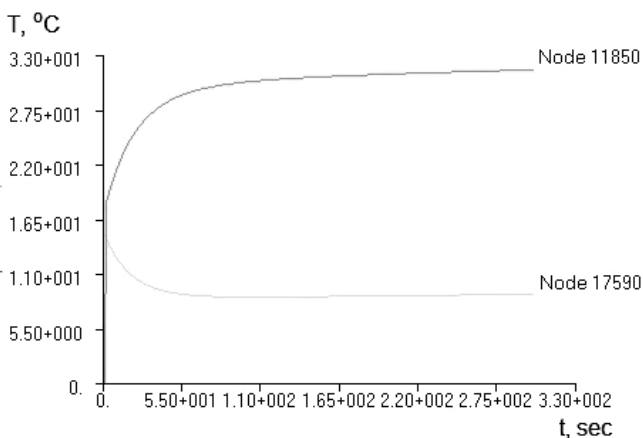


Рис. 5 – Распределения температур при теплопередаче от греющего теплоносителя (воды) к нагреваемому теплоносителю (кровь)

В соответствии с физической и расчетной моделью для прямоточной конструкции теплообменника в процессе согревания крови происходит уменьшение количества теплоты, которое отдается водой [10]. Этот результат хорошо согласуется с уравнением теплового баланса при отсутствии противоточного дви-

жения теплоносителей – воды и крови в теплообменнике аппарата искусственного кровообращения.

Выводы

Применение численного 3D-моделирования в системе MSC Sinda при анализе распределения теплового потока в теплообменнике для аппарата искусственного кровообращения позволяет контролировать температуру крови на выходе теплообменника путем изменения массовых расходов теплоносителей и управления скоростью потока греющего теплоносителя в теплообменнике. Использование расчетной модели теплообменника позволяет рассчитать эффективность прямоточного теплообменника для аппарата искусственного кровообращения.

Список літератури:

1. Бажан, П. И. Справочник по теплообменным аппаратам [Текст] / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. – Москва: Машиностроение, 1989. – 200 с.
2. Мартыненко, О. Г. Справочник по теплообменникам. Том 1 [Текст] / О. Г. Мартыненко. – Москва: Энергоатомиздат, 1987. – 560 с.
3. Дрейцер, Г. А. Компактные теплообменные аппараты [Текст]: учеб. пос. / Дрейцер Г. А. – Москва: МАИ, 1986. – 73 с.
4. Кейс, В. М. Компактные теплообменники [Текст] / В. М. Кейс, А. Л. Лондон. – Москва: Энергия, 1967. – 226 с.
5. Григорьев, В. А. Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники [Текст] / В. А. Григорьев, Ю. И. Крохин. – Москва: Энергоиздат, 1982. – 312 с.
6. Байгалиев, Б. Е. Теплообменные аппараты [Текст] / Б. Е. Байгалиев, А. В. Щелчков, А. Б. Яковлев, Ю. Ф. Гортышов. – Казань: Издательство Казанского государственного технического университета, 2012. – 180 с.
7. Howell, J. R. Thermal Radiation Heat Transfer 5th Edition [Text] / J. R. Howell, M. P. Menguc, R. Siegel. – CRC Press, 2011. – 647 p.
8. Мартыненко, О. Г. Справочник по теплообменникам. Том 2 [Текст] / О. Г. Мартыненко. – Москва: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.
9. Oppenheim, A. K. Radiation analysis by the network method [Text] / A. K. Oppenheim // Transaction of ASME. – 1956. – Vol. 4, № 4. – P. 725–736.
10. Moin, P. Fundamentals of Engineering Numerical Analysis [Text] / P. Moin. – Cambridge University Press, 2009. – 258. doi:[10.1017/cbo9780511781438](https://doi.org/10.1017/cbo9780511781438)

Bibliography (transliterated):

1. Bazhan, P. I., Kanevets, G. E., Seliverstov, V. M. (1989). Spravochnik po teploobmennym apparatam. Moscow: Mashinostroenie, 200.
2. Martynenko, O. G. (1987). Spravochnik po teploobmennikam. Tom 1. Moscow: Energoatomizdat, 560.
3. Drejcer, G. A. (1986). Kompaktnye teploobmennye apparaty. Moscow: MAI, 73.
4. Keis, V. M., London, A. L. (1967). Kompaktnye teploobmenniki. Moscow: Energiia, 226.
5. Grigor'ev, V. A., Krohin, Ju. I. (1982). Teplo- i massoobmennye apparaty kriogennoj tehniki. Moscow: Energoizdat, 312.
6. Baigaliev, B. E., Shchelchikov, A. V., Iakovlev, A. B., Gortyshov, Ju. F. (2012). Teploobmennye apparaty Kazan: Izdatel'stvo Kazanskogo gosudarstvennogo tehniceskogo universiteta, 180.
7. Howell, J. R., Menguc, M. P., Siegel, R. (2011). Thermal Radiation Heat Transfer 5th Edition, CRC Press, 647.
8. Martynenko, O. G. (1987). Spravochnik po teploobmennikam. Tom 2. Moscow: Energoatomizdat, 352.
9. Oppenheim, A. K. (1956). Radiation analysis by the network method. Transaction of ASME, 4 (4), 725–736.
10. Moin, P. (2009). Fundamentals of Engineering Numerical Analysis. Cambridge University Press, 258. doi:[10.1017/cbo9780511781438](https://doi.org/10.1017/cbo9780511781438)

Поступила (received) 18.02.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Модель розподілу теплового потоку в теплообміннику апарата штучного кровообігу/ В. Б. Максименко, В. В. Шликов, В. А. Данилова// Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Механіко-технологічні системи та комплекси. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 7(1179). – С.119–124. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2079-5459.

Модель распределения теплового потока в теплообменнике аппарата искусственного кровообращения/ В. В. Максименко, В. В. Шлыков, В. А. Данилова// Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Механіко-технологічні системи та комплекси. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 7(1179). – С. 119–124.– Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2079-5459.

The model of distribution heat flow in the heat exchanger for device of cardiopulmonary bypass/ V. B. Maksymenko, V. V. Shlykov, V. A. Danilova//Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Mechanical-technological systems and complexes. – Kharkov: NTU “KhPI”, 2016. – № 7 (1179).– P. 119–124. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2079-5459.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Максименко Віталій Борисович – доктор медичних наук, декан факультету біомедичної інженерії, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056; e-mail : maksymenko.vitaliy@gmail.com

Шликов Владислав Валентинович – кандидат технічних наук, доцент кафедри біомедичної інженерії ФБМІ, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056; e-mail: v.shlykov@kpi.ua.

Данилова Валентина Анатоліївна – асистент кафедри біомедичної інженерії ФБМІ, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056; e-mail: valnaa@ukr.net.

Максименко Віталій Борисович – доктор медицинских наук, декан факультета биомедицинской инженерии, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», пр. Победы, 37, г. Киев, Украина, 03056; e-mail: maksymenko.vitaliy@gmail.com.

Шлыков Владислав Валентинович – кандидат технических наук, доцент кафедры биомедицинской инженерии ФБМИ, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», проспект Победы, 37, г. Киев, Украина, 03056, e-mail: v.shlykov@kpi.ua.

Данилова Валентина Анатольевна – ассистент кафедры биомедицинской инженерии ФБМИ, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», проспект Победы, 37, г. Киев, Украина, 03056, e-mail: valnaa@ukr.net.

Maksymenko Vitaliy – MD Sciences, dean of the Department of Biomedical engineering, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Prospect Peremogy, 37, Kiev, Ukraine, e-mail: maksymenko.vitaliy@gmail.com.

Shlykov Vladyslav – PhD. tehn. Sciences, associate Professor of Biomedical Engineering, Department of BME, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Prospect Peremogy, 37, Kiev, Ukraine, e-mail: v.shlykov@kpi.ua.

Danilova Valentyna – the assistant of Biomedical engineering, Department of BME, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Prospect Peremogy, 37, Kiev, Ukraine, e-mail: valnaa@ukr.net.