

УДК 621.431.7

К ВОПРОСУ РАСЧЕТА ПОВЕРХНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ МНОГОРЯДНЫХ РАДИАТОРОВ ТРАКТОРОВ «БЕЛАРУС»

А. И. ЯКУБОВИЧ, В. Е. ТАРАСЕНКО

*Учреждение образования «Белорусский государственный
аграрный технический университет», г. Минск*

Введение

Расчет системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания включает несколько этапов. Конечной целью расчета является определение общей поверхности охлаждения теплообменного аппарата (радиатора) и формирование на ее основе конструкции радиатора, обеспечивающей эффективность отвода от двигателя теплоты при наименьших энергозатратах.

Конструктор может вести разработку радиатора несколькими способами, например, с помощью имеющегося прототипа, изменяя его геометрические параметры в зависимости от мощности двигателя и компоновочных особенностей трактора. Второй способ – это расчет параметров радиатора, используя математическую модель. Наиболее важным требованием при этом является создание конструкции радиатора, которая способна обеспечить отвод тепла от охлаждающей жидкости на всех режимах работы двигателя, включая режимы перегрузки. По этой причине второй способ является более приемлемым, он позволяет экономить материалы, обеспечивая заранее заданный запас по тепловой эффективности.

На основании полученного значения общей поверхности охлаждения формируется (проектируется) конструкция радиатора. При этом определяются его конструктивные параметры – расположение охлаждающих трубок, шаг охлаждающих пластин и др. После принятия решения о конструкции радиатора выполняется проверочный расчет поверхности охлаждения и его оценочных параметров.

Постановка задачи

Компоновка радиаторов в моторном отделении на современных тракторах такова, что в радиаторном отсеке присутствуют как радиаторы охлаждения жидкости и масла двигателя, так и радиаторы охлаждения нагнетаемого воздуха, масла трансмиссии, радиатор кондиционера и другие узлы, не относящиеся к системе охлаждения. Полное капотирование моторного отделения, отсутствие направляющих элементов, способствующих рациональному распределению воздушных масс, просасываемых через радиаторы, приводят к неравномерности теплоотдачи по глубине радиатора, имеющего четыре ряда трубок и более. Теплоотдача передних рядов трубок сердцевины радиатора несколько больше теплоотдачи последующих.

Известные методы расчета радиаторов [1]–[4] не учитывают изменение теплоотдачи радиаторов по глубине. Полученные значения охлаждающей поверхности радиатора ниже требуемой. Это вынуждает конструкторов повышать производительность вентиляторов, что приводит к значительному росту энергозатрат на функционирование системы охлаждения [6]. В этой связи расчет поверхности охлаждения является определяющим при проектировании системы охлаждения трактора.

Определение поверхности охлаждения радиатора

Приблизиться к значению расчетных поверхностей охлаждения радиаторов, соответствующих реальным условиям моторного отделения сельскохозяйственного трактора, позволяют теоретические положения теплопередачи, предложенные О. Кришером [5].

Используя некоторые положения этой работы [5], проведем расчет поверхности охлаждения радиатора, применяя при этом лишь намеченные компоновочные параметры радиатора.

При проведении расчетов многорядного радиатора определим пористость пучка охлаждающих трубок. При коридорном расположении трубок радиатора (рис. 1) и относительном продольном шаге трубок $c > 1$ пористость трубного пучка предлагается рассчитывать по формуле [5]:

$$\psi_k = 1 - \frac{\pi}{4c}, \quad (1)$$

где c – относительный продольный шаг трубок, $c = \frac{S_q}{D}$.

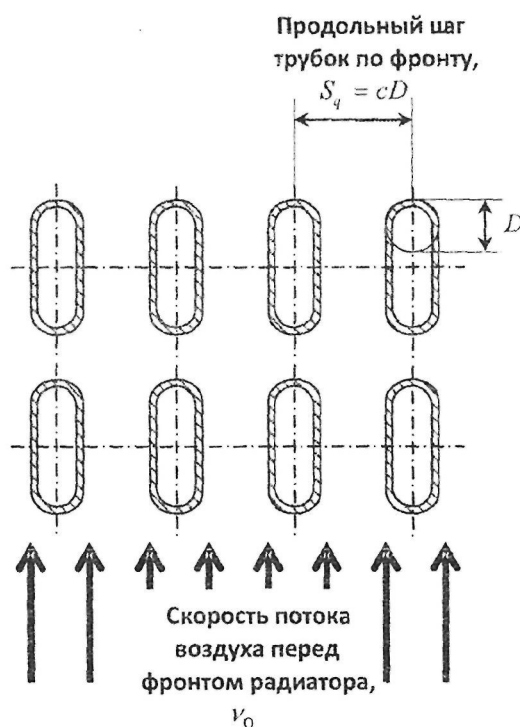


Рис. 1. Расчетная схема сердцевины радиатора системы охлаждения при коридорном расположении трубок

Учитывая, что $c = \frac{S_q}{2R}$ (S_q – шаг трубок по фронту; R – радиус закругления трубки), получаем следующее выражение:

$$\psi_k = 1 - \frac{\pi}{4S_q} = 1 - \frac{\pi R}{2S_q}.$$

При шахматном расположении трубок сердцевины радиатора (рис. 2), когда относительный поперечный шаг $b < 1$, формула пористости трубного пучка будет иметь вид:

$$\psi_{ш} = 1 - \frac{\pi}{4cb},$$

где b – относительный поперечный шаг трубок по глубине сердцевины радиатора,

$$b = \frac{S_l}{D}.$$

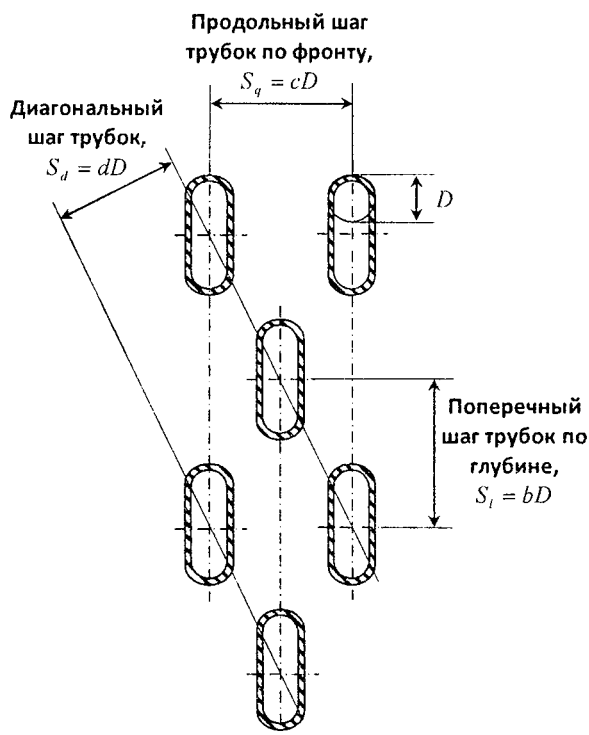


Рис. 2. Расчетная схема сердцевины радиатора системы охлаждения при шахматном расположении трубок

Учитывая, что $b = \frac{S_l}{2R}$ (S_l – шаг трубок по глубине сердцевины), получаем следующее выражение:

$$\psi_{ш} = 1 - \frac{\pi}{4 \frac{S_q}{2R} \frac{S_l}{2R}} = 1 - \frac{\pi R^2}{S_q S_l}.$$

В случае, когда трубки расположены в сердцевине радиатора шахматным порядком с узким сечением по диагонали $d < c$, пористость пучка трубок следует рассчитывать по формуле

$$\psi_{ш} = 1 - \frac{\pi}{4d},$$

где d – относительный диагональный шаг трубок радиатора, $d = \frac{S_d}{D}$.

С учетом того, что $d = \frac{S_d}{2R}$ (S_d – шаг трубок по диагонали), получим следующее выражение:

$$\Psi_{ш} = 1 - \frac{\pi}{\frac{4S_d}{2R}} = 1 - \frac{\pi R}{2S_d}.$$

Параметром, комплексно учитывающим траекторию движения воздушных масс в сердцевине радиатора по глубине, будем считать длину обтекания L' . Длину обтекания радиаторных трубок сердцевины, оребренных пластинами охлаждения (лентами), рассчитаем по следующей формуле [5]:

$$L' = \frac{\pi}{2} \sqrt{(2R)^2 + (0,565L_1 \sqrt{\frac{L_1}{L_2}} - R)^2},$$

где L_1 – фронтальная ширина пластины охлаждения; L_2 – длина пластины.

Обозначив $(0,565L_1 \sqrt{\frac{L_1}{L_2}} - R)^2 = h$, формула примет вид:

$$L' = \frac{\pi}{2} \sqrt{(2R)^2 + h^2}. \quad (2)$$

По значению скорости потока воздуха перед фронтом радиатора определим среднюю эффективную скорость потока воздуха

$$v_w = \frac{v_o}{\Psi}, \quad (3)$$

где v_o – скорость потока воздуха перед фронтом радиатора, м/с.

Расположение охлаждающих трубок в несколько рядов влечет за собой неравномерность теплоотдачи по глубине радиатора. Полный тепловой поток, переданный поверхностью радиатора, состоящей из n -рядов трубок, будет складываться из доли теплоты, переданной в первом ряду и в последнем по глубине ряду трубок, т. е.

$$Q_1 = \alpha_1 F (t_F - t_{w1(i)}) = W \rho_w c_{pw} (t_{w1(ii)} - t_{w1(i)}),$$

а также из части тепла, переданной в $(n - 1)$ внутренних рядах

$$Q_j = (n - 1) \alpha_{\text{общ}} F (t_F - t_{w1(ii)}) = \sum_2^n \alpha_j F (t_F - t_{w1(j)}),$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи для отдельного ряда, отнесенный к разности температур на входе, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$; F – площадь рабочей поверхности одного ряда трубок, м^2 ; t_F – температура поверхности сердцевины радиатора, $^\circ\text{C}$; $t_{w1(i)}$ – температура воздушного теплоносителя на входе в сердцевину радиатора, $^\circ\text{C}$; W – расход воздушного теплоносителя, перемещаемый крыльчаткой вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$; ρ_w – плотность воздушного теплоносителя, $\text{кг}/\text{м}^3$; c_{pw} – теплоемкость воздушного теплоносителя,

кДж/кг · °С; $t_{W1(II)}$ – температура воздушного теплоносителя на входе во второй ряд трубок сердцевины радиатора, °С; $\alpha_{общ}$ – коэффициент теплоотдачи для всей сердцевины, отнесенный к разности температур на входе во второй ряд, Вт/м² · °С; α_j – коэффициент теплоотдачи для любого ряда внутри сердцевины, отнесенный к разности температур на входе в этот ряд, Вт/м² · °С; $t_{W1(n)}$ – температура воздушного теплоносителя на входе в n -й ряд сердцевины радиатора, °С.

Учитывая, что коэффициенты теплоотдачи α_j , отнесенные к разности температур на входе в соответствующий ряд, будут равны между собой, то представляется возможным представить выражение для определения безразмерного коэффициента теплоотдачи $Nu_{D_{общ}}$ для ряда трубок внутри сердцевины [5]:

$$Nu_{D_{общ}} = \frac{1}{n-1} 0,25 Pe_{D_{экр}} \frac{D_{экр}}{L'} \left\{ 1 - \left[1 - \frac{Nu_{D_{экр}}}{0,25 Pe_{D_{экр}} \frac{D_{экр}}{L'}} \right]^{n-1} \right\}, \quad (4)$$

где $Pe_{D_{экр}}$ – число Пекле, расчет которого ведется по формуле $Pe_{D_{экр}} = \frac{v_W D_{экр}}{a}$; $D_{экр}$ – эквивалентный диаметр, м.

При коридорном расположении трубок радиатора и относительном продольном шаге трубок $c > 1$, $D_{экр.к} = \frac{4c}{\pi} (1 - \frac{\pi}{4c}) L'$; при шахматном расположении трубок сердцевины радиатора, когда относительный поперечный шаг $b < 1$, эквивалентный диаметр рассчитывается по формуле $D_{экр.ш} = \frac{4c}{\pi} (1 - \frac{\pi}{4cb}) L'$. В случае шахматного расположения трубок сердцевины радиатора с узким сечением по диагонали ($d < c$), $D_{экр.ш} = \frac{4d}{\pi} (1 - \frac{\pi}{4cd}) L'$; a – коэффициент температуропроводности, м²/с; n – количество трубных рядов по глубине.

При проведении расчетов по определению теплоотдающей способности радиатора с помощью безразмерного коэффициента теплоотдачи $Nu_{D_{общ}}$ справедливо выражение, предложенное В. Нуссельтом:

$$Nu_{D_{общ}} = \frac{\alpha_{общ} D_{экр}}{\lambda},$$

где λ – коэффициент теплопроводности, Вт/м · °С.

Выражение коэффициента $Nu_{D_{общ}}$ для всех рядов трубок сердцевины радиатора по глубине представляется зависимостью

$$Nu_{D_{общ}} = \frac{1}{n} 0,25 Pe_{D_{экр}} \frac{D_{экр}}{L'} \left\{ 1 - \left[1 - \frac{Nu_{D_{экр}}}{0,25 Pe_{D_{экр}} \frac{D_{экр}}{L'}} \right]^n \right\}. \quad (5)$$

В данном выражении $Nu_{D_{\text{экв}}}$ представляет собой безразмерный коэффициент теплоотдачи для любого внутреннего ряда трубок сердцевины радиатора, который определяется по рабочей диаграмме № 1 [5] на основании соотношения $\frac{D_{\text{экв}}}{L'}$, а также

$$Re_{D_{\text{экв}}} \frac{D_{\text{экв}}}{L'}$$

Определение безразмерного коэффициента теплоотдачи $Nu_{D_{\text{общ}}}$, а далее и коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{общ}}$ дает возможность расчета теплоотдачи поверхности радиатора, для чего используем формулу

$$\Delta Q_p = \alpha_{\text{общ}} F_{\text{рад}} (t_F - t_{W_{\text{cp}}}), \quad (6)$$

где $F_{\text{рад}}$ – поверхность охлаждения радиатора, м²; $t_{W_{\text{cp}}}$ – средняя температура воздушного теплоносителя, циркулирующего через сердцевину радиатора, °С.

Тогда требуемая поверхность охлаждения радиатора

$$F_{\text{рад}} = \frac{\Delta Q_p}{\alpha_{\text{общ}} (t_F - t_{W_{\text{cp}}})}. \quad (7)$$

Суммарная площадь охлаждения радиатора состоит из поверхности охлаждающих трубок и поверхности охлаждающих пластин

$$F_{\text{охл}} = F_v + F_w.$$

Распределение площади рассчитываем по эмпирическим зависимостям:

– охлаждающая поверхность пластин

$$F_w = F_{\text{охл}} e^{-\frac{1}{3}}; \quad (8)$$

– охлаждающая поверхность трубок

$$F_v = F_{\text{охл}} (1 - e^{-\frac{1}{3}}). \quad (9)$$

Определение требуемой поверхности охлаждения радиаторов некоторых моделей типоразмерного ряда тракторов «БЕЛАРУС»

Проведем расчет требуемых поверхностей охлаждения радиаторов таких тракторов, как «БЕЛАРУС-1221» с дизелем Д-260.2, «БЕЛАРУС-1523» с дизелем Д-260.1, «БЕЛАРУС-2022» с дизелем Д-260.4 и «БЕЛАРУС-2522» с дизелем Detroit S40E, используя при этом лишь некоторые намеченные конструктивные размеры сердцевин радиаторов рассматриваемых тракторов «БЕЛАРУС» (табл. 1).

Таблица 1

Некоторые параметры сердцевин радиаторов тракторов «БЕЛАРУС»

Конструктивный размер сердцевин радиатора, м	Тракторы «БЕЛАРУС» типоразмерного ряда			
	БЕЛАРУС-1221	БЕЛАРУС-1523	БЕЛАРУС-2022	БЕЛАРУС-3022
	Дизели типоразмерного ряда тракторов «БЕЛАРУС»			
	Д-260.2	Д-260.1	Д-260.4	Detroit S40E
S_q	0,01	0,01	0,01	0,01
R	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015
L_1	0,007	0,007	0,007	0,007
L_2	0,092	0,116	0,116	0,138
Температура поверхности сердцевин радиатора $t_F, ^\circ\text{C}$	62	67	65	69
Средняя температура воздушного теплоносителя, циркулирующего через сердцевину радиатора $t_{w_{cp}}, ^\circ\text{C}$	50	57	56	61
Скорость потока воздуха перед фронтом радиатора $v_o, \text{м/с}$	10,3	14,2	16,0	18,3
Количество трубных рядов по глубине n	4	5	5	6

Отметим, что шаг трубок по фронту S_q для всех сердцевин радиаторов типоразмерного ряда тракторов «БЕЛАРУС» равен 0,01 м; шаг трубок по глубине сердцевин S_l равен 0,023 м. Радиус закругления трубки равен 0,0015 м. При коридорном и шахматном расположении трубок в сердцевине радиатора, так как $c = 3,33 > 1$ и $b = 7,67 > 1$, получаем следующее значение пористости пучка охлаждающих трубок:

$$\psi_{к(м)} = 1 - \frac{3,14 \cdot 0,0015}{2 \cdot 0,01} = 0,7645.$$

Дальнейшие результаты расчета сводим в табл. 2.

Таблица 2

Расчетные значения параметров

Расчетный параметр	Тракторы «БЕЛАРУС» типоразмерного ряда			
	БЕЛАРУС-1221	БЕЛАРУС-1523	БЕЛАРУС-2022	БЕЛАРУС-3022
h	$1,673 \cdot 10^{-7}$	$2,793 \cdot 10^{-7}$	$2,793 \cdot 10^{-7}$	$3,712 \cdot 10^{-7}$
$L', \text{м}$	0,00471	0,00471	0,00471	0,00471
$v_w, \text{м/с}$	13,473	18,574	20,929	23,937

Расчетный параметр	Тракторы «БЕЛАРУС» типоразмерного ряда			
	БЕЛАРУС-1221	БЕЛАРУС-1523	БЕЛАРУС-2022	БЕЛАРУС-3022
$D_{\text{ЭКВ}}, \text{ м}$	0,0153	0,0153	0,0153	0,0153
$Re_{D_{\text{ЭКВ}}}$	7921,84	10921,4	12305,8	14074,7
$Re_{D_{\text{ЭКВ}}} \frac{D_{\text{ЭКВ}}}{L'}$	25699,5	35430,4	39921,5	45660,3
$Nu_{D_{\text{ЭКВ}}}$	120	150	165	175
$Nu_{D_{\text{общ}}}$	116,68	145,0	159,63	168,43
$\alpha_{\text{общ}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}$	222,86	276,97	304,91	321,71

Приняв, что количество теплоты, подводимое охлаждающей жидкостью к поверхностям сердцевины радиатора, равно теплоте, отводимой от радиатора потоком воздушного теплоносителя, проведем расчет требуемых поверхностей охлаждения радиаторов рассматриваемых тракторов.

Для определения количества теплоты, подводимой охлаждающей жидкостью к поверхностям сердцевины радиатора, воспользуемся данными теплового баланса. Распределение теплоты по составляющим теплового баланса дизелей тракторов «БЕЛАРУС», полученное по результатам экспериментальных исследований в УП «ММЗ», приведено в табл. 3. Так как данные по тепловому балансу для дизеля Detroit S40E отсутствуют, условимся считать их равными тепловыделению дизеля Д-260.16.

Таблица 3

Составляющие теплового баланса

Количество теплоты, воспринятое охлаждающей жидкостью в единицу времени, Вт	Модель дизеля			
	Д-260.2С2	Д-260.1С2	Д-260.4С2	Д-260.16
Q	44000,0	54267,2	67916,1	86272,0

Используя данные табл. 2 и 3, по формуле (7) определяем требуемые поверхности охлаждения радиаторов типоразмерного ряда тракторов «БЕЛАРУС»:

$$\text{– радиатора «БЕЛАРУС-1221» } F_{\text{рад}} = \frac{44000,0}{222,86 (62 - 50)} = 16,5 \text{ м}^2;$$

$$\text{– радиатора «БЕЛАРУС-1523» } F_{\text{рад}} = \frac{54267,2}{276,97 (67 - 57)} = 19,6 \text{ м}^2;$$

$$\text{– радиатора «БЕЛАРУС-2022» } F_{\text{рад}} = \frac{67916,1}{304,91 (65 - 56)} = 24,7 \text{ м}^2;$$

$$\text{– радиатора «БЕЛАРУС-3022» } F_{\text{рад}} = \frac{86272,0}{321,71 (69 - 61)} = 33,5 \text{ м}^2.$$

На основании представленных выше теоретических положений проведем расчет теплоотдачи каждого ряда трубок, например, сердцевины радиатора трактора «БЕЛАРУС-1523». Для этого определяем безразмерные коэффициенты теплоотдачи первого, пятого и внутренних рядов трубок соответственно:

$$Nu_{D(I)} = 0,25 \cdot 35430,4 \left\{ 1 - \left[1 - \frac{150}{0,25 \cdot 35430,4} \right] \right\} = 150;$$

$$Nu_{D(V)} = \frac{1}{5} 0,25 \cdot 35430,4 \left\{ 1 - \left[1 - \frac{150}{0,25 \cdot 35430,4} \right]^5 \right\} = 145;$$

$$Nu_{D(II,III,IV)} = \frac{1}{5-1} 0,25 \cdot 35430,4 \left\{ 1 - \left[1 - \frac{150}{0,25 \cdot 35430,4} \right]^{5-1} \right\} = 146,2.$$

Далее находим коэффициенты теплоотдачи для соответствующих рядов трубок:

$$\alpha_I = \frac{150 \cdot 0,0292}{0,01529} = 286,5 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C};$$

$$\alpha_V = \frac{145 \cdot 0,0292}{0,01529} = 277 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C};$$

$$\alpha_{II,III,IV} = \frac{146,2 \cdot 0,0292}{0,01529} = 279,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}.$$

Проводим расчет теплоотдачи рядов трубок пятирядного радиатора с учетом того, что площадь поверхности одного ряда трубок составляет $3,92 \text{ м}^2$:

$$Q_I = 286,5 \cdot 3,92 (67 - 47) = 22461,6 \text{ Вт};$$

$$Q_V = 277 \cdot 3,92 (67 - 65) = 2171,7 \text{ Вт};$$

$$Q_{II} = 279,3 \cdot 3,92 (67 - 54) = 14233,1 \text{ Вт};$$

$$Q_{III} = 279,3 \cdot 3,92 (67 - 59) = 8758,9 \text{ Вт};$$

$$Q_{IV} = 279,3 \cdot 3,92 (67 - 63) = 4379,4 \text{ Вт}.$$

Полученные значения представим графически на рис. 3.

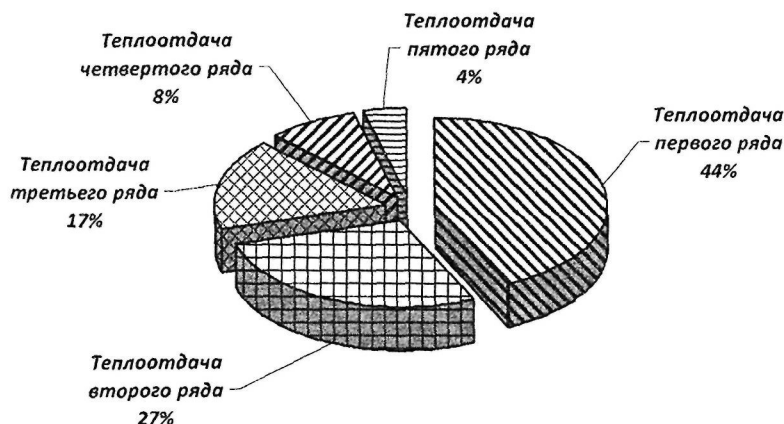


Рис. 3. Неравномерность теплоотдачи по глубине сердцевины пятирядного радиатора трактора «БЕЛАРУС-1523»

Сумма значений теплоотдачи от пяти рядов трубок составляет 52004,7 Вт. Это подтверждает принятое ранее допущение, так как разница между полученной общей теплоотдачей и тепловыделением в систему охлаждения согласно данным теплового баланса составляет 4 %, что вполне допустимо для практических расчетов.

Заключение

1. Приведен метод расчета поверхности охлаждения радиатора, существенным достоинством которого является возможность определения расчетных параметров с учетом неравномерности теплоотдачи по глубине сердцевины радиатора, что максимально приближает полученное значение общей поверхности охлаждения к требуемому в действительности. А также то, что для их проведения достаточно лишь некоторых намеченных конструктивных размеров сердцевины радиатора и данных по скорости воздуха перед фронтом радиатора. Это обстоятельство позволяет рассчитывать поверхность охлаждения радиаторов для всего типоразмерного ряда тракторов «БЕЛАРУС».

2. На основании изложенных теоретических положений представлены результаты расчета поверхностей охлаждения многорядных радиаторов некоторых моделей тракторов «БЕЛАРУС». На примере пятирядного радиатора трактора «БЕЛАРУС-1523» проведен расчет неравномерности теплоотдачи по глубине сердцевины. Эффективность теплоотдачи сердцевины радиатора может быть повышена увеличением фронтальной поверхности охлаждения.

Литература

1. Марьямов, Н. Б. Аналитическое определение теплоотдачи и гидравлического сопротивления масляных радиаторов / Н. Б. Марьямов // Тр. центр. аэро-гидродинам. ин-та им. проф. Н. Е. Жуковского. – Москва, 1939. – Вып. 444. – 28 с.
2. Силаев, А. А. Жидкостные системы охлаждения танковых двигателей / А. А. Силаев. – Москва : Машгиз, 1948. – 126 с.
3. Гаврилов, А. К. Системы жидкостного охлаждения автотракторных двигателей. Теория, конструкция, расчет и экспериментальные исследования / А. К. Гаврилов. – Москва : Машиностроение, 1966. – 163 с.
4. Бабичев, В. З. Автомобильные радиаторы. Расчет, конструкция и производство / В. З. Бабичев. – Москва : Машгиз, 1951. – 158 с.
5. Конвективный тепло- и массоперенос. Единое описание для течения в каналах и внешнего обтекания тел любой формы и расположения : пер. с нем. / В. Каст [и др.]. – Москва : Энергия, 1980. – 49 с.

Получено 29.05.2008 г.