

УДК 621.436

А.А. ГОГОРЕНКО

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ЗАГРЯЗНЕНИЙ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА ОХЛАДИТЕЛЕЙ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА НА ИХ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ

Представлен способ определения влияния термического сопротивления слоев загрязнений поверхности теплообмена охладителя наддувочного воздуха на коэффициент теплопередачи. В эксперименте уточнены физические особенности загрязнителей со стороны воздуха. Экспериментально проверено, что влияние слоя загрязнителя на поверхности теплообмена со стороны воздуха на КПД охладителя наддувочного воздуха будет сравнительно небольшим. Установлено более значительное влияние загрязнения со стороны воды на изменение теплотехнической эффективности охладителя наддувочного воздуха с развитой поверхностью теплообмена и дан анализ причин изменения этого влияния.

Ключевые слова: загрязнение, коэффициент теплопередачи, охладитель наддувочного воздуха, поверхность теплообмена, термическое сопротивление.

Введение

Постановка проблемы. При работе охладителей наддувочного воздуха (ОНВ) в системах охлаждения дизелей через определенный период эксплуатации отмечается снижение их тепловых КПД при возрастании воздушного и водяного сопротивлений [5]. Причиной указанных изменений являются отложения загрязнений на поверхности теплообмена (ПТ) со стороны воздуха и воды. Обычно влияние загрязнений на теплопередачу оребренной стенки оценивается изменением термического сопротивления условной стенки, состоящей из металла и слоев отложений. При расчетах ОНВ величина термического сопротивления стенки со слоями загрязнений оценивается в различных источниках по-разному, соответственно даются различные рекомендации [1, 2, 6]. Существует мнение, что величина изменения эффективности ОНВ с течением срока эксплуатации в основном зависит от отложений со стороны воздуха. В этих случаях способность ПТ противостоять отложениям со стороны воздуха оценивают по соответствующим изменениям КПД и коэффициента теплопередачи ОНВ. Учет величины термического сопротивления загрязненной стенки, выполняемый при использовании различных подходов и различными способами, не всегда корректен и может приводить к ошибочным результатам, как при проектировании, так и при экспериментальных оценках влияния эксплуатации на эффективность. В этой связи формирование корректного подхода к учету величины термического сопротивления стенки со слоями загрязнений на поверхности теплообмена ОНВ является **актуальным**.

Целью настоящей статьи является повышение точности оценки изменения эффективности ОНВ под влиянием факторов эксплуатации.

Постановка задачи. Согласно сформулированной цели поставлены следующие задачи: изучить изменение эффективности ОНВ под воздействием раздельного влияния загрязнения ПТ со стороны воздуха и со стороны воды; уточнить природу загрязнителя, приводящего к изменению термического сопротивления ПТ со стороны воздуха; сформировать корректный подход к учету термического сопротивления обоих слоев загрязнений на поверхности теплообмена ОНВ.

Основной материал статьи

В соответствии со стандартами ассоциации производителей трубчатых теплообменников (Tubular Exchanger Manufacturers Association, сокращенно ТЕМА), современный подход к определению термического сопротивления стенки ПТ как загрязняемого элемента предполагает раздельный учет этой величины со стороны воды и со стороны воздуха [8]. Приведенная в [8] расчетная формула для определения коэффициента теплопередачи загрязненной поверхности не дана как понятный результат расчета процесса теплопередачи, ее вывод отсутствует, а различный подход к этому вопросу в указанных выше источниках делает подробный анализ предлагаемого подхода весьма желательным. Рассмотрим подробный вывод выражения для коэффициента теплопередачи загрязненной поверхности.

В результате загрязнений ПТ с обеих сторон температуры поверхностей, участвующих в тепло-

обмене, изменяются, а теплообмен происходит под действием разностей температур уже не только на металлических элементах поверхности теплообмена, но и на поверхностях слоев загрязнений. На рис. 1 схематично выделен ряд средних интегральных температур, относимых обычно к средним значениям соответствующих температур для всего теплообменника, усредненных по ходу движения теплоносителей в теплообменнике. В качестве теплоносителей приняты воздух, текущий со стороны оребрения, и вода, проходящая внутри трубок.

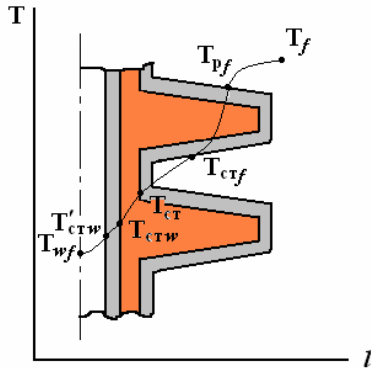


Рис. 1. Средние температуры теплоносителей в различных точках поверхности оребренной трубки со слоями загрязнений

На рис. 1 T_f – средняя интегральная температура воздуха, T_{pf} – такая же температура поверхности ребер, покрытых слоем загрязнений, T_{ctf} – средняя интегральная температура поверхности теплообмена со стороны воздуха, T_{ct} – средняя интегральная температура металлической стенки трубки у корня ребер со стороны воздуха под слоем загрязнений, T_{ctw} – средняя интегральная температура металлической стенки трубки под слоем загрязнений со стороны воды, T'_{ctw} – такая же температура поверхности, покрытой слоем загрязнений со стороны воды, T_{wf} – средняя интегральная температура воды в теплообменнике.

Применительно к представленной ПТ можно составить систему уравнений, характеризующих прохождение теплового потока от воздуха в воду с учетом выпадения влаги на поверхности теплообмена в ходе такого процесса:

$$\xi \alpha_{\pi} F (T_f - T_{ctf}) = \xi Q, \quad (1)$$

где ξ – коэффициент влаговыведения; α_{π} – приведенный коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, Вт/(м²·К); F – полная площадь поверхности со стороны оребрения, м²; Q – мощность теплового потока со стороны воздуха по явному теплу (без учета мощности потока тепла от конденсирующейся влаги), Вт;

$$\xi \frac{1}{R_3} F \left(\frac{F_p}{F} E_p \mu \psi + \frac{F_r}{F} \right) (T_{ctf} - T_{ct}) = \xi Q, \quad (2)$$

где R_3 – величина термического сопротивления слоя загрязнений со стороны воздуха, м²·К/Вт;

$\left(\frac{F_p}{F} E_p \mu \psi + \frac{F_r}{F} \right) = E_{\pi}$ – КПД (эффективность) поверхности теплообмена; F_p , F_r – площади поверхности ребер и гладких участков трубки между ребрами, м;

$$\frac{1}{R_{ct}} F_w (T_{ct} - T_{ctw}) = \xi Q, \quad (3)$$

где R_{ct} – термическое сопротивление металлической цилиндрической стенки трубки, м²·К/Вт; F_w – площадь поверхности теплообмена со стороны воды, м²;

$$\frac{1}{R_w} F_w (T_{ctw} - T'_{ctw}) = \xi Q, \quad (4)$$

где R_w – термическое сопротивление слоя загрязнений со стороны воды, м²·К/Вт;

$$\alpha_w F_w (T'_{ctw} - T_{wf}) = \xi Q, \quad (5)$$

где α_w – коэффициент теплоотдачи со стороны воды, Вт/(м²·К).

В записанных выражениях толщины загрязнений принимаются сравнительно несущественными по отношению к размерам трубки.

Если в уравнениях (1) – (5) выделить температурные напоры, определяющие движение тепловых потоков на каждом из выделенных участков, получим следующий набор уравнений:

$$T_f - T_{ctf} = \frac{\xi Q}{F} \frac{1}{\xi \alpha_{\pi}}; \quad (6) \quad T_{ctf} - T_{ct} = \frac{\xi Q}{F} R_3 \frac{1}{\xi E_{\pi}}; \quad (7)$$

$$T_{ct} - T_{ctw} = \frac{\xi Q}{F_w} R_{ct}; \quad (8) \quad T_{ctw} - T'_{ctw} = \frac{\xi Q}{F_w} R_w; \quad (9)$$

$$T'_{ctw} - T_{wf} = \frac{\xi Q}{F_w} \frac{1}{\alpha_w}. \quad (10)$$

Если теперь сложить все левые части уравнений (6)–(10), то получим выражение (11)

$$T_f - T_{ctf} + T_{ctf} - T_{ct} + T_{ct} - T_{ctw} + T_{ctw} - T'_{ctw} + T'_{ctw} - T_{wf} = \frac{\xi Q}{F} \left(\frac{1}{\xi \alpha_{\pi}} + R_3 \frac{1}{\xi E_{\pi}} + \sigma R_{ct} + \sigma R_w + \sigma \frac{1}{\alpha_w} \right), \quad (11)$$

где σ – коэффициент оребрения, равный отношению полной площади поверхности трубки со стороны оребрения F к площади внутренней поверхности трубки F_w .

После приведения подобных в левой части уравнения (11), получим

$$\left(\frac{1}{\xi \alpha_{\pi}} + R_3 \frac{1}{\xi E_{\pi}} + \sigma R_{ct} + \sigma R_w + \sigma \frac{1}{\alpha_w} \right) \times F (T_f - T_{wf}) = \xi Q, \quad (12)$$

Как известно, уравнение теплопередачи полного тепла, в котором используется коэффициент теплопередачи по полному теплу, имеет вид [7]

$$k_{\pi} F (T_f - T_{wf}) = \xi Q, \quad (13)$$

где k_{π} – приведенный коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К).

Из сопоставления (12) и (13) следует, что

$$k_{\pi} = \frac{1}{\xi \alpha_{\pi}} + R_3 \frac{1}{\xi E_{\pi}} + \sigma R_{ct} + \sigma R_w + \sigma \frac{1}{\alpha_w}. \quad (14)$$

Формула (14), идентична предложенной в [8]. Из нее следует, что коэффициент теплопередачи для современных оребренных ПТ с высокими значениями σ (достигают 10 и более), при равных значениях термических сопротивлений слоев загрязнений со стороны воздуха и воды, сильнее изменяется под действием загрязнений в водяной полости. К подобному мнению приходят и в [3]. Важно отметить, что предельно допустимые значения термических сопротивлений слоев загрязнений со стороны оребрения и со стороны внутренней поверхности водяных каналов по данным [8] для наддувочного воздуха и воды в зарубашечном пространстве через одинаковое время (около 2-х лет эксплуатации) могут достигать примерно равных значений, $1,76 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$. Отмеченное обстоятельство в отношении равенства термических сопротивлений обеих загрязнений позволяет корректнее, чем в [3], говорить о более значительном влиянии на теплопередачу загрязнений со стороны воды и в дальнейшем даже численно оценить величину этого влияния.

Данный вывод достаточно необычен для тех, кто в своей практике ориентирован на учет загрязнений с использованием упрощенного подхода [1]. Принято считать, что влияние термического сопротивления загрязнений со стороны воды на изменение эффективности ОНВ за равный период эксплуатации значительно меньшее, чем со стороны воздуха. Действительно, загрязнения со стороны воздуха выглядят впечатляюще (рис. 2). В то же время эксплуатационные загрязнения со стороны воды в теплообменниках тепловозных систем охлаждения также вполне существенны (рис. 3). Если же считать верными приведенные выше рассуждения о величинах термических сопротивлений таких отложений, то правильная оценка их влияния должна проводиться на основании выражения (14). Она же говорит о преимущественном влиянии отложений со стороны воды.

Рассмотрим результаты расчетной и экспериментальной оценки влияния загрязнений с обеих сторон ПТ на теплообмен в опытном образце ОНВ. Расчетная оценка проводилась с использованием выражения (14) и рекомендаций по значениям предельных термических сопротивлений загрязнений по воде и по воздуху, предложенных [8].

Опытный образец ОНВ изготовлен на базе трубчато-пластинчатой поверхности теплообмена, которая выполнена в виде коридорного пучка плоскоовальных труб с групповым оребрением плоскими поперечными пластинами. Пластины оребрения имеют поперечные выштамповки в виде треугольного выступа (рис. 4). Расход воздуха через ОНВ измерялся с помощью сужающего устройства (лемнискаты) и изменялся с равным шагом в диапазоне от 0,1 до 0,5 кг/с в зависимости от режима испытания. Расход воды через экспериментальный ОНВ

поддерживался неизменным и составлял 2,26 кг/с, что с запасом обеспечивало режим ее турбулентного течения. Температура воздуха перед фронтом опытного ОНВ достигала 110...130 °С при абсолютном давлении 150...155 кПа. Температура воды на входе в ОНВ имела температуру 32...36 °С.



Рис. 2. Вид на поверхность теплообмена охладителя наддувочного воздуха магистрального тепловоза (со стороны воздуха)



Рис. 3. Вид трубную доску охладителя масла магистрального тепловоза (со стороны воды)

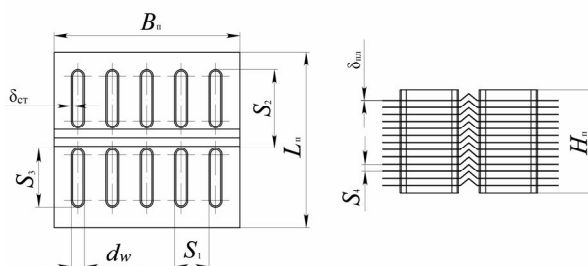


Рис. 4. Поверхность теплообмена опытного ОНВ

Схема экспериментальной установки, приборная база, методика и порядок проведения испытаний подробно описаны в [4].

Пучок ОНВ имел следующие геометрические параметры: высота поперечного сечения трубки $d_w = 3,8 \text{ мм}$, расстояние между трубками в поперечном ряду $S_1 = 10 \text{ мм}$, шаг между поперечными рядами трубок $S_2 = 23 \text{ мм}$, наибольший габарит поперечного сечения трубки $S_3 = 17 \text{ мм}$, шаг между ребрами $S_4 = 2,05 \text{ мм}$, толщина стенки трубки $\delta_{\text{ст}} = 0,4 \text{ мм}$, толщина пластины оребрения $\delta_{\text{пл}} = 0,1 \text{ мм}$, число трубок в поперечном ряду $Z_1 = 10 \text{ шт.}$, число поперечных

рядов трубок $Z_2 = 8$ шт., высота пучка $H_{\text{п}} = 110$ мм, длина пучка $L_{\text{п}} = 184$ мм, ширина пучка $B_{\text{п}} = 100$ мм, число термодинамических ходов по воде $b_w = 4$, коэффициент оребрения $\sigma = 5,4$.

На рис. 5. показаны кривые изменения КПД охладителя наддувочного воздуха, η , в зависимости от расхода воздуха, G , для различных условий загрязнения ПТ, полученные по результатам расчетного анализа.

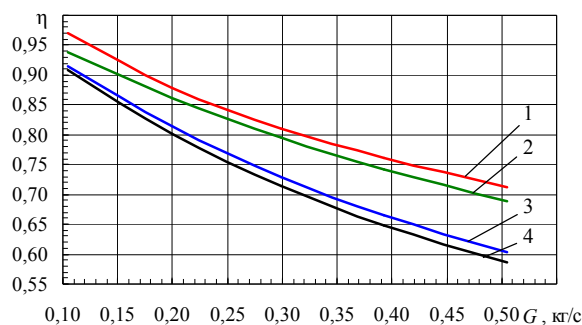


Рис. 5. Расчетные зависимости $\eta = f(G)$ для различных условий загрязнения ОНВ

На рис. 5 кривая 1 дана для технически чистой ПТ. Кривая 2 показывает изменение КПД при предельном (по данным ТЕМА) загрязнении со стороны воздуха. Кривая 3 показывает то же при предельном загрязнении со стороны воды. Кривая 4 показывает изменение КПД при предельном загрязнении ОНВ по обоим теплоносителям. Как видно, влияние загрязнений со стороны воды существенно выше, чем влияние загрязнений со стороны воздуха.

В ходе экспериментальных исследований уточнялась природа загрязнений в воздушной полости ОНВ и оценивалась правильность расчетного способа учета их влияния на работу ОНВ. Для этого ПТ со стороны воздуха перед экспериментами поочередно покрывалась слоями чистого машинного масла, загрязненного масла («отработка» из картера двигателя), промасленная поверхность запывивалась слоем частиц окислов железа размером до 5 мкм (шлам, получаемый в виде осадка при очистке боксита), покрывалась слоем масла с размешанным в нем порошком сажи различной концентрации. Испытания проводились через сутки после нанесения загрязнителей и выполнялись в течение примерно 50 мин. Они показали незначительное влияние всех перечисленных загрязнителей на КПД охладителя наддувочного воздуха. Этот результат свидетельствует о том, что масло в смеси с любыми компонентами, обычными для условий работы двигателя, не является активным загрязнителем, способным существенно снижать его КПД охладителя наддувочного воздуха. Более того, чистое масло даже способствует повышению КПД охладителя наддувочного воздуха, если перед его подачей поверхность была загрязнена минеральными частицами. Очевидно, что

причиной существенного снижения КПД охладителей наддувочного воздуха при загрязнении с воздушной стороны могут быть только продукты полимеризации масла. В ходе эксперимента был подобран имитатор подобного загрязнения — эмаль черная ПФ-115 ГОСТ 6465-76. Однократное покрытие ПТ со стороны воздуха этим загрязнителем привело к достижению термического сопротивления со стороны воздуха, примерно соответствующего стандарту ТЕМА ($1,76 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$, значение определялось на основе экспериментальных замеров и обработки результатов испытаний). При этом ухудшение эффективности ОНВ соответствовало расчетному для такого термического сопротивления и проявилось в сравнительно небольшом снижении КПД — примерно на 2,6 % во всем диапазоне расходов воздуха (или повышении температуры за ОНВ на 0,9 К). Двукратное покрытие эмалью привело к достижению термического сопротивления слоя со стороны воздуха, равного $3,44 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$, а КПД охладителя снизился еще на 2,1 %, что также соответствовало расчетам. Таким образом, снижение КПД охладителя наддувочного воздуха не оказалось значительным даже при запредельном (с точки зрения ТЕМА) загрязнении. При этом эффективным загрязнителем проявило себя вещество, прошедшее полимеризацию на поверхности, и близкое по составу к естественным для условий работы на двигателе загрязнителям (сажа плюс продукты полимеризации сложных углеводородов). На рис. 6. показаны кривые изменения КПД охладителя наддувочного воздуха в зависимости от расхода воздуха для различных условий загрязнения ПТ, полученные по результатам эксперимента. Здесь кривая 1 дана для технически чистой ПТ. Кривая 2 показывает изменение КПД при загрязнении ПТ со стороны воздуха машинным маслом. Кривая 3 показывает то же при загрязнении ПТ со стороны воздуха сажей с маслом. Кривая 4 соответствует предельному (по данным ТЕМА) загрязнению со стороны воздуха и получена при загрязнении ПТ равномерным слоем эмали ПФ-115. Кривая 5 показывает изменение КПД при повторном нанесении слоя эмали на ПТ со стороны воздуха.

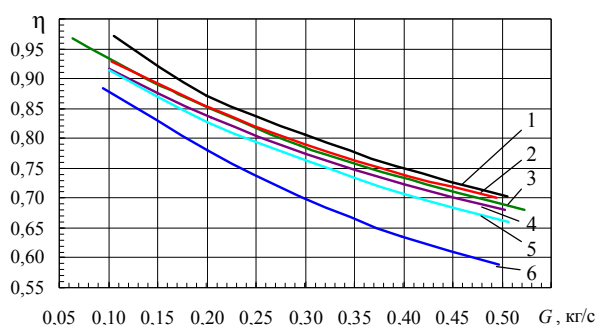


Рис. 6. Экспериментальные зависимости $\eta = f(G)$ для различных условий загрязнения ОНВ и различных загрязнителей

После экспериментов с загрязнениями воздушной стороны было выполнено загрязнение ПТ со стороны воды уже опробованным загрязнителем – эмалью ПФ-115 черного цвета. В результате обработки эксперимента установлено, что значение термического сопротивления со стороны воды при однократном покрытии поверхности такое же, как и со стороны воздуха – $1,76 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$. Кривая 6 на рис. 6 показывает изменение КПД при предельном (по ТЕМА) загрязнении ОНВ по обоим теплоносителям. Как видно из рисунка, снижение КПД в этом случае весьма значительное и составляет в среднем во всем диапазоне расходов воздуха примерно 13,9% (или повышение температуры воздуха за ОНВ на 4,8 К) по сравнению с технически чистым ОНВ. Как было упомянуто выше, экспериментальная проверка влияния иных различных загрязнителей не обнаружила существенного изменения КПД охладителя наддувочного воздуха во всем диапазоне расходов. Все полученные кривые разместились между кривыми 1 и 3 на рис. 6.

Если влияние различных загрязнителей со стороны воздуха на изменение эффективности ОНВ незначительно, то на изменение воздушного сопротивления пучка под их воздействием следует обратить особое внимание. На рис. 7 представлены экспериментальные зависимости изменения воздушного сопротивления пучка ОНВ ΔP в зависимости от расхода воздуха для различных условиях загрязнения ПТ со стороны оребрения. Здесь кривая 1 дана для технически чистой ПТ. Кривая 2 показывает изменение ΔP при загрязнении ПТ со стороны воздуха машинным маслом (практически полностью совпадает с кривой 1). Кривая 3 показывает то же при загрязнении ПТ со стороны воздуха загрязненным маслом. Кривая 4 получена при загрязнении ПТ равномерным слоем эмали ПФ-115. Кривая 5 показывает изменение ΔP при загрязнении промасленной поверхности слоем частиц окислов железа. Кривая 6 получена при загрязнении ПТ маслом с размешанным в нем порошком сажи концентрацией 8:1.

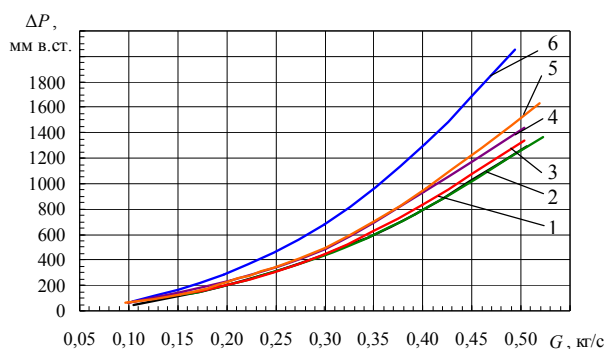


Рис. 7. Экспериментальные зависимости $\Delta P = f(G)$ для различных загрязнителей ПТ со стороны воздуха

Из анализа рис. 7 следует, что загрязнение ПТ маслом без его полимеризации практически не влияет (менее 5%) на изменение воздушного сопротивления ОНВ (кривые 2 и 3). Загрязнитель в виде эмали ПФ-115, который эмитирует полимеризацию загрязнений на ПТ, приводит к росту воздушного сопротивления ОНВ на 14...16% в рабочем диапазоне охладителей по числу Рейнольдса по воздуху. Практически то же самое можно сказать и о частицах окислов железа, поступивших на промасленную поверхность. Загрязнение ПТ маслом с размешанным в нем порошком сажи приводит к росту ΔP на 55...63%. Твердые частицы загрязнителей накапливаются и удерживаются в области первых рядов трубок, и это вызывает рост воздушного сопротивления без существенного снижения КПД.

Таким образом, экспериментом подтверждается более значительное снижение КПД ОНВ под действием загрязнений в водяной полости при равных значениях термических сопротивлений. Использование в расчетных методиках экспериментально установленных значений термических сопротивлений приводит к совпадению с экспериментом. Загрязнения со стороны воздуха в большей мере влияют на изменение воздушного сопротивления ОНВ, чем на изменение его КПД.

Результаты расчетного анализа для ОНВ двигателя 16ЧН 26/26 мощностью 2950 кВт (ОНВ выполнен на базе такой же ПТ, что и экспериментальный образец) показывают, что если его ПТ со стороны воздуха имеет предельное по [8] загрязнение, температура в ресивере двигателя повысится на 0,4 К. Для случая предельного загрязнения со стороны воды температура воздуха в ресивере двигателя повысится на 2,2 К. Для случая, при котором ПТ загрязнена с обеих сторон, температура воздуха в ресивере повысится на 2,6 К. Следует отметить, что влияние загрязнений на эффективность ОНВ с различными конструктивными параметрами и различными условиями применения различно. Это влияние будет выше для ОНВ с низкими скоростями воды в трубках и для ПТ с высоким коэффициентом оребрения.

Выводы

Представлен подробный и полный вывод расчетной формулы для определения коэффициента теплопередачи с раздельным учетом загрязнений на поверхности теплообмена.

Установлено, что масло и основной предполагаемый загрязнитель (копоть, сажа), а также минеральная пыль не оказывают существенного влияния на термическое сопротивление со стороны воздуха, если в масле не прошел процесс полимеризации.

Наполнители масла (сажа, минеральные частицы) оказывают существенное влияние на воздушное сопротивление ОНВ.

Экспериментально проверено, что влияние слоя полимеризовавшегося загрязнителя на ПТ со стороны воздуха на КПД охладителя наддувочного воздуха будет сравнительно небольшим, и даже при достижении пределов по ТЕМА оно не будет критичным.

Влияние отложений в водяной полости значительно большее и при равенстве термических сопротивлений со стороны воздуха и воды может более, чем в пять раз превосходить влияние загрязнений со стороны воздуха даже при низких значениях коэффициента оребрения. Количественное проявление такого влияния возрастает с увеличением коэффициента оребрения и снижением скорости воды в трубах.

Оценка эксплуатационного качества ПТ противостоять загрязнениям со стороны воздуха должна проводиться с учетом влияния загрязнений со стороны воды, отложившихся за время ресурсных испытаний, иначе оценка результатов может быть существенно ошибочной, особенно для ПТ с высоким значением коэффициента оребрения.

Литература

1. Бажан П.И. Расчет и конструирование охладителей дизелей / П.И. Бажан. – М.: Машиностроение, 1981. – 168 с.
2. Бажан П.И. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 367 с.
3. Бурков В.В. Автотракторные радиаторы / В.В. Бурков, А.И. Индейкин. – Л.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
4. Гогоренко А.А. Создание перспективных конструкций охладителей наддувочного воздуха тепловозных двигателей [Электронный ресурс] / А.А. Гогоренко // Вісник НУК. – Миколаїв: НУК, 2011. – № 1. – Режим доступа: <http://ev.nuos.edu.ua>.
5. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок / В.Л. Иванов, А.И. Леонтьев, Э.А. Манушин, М.И. Осипов. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 592 с.
6. Керн Д. Развитие поверхности теплообмена / Д. Керн, А. Краус. – М.: Энергия, 1977. – 464 с.
7. Михеев М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
8. Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association. 9-th edition, 2007. – 298 с.

Поступила в редакцию 25.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Г. Тимошевский, Национальный университет кораблестроения, Николаев, Украина.

ОЦІНКА ВПЛИВУ ЗАБРУДНЕННЯ ПОВЕРХНІ ТЕПЛООБМІНУ ОХОЛОДЖУВАЧІВ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ НА ЇХ ТЕПЛОТЕХНІЧНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ

О.А. Гогоренко

Представлений спосіб визначення впливу термічного опору шарів забруднень поверхні теплообміну охолоджувача наддувочного повітря на коефіцієнт теплопередачі. В експерименті уточнені фізичні особливості забруднювачів з боку повітря. Експериментально підтверджено, що вплив шару забруднювача на поверхні теплообміну з боку повітря на ККД охолоджувача наддувочного повітря буде порівняно невеликим. Встановлено більш значний вплив забруднення з боку води на зміну теплотехнічної ефективності охолоджувача наддувочного повітря з розвинутою поверхнею теплообміну і наведений аналіз причин зміни цього впливу.

Ключові слова: забруднення, коефіцієнт теплопередачі, охолоджувач наддувочного повітря, поверхня теплообміну, термічний опір.

ESTIMATION OF IMPACT FOULINGS OF CHARGE AIR COOLER'S HEAT-EXCHANGING SURFACE ON THEIR HEAT ENGINEERING EFFICIENCY

A.A. Gogorenko

The method of determination the impact of thermal resistance foulings layers of charge air cooler's heat-exchanging surface on the heat-transfer coefficient is presented. In the experiment the physical features of foulings from the air are improved. The experimentally tested, that impact of fouling layer on the heat-exchanging surface from the air on efficiency charge air cooler is insignificant. More considerable impact of fouling from the water on the changing of charge air cooler's with the developed heat-exchanging surface heat engineering efficiency is specified and the analysis of this impact changing reasons is given.

Key words: fouling, heat-transfer coefficient, charge air cooler, heat-exchanging surface, thermal resistance.

Гогоренко Алексей Анатольевич – ассистент кафедры ДВС Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: gogorenko@mail.ru.