

УДК 621.57

Р.Н. РАДЧЕНКО

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина

ВЕРИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЭЖЕКТОРНОЙ УТИЛИЗАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТУРА ОХЛАЖДЕНИЯ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА ДИЗЕЛЯ

Разработана математическая модель эжекторной установки, использующей теплоту уходящих газов дизеля для охлаждения наружного воздуха перед наддувочным турбокомпрессором. Она включает модели эжектора, испарителя и конденсатора, учитывает особенности фазовых переходов при кипении и конденсации хладагентов и позволяет определять параметры работы установки на расчетных и частичных режимах, при полном и неполном фазовых переходах. Апробация модели выполнена сравнением расчетных значений тепловых коэффициентов с экспериментальными.

Ключевые слова: утилизация теплоты, охлаждение воздуха, эжектор, теплообменники, низкикипящее рабочее тело, фазовый переход, тепловой коэффициент.

1. Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Экономичность дизелей существенно зависит от температуры воздуха на входе наддувочных турбокомпрессоров (ТК). Понизить температуру воздуха и за счет этого сократить потребление топлива дизелями можно с помощью теплоиспользующих установок (ТУ) охлаждения, производящих холод в процессе утилизации теплоты уходящих газов (наддувочного воздуха и др.). Конструктивно наиболее простыми и надежными в эксплуатации являются ТУ эжекторного типа (ЭТУ), в которых функцию компрессора выполняет эжектор, а основными элементами, помимо эжектора, являются теплообменные аппараты (ТОА) с фазовым переходом низкокипящего рабочего тела (НРТ) [1]. При этом теплота может отводиться от воздуха на входе дизеля к НРТ с помощью промежуточного теплоносителя – воды. Применение промежуточного водяного охлаждения позволяет задействовать штатные теплообменники – водяные нагреватели наружного воздуха на входе ТК, которые функционируют при низких его температурах (около 0 °С) и в теплое время отключены. Поскольку с изменением гидродинамики (структуры) двухфазных потоков в процессе фазового перехода НРТ меняется и интенсивность теплообмена, то необходимо учитывать локальные теплоотдачу и падение давления НРТ, что позволяет моделировать работу ТОА как с полным, так и неполным фазовыми переходами.

Целью исследования является разработка математической модели ЭТУ, которая учитывала бы изменение теплоотдачи и падения давления в процессе фазового перехода НРТ.

2. Основные положения математической модели эжекторной теплоиспользующей установки охлаждения и результаты ее апробации

Схема эжекторной теплоиспользующей установки ЭТУ с промежуточным водяным контуром охлаждения воздуха на входе ДВС приведена на рис. 1.

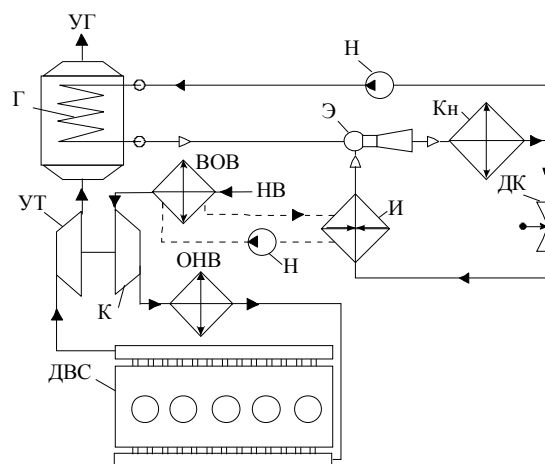


Рис. 1. Схема ЭТУ:

УТ – утилизирующая турбина; К – компрессор наддувочный; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной; ВОВ – воздухоохладитель водяной; Г – генератор пара НРТ; Э – эжектор; Кн – конденсатор НРТ; ДК – дроссельный клапан; И – испаритель-воздухоохладитель; Н – насос; НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы

Отвод теплоты от уходящих газов происходит в генераторе паров НРТ высокого давления, а охла-

ждение воды промежуточного контура охлаждения воздуха на входе дизеля – в испарителе. Энергия паров НРТ высокого давления используется в эжекторе для поджатия паров НРТ низкого давления, всасываемых из испарителя, до давления в конденсаторе.

Эффективность ЭТУ характеризуется тепловым коэффициентом $\zeta = Q_0/Q_r$ – отношением количеств теплоты, подведенной к НРТ в испарителе, т.е. холодопроизводительности ЭТУ Q_0 , и в генераторе Q_r .

Разработанная математическая модель ЭТУ включает модели ТОО (испарителя пара НРТ низкого давления, генератора пара НРТ высокого давления и конденсатора) и эжектора.

Входные параметры модели эжектора: давление и температура силового (P_r, t_r), эжектируемого (P_0, t_0) и суммарного (P_k, t_k) потоков пара. Выходной параметр – ζ .

Математическая модель эжектора базируется на теоретических основах гидродинамики потоков [2]. При этом существующие методики определения характеристик эжекторов были модифицированы с учетом влияния интенсивности теплообмена в ТОО и соответствующих температурных напоров θ в них на исходные параметры для расчета эжектора: давления и температуры P_r и t_r ; P_0 и t_0 ; P_k и t_k . Выходные же параметры модели эжектора (расходы НРТ) являются входными для ТОО.

Особенностью математических моделей ТОО с фазовым переходом НРТ является то, что они позволяют рассчитывать локальные по длине канала (в случае течения НРТ в каналах, образованных трубками) или трубки параметры НРТ и воды (газа, воздуха). При этом длина трубки (канала) L разбивалась на k участков длиной dz . На каждом i -м участке из уравнений тепловых балансов по НРТ и воде (газу, воздуху) и теплопередачи определялись параметры НРТ (давление P_i , температура кипения или конденсации t_i , паросодержание x_i), воды или воздуха, газа (температура t_{bi} , энтальпия I_{bi}) и количество теплоты Q_i , которая была отведена (подведена) от воды (воздуха).

Уравнения тепловых балансов по НРТ, воде и теплопередачи для i -го участка трубки (канала) испарителя-охлаждителя воды имеют вид:

$$Q_i = G_0 \cdot g \cdot (x_{2i} - x_{1i}); Q_i = G_B \cdot c_B \cdot (t_{bi} - t_{bi+1}); Q_i = k_i \cdot \theta_i \cdot F_i.$$

Приращение паросодержания dx на i -м участке вычисляют из равенства количеств теплоты, подведенной путем теплопередачи, с одной стороны, и воспринятой НРТ в процессе кипения, с другой:

$$Q_i = q_i \pi d_{вн} dz = 0,25 \pi d_{вн}^2 (\rho_w) r dx.$$

Плотность теплового потока на i -м участке канала (трубки) испарителя, отнесенная к его внутренней поверхности:

$$q_i = k_i \theta_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{1}{\alpha_b \cdot \beta} + R_3} \theta_i,$$

где α_a, α_b – коэффициенты теплоотдачи к кипящему НРТ и воде, отнесенные каждый к своей поверхности; β – степень оребрения, т.е. отношение наружной ребристой поверхности участка трубы испарителя-охлаждителя воды к внутренней гладкой поверхности трубы (для неоребренных труб β – отношение наружного и внутреннего диаметров труб); R_3 – термическое сопротивление загрязнений (материала стенки, разных отложений, например масла и т.д.); логарифмическая разность температур при противотоке:

$$\theta_i = \frac{(t_{b1} - t_{02}) - (t_{b2} - t_{01})}{\ln \frac{t_{b1} - t_{02}}{t_{b2} - t_{01}}},$$

где t_{b1} и t_{b2} – температуры воды на входе и выходе i -го участка трубки (канала) испарителя; t_{01} и t_{02} – соответствующие температуры кипения НРТ.

С учетом $t_{02} = t_{01} - \Delta t_{0i}$, где Δt_{0i} – падение температуры кипения НРТ вследствие гидравлического сопротивления ΔP_{0i} , получают

$$\theta_i = \frac{(t_{b1} - t_{b2}) + \Delta t_{0i}}{\ln \frac{t_{b1} - t_{02}}{t_{b2} - (t_{02} + \Delta t_{0i})}}.$$

Локальное падение температуры кипения Δt_{0i} , обусловленное гидравлическим сопротивлением ΔP_{0i} на i -м участке длиной dz , рассчитывали по закону Клаузиуса–Клапейрона, в котором при малых значениях Δt_{0i} и ΔP_{0i} можно перейти от дифференциалов к конечным разностям:

$$\frac{dP_{0i}}{dt_{0i}} = \frac{r}{T_0 \cdot (v_n - v_{ж})} \approx \frac{\Delta P_{0i}}{\Delta t_{0i}},$$

где гидравлическое сопротивление ΔP_{0i} определяют по методу Локкарта–Мартинелли [3], принимая для двухфазного потока НРТ модель течения со скольжением фаз, согласно которой потери давления на трение двухфазного потока выражают через их величину для той из фаз, падение давления которой больше: если это жидкость, то $\Delta P_0 = \Phi_{ж}^2 \Delta P_{ж}$, а если пар, то $\Delta P_0 = \Phi_{п}^2 \Delta P_{п}$.

Потери давления на трение жидкости рассчитывают как

$$\Delta P_{ж} = \zeta_{ж} (\rho_w)^2 (1 - x)^2 L / (2 d_{вн} \rho_{ж}),$$

а пара

$$\Delta P_{п} = \zeta_{п} (\rho_w)^2 x^2 L / (2 d_{вн} \rho_{п}),$$

где коэффициент трения для турбулентного течения находят по зависимостям:

$$\zeta_{ж} = 0,3164 \operatorname{Re}_{ж}^{-0,25};$$

$$\zeta_{\pi} = 0,3164 \operatorname{Re}_{\pi}^{-0,25} \text{ или}$$

$$\zeta_{\pi} = 0,18 \operatorname{Re}_{\pi}^{-0,2} [3];$$

$$\operatorname{Re}_{\pi} = \frac{\rho w \cdot (1-x) \cdot d_{\text{вн}}}{\mu_{\text{ж}}} \text{ и}$$

$$\operatorname{Re}_{\pi} = \frac{\rho w \cdot x \cdot d_{\text{вн}}}{\mu_{\pi}}.$$

Коэффициент пропорциональности Φ_{π} вычисляют по эмпирической корреляции [3]:

$$\Phi_{\pi} = 1 + 2,85 X_{\text{tt}}^{0,52},$$

а $\Phi_{\text{ж}}$ – из соотношения

$$\Phi_{\text{ж}} = \Phi_{\pi} / X_{\text{tt}} = X_{\text{tt}}^{-1} + 2,85 X_{\text{tt}}^{-0,48}.$$

Параметр Мартинелли-Нельсона

$$X_{\text{tt}} = (\Delta P_{\text{ж}} / \Delta P_{\pi})^{0,5}$$

определяют как

$$X_{\text{tt}} = \left(\frac{\mu_{\text{ж}}}{\mu_{\pi}} \right)^{0,1} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_{\pi}}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{0,5}.$$

Уравнение для расчета q_i является трансцендентным, поскольку в его правую часть входят коэффициент теплоотдачи при кипении α_a и падение температуры кипения НРТ Δt_{0i} , обусловленное гидравлическим сопротивлением двухфазного потока ΔP_i , зависящими от паросодержания x , которое, в свою очередь, – от заранее неизвестной величины q_i . Оно решается итерационным методом: до совпадения принятой величины q_i с рассчитанной как

$$q = k \theta.$$

Математическая модель испарителя обеспечивает получение данных по локальным его параметрам по длине каналов, что позволяет судить об эффективности использования поверхности.

Об изменении коэффициентов теплоотдачи α_a к кипящему хладону R142B и теплопередачи k , а также плотности теплового потока q можно судить по их зависимости от длины L трубки (канала) испарителя, представленной для скорости воды $w = 1,5$ м/с на рис. 2. При этом температуры воды на входе и выходе из испарителя были соответственно $t_{\text{в1}} = 8$ °C и $t_{\text{в2}} = 5$ °C.

При внутриканальном кипении НРТ в конвективном режиме течения (при высоких скоростях) на завершающей стадии фазового перехода (при x , близких 1), когда происходит переход от дисперсно-кольцевого к дисперсному режиму течения с осушением поверхности канала, имеет место резкое снижение коэффициента теплоотдачи α_a (кризис теплоотдачи второго рода) и, как следствие, коэффициента теплопередачи k и плотности теплового потока q (рис. 2).

Кризис теплоотдачи второго рода имеет место при конвективном испарении всех НРТ.

Из-за крайне низкой интенсивности теплоотдачи α_a от сухой поверхности канала к пару в дисперсном режиме течения для полного испарения капель жидкости требуется большая длина канала L (рис. 2).

Эти же положения были в основе математической модели конденсатора, разработанной с учетом двух режимов конденсации: под влиянием сил гравитации и скорости потока (конвективный режим).

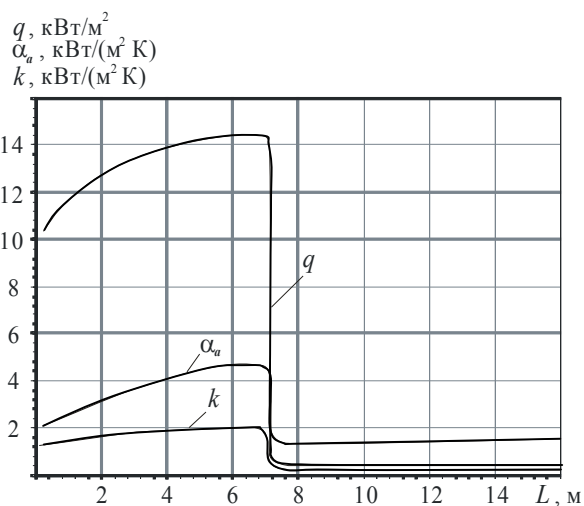


Рис. 2. Изменение коэффициентов теплоотдачи α_a к кипящему хладону R142B и теплопередачи k , плотности теплового потока q в зависимости от длины L трубки испарителя

Математическая модель была реализована в виде компьютерной программы расчета параметров ЭТУ на предельных режимах с определением максимальных значений достижимых коэффициентов эжекции U и тепловых коэффициентов ζ , а также оптимальных геометрических характеристик эжектора на расчетных режимах.

Коэффициент эжекции

$$U = G_0 / G_r$$

представляет собой отношение расходов НРТ низкого давления, подсасываемого эжектором из испарителя, и силового НРТ высокого давления, поступающего из генератора в рабочее сопло эжектора.

Эффективность ЭТУ характеризуется тепловым коэффициентом $\zeta = Q_0 / Q_r$ – отношением количеств теплоты, подведенной к НРТ в испарителе (холодопроизводительности) Q_0 , и в генераторе Q_r .

Адекватность математической модели устанавливалась путем сравнения расчетных значений тепловых коэффициентов $\zeta_{\text{теор}}$ с экспериментальными $\zeta_{\text{эксп}}$ [2].

Из рис. 3 видно, что расхождение между $\zeta_{\text{теор}}$ и $\zeta_{\text{эксп}}$ не более 20 %, что свидетельствует об адекватности модели.

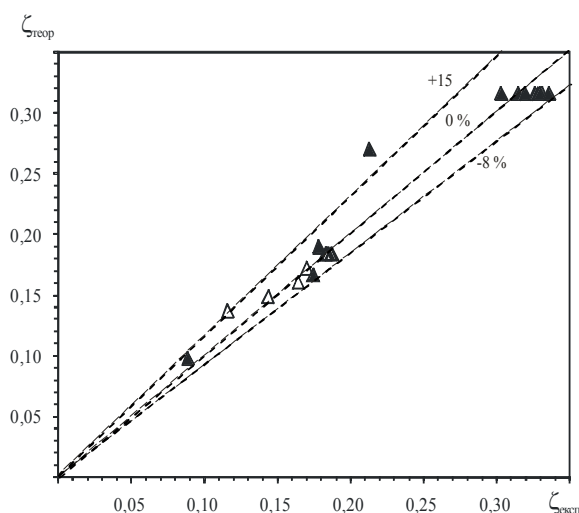


Рис. 3. Сравнение расчетных тепловых коэффициентов $\zeta_{\text{теор}}$ с опытными $\zeta_{\text{эксп}}$: Δ – [2]; $\blacktriangle$ – [1]

Выводы

1. Математическая модель ЭТУ учитывает взаимную связь параметров эжектора и ТОА.
2. Адекватность модели подтверждена опытными данными по тепловым коэффициентам.

Литература

1. Захаров Ю.В. Результаты испытаний экспериментальной фреоновой холодильной машины в режиме кондиционирования воздуха / Ю.В. Захаров, Л.М. Андреев, А.А. Лехмус // Холодильная техника. – 1971. – №3.
2. Соколов Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – М.: Энергия, 1970. – 288 с.
3. Справочник по теплообменникам. Т.1 / Пер. с англ. под ред. Б.С. Петухова и В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 561 с.

Исследование выполнено в рамках гранта Президента Украины (Розпорядження Президента України про призначення грантів Президента України для підтримки наукових досліджень молодих учених на 2009 рік від 16.12.2008 р. № 336/2008-рп).

Поступила в редакцию 13.05.2009

Рецензент: д-р техн. наук, профессор В.И. Живица, Одесская национальная морская академия, Одесса.

ВЕРИФІКАЦІЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ЕЖЕКТОРНОЇ УТИЛІЗАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ ПРОМІЖНОГО КОНТУРУ ОХОЛОДЖЕННЯ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ ДИЗЕЛЯ

Р.М. Радченко

Розроблена математична модель ежекторної установки, що використовує теплоту відхідних газів дизеля для охолодження зовнішнього повітря перед наддувним турбокомпресором. Вона включає моделі ежектора, випарника і конденсатора, враховує особливості фазових переходів при кипінні та конденсації холодоагентів і дозволяє визначати параметри роботи установки на розрахункових і часткових режимах, при повному та неповному фазових переходах. Апробація моделі виконана порівнянням розрахункових значень теплових коефіцієнтів з експериментальними.

Ключові слова: утилізація теплоти, охолодження повітря, ежектор, теплообмінник, низькокипляче робоче тіло, фазовий перехід, тепловий коефіцієнт.

VERIFICATION OF MATHEMATICAL MODEL OF EJECTOR WASTE HEAT RECOVERY SYSTEM OF INTERMEDIATE CIRCLE FOR COOLING AMBIENT AIR IN DIESEL

R.N. Radchenko

The mathematical model of ejector system recovering the heat of diesel exhaust gases for cooling ambient air at the intake of discharge compressor has been developed. It includes the models of ejector, evaporator and condenser and considers the features of phase changes during boiling and condensation of refrigerants and allows to determine the parameters of performance of the system at designing and part load regimes with full and nonfull phase changes. The verification of model was done by comparing the calculated values of coefficients of performance with experimental data.

Key words: heat utilization, cooling of air, ejector, heat exchanger, low temperature boiling working fluid, phase change, coefficient of performance.

Радченко Роман Николаевич – аспирант Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.