



На правах рукописи

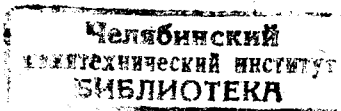
Министерство высшего и среднего специального
образования СССР

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
им. ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

СЕНЯХИН
ВЛАДИМИР ВАСИЛЬЕВИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ОРЕБРЕНИЯ ТЕПЛООБМЕННИКА
АВТОТРАКТОРНОГО ТИПА

Специальность 05.05.03 - "Автомобили и тракторы"



А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск, 1973

Работа выполнена в Челябинском политехническом институте
имени Ленинского комсомола.

Научный руководитель - профессор В.Н.Попов.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор И.И.Морозов,
кандидат технических наук, доцент Н.П.Деулин.

Ведущее предприятие - Шадринский автоагрегатный завод
Курганской области.

Автореферат разослан " ____ " _____ 1973 г.

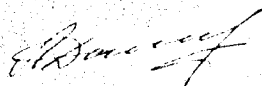
Защита диссертации состоится " ____ " _____ 1973 г.,
в ____ часов, в аудитории 244 (конференцзал) на заседании
Совета по присуждению ученых степеней машиностроительных факуль-
тетов Челябинского политехнического института имени Ленинского
комсомола.

Ваш отзыв (в двух экземплярах, заверенных печатью) на
автореферат диссертации направлять по адресу:

454044, г.Челябинск, проспект им.В.И.Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ученый секретарь Совета
кандидат технических наук,
доцент


(А.Э.Даммер)

ВВЕДЕНИЕ

XXIV съезд КПСС ориентирует трудящихся СССР на построение экономических основ коммунистического общества.

Только в последнем году 9-й пятилетки (1975 г.) необходимо произвести до 575 тысяч тракторов и сельхозмашин; до 2,0-2,1 миллионов легковых, грузовых автомобилей и автобусов. При этом намечено увеличить срок службы двигателей до капитального ремонта в 1,3-1,5 раза.

Вследствие этого стоит крайне важная для народного хозяйства задача совершенствования системы охлаждения двигателей и снижения металлоемкости её основного элемента - радиатора, на производство которого расходуются дефицитные цветные металлы и сплавы (медь, олово, свинец, латунь и другие).

Известно, что термическое сопротивление потоку тепла от внешней поверхности трубок и ребер радиатора составляет около 90% общего сопротивления при переходе тепла от охлаждаемой воды к воздуху [3]. Исходя из этого основное внимание в данной работе было уделено исследованию работы этих поверхностей, а также сравнительной оценке эффективности оребрения (косвенной поверхности теплоотдачи) и трубок (прямой поверхности теплоотдачи), определению рационального соотношения их в радиаторе.

Глава I. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

На основании анализа работ М.А.Михеева, М.М.Масленникова и М.О.Рапипорта, Э.С.Карасиной; Ю.В.Петровского и В.Г.Фастовского; С.С.Кутателадзе; А.С.Лышевского; Э.Е.Хмельницкого; В.П.Исаченко; В.А.Осиновой и А.С.Сукомел; С.И.Серковского; Д.Р.Пая; В.М.Кэйса и А.Л.Лондона и других были выбраны следующие оценочные параметры - для теплоотдачи от прямоугольного ребра конечной длины

$$Q_p = \frac{2\alpha_2}{m} (t_{c2} - t_c) th mh ; \quad (1)$$

коэффициента полезного использования поверхности ребер

$$\eta_p = \frac{Q_p}{Q_p^0} = \frac{th mh}{mh} ; \quad (2)$$

коэффициента теплоотдачи оребренной стенки или пучка оребренных трубок

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\psi \alpha_2}} \left[\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{час гр}} \right], \quad (3)$$

$$K_2 = \frac{1}{\psi \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} \right) + \frac{\psi' (\alpha U - \delta_2 L)}{\alpha_2 (\alpha U - \delta_2 L) + \delta_p L m t h m h}} \quad (4)$$

и других.

Здесь Q_p - теплоотдача от ребра; α_1 и α_2 - коэффициент теплоотдачи от воды к внутренней поверхности трубок (F_1) и от внешней поверхности трубок к воздуху; Q_p^0 - теплоотдача от ребра в случае, когда температура каждой точки его поверхности равна температуре его основания; $m = \sqrt{\frac{\alpha_2 \delta_p}{\lambda_p}}$; λ_p и δ_p - коэффициент теплопроводности и толщина ребра; h - высота ребра; λ и δ - коэффициент теплопроводности и толщина стенок трубок; $\psi = F_c/F_1$ - коэффициент оребрения радиатора; $F_c = F_2' + F_p$ - поверхность радиатора, обдуваемая воздухом; F_2' и F_p - внешняя межреберная поверхность трубок и поверхность ребер; α - шаг ребра по высоте трубки; L - длина линии соприкосновения ребра с трубкой; U - периметр трубки по наружному контуру; $\psi' = \frac{F_c}{F_2'}$; t_{c2} - температура внешней поверхности трубок; t_2 - температура воздуха в радиаторе.

В приводимых зависимостях K_2 и η_p отражено только падение температуры по высоте ребер, но не отражено снижение α_p относительно α_2 . В зависимости же K_1 , приведенной выше, не учитывается ни один из указанных факторов.

Учет в указанных (и других) зависимостях факторов падения коэффициента теплоотдачи и температуры (α_p и t_p) по поверхности ребер относительно аналогичных показателей внешней поверхности трубок (α_2 и t_{c2}) нам представляется весьма важным. Это позволяет эффективнее отобразить экономическую эффективность поверхности ребер (вспомогательной) сравнительно с эффективностью внешней поверхности трубок (основной) и точнее выбрать оптимальное соотношение этих поверхностей у радиатора в заданных условиях его работы.

В отечественной литературе отсутствует понятие о коэффициенте полезного использования всей ребристой поверхности теплообменника (F_c), которое нам представляется полезным в теоретическом и прикладном значениях.

По аналогии с коэффициентом полезного использования поверхности ребер (η_p^F) обозначим этот коэффициент через η_{pn}^F .

С целью облегчения сравнения теплового использования веса (массы) ребер и трубок радиатора полезно было бы ввести понятие о коэффициенте полезного использования веса (массы) ребер (η_p^F или η_p^M) и получить зависимость для него.

В настоящее время отсутствует параметр, оценивающий турбулизирующее действие ребер, усложненных специальными выштамповками, на поток воздуха в радиаторе и на повышение теплоотдачи от радиатора. Нам этот параметр (обозначим его через φ_r) представляется необходимым для оценки работы и совершенствования конструкции оребрения трубчато-ребристого радиатора.

В соответствии с выбранным направлением данного исследования, можно сформулировать основные задачи данной работы.

1. Произвести уточнение выражения коэффициента полезного использования поверхности ребер (η_p^F) за счет учета факторов снижения температуры и коэффициента теплоотдачи поверхности ребер относительно аналогичных показателей внешней поверхности трубок.

2. Найти зависимости для коэффициентов полезного использования всей ребристой поверхности радиатора (η_{pn}^F) и веса (массы) ребер (η_p^F или η_p^M).

3. Найти зависимость для коэффициента теплопередачи трубчато-ребристого радиатора (K), учитывающую факторы падения температуры и коэффициента теплоотдачи поверхности ребер относительно аналогичных показателей внешней поверхности трубок.

4. Найти зависимость для коэффициента φ_r , оценивающего турбулизирующее действие ребер на поток воздуха в радиаторе.

5. Разработать методику экспериментального определения величин: η_p^F , η_{pn}^F и η_p^M ; α_2 и t_{c2} ; α_p и t_p ; φ_r и других.

6. На примере конкретного автотракторного радиатора экспериментально проверить целесообразность предлагаемых теоретических уточнений.

7. Произвести на основе опытных данных и уточненных зависимостей сравнение эффективности работы ребер и трубок и наметить возможные пути к определению их рационального соотношения в радиаторе.

Глава II. НЕКОТОРЫЕ УТОЧНЕНИЯ ТЕОРИИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ТРУБЧАТО-РЕБРИСТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ

Автором были получены следующие теоретические зависимости, отражающие особенности теплопередачи во всех элементах трубчато-ребристого теплообменника.

1. Уравнение теплоотдачи от единицы длины прямоугольного ребра, учитывающее снижение температуры и коэффициента теплоотдачи по поверхности ребер (t_p и α_p) относительно аналогичных показателей трубок (t_{c2} и α_2) [9]

$$q_p^t = Q_p = \int_0^h 2 \alpha_p (t_p - t_L) dx = \frac{2 \alpha_p}{m} (t_{c2} - t_L) th mh. \quad (5)$$

2. Уравнение теплоотдачи от единицы длины прямоугольного ребра, когда температура его поверхности и коэффициент теплоотдачи к воздуху такие же, как и у внешней поверхности трубок (t_{c2} и α_2) [9]

$$Q_p^{прд} = 2 \alpha_2 h (t_{c2} - t_L). \quad (6)$$

3. Зависимости для коэффициента полезного использования поверхности ребра (ребер) [4]

$$\eta_p^F = \frac{Q_p}{Q_p^{прд}} = \frac{\alpha_p}{\alpha_2} \frac{th mh}{mh} = \frac{\alpha_p}{\alpha_2} \frac{t_p - t_L}{t_{c2} - t_L} = \frac{F_2'}{F_p} \frac{Q_p}{Q_p} = \frac{q_p^F}{q_{rp}^F}. \quad (7)$$

Здесь Q_p , $Q_p^{прд}$ - соответственно теплоотдача от ребер радиатора и от внешней межреберной поверхности его трубок (F_2'); q_p^F и q_{rp}^F ккал/м²час - удельные теплоотдачи от поверхностей ребер и трубок.

Уточнение зависимости для η_p^F распространяется как на само численное значение этой величины, так и на увеличение в его уравнении количества факторов, определяющих сравнение эффективности поверхности ребер с эффективностью внешней поверхности трубок за счет учета отношения α_p / α_2 .

4. Уравнения для коэффициента полезного использования поверхности радиатора, обдуваемой воздухом [2],

$$\eta_{рп}^F = \frac{Q}{Q_{прд}} = \frac{\alpha_{обд} t_{обд} - t_L}{\alpha_2 (t_{c2} - t_L)} = \frac{F_2}{F_c} \frac{Q}{Q_{прд}} = \frac{\psi}{\psi'} \quad (8)$$

Здесь Q и $Q_{ред}$ - теплоотдача от реального радиатора и от него же в случае, если бы температура и коэффициент теплоотдачи к воздуху не снижались по поверхности ребер; $t_{обв}$ и $\alpha_{обв}$ - температура и коэффициент теплоотдачи к воздуху поверхности обдува (F_c).

Зависимости (7) и (8) для η_p^F и η_{pn}^F учитывают падение температуры и коэффициента теплоотдачи по поверхности ребер относительно аналогичных показателей внешней поверхности трубок.

5. а)
$$\psi^n = \frac{F_2' + \eta_p^F F_p}{F_1} = \frac{F_c^n}{F_1} \quad - \text{приведенный коэффициент}$$
 оребрения радиатора. (9)

б) $F_p^n = \eta_p^F F_p$ - приведенная поверхность ребер. (10)

в) $F_c^n = F_2' + F_p^n$ - приведенная поверхность обдува радиатора. (11)

После приведения 1 м² поверхности ребер становится по теплоотдаче (в $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{час}}$) равноценным 1 м² внешней поверхности трубок радиатора. Таким образом, приведенный коэффициент оребрения ψ^n в отличие от геометрического ψ учитывает не только геометрические, но и тепловые показатели элементов радиатора.

6. Уравнение коэффициента полезного использования веса ребер сравнительно с использованием веса трубок

$$\eta_p^G = \frac{q_p^G}{q_{tr}^G} = 2 \frac{F_2}{F_2'} \frac{\delta_{tr}}{\delta_p} \frac{\gamma_{tr}}{\gamma_p} \frac{\alpha_p}{\alpha_2} \frac{t_p - t_c}{t_{c2} - t_c} = A \eta_p^F. \quad (12)$$

Здесь q_p^G и q_{tr}^G ккал/кг час - удельные весовые теплоотдачи от ребер и трубок радиатора; F_2 и F_2' - внешняя и внешняя межреберная поверхности трубок; δ_{tr} , δ_p , γ_{tr} и γ_p - толщины стенок трубок и ребер, а также удельные веса их материалов.

Для испытанного нами радиатора

$$A = 2 \frac{F_2}{F_2'} \frac{\delta_{tr}}{\delta_p} \frac{\gamma_{tr}}{\gamma_p} = 3,96.$$

7. Уравнения коэффициента теплопередачи радиатора [2][4], учитывающие фактор падения температуры и коэффициента теплоотдачи по поверхности ребер относительно аналогичных показателей внешней поверхности трубок

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\psi \eta_{pn}^F \alpha_2}} \approx \frac{\psi \eta_{pn}^F \alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \psi \eta_{pn}^F \alpha_2}; \quad (13)$$

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\psi \alpha_2}} = \frac{\psi^n \alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \psi^n \alpha_2} \quad (14)$$

Выражение для коэффициента теплопередачи (14) преобразуется в применяющуюся зависимость (3), если пренебречь фактором изменения температуры и коэффициента теплоотдачи к воздуху по поверхности ребер относительно аналогичных показателей внешней поверхности трубок, то есть если принять $\zeta_p^F = 1$ и $\psi^n = \psi$.

8. Сравнивая предлагаемое в работе выражение коэффициента теплопередачи (13) и применяемое в настоящее время

$$K_2 = K_{F_2} = \frac{1}{\frac{\psi}{\alpha_1} + \frac{\psi \delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{np}}} \quad (15)$$

и зная, что $K_2 = \frac{K_1}{\psi}$, получим зависимость α_{np} от коэффициентов теплоотдачи α_2 и α_1 ,

$$\alpha_{np} = \zeta_{pn}^F \alpha_2 = \frac{\psi^n}{\psi} \alpha_2 \quad (16)$$

Глава III. МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Экспериментальное исследование намечено было провести с целью проверки целесообразности выполненных в работе уточнений по теплопередаче в трубчато-ребристых теплообменниках (по величинам α_p/α_2 , ψ/ψ и другим), а также с целью сравнения тепловой эффективности трубок и ребер и определения их целесообразного соотношения в изучаемом радиаторе.

Для исследования был взят полноразмерный ленточно-трубчатый радиатор (с шагом ленты 6 мм) автомобиля Уралаз-355М производства Шадринского автоагрегатного завода. Ленточно-трубчатая конструкция радиатора (ленты к трубкам паяются спеканием) получает всё большее распространение вследствие повышенной удельной весовой теплоотдачи в сравнении с пластинчато-трубчатой конструкцией.

Для решения поставленных задач кроме вышеуказанного радиатора (с помощью которого определялась теплоотдача $Q = Q_{слеч}$) нами испытывались следующие его экспериментальные варианты, изготовленные на ШААЗ.

а) Тот же радиатор, но без охлаждающих лент (для определения теплоотдачи $Q_{pp} \delta/\lambda$).

б) Тот же радиатор, но с лентами, изолированными от трубок

суммарной толщиной 0,1 мм (для определения теплоотдачи $Q_{тп} \text{ м}^2/\lambda$).

Испытания этих радиаторов позволили определить следующие зависимости.

а) Коэффициент φ_r , оценивающий турбулизирующее действие ребер на повышение теплоотдачи от трубок радиатора [8] [10]

$$\varphi_r = \frac{F_2}{F_2'} \cdot \frac{Q_{тп} \text{ м}^2/\lambda}{Q_{тп} \text{ м}^2/\lambda} \quad (17)$$

б) Используя опытные данные по основному (спеченному) радиатору и радиатору с теплоизолированными от трубок ребрами, можно рассчитать (методику расчета смотри ниже) теплоотдачу к воздуху от поверхности трубок основного радиатора Q_p , а затем определить и теплоотдачу от ребер основного радиатора

$$Q_r = Q - Q_p \quad (18)$$

Предлагаемая автором данной диссертации интегральная методика экспериментального исследования автотракторных трубчаторебристых радиаторов позволяет определить кроме вышеуказанных величин и другие (см. тему - обработка опытных данных) - α_2 , α_p , $t_{с2}$, t_p и других, которые дополнительно характеризуют особенности работы элементов радиатора и сравнительную эффективность его ребер и трубок.

Методику Э.С.Карасиной, которая определяла вышеуказанные величины у экономизера парового котла ($d_{тп} = 76 \text{ мм}$) с помощью использования термопар на поверхности ребер, применить при исследовании автомобильного радиатора ($d_{тп} \text{ экв} = 3,5 \text{ мм}$) было невозможно.

Радиаторы исследовались на установке с аэродинамической трубой, входное сопло которой оформлялось по нашей методике [7].

В трубе для повышения точности замеров были выполнены устройства для предотвращения закручивания воздушного потока вентилятором; сопло для повышения точности измерения расхода воздуха; электроподогрев охлаждаемой радиатором воды и другие.

Радиатор исследовался при скорости воды в трубках, наблюдающейся на расчетном режиме работы двигателя (Ne_{max}) и равной 0,7 м/сек. Для повышения надежности результатов радиатор испытывался при двух скоростях воды (0,69 и 0,76 м/сек).

Температура воды на входе в радиатор поддерживалась подо-

гревателями около 90°C , а воздуха - $25 \pm 5^{\circ}\text{C}$ с помощью вентиляторов.

Температура воды до и после радиатора измерялась с помощью ртутных термометров с пределом измерений $50-100^{\circ}$ и ценой деления $0,1^{\circ}\text{C}$.

Температура воздуха на входе в радиатор (5 точек замера) и на выходе из него (5 точек замера) измерялась с помощью технических ртутных термометров с ценой деления $1,0^{\circ}\text{C}$.

С помощью таких же термометров измерялась температура в помещении лаборатории и в мерном сопле трубы.

Расход воды измерялся с помощью стандартной диафрагмы и ртутного дифманометра с пределом измерений 700 мм рт.ст. и ценой деления шкалы в 1 мм рт.ст.

Расход воздуха измерялся с помощью пневмометрического насадка и спиртового микроанометра. С помощью такого же микроанометра замерялось аэродинамическое сопротивление радиатора. Гидравлическое сопротивление радиатора измерялось с помощью U - образного водяного манометра.

Методика обработки опытных данных

Коэффициент теплоотдачи от воды к внутренней поверхности трубок определялся из зависимости

$$\alpha_1 = \frac{Nu_w \lambda_w}{d_{2w}} \left[\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{час} \text{гр}} \right], \quad (19)$$

где λ_w - коэффициент теплопроводности воды, Nu_w - критерий Нуссельта, определяемый из современных эмпирических зависимостей и d_{2w} - эквивалентный диаметр трубки радиатора.

Предлагаемая автором данной диссертации методика определения показателей работы элементов радиатора такова.

1) Термические сопротивления элементов радиатора брались из уточненного выражения (14) коэффициента теплопередачи радиатора ($K - K_p$), выраженного через внутреннюю поверхность трубок.

а) Суммарное удельное термическое сопротивление элементов радиатора

$$Z_{\Sigma} = Z_{F_1} + Z_{\delta} + Z_{F_2} = \frac{1}{K_1} \left[\frac{\text{гр}}{\text{ккал}} \right] \quad (20)$$

б) Удельное и удельное относительное термическое сопротивление внутренней поверхности трубок

$$\zeta_{F_1} = \frac{1}{\alpha_1} \left[\frac{M^2 \text{ час гр}}{\text{ккал}} \right] \text{ и } \zeta_{F_1} = \frac{\zeta_{F_1}}{\zeta_{F_2}} \cdot 100\% . \quad (21)$$

в) Удельное и удельное относительное термическое сопротивление поверхности обдува радиатора

$$\zeta_{F_2} = \frac{1}{\psi^n \alpha_2} \left[\frac{M^2 \text{ час гр}}{\text{ккал}} \right] \text{ и } \zeta_{F_2} = \frac{\zeta_{F_2}}{\zeta_{F_2}} \cdot 100\% . \quad (22)$$

Термическое сопротивление стенок трубок пренебрежимо мало в сравнении с сопротивлением других элементов радиатора ($\zeta_s < 0,1$ от ζ_{F_2}) и в расчетах не учитывалось.

2) Коэффициент теплопередачи для радиатора с теплоизолированными от трубок ребрами (лентами)

$$K_1 \text{ м}^3/\lambda = \frac{Q_{\text{тр}} \text{ м}^3/\lambda}{F_{\text{тр}} \text{ м}^3/\lambda \Delta \bar{t}_{\text{w-l}}} \left[\frac{\text{ккал}}{M^2 \text{ час гр}} \right], \quad (23)$$

где $F_{\text{тр}} \text{ м}^3/\lambda$ и $\Delta \bar{t}_{\text{w-l}}$ - поверхность трубок и среднелогарифмическая разность температур воды и воздуха в радиаторе.

3) Из выражения (14) для $K_1 \text{ м}^3/\lambda$ определялся коэффициент теплоотдачи к воздуху от трубок радиатора

$$\alpha_2 \text{ м}^3/\lambda = \frac{K_1 \text{ м}^3/\lambda \alpha_1 \text{ м}^3/\lambda}{\alpha_1 \text{ м}^3/\lambda - K_1 \text{ м}^3/\lambda} . \quad (24)$$

4) Определяем по соответствующим зависимостям критерии Нуссельта и Рейнольдса $Nu_2 \text{ м}^3/\lambda$ и $Re_L \text{ м}^3/\lambda$ и строим график

$$\lg Nu_2 \text{ м}^3/\lambda = f(\lg Re_L \text{ м}^3/\lambda) .$$

5) Определяем для радиатора с припаянными к трубкам лентами Re_L и по $\lg Re_L$ находим из указанного выше графика $\lg Nu_2$, а из него получаем коэффициент теплоотдачи к воздуху от трубок основного радиатора α_2 .

6) Из выражения (22) находим приведенный коэффициент обребнения радиатора

$$\psi^n = \frac{1}{\zeta_{F_2} \alpha_2} . \quad (25)$$

7) Из уравнения (9) определялся коэффициент полезного использования поверхности ребер (лент)

$$\eta_P^F = \frac{\psi^n F_1 - F_2'}{F_P} . \quad (26)$$

8) Теплоотдачи к воздуху от трубок ($Q_{\text{тр}}$) и ребер (Q_p) радиатора с теплоотдачей $Q = Q_{\text{сеч}}$, находим из уравнений

$$Q_{rp} = \frac{B Q}{B + \eta_p^F} \quad \text{и} \quad Q_{rp} = \frac{Q_{rpe}}{Q} \cdot 100\% ; \quad (27)$$

$$Q_p = Q - Q_{rp} \quad \text{и} \quad Q_p = \frac{Q_p}{Q} \cdot 100\% . \quad (28)$$

Здесь $B = \frac{F_2'}{F_p}$, где F_2' и F_p - внешняя межреберная поверхность трубок и поверхность ребер.

9) Коэффициент полезного использования поверхности радиатора, обдуваемой воздухом, определяем из выражения (8)

$$\eta_{pn}^F = \frac{\Psi^n}{\Psi}$$

10) Величину коэффициента теплоотдачи к воздуху от поверхности ребер (α_p) находим методом подстановок из зависимости (7)

$$\alpha_p \frac{th \sqrt{\beta \alpha_p}}{\sqrt{\beta \alpha_p}} = \eta_p^F \alpha_2 , \quad (29)$$

где $\beta = \frac{2h^2}{\delta_p \lambda_p}$.

11) Находим отношение коэффициентов теплоотдачи к воздуху от поверхности ребер и трубок $\beta = \alpha_p / \alpha_2$; отношение разностей температур поверхностей ребер, трубок и воздуха

$$y = \frac{t_p - t_L}{t_{c2} - t_L} = \frac{\eta_p^F}{\beta} \quad (30)$$

и находим отношение $Z = y/\beta$ в целях сравнения значимости влияния на η_p^F величин y и β .

12) Определяем среднюю температуру внешней поверхности трубок (t_{c2}) и её разность с температурой воздуха в радиаторе (t_L)

$$t_{c2} - t_L = \frac{Q_{rpe}}{F_2' \alpha_2} [^{\circ}\text{C}] \quad \text{и} \quad t_{c2} = t_L + \frac{Q_{rpe}}{F_2' \alpha_2} [^{\circ}\text{C}] . \quad (31)$$

13) Находим среднюю температуру поверхности ребер (t_p) и её разность со средней температурой воздуха в радиаторе (t_L)

$$t_p - t_L = \frac{Q_p}{F_p \alpha_p} [^{\circ}\text{C}] \quad \text{и} \quad t_p = t_L + \frac{Q_p}{F_p \alpha_p} [^{\circ}\text{C}] . \quad (32)$$

14) Сравнение тепловой эффективности единицы веса ребер и трубок радиатора производилось по зависимости (12)

$$\eta_p^G = 3,96 \eta_p^F$$

15) Превышение в процентах удельной теплоотдачи q_p^G над теплоотдачей $q_{тр}^G$ равно

$$\Delta q_{p-тр}^G = (\eta_p^G - 1) \cdot 100 \% \quad (33)$$

16) Предлагаемый процент повышения геометрического коэффициента сребрения исследуемого радиатора принимался равным

$$\Delta \Psi_{предл} = 0,5 \Delta q_{p-тр}^G \% \quad (34)$$

Определение $\Delta \Psi_{предл}$ производилось для расчетного режима работы радиатора, то есть для скорости воды в трубках 0,69 м/сек и для весовой скорости воздуха в сердцевине 14,15 кг/м²сек.

Расстояние $l_{кр}$ от переднего края ребра до места перехода ламинарного пограничного слоя воздуха в турбулентный определялось по зависимости

$$l_{кр} = \frac{Re_{L,кр} \nu_L}{V_L} \quad [M], \quad (35)$$

где $Re_{L,кр}$, V_L и ν_L - критическое значение числа Рейнольдса, скорость воздуха по оси воздушного канала и кинематическая вязкость его.

Толщина ламинарного пограничного слоя воздуха на поверхности ребра определялась по уточненному уравнению Блазиуса

$$\delta_\lambda = 5,83 \sqrt{\frac{\rho \nu_L}{V_L}} \quad [M]. \quad (36)$$

Оценка погрешностей измерений и расчетов

1) Замеры величин в каждой серии опытов повторялись по 5-10 раз.

Все приборы проходили проверку в государственной лаборатории по измерительной технике.

При оценке погрешностей измерений подсчитывались предельная относительная погрешность $\delta_{пр}$, среднеквадратичная погрешность σ и вероятная погрешность ρ . Значения $\delta_{пр}$, σ и ρ основных величин, характеризующих радиатор на расчетном режиме работы его, сведены в специальную таблицу, помещенную в приложении диссертации.

2) Для расчетного режима работы радиатора ($V_{w,тр} = 0,69$ м/сек и $\gamma_{лс} V_{лс} = 14,45$ кг/м²сек) проверялось влияние величины ошибки в определении коэффициента теплоотдачи от воды в трубки (она условно принималась равной $\Delta\alpha_1 = 30\%$) на величину ошибки в определении коэффициента теплоотдачи от трубок к воздуху ($\Delta\alpha_2$ %) по примененной в работе методике расчета.

Исходя из полученного отношения $\frac{\Delta\alpha_2}{\Delta\alpha_1} = 38$ можно сделать вывод, что предлагаемая в данной диссертации методика определения α_2 имеет высокую надежность по своей аналитической структуре.

3) Для расчетного режима работы радиатора определялось влияние величины ошибки в определении α_2 (принималась $\Delta\alpha_2 = 10\%$) на величину ошибки при нахождении α_p (то есть $\Delta\alpha_p$ %).

Получив при проверке $\frac{\Delta\alpha_2}{\Delta\alpha_p} = 2,2$, можно сделать вывод о высокой надежности предлагаемой в работе методики определения коэффициента теплоотдачи к воздуху от поверхности ребер (α_p) радиатора.

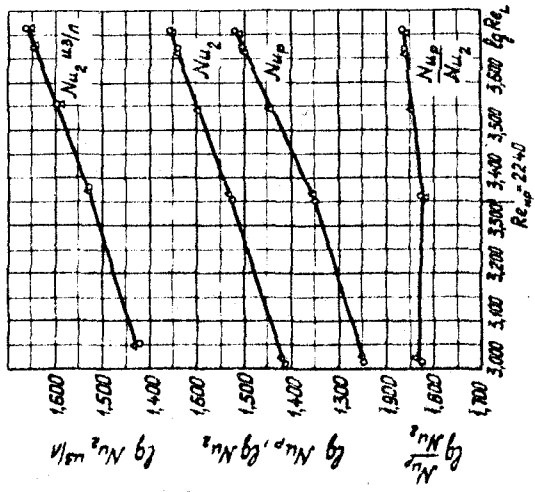
4) Для радиатора с теплоизолированными от трубок ребрами (лентами) проверялась расчетом возможная потеря тепла через изоляцию (полоски крафт-бумаги толщиной 0,1 мм). Эта потеря тепла согласно расчету не превышает 3%, что соизмеримо с точностью замеров и ее можно не учитывать.

Глава IV. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

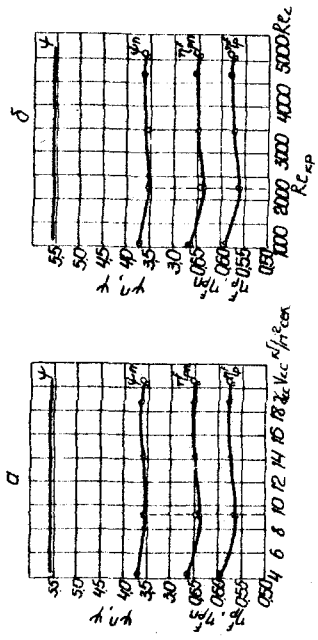
Изменения интенсивности теплоотдач от трубок и ребер по режимам работы радиатора. Критериальные уравнения

Как видно из фиг. I, интенсивность теплоотдачи к воздуху от трубок основного радиатора (Nu_2) при увеличении критерия Рейнольдса до его критического значения $Re_{L,кр} \approx 2250$ изменяется по закону прямой, но с меньшим углом наклона к оси абсцисс, чем прямолинейное же изменение этой величины при $Re_2 > Re_{L,кр}$. Объясняется это повышенным термическим сопротивлением пограничного слоя воздуха на трубках при ламинарном течении воздуха в радиаторе (до $Re_{L,кр}$), чем при переходном течении его (от $Re_{L,кр}$ до 10^4).

Еще более заметно отличие (по той же и другим причинам) интенсивности теплоотдач от ребер (Nu_p) на указанных интервалах изменения характера течения воздуха в радиаторе, что отражается более резким переломом линии Nu_p при $Re_{L,кр}$.



Фиг. 1. Зависимость интенсивности теплоотдач к воздуху от трубок (Nu_2 и Nu_p), ребер (Nu_p) и их сравнение (Nu_p / Nu_2) у трубчато-ленточного радиатора Уралаз-355М от характера потока воздуха в нем (Re_z) при скорости воды в трубках 0,69 (Δ) и 0,76 (○) м/сек



Фиг. 2. Зависимость ζ_p^F , ψ^n и $\zeta_{pn}^F = \frac{\psi^n}{\psi^F}$ трубчато-ленточного радиатора Уралаз-355М от скорости воздуха в нем (а) и от критерия Рейнольдса потока воздуха (б) при скорости воды в трубках 0,69 (Δ) и 0,76 (○) м/сек

0301566

Средняя температура поверхности трубок на 5-10⁰С выше средней температуры поверхности ребер. Это обуславливает пониженное термическое сопротивление ламинарного пограничного слоя воздуха (вследствие повышенной его дестабилизации) на первой поверхности. Последнее является основной причиной того, что интенсивность теплоотдачи к воздуху от трубок выше, чем от ребер (Nu_p / Nu_2 снижается) при Re_L до $Re_{L,кр}$.

Интенсивность искусственного завихрения воздуха в каналах сердцевин радиатора от действия углублений (выштамповок) на ребрах (лентах) заметно возрастает на режимах течения воздуха с закритическим значением числа Рейнольдса ($Re_L > Re_{L,кр}$), когда динамические силы макрочастиц воздуха начинают превышать силы вязкости, действующие между ними.

Этот фактор сильнее дестабилизирует ламинарные пограничные слои воздуха на ребрах, чем на трубках, до которых турбулизирующее действие выштамповок доходит в ослабленном (от фактора расстояния) виде.

Температурная и вихревая дестабилизация пограничных слоев воздуха на трубках и ребрах радиатора происходят одновременно и действуют суммарно.

Как видно из фиг. I, при работе радиатора на режиме $Re_L > Re_{L,кр}$ интенсивность теплоотдачи от ребер при увеличении скорости воздуха (и Re_L) растет быстрее теплоотдачи от трубок (Nu_p / Nu_2 повышается). Это объясняется, по нашему мнению, преобладающим действием на теплоотдачу от трубок и ребер вихревого фактора над температурным на этом режиме.

Автором получены следующие критериальные зависимости для выражения интенсивности теплоотдачи к воздуху от поверхности трубок и ребер (лент) радиатора Уралаз-355М.

1) Теплоотдача от трубок радиатора

$$a) Nu_2 = 2,74 Re_L^{0,325} \quad (\text{при } Re_L = 1020 \div 2250) \quad ; \quad (37)$$

$$б) Nu_2 = 2,03 Re_L^{0,364} \quad (\text{при } Re_L = 2250 \div 5070) \quad . \quad (38)$$

2) Теплоотдача от лент

$$a) Nu_p = 2,20 Re_L^{0,301} \quad (\text{при } Re_L = 1020 \div 2250) \quad ; \quad (39)$$

$$б) Nu_p = 0,572 Re_L^{0,475} \quad (\text{при } Re_L = 2250 - 5070) \quad . \quad (40)$$

Об аэродинамических факторах, влияющих на работу радиатора

А. Характер и толщина пограничного слоя воздуха на ребрах

Определенное по различным методам минимальное расстояние от переднего края ребра, на котором ламинарный пограничный слой воздуха на ребре переходит в турбулентный, оказалось равным

$$l_{кр\ min} = 98 \div 282 \text{ мм.}$$

Так как глубина радиатора (и протяженность ребра по потоку воздуха) равно 64 мм, то можно сделать вывод, что на всех режимах работы радиатора пограничные слои воздуха на его ребрах (лентах) будут ламинарными.

Естественна мысль [I], что если ребро радиатора просечь штампом между рядами трубок поперек воздушного потока, то пограничный слой в этой щели прервется и с другого ее края начнет расти с нуля. В результате на поверхности ребер толщина пограничного слоя будет снижена и, следовательно, теплоотдача от ребер к воздуху повышена. При двух или четырех просечках толщина пограничного слоя воздуха на средних расстояниях по ребру снижается соответственно на 74 и 120%.

В работе предлагается делать просечки в таких местах, чтобы оставить в каждом воздушном канале (образованном трубками и ребрами) сердцевине радиатора местные зоны повышенного давления воздуха (в которых происходит дестабилизация ламинарного пограничного слоя) и ликвидировать зоны разрежения, в которых происходит стабилизация пограничных ламинарных слоев.

Б. Оценка турбулизирующего действия ребер

Величина φ_r , оценивающая влияние турбулизирующего эффекта от ребер (усложненных выштамповками) на теплоотдачу от трубок радиатора достигает максимума $\varphi_r = 1,21$ при меньшей скорости воды в трубках (0,69 м/сек; $Re_w = 7050$) и при скорости воздуха в сердцевине 9,6 кг/м²сек ($Re_z = 2250$).

Минимального значения $\varphi_r = 1,07$ эта величина достигает при максимальной скорости воды в трубках (0,76 м/сек) и при максимальной скорости воздуха (20,8 кг/м²сек).

Как видно, начиная с $Re_L = 2250$ и выше нарастает естественная турбулизация потока воздуха в радиаторе, снижающая эффект от искусственного завихрения его ребрами.

Отсюда можно сделать ориентировочный вывод о нецелесообразности производства ребер с глубокими и частыми выштамповками (повышающими аэродинамическое сопротивление Δp_L) на радиаторах, работающих при высоких скоростях воздуха в сердцевине.

Снижение φ_T при повышении скорости воды в трубках (или Re_w) объясняется происходящим при этом ростом температуры внешней поверхности трубок. Это усиливает возмущение ламинарных пограничных слоев на трубках, повышает их конвективную теплопроводность, что снижает аналогичный эффект от искусственной турбулизации воздуха ребрами.

Отсюда следует ориентировочный вывод [10] о целесообразности уменьшения частоты и глубины выштамповок на ребрах радиаторов, работающих с жидкостью, имеющей повышенную температуру ($t_w, ^\circ\text{C}$) и скорость ($V_{w, \text{тр}}$ м/сек).

Изменения термических сопротивлений $\zeta_p, \%$ и $\zeta_{fc}, \%$, а также теплоотдач $Q_{rp}, \%$ и $Q_p, \%$ по режимам работы радиатора

Изменения теплоотдач к воздуху от трубок и ребер исследованного радиатора по режимам его работы невелики и с высокой точностью (до 1-2%) можно считать их для всех скоростей воздуха и воды равными

$$Q_{rp} = 27,5 \% \quad \text{и} \quad Q_p = 72,5 \% .$$

Термическое сопротивление при переходе тепла к воздуху от поверхности обдува радиатора ($\zeta_{fc}, \%$) при увеличении весовой скорости воздуха в нем снижается и составляет

$$\zeta_{fc} = 94 \div 89 \% \quad \text{от} \quad \zeta_{\Sigma} .$$

Его снижение при увеличении скорости воздуха в радиаторе объясняется падением температуры воздуха в нем и усиливающейся при этом турбулизацией потока воздуха в каналах сердцевины.

Естественно, что при этом растет термическое сопротивление при переходе тепла от воды в трубки

$$\zeta_{F_1} = 100 - \zeta_{fc} \% = 6 \div 11 \% .$$

Изменения Ψ^n , $\eta_{p,n}^F$, η_p^F , γ , β и γ/β по режимам работы радиатора

Как видно из фиг. 2, величины приведенного коэффициента оребрения (Ψ^n), коэффициента полезного использования поверхности ребер (η_p^F) и всей поверхности обдува ($\eta_{p,n}^F$) при повышении скорости воздуха в радиаторе от 4,3 до 9,3 кг/м²сек (соответствующей $Re_{L,кр} \approx 2250$) понижаются, а при дальнейшем повышении скорости воздуха - растут. Причины этого видны из анализа сравнения интенсивностей теплоотдач от трубок и ребер радиатора (Nu_p/Nu_2), выполненного в начале этой главы.

Вследствие незначительности изменения величин Ψ^n , $\eta_{p,n}^F$ и η_p^F , можно с достаточной точностью указать их средние значения для всех скоростей воды и воздуха в трубчато-ленточном радиаторе Уралаз-355М (соответственно 0,69±0,76 м/сек и 4,3±20,6 кг/м²сек)

$$\Psi^n = 3,6 \quad (\text{при } \Psi = 5,55);$$

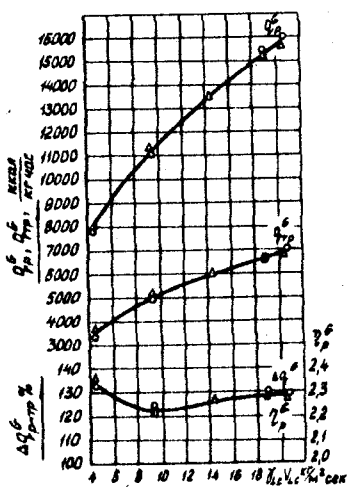
$$\eta_p^F = 0,575 \quad \text{и} \quad \eta_{p,n}^F = 0,65.$$

При скорости воды в трубках 0,69 м/сек и изменении скорости воздуха в радиаторе в пределах 4,3±20,6 кг/м²сек величины γ , β и Z принимали следующие значения: $\gamma = 0,88 \div 0,79$; $\beta = 0,68 \div 0,73$ (примерно на 25% меньше существующего значения $\beta = 0,85 \div 0,90$) и $Z = \gamma/\beta = (1,29 \div 1,07) > 1$.

Анализируя по этим данным существующее (2) и предлагаемое (7) выражения для коэффициента полезного использования поверхности ребер (η_p^F), можно отметить, что отношение β в большей степени влияет на численное значение η_p^F , чем отношение γ . Отсюда можно сделать заключение о целесообразности выполненных в данной работе уточнений уравнений для η_p^F , коэффициента теплопередачи радиатора и других, производных от η_p^F .

Сравнение тепловой эффективности трубок и ребер радиатора

Как уже отмечалось в III главе, сравнение тепловой эффективности трубок и ребер радиатора выражают коэффициент полезного использования веса (или массы) ребер (η_p^E или η_p^M) и разность удельных весовых (или массовых) теплоотдач от трубок и ребер в процентах ($\Delta q_{p-р}^E$ %).



Фиг. 3. Зависимость q_p^G , q_{tr}^G , η_p^G и $\Delta q_{p-tr}^G, \%$ трубчато-ленточного радиатора Уралаз-355М от весовой скорости воздуха в нем при скорости воды в трубках 0,69 (Δ) и 0,76 (\circ) м/сек

Как видно из фиг. 3, при изменении весовой скорости воздуха в радиаторе Уралаз-355М от 4,3 до 20,6 кг/м²сек и скорости воды в его трубках от 0,69 до 0,76 м/сек указанные выше величины изменялись в пределах

$$\eta_p^G = 3,96 \quad \eta_{tr}^G = 2,21 \div 2,36$$

$$\text{и } \Delta q_{p-tr}^G = (\eta_p^G - 1) \cdot 100 = 121 \div 136.$$

Из этих цифр вида экономическая целесообразность развития оребрения с целью снижения металлоемкости радиатора при сохранении прежней теплоотдачи.

Для расчетного режима работы радиатора ($\gamma_{\text{лс}} V_{\text{лс}} = 14,2 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$ и $V_{\text{втр}} = 0,69 \text{ м/сек}$) $\Delta q_{p-tr}^G = 124\%$ и поэтому величина предлагаемого повышения коэффициента оребрения будет равна

$$\Delta \psi_{\text{предл}} = 0,5 \Delta q_{p-tr}^G \% = 62 \%$$

Тогда предлагаемая величина геометрического коэффициента оребрения для трубчато-ленточного радиатора Уралаз-355М будет равна

$$\psi_{\text{предл}} = \psi_{\text{сум}} + \Delta \psi_{\text{предл}} = 5,55 + 3,44 = 8,99 \approx 9,00.$$

Глава V. ЭКОНОМИЧЕСКОЕ СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРУБОК И РЕБЕР

По договору 1966 года с Шадринским автоагрегатным заводом автором исследовались пять трубчато-пластинчатых (с шагом пласт-

тин) 2,47; 2,7; 3,0; 3,38 мм (тогда был серийным); 3,5 мм и трубчато-ленточный (с шагом лент 6,0 мм) радиаторы для автомобиля Уралаз-355М.

Из всех этих радиаторов наименьшую металлоемкость (наибольшую теплоотдачу q ккал/кг час) показал ленточно-трубчатый радиатор (с шагом ленты 6,0 мм и $\psi = 5,55$), который и был рекомендован к производству. Переход на его производство с конца 1967 года вместо трубчато-пластинчатого с шагом пластин 3,38 мм дает годовую экономию по ШААЗ 138, I тонны цветных металлов стоимостью 132026 рублей.

Применение нашей методики исследования элементов указанного радиатора позволило определить рациональное соотношение поверхностей его трубок и лент.

Внедрение в производство трубчато-ленточного радиатора с предлагаемым оребрением (с $\psi = 9,00$ вместо $\psi = 5,55$) может дополнительно сэкономить 9,14 тонн цветных металлов стоимостью 14023 рубля на каждые 10000 изделий в год.

Коэффициент оребрения $\psi = 9,00$, шаг лент $a = 3,42$ мм и коэффициент живого сечения по воздуху $f = 0,800$ у предлагаемого радиатора лежит в пределах значений этих величин у существующих автотракторных радиаторов $\psi = 2,2 \div 10$; $a = 2,25 \div 7,0$ мм и $f = 0,30 \div 0,86$.

ВЫВОДЫ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ

А. Выводы

I. Эксперименты подтвердили целесообразность уточнений теории теплопередачи для трубчато-ребристых радиаторов, предложенных в данной работе.

Можно рекомендовать к применению в работах по исследованию автотракторных и других близких к ним по конструкции радиаторов полученные в данной работе уравнения (7) для коэффициента полезного использования (КПИ) поверхности ребер η_p^F ; уравнения (8) для коэффициента полезного использования всей ребристой поверхности η_{pp}^F ; уравнения (13) и (14) для коэффициента теплопередачи радиатора K ; уравнение (9) для вводимого понятия о приведенном коэффициенте оребрения ψ^0 ; уравнение (12) для вводимого понятия о КПИ веса (массы) ребер (η_p^G) и других.

2. В сочетании с уточненными уравнениями для K , η_p^f , η_p^a и другими предлагаемая методика экспериментального исследования основного и вспомогательных радиаторов (радиатора; его же, но без ребер; его же, но с теплоизолированными от трубок ребрами и других) позволяет оценить эффективность отдельно каждого элемента радиатора и выбрать рациональное сочетание поверхностей его трубок и ребер (ψ).

3. Для оценки турбулизующего действия ребер на поток воздуха в сердцевине был предложен коэффициент φ_r (уравнение (17)). Он позволяет оценить эффективность и конструктивную целесообразность той или иной формы охлаждающих ребер радиатора, как турбулизаторов воздуха.

4. Полученные в работе критериальные уравнения типа $Nu = c Re^a$ (37; 38; 39; 40) могут быть использованы для определения коэффициентов теплоотдачи α_2 и α_p для подобных радиаторов.

Предложения по радиатору Уралаз-355М

*1. Дальнейшую интенсификацию теплоотдачи от радиатора целесообразно произвести за счет выполнения на охлаждающих ребрах (лентах) сквозных просечек и снижения на них толщин пограничных слоев воздуха. Четыре просечки на каждом витке ленты радиатора позволяют снизить толщину пограничных слоев воздуха на ней на величину до 120% независимо от скорости воздуха.

2. Целесообразно развить оребрение радиатора, как более эффективного в сравнении с трубками, и повысить его коэффициент оребрения с 5,55 до 9,00. Это позволит получить годовую экономию цветных металлов 9,14 тонн стоимостью 14023 рубля на каждые 10000 радиаторов.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ИЗЛОЖЕНЫ В ТРУДАХ

1. Исследование модифицированной системы охлаждения тракторных двигателей ЧТЗ. Труды Челябинского института механизации и электрификации сельского хозяйства (ЧИМЭСХ). Вып.7. Челябинск. 1959 г.

2. К вопросу о теории теплопередачи в пластинчато-трубчатых радиаторах. Труды ЧИМЭСХ. Вып.7. Челябинск. 1959 г.

3. Пути совершенствования ребристо-трубчатых теплообменников. Техничко-экономический бюллетень Челябинского СХ. № 8. Челябинск. 1959 г.

4. Некоторые уточнения теории теплопередачи в ребристо-трубчатых теплообменниках. Известия ВУЗ"ов СССР. Машиностроение. Москва. 1960 г.

5. Оценочные показатели автотракторных ребристо-трубчатых радиаторов. Труды ЧИМЭСХ. Вып.20. Челябинск. 1966 г.

6. Выбор и расчет определяющих параметров теплоносителей в автотракторных радиаторах. Труды ЧИМЭСХ. Вып.28. Челябинск. 1967 г.

7. Метод раскрыя заготовок для входных сопел прямоугольных воздухопроводов. Труды Челяб.политех.ин-та (ЧПИ). Вып.52. Челябинск 1969 г.

8. Оценка турбулизирующего действия оребрения на теплоотдачу от трубок теплообменника. Труды ЧПИ. Вып.62. Челябинск. 1968 г.

9. Вывод уточненного уравнения теплоотдачи от прямоугольного ребра к воздуху. Труды ЧПИ. Вып.119. Челябинск. 1972 г.

10. О турбулизирующем действии оребрения радиатора автомобиля Урал-355М. Труды ЧПИ. Вып.119. Челябинск. 1972 г.

11. Отчет для Челябинского тракторного завода (ЧТЗ) - исследование модифицированной системы охлаждения дизеля КДМ-46. Челябинск. 1957 г.

12. Отчет для ЧТЗ - поверочный расчет трактора С-100М (расчет системы охлаждения). Челябинск. 1958 г.

13. Отчет для Шадринского автоагрегатного завода (ШААЗ) - экспериментальное исследование серийного и опытных радиаторов автомобиля Уралаз-355М. Челябинск. 1967 г.

Результаты основных этапов выполнения диссертации были доложены

1. На техническом совещании в отделе Главного конструктора по тракторостроению ЧТЗ. 1956 г.

2. На научной конференции в ЧИМЭСХ в 1957 г.

3. На научных конференциях в ЧПИ в 1959, 1964, 1967, 1969 годах.

4. В конструкторско-эксплуатационном отделе (КЭО) ШААЗ в 1967 и 1971 годах.