

## РАЗРАБОТКА ЭФФЕКТИВНОГО ВОЗДУШНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ДЛЯ АВТОМОБИЛЯ НА ЖИДКОМ АЗОТЕ

*С.И. Бондаренко, А.Я. Левин, И.Н. Кудрявцев\*, А.И. Пятак\**

*Физико-технический институт низких температур НАН Украины,  
Харьков, 61164, пр. Ленина, 47; E-mail: bondarenko@ilt.kharkov.ua;  
\*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,  
Харьков, 61002, ул. Петровского, 25; E-mail: air@khadi.kharkov.ua*

Предложена математическая модель воздушного теплообменника для криогенного автомобиля с проточной схемой движения теплоносителей, учитывающая влияние влажности воздуха и снежно-ледяной шубы на его поверхности. Выполнен теоретический анализ температуры азота на выходе из теплообменника в зависимости от скорости движения автомобиля. Рассмотрены физические аспекты десублимации влаги на наружной поверхности теплообменника. Рассчитаны параметры инееобразования для конкретной модели воздушного теплообменника, предназначенного для криогенного автомобиля.

### ВВЕДЕНИЕ

Поиск путей создания экологически чистого транспорта, использующего альтернативные источники энергии, привел в последние три года к разработке в США и Англии первых образцов криогенных (низкотемпературных) автомобилей и стимулировал их исследования на Украине [1-4].

Принципиальная схема криогенной силовой установки изображена на рис. 1. Рабочим телом является жидкий азот ( $LN_2$ ), хранящийся на борту в специальном термоизолированном баке (криостате). Отметим, что жидкий азот является негорючим, легкодоступным и относительно дешевым энергоносителем по сравнению, например, с жидким водородом. В результате испарения и подогревания в теплообменнике образуется газообразный азот высокого давления (до 30 атм), который подается в пневмодвигатель для совершения полезной работы.

Термодинамический анализ рабочего цикла криогенного автомобиля с силовой установкой, работающей на жидком азоте, показал [5], что его эффективность существенным образом зависит от качества работы воздушного теплообменника (ВТ). Основное назначение теплообменника – нагрев и получение высокого давления газообразного азота перед подачей его в пневмодвигатель. Эффективная работа теплообменника должна обеспечиваться в широком диапазоне параметров воздуха: температуры от  $-20$  до  $+40$  °С, влажности - от 0 до 100 %, скорости набегающего потока - от 0 до 30 м/с. Разработка подобного теплообменника является актуальной научно-технической задачей, учитывая жесткие ограничения на его габаритные и массовые характеристики для применения на автомобиле.

Отметим, что даже упрощенный расчет стационарного режима работы ВТ представляет собой непростую задачу, которая должна решаться методом последовательных приближений с учетом зависимости усредненных теплофизических свойств теплоносителей от температуры. Дело в том, что расход воз-

духа через ВТ является функцией его средней температуры, которая, в свою очередь, зависит от расхода воздуха и должна определяться из уравнений теплового баланса и теплопередачи.

Другая проблема – прогнозирование нестационарной работы теплообменника в условиях инееобразования (обледенения) на его наружной поверхности с отрицательными температурами, и разработка методов ее очистки. Построение адекватной расчетной модели процессов нестационарного теплообмена для реальной конструкции теплообменника, работающего во влажном воздухе, требует значительных затрат времени и материальных ресурсов.

В настоящей работе представлены результаты первого этапа разработки воздушного теплообменника для криоавтомобиля. Авторами, в частности, выполнены:

- численный анализ эффективности работы ВТ в стационарном режиме в зависимости от скорости движения транспортного средства и температуры воздуха, с использованием рекомендованных в литературе соотношений для учета влияния влажности воздуха [6];
- расчеты массогабаритных характеристик ВТ для конкретной конструктивной схемы;
- качественный теоретический анализ влияния влажности воздуха на работу ВТ.

### УПРОЩЕННАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВОЗДУШНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

На данном этапе работы рассматривалась конструкция воздушного теплообменника из оребренных труб. Было принято, что теплообменник состоит из 60 стальных оребренных труб с круглыми латунными ребрами диаметром 30 мм и шагом 8 мм. Горизонтальные трубы с внутренним диаметром 10 мм и длиной 0,6 м объединены коллекторами по 6 штук в 10 секций. Плоскость каждой секции перпендикулярна набегающему потоку воздуха. В це-

лом в пакете оребренные трубы расположены в шахматном порядке, соприкасаясь ребрами друг с другом. По ходу азота секции соединены последовательно таким образом, чтобы теплый воздух и холодный азот двигались навстречу друг другу. Тем самым практически реализуется противоточная схема движения теплоносителей, при которой обеспечивается минимальная разность температур на "теплом конце" ВТ, т.е. максимальная температура азота на выходе из теплообменника.

Масса предложенного теплообменника (без учета входного, выходного и промежуточных коллекторов) составляет около 45 кг, причем половину ее составляет масса оребрения труб. Габариты теплообменника составляют приблизительно 650 × 200 × 300 мм.

Упрощенная математическая модель стационарного режима работы воздушного теплообменника состоит из уравнений теплового баланса и теплопередачи, записываемых в следующем виде

$$W_a \cdot (T_a^{вх} - T_a^{вых}) = W_v \cdot (T_v^{вх} - T_v^{вых}), \quad (1)$$

$$W_a \cdot (T_a^{вх} - T_a^{вых}) = k \cdot F \cdot \frac{(T_v^{вх} - T_a^{вх}) - (T_v^{вых} - T_a^{вых})}{\ln \frac{T_v^{вх} - T_a^{вых}}{T_v^{вых} - T_a^{вх}}}, \quad (2)$$

где  $W_a = C_{p_a}(T_a, P_a) \cdot G_a$  - водяной эквивалент потока азота, Вт/К;  $C_{p_a}$  - удельная изобарная теплоемкость азота, Дж/(кг·К);  $T_a$  и  $P_a$  - средняя температура (К) и давление (МПа) азота, соответственно;  $G_a$  - массовый расход азота, кг/с;  $W_v = C_{p_v}(T_v, P_v) \cdot G_v$  - водяной эквивалент потока воздуха, Вт/К;  $C_{p_v}$  - удельная изобарная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К);  $T_v$  и  $P_v$  - средняя температура (К) и давление (МПа) воздуха, соответственно;  $G_v$  - массовый расход воздуха,

кг/с;  $F$  - площадь условной поверхности теплообмена, численно равная площади наружной поверхности гладких труб, м<sup>2</sup>;  $k$  - коэффициент теплопередачи ВТ, приведенный к условной поверхности теплообмена, Вт/(м<sup>2</sup>·К); "вх" и "вых" - индексы, соответствующие входу и выходу потоков из воздушного теплообменника.

Изобарные теплоемкости воздуха и азота при выбранных рабочих давлениях определяются по справочным данным [7-9].

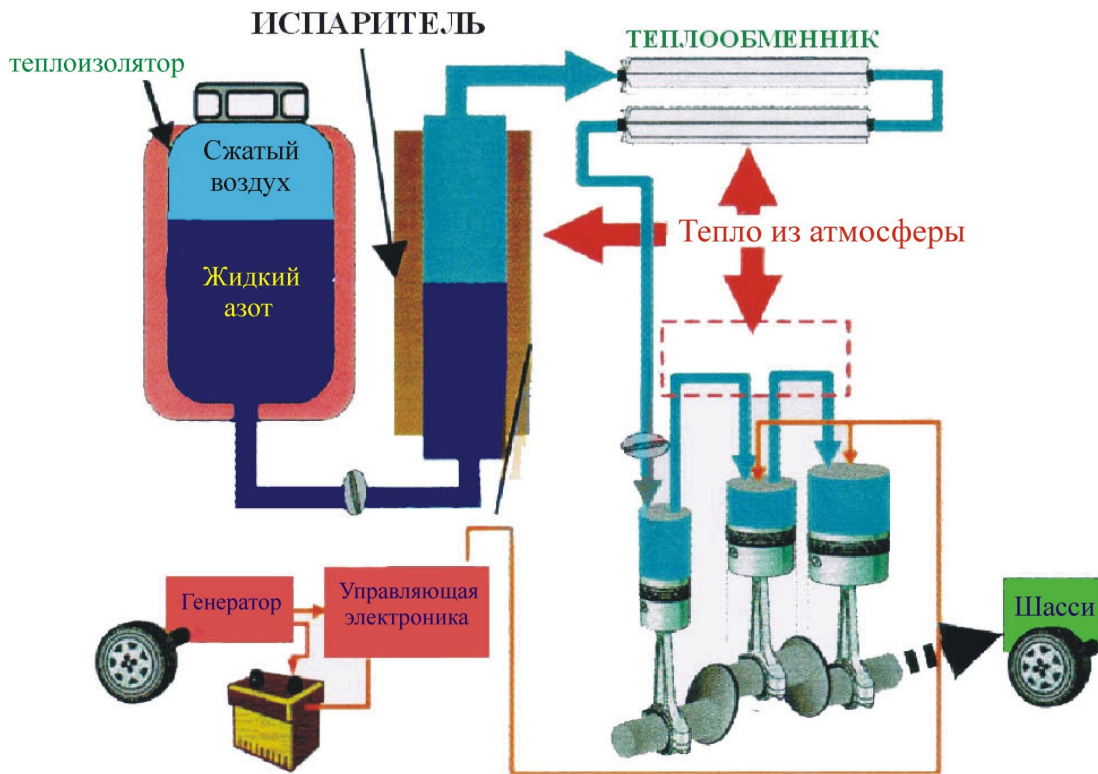


Рис. 1. Принципиальная схема криогенной силовой установки на жидком азоте

Расход воздуха через теплообменник  $G_v$  рассчитывается с учетом скорости движения автомобиля и

гидравлического сопротивления проточной части

ВТ по воздуху с помощью следующего соотношения:

$$Eu \cdot \rho_a(T_a) \cdot V_a^2 = \rho_a(T_a^{ex}) \cdot V_{aem}^2 / 2, \quad (3)$$

где  $\rho_a(T_a)$  - плотность воздуха при средней температуре воздуха в теплообменнике, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_a(T_a^{ex})$  - плотность воздуха при температуре окружающей среды, кг/м<sup>3</sup>;  $V_a = G_a / (\rho_a(T_a) \cdot F_{yz})$  - скорость воздуха в наиболее узком сечении теплообменника, м/с;  $F_{yz}$  - площадь наиболее узкого сечения для прохода воздуха в ряду оребренных труб, м<sup>2</sup>;  $V_{aem}$  - скорость автомобиля, м/с.

Число Эйлера  $Eu$  определяется по формуле [6]:

$$Eu = 0,99 \cdot Z \cdot (u/d)^{-0,72} \cdot Re^{-0,28}, \quad (4)$$

которая справедлива для тесных шахматных пучков оребренных труб при числах Рейнольдса  $Re$  от 10000 до 60000. Здесь  $Z$  - количество рядов труб, через которые проходит воздух;  $u$  - расстояние между соседними ребрами, м;  $d$  - наружный диаметр труб, м.

Коэффициент теплопередачи  $k$ , приведенный к условной поверхности теплообмена, рассчитывается с помощью следующего уравнения:

$$k = 1 / [1/\alpha + F/(\alpha_a \cdot F_a)], \quad (5)$$

где  $F_a$  - площадь поверхности теплообмена со стороны азота, м<sup>2</sup>;  $\alpha_a$  - средний коэффициент теплоотдачи азота, Вт/(м<sup>2</sup>·К), рассчитываемый при средней температуре азота по известному критериальному соотношению (см., напр., [10])

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33}. \quad (6)$$

Здесь  $Pr = C_p \cdot \eta_a / \lambda_a$  - число Прандтля для азота;  $\eta_a(T_a)$  - вязкость азота при средней температуре, Па·с;  $\lambda_a(T_a)$  - теплопроводность азота при средней температуре, Вт/(м·К);  $Nu = \alpha \cdot d / \lambda_a$  - число Нусельта.

В формуле (5)  $\alpha$  есть коэффициент теплоотдачи условной поверхности (площадью  $F$ ), Вт/(м<sup>2</sup>·К), определяемый из соотношения

$$\alpha = \alpha_p \cdot (\varphi \cdot F_p / F + F_0 / F), \quad (7)$$

где  $F_p$  - площадь поверхности ребер, м<sup>2</sup>;  $F_0$  - площадь наружной поверхности труб между ребрами, м<sup>2</sup>;  $\varphi$  - степень эффективности ребра;  $\alpha_p$  - средний коэффициент теплоотдачи ребристой поверхности, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Средний коэффициент теплоотдачи ребристой поверхности вычисляется по формуле

$$\alpha_p = \alpha_{ст} \cdot [1 - 0,25 \cdot (h/l)^{0,5}]. \quad (8)$$

Здесь  $h$  - высота ребра, м;  $l$  - расстояние между осями ребер, м;  $\alpha_{ст}$  - коэффициент теплоотдачи для гладких труб, Вт/(м<sup>2</sup>·К), вычисляемый при средних параметрах воздуха по известным критериальным соотношениям (см., напр., [7]):

$$Nu = 0,334 \cdot C_z \cdot [(s_1 - d)/(s - d)]^{0,25} \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,35}, \quad (9)$$

где  $C_z$  - поправка на число рядов ( $C_z \approx 0,97$  при  $Z = 10$ );  $s_1$  и  $s$  - соответственно продольный и диагональный шаг труб в шахматном пучке, м.

Степень эффективности ребра

$$\varphi = th(m \cdot h') / m \cdot h', \quad (10)$$

где  $m = [2 \cdot \alpha_p / (\lambda \cdot \delta)]^{0,5}$ ;  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности материала ребер, Вт/(м·К);

$\delta$  - толщина ребра, м; а параметр  $h'$  определяется по формуле

$$h' = h \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln \rho), \quad (11)$$

причем  $\rho = D/d$ , где  $D$  - наружный диаметр ребра, м.

Влияние влажности воздуха на работу охладителей воздуха в литературе [6] рекомендуется учитывать в расчетах следующим образом. При расчете коэффициента теплоотдачи влажного воздуха по формуле (7) в нее вводятся два поправочных коэффициента - коэффициент влаговыпадения  $\xi$  и поправочный коэффициент  $b$ , учитывающий тепловое сопротивление снежно-ледяной шубы и другие загрязнения наружной поверхности теплообменника

$$\alpha' = \alpha \cdot b \cdot \xi. \quad (12)$$

Коэффициент влаговыпадения учитывает выделение тепла при конденсации или десублимации влаги на теплообменной поверхности

$$\xi = (i_{ex} - i_{вых}) / [C' \cdot (T_a^{ex} - T_a^{вых})], \quad (13)$$

где  $i_{ex}$  и  $i_{вых}$  - энтальпии влажного воздуха на входе и выходе из теплообменника соответственно,  $C' = 4,18 \cdot (0,24 + 0,45 \cdot d)$  - условная теплоемкость влажного воздуха, кДж/(кг·К);  $d$  - влагосодержание воздуха, кг/кг.

Численное значение коэффициента влаговыпадения при высокой влажности воздуха может существенно превышать единицу. Так, например, при  $T_a^{ex} = 25$  °С и относительной влажности воздуха около 70 %, или же при  $T_a^{ex} = 11$  °С и относительной влажности 98 % величина коэффициента влаговыпадения составляет  $\xi = 2,06$ .

Коэффициент  $b$ , учитывающий влияние снежно-ледяной шубы и другие загрязнения поверхности, по данным исследований ВНИИХИ составляет при свободной циркуляции воздуха  $b = 0,7 \dots 0,8$ .

Приведенные данные свидетельствуют о том, что наличие влаги в воздухе фактически ведет к интенсификации теплообмена, т.е. к повышению коэффициента теплопередачи ВТ и соответственно температуры выходящего азота по сравнению со случаем работы теплообменника на сухом воздухе.

## ВЛИЯНИЕ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ И ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУХА НА РАБОТУ ВТ

Газообразный азот, поступающий в ВТ после предварительного подогрева в экономайзере - проточном теплообменнике типа «азот-азот», может иметь температуру 140...150 К. Для его нагрева до температуры 300 К, например, при расходе 200 кг/ч, из окружающей среды требуется подводить тепловую мощность около 14 кВт. С ростом расхода азота требуемая интенсивность подвода тепла соответственно возрастает.

При заданных параметрах азота и выбранной конструкции теплообменника основное влияние на эффективность работы ВТ без принудительной вентиляции оказывают скорость движения автомобиля и температура окружающей среды.

В качестве примера с помощью приведенной выше упрощенной математической модели были выполнены расчеты стационарных режимов работы

ВТ, предназначенного для нагрева азота с расходом 200 кг/ч, при скорости движения автомобиля от 10 до 50 км/ч. Температура воздуха варьировалась от -20 до +30 °С. Результаты численных расчетов температуры азота на выходе из воздушного теплообменника (на входе в пневмодвигатель) в зависимости от скорости автомобиля и температуры сухого воздуха приведены на рис. 2.

Графики (см. рис. 2) позволяют, в частности, оценить при какой скорости движения автомобиля требуется обеспечивать принудительную прокачку воздуха через теплообменник. Очевидно, что эта скорость будет изменяться в зависимости от того, насколько жесткие требования предъявляются к эффективности ВТ. Так, если принять, что температура воздуха на выходе из ВТ должна отличаться от температуры окружающей среды не более чем на 10 °С, получим, что принудительную прокачку воздуха через ВТ с помощью вентилятора требуется обеспечивать при скорости автомобиля ниже 30 км/ч.

Учет влияния влажности воздуха в приведенной выше модели (соотношения (12) и (13)) достаточно прост и, как правило, приводит к некоторому повышению температуры азота на выходе из теплообменника из-за возрастания теплоемкости воздуха с ростом его влагосодержания. Это означает, что при проектных расчетах стационарного режима работы воздушного теплообменника влагосодержание воздуха может не учитываться.

В то же время необходимость выполнения более строгих проверочных расчетов ВТ с учетом нестационарных условий теплообмена из-за образования на его поверхности «снеговой шубы» не вызывает сомнения. В этой связи рассмотрим более подробно физику процесса выпадения влаги на холодной поверхности воздушного теплообменника и оценим возможные тепловые характеристики формирующе-

гося слоя инея в предположении, что он равномерно распределен по теплообменной поверхности.

## ФИЗИКА ПРОЦЕССА ДЕСУБЛИМАЦИИ ВЛАГИ НА НАРУЖНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕННИКА

Соотношение скоростей процессов тепло- и массообмена при десублимации влаги на поверхности воздушного теплообменника определяется числом Льюиса:

$$Le = a/D, \quad (14)$$

где  $a$  - коэффициент температуропроводности воздуха;  $D$  - коэффициент диффузии влаги в воздухе.

При  $Le > 1$  интенсивность массообмена ниже интенсивности теплообмена, поэтому масса водяного пара не успевает доставляться к поверхности. При наличии в потоке достаточного количества центров конденсации пересыщенный пар будет в основном выделяться в объеме воздуха. При  $Le < 1$  и в ламинарном, и в турбулентном потоках объемное выделение влаги маловероятно, и на поверхности образуется плотная твердая фаза.

В процессе образования слоя инея, следуя работе [11], можно выделить три периода: период роста кристаллов льда, период роста шероховатого слоя, период оплавления поверхности и уплотнения слоя инея.

1. В период роста кристаллов льда охлажденная поверхность теплообменника быстро покрывается очень тонким слоем, состоящим из отдельных островков. Затем на слое десублимата появляются отдельные кристаллы, которые располагаются на большом расстоянии один от другого и растут в вертикальном направлении примерно с одинаковой скоростью. Для этого периода характерен преимущественный рост кристаллов в длину, в результате чего слой приобретает вид своеобразного "леса".

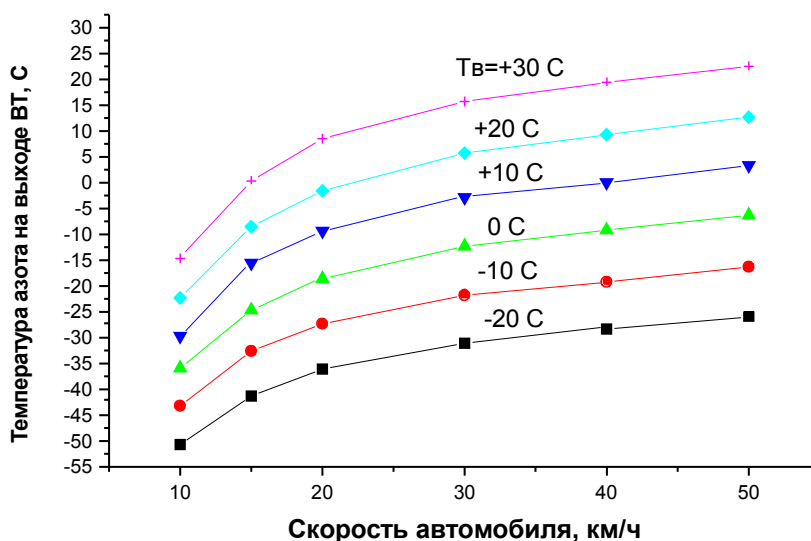


Рис. 2. Температура азота на выходе из ВТ в зависимости от скорости автомобиля при различных температурах сухого воздуха

2. В период роста шероховатого слоя инея форма вершин кристаллов, кристаллы начинают взаимодействовать между собой. Эти образования постепенно

переходят в более однородный по своей структуре слой инея с гладкой поверхностью. В этот период плотность слоя увеличивается, что связано с ростом кристаллов в трехмерном пространстве и диффузией пара внутри слоя десублимата.

3. В период завершения роста слоя инея его форма не претерпевает изменения, пока из-за его собственного термического сопротивления температура поверхности не достигнет температуры плавления. Начинается оплавление поверхности слоя десублимата и образование капель десублимирующегося вещества - воды. Эти капли всасываются в слой и затем замерзают в его глубине. Перемещение воды в глубь пористого слоя инея обусловлено капиллярными силами и переконденсацией. Оплавление и повторное замерзание вызывают резкое увеличение плотности слоя и снижение его термического сопротивления (при этом уменьшается и толщина слоя). Температура поверхности слоя вследствие роста его теплопроводности вновь понижается и снова начинается процесс десублимации, приводящий к увеличению толщины слоя и как следствие - к повышению температуры поверхности. Этот циклический процесс оплавления, всасывания, замерзания и нарастания слоя инея периодически повторяется до достижения равновесного в передаче тепла состояния. В конечном результате получается плотный компактный слой.

Описанный механизм инеобразования позволяет сделать вывод, что структура и свойства слоя инея зависят от скорости и температуры потока влажного воздуха, температуры холодной поверхности, влажности воздуха и длительности процесса. Поскольку в рассматриваемом автомобильном теплообменнике типа «азот – воздух» практически каждый из указанных параметров может изменяться в широком диапазоне (причем не только во времени, но и в пространстве – вдоль поверхности теплообмена), очевидно, что построение адекватной расчетной модели является сложнейшей задачей, решение которой невозможно без привлечения опытных данных.

Известно, например, что плотность слоя инея растет с ростом скорости воздуха и падает с ростом температурного напора. Эксперименты по конденсации водяного пара на цилиндрической поверхности с температурой от 200 до 270 К показали, что с ростом толщины слоя от 1 до 5 мм средняя плотность слоя инея увеличивалась от 300 до 750...800 кг/м<sup>2</sup>.

### ВЛИЯНИЕ СЛОЯ ИНЕЯ НА ТЕПЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВТ

Термическое сопротивление слоя твердой фазы, как показано в ряде работ (см., напр., [12]), через некоторый интервал времени после начала процесса десублимации становится практически постоянным. Это объясняется тем, что слой постепенно уплотняется в процессе десублимации, и его коэффициент теплопроводности возрастает. Однако с учетом роста общей толщины слоя результирующее термическое сопротивление становится постоянным.

Для расчета коэффициента эффективной теплопроводности  $\lambda_{эф}$  пористого слоя десублимата можно использовать следующие соотношения.

При пористости  $\varepsilon > 0,5$  для расчета  $\lambda_{эф}$  рекомендуется применять параболическую зависимость

$$\lambda_{эф}/\lambda_m = (\rho_c/\rho_m)^2, \quad (15)$$

где  $\rho_c, \rho_m$  - соответственно плотности данной системы и твердой фазы, а  $\lambda_m$  - теплопроводность твердой фазы.

При  $\varepsilon < 0,5$  для оценки  $\lambda_{эф}$  можно использовать соотношение:

$$\frac{1}{\lambda_{эф}} = \frac{1-\varepsilon}{\lambda_r} + \frac{\varepsilon}{\lambda_g}, \quad (16)$$

где  $\lambda_r$  - теплопроводность газовой фазы.

Для справки в табл.1 приведены экспериментальные данные по теплопроводности снега в зависимости от его плотности, а в табл.2 – теплопроводность и плотность льда в зависимости от температуры.

Количество паров воды, находящихся в воздухе, зависит от температуры воздуха и его относительной влажности. В табл. 3 приведены данные о максимальном возможном удельном количестве паров воды в насыщенном воздухе (относительная влажность 100 %).

В этой же таблице приведены данные о количестве тепла, выделяющегося при десублимации максимального количества влаги, приходящейся на 1 кг "сухого" воздуха, и эквивалентный ему нагрев того же 1 кг воздуха.

Оценки удельного количества тепла и эквивалентного нагрева получены с учетом удельной теплоты десублимации воды – 2831 кДж/кг (теплота конденсации - 2497 кДж/кг, теплота замерзания – 334 кДж/кг) и удельной теплоемкости сухого воздуха  $C_{pе} = 1,002...1,006$  кДж/(кг·К).

Данные табл. 3 свидетельствуют о том, что степень влияния влажности воздуха на работу ВТ может отличаться более чем на порядок. Причем максимальное количество тепла вследствие вымораживания влаги может подводиться при высокой температуре воздуха, когда условия для нагрева азота и так наиболее благоприятны. Соответственно вымораживание влаги из воздуха оказывает минимальное влияние при низкой температуре, когда возможности нагрева азота в ВТ естественным образом ограничены..

Толщина слоя инея и его термическое сопротивление могут быть оценены только для конкретной конструкции и конкретного режима работы теплообменника типа "азот-воздух". В воздушном теплообменнике, конструкция которого была описана выше, при нагреве азота высокого давления с расходом 200 кг/ч расчетный расход воздуха составляет около 5,3 м<sup>3</sup>/мин (0,12 кг/с в пересчете на сухой воздух) при температуре воздуха +10 °С и его относительной влажности 100 %. Предполагая, что вся влага из набегающего потока воздуха вымораживается на поверхности теплообменника (что в общем случае может и не происходить!), получим, что за 0,5 ч работы десублимируется около 1,5 кг влаги.

Таблица 1

Плотность снега, кг/м <sup>3</sup>	150	200	300	400	500	600
------------------------------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Теплопроводность снега при 0 °С, Вт/(м·К)	0,116	0,151	0,233	0,337	0,47	0,64
---	-------	-------	-------	-------	------	------

Таблица 2

Температура, °С	0	-20	-40	-60	-80	-100	-120
Плотность льда, кг/м <sup>3</sup>	917	920	922	924	926	928	929
Теплопроводность льда, Вт/(м·К)	2,21	2,44	2,67	2,91	3,14	3,5	3,84

Таблица 3

Температура воздуха, °С	-10	0	+10	+20	+30
Количество водяного пара в насыщенном воздухе, г/м <sup>3</sup>	2,14	4,85	9,35	17,30	30,30
Максимальное влагосодержание воздуха при влажности 100 %, г/кг	1,59	3,73	7,48	14,17	25,4
Удельное количество тепла, выделяющегося при полной десублимации влаги, кДж/кг	4,50	10,56	21,17	40,11	71,90
Эквивалентный нагрев 1 кг "сухого" воздуха, °С	4,5	10,5	21	40	71

Если эта влага будет равномерно распределена по всей поверхности теплообмена размером  $\approx 7 \text{ м}^2$ , то при плотности слоя  $917 \text{ кг/м}^3$  (лед) его толщина составит  $0,23 \text{ мм}$ , а при плотности  $200 \text{ кг/м}^3$  (рыхлый иней) -  $1,1 \text{ мм}$ .

Перепад температур на усредненном слое "льда" при этом составит менее  $1 \text{ °С}$ , а на слое "рыхлого инея" - до  $85 \text{ °С}$ . Если же плотность инея окажется в два раза больше (что более реально), то по имеющимся данным средний перепад температур на слое такого "уплотненного инея" будет составлять примерно  $18 \text{ °С}$ .

Рассмотренная идеализированная картина вымораживания влаги в реальной конструкции будет значительно сложнее из-за воздействия ряда факторов:

- вдоль теплообменника существенно изменятся температурный напор, причем не только от секции к секции, но и вдоль каждой отдельной секции, кроме того, имеются значительные градиенты температур по ребрам ВТ;
- влагосодержание воздуха на входе в последующие секции ниже, из-за процессов вымораживания;
- продолжительность контакта влажного воздуха с холодной поверхностью очень мала (сотые доли секунды), поэтому можно ожидать, что из набегающего потока воздуха вымораживается не вся влага.

Таким образом, наличие влаги в воздухе и ее выпадение на холодных поверхностях воздушного теплообменника оказывают противоположное действие на его эффективность.

С одной стороны, слой инея или льда имеет существенное термическое сопротивление и ухудшает теплопередачу от воздуха к азоту. С другой стороны, при десублимации влаги выделяется дополнительное количество тепла, что фактически означает существенный рост теплоемкости влажного воздуха по сравнению с сухим, а также (что, по-видимому, важнее) - существенное увеличение коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха (см. табл. 3 и соотношения (12) и (13)).

Если бы воздух всегда имел относительную влажность  $100 \%$ , то в результате роста его "теплоемкости" можно было бы уменьшить расчетный расход "влажного" воздуха по сравнению со случаем "абсолютно сухого" воздуха до  $70 \%$  при температуре воздуха от  $-10$  до  $+30 \text{ °С}$ . Это расчетное снижение естественно не учитывает термическое сопротивление слоя десублимата и рост коэффициента теплоотдачи к воздуху.

Влажность воздуха - величина случайная, поэтому теплообменник типа "азот-воздух" для криоавтомобиля должен быть работоспособен во всем диапазоне температур окружающего воздуха (реально, от  $-20$  до  $+40 \text{ °С}$ ) и при всех теоретически возможных значениях относительной влажности - от  $0$  до  $100 \%$ .

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, процедура проектирования теплообменника типа «азот-воздух» заключается в выборе конкретных вариантов конструкции на основе предварительных расчетов и последующей проверке его работоспособности в течение заданного времени при всех возможных значениях температуры воздуха и его влагосодержания с помощью математической модели. Наиболее адекватная модель должна учитывать все стороны влияния влаги (тепловое сопротивление слоя десублимата, рост "эффективной теплоемкости" влажного воздуха, увеличение коэффициента теплоотдачи для влажного воздуха), которые, вообще говоря, различны для различных участков теплообменника.

Учитывая исключительную сложность процессов тепло- и массопереноса в воздушных теплообменниках с изменяющейся температурой теплоносителя (азота), на дальнейших этапах работы предполагается проведение макетирования для экспериментального исследования влияния влажности воздуха на теплообмен. В первую очередь планируется изучить нестационарный процесс теплообмена азота и влажного воздуха в условиях инееобразования на гладких трубах.

Это позволит отработать численные методы расчета подобных теплообменников, необходимые для разработки оптимальных конструкций воздушных

теплообменников для криоавтомобилей. Кроме того, должны быть экспериментально отработаны все приемлемые способы очистки поверхности воздушного теплообменника от слоя десублимата.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. M.C.Plummer, C.P.Koehler, D.R.Flanders et al. Cryogenic heat engine experiment // *Proc. of 1997 Cryogenic Engineering Conference*, Portland, July 1997, USA.
2. J.Williams, C.Knowlen, A.T.Mattick., A.Hertzberg. Frost-Free Cryogenic Heat Exchanger for Automotive Propulsion // *Proc. of 33-rd AIAA/ASME Joint Propulsion Conference & Exhibit*, July 6-9, 1997, Seattle, USA.
3. С.И.Бондаренко, В.Н.Фенченко. Двигательная установка транспортного средства // *Патент Украины* N 22721A, 1997.
4. <http://www.pollutionfreecar.co.uk>.
5. А.Н.Туренко, А.И.Пятак, И.Н.Кудрявцев и др. Экологически чистый криогенный транспорт: современное состояние проблемы // *Вестник ХГАДТУ*: Сб. науч. трудов, Харьков, 2000, вып. 12-13, с. 42-47.
6. Р.М.Ладыженский. *Кондиционирование воздуха*. М.: Изд.-во торг. лит., 1962, 352 с.
7. В.В.Сычев и др. *Термодинамические свойства азота*. М.: Изд-во стандартов, 1977, 352 с.
8. Н.Б.Варгафтик и др. *Справочник по теплопроводности жидкостей и газов*. М.: «Энергоатомиздат», 1990, 352 с.
9. Н.Б.Варгафтик. *Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей*. М.: Госиздат физ.-мат. литературы, 1963, 708 с.
10. *Справочник по физико-техническим основам криогеники* / Под ред. М.П.Малкова. М.: «Энергоатомиздат», 1985, 432 с.
11. А.Г.Горелик, А.В.Амитин. *Десублимация в химической промышленности*. М.: «Химия», 1986, 272 с.
12. Б.К.Явнель // *Холодильная техника*. 1968, №12, с.13-18.

## РОЗРОБКА ЕФЕКТИВНОГО ПОВІТРЯНОГО ТЕПЛОБМІННИКА ДЛЯ АВТОМОБІЛЯ НА ЗРІДЖЕНОМУ АЗОТІ

*С.І. Бондаренко, А.Я. Левін, І.М. Кудрявцев\*, О.І. П'ятак\**

*Фізико-технічний інститут низьких температур НАН України, Харків 61164, пр. Леніна, 47; E-mail: bondarenko@ilt.kharkov.ua; \*Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків 61002, вул. Петровського, 25; E-mail: aip@khadi.kharkov.ua*

Запропоновано математичну модель повітряного теплообмінника для криогенного автомобіля з протivotочною схемою руху теплоносіїв, що враховує вплив вологості повітря і сніжно-крижаної шуби на його поверхні. Виконано теоретичний аналіз температури азоту на виході з теплообмінника в залежності від швидкості руху автомобіля. Розглянуто фізичні аспекти десублимації вологи на зовнішній поверхні теплообмінника. Розраховано параметри інеюутворювання для конкретної моделі повітряного теплообмінника, призначеного для криогенного автомобіля.

## DEVELOPMENT OF THE EFFECTIVE AIR HEAT EXCHANGER FOR AUTOMOBILE, OPERATING ON LIQUID NITROGEN

*S.I.Bondarenko, A.Ya.Levin, I.N.Kudryavtsev\*, A.I.Pyatak\**

*Institute for Low Temperature Physics and Engineering, Ukraine, Kharkov 61164, Lenin ave., 47; E-mail: bondarenko@ilt.kharkov.ua; \*Kharkov National Automobile and Highway University, Ukraine, Kharkov 61002, Petrovsky st., 25; E-mail: aip@khadi.kharkov.ua*

The mathematical model of the air heat exchanger for the cryogenic automobile with the counterflow plan of motion of the heat transfer mediums is proposed, taking into account the influence of the air damp and snow-ice fur coat on its surfaces. The theoretical analysis of the nitrogen temperature on the output from the heat exchanger, depending on the automobile velocity, is accomplished. Physical aspects of the moisture desublimation on the outside surface of heat exchanger are considered. Parameters of the hoarfrost formation for concrete model of the air heat exchanger, intended for the cryogenic automobile, are calculated.