

УДК 621.436

Ю.Л. МОШЕНЦЕВ, Б.А. ТЯГНИРЯДНО, А.А. ГОГОРЕНКО, Д.С. МИНЧЕВ

*Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина***ВЫПАДЕНИЕ ВЛАГИ В ОХЛАДИТЕЛЯХ ВОЗДУХА СОВРЕМЕННЫХ ДВС**

*Рассмотрены особенности расчета охладителей наддувочного воздуха ДВС (ОНВ) при влаговывпадении. Предложен удобный способ выполнения расчетов ОНВ с учетом возможности выпадения влаги при охлаждении наддувочного воздуха. Представлены результаты совместных расчетов охладителей и систем охлаждения для двигателей различного типа, уровня наддува и назначения. Отмечается различное влияние влаговывпадения на параметры охладителей воздуха и систем охлаждения при различных давлениях наддува. Установлена причина отмеченного различия во влиянии давления наддува на влаговывпадение.*

**Ключевые слова:** влаговывпадение, охладитель наддувочного воздуха, конденсация, теплота парообразования, явная теплота.

**Введение**

Во многих случаях режимы работы ДВС связаны с выпадением влаги из охлаждаемого воздуха в охладителях наддувочного воздуха. При наступлении таких режимов охлаждение воздуха ухудшается, а в воздухе за охладителем, перед двигателем, может появляться капельная влага, что отрицательно влияет на работу двигателя. При проектировании охладителей наддувочного воздуха и систем охлаждения ДВС желательно знать те режимы работы, на которых охлаждение наддувочного воздуха в ОНВ сопровождается влаговывпадением, для того, чтобы по возможности исключить нежелательные последствия данного явления. Кроме того, определение количества влаги, выделяемой в охладителе двигателя, может представлять и иные интересы. В частности, эту воду можно использовать в системе испарительного охлаждения компрессора, в системах очистки газоздушного тракта двигателя или еще где-либо.

**Анализ публикаций.** Методики расчетов ОНВ с влаговывпадением практически отсутствуют в учебной и специальной литературе. Расчеты с влаговывпадением теплообменных аппаратов для кондиционирования воздуха разработаны достаточно хорошо [1, 3, 5], но все они основаны на использовании I-d диаграмм влажного воздуха, что достаточно неудобно при составлении программ расчетов для ЭВМ. Кроме того, такие расчеты, как правило, ведутся для атмосферных и близких к ним давлений воздуха, в то время как ОНВ рассчитываются для существенно более высоких давлений наддува.

**Цель и постановка задачи.** В настоящей работе рассматриваются основные особенности разрабо-

танного авторами способа расчета ОНВ с учетом возможного выделения влаги, удобного для реализации на компьютере и не требующего применения I-d диаграмм для выполнения расчетов. По рассматриваемому способу расчета определены изменения параметров охладителей наддувочного воздуха и всей системы охлаждения при выпадении влаги в охладителях наддувочного воздуха для тепловозных двигателей типа 16ЧН 26/26 в тепловозном и судовом исполнении и двигателя типа 6ЧН 18/22.

**Результаты исследования**

В основе расчета лежит алгоритм решения так называемой обратной задачи расчета теплообменника на основании использования зависимости между числом единиц переноса теплоты (NTU) и тепловым КПД ( $\eta$ ) [4, 6, 8]. В расчете эта зависимость видоизменена в соответствии с [5]. Кроме того, учитывается изменение КПД ребра поверхности теплообмена с учетом наличия слоя конденсата на поверхности и определяется термическое сопротивление стенки с учетом этого слоя, а также возможного слоя загрязнений с обеих сторон поверхности [3, 10]. При расчетах теплообмена с влаговывпадением приходится учитывать изменение КПД ребра и всей поверхности теплообмена в зависимости от интенсивности влаговывпадения, а это значит, что коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха будет также изменяться в зависимости от этого фактора при прочих равных условиях. Соответственно зависимость для определения приведенного коэффициента теплоотдачи не может иметь постоянные коэффициенты для всего цикла расчетов, как это принималось в расчетах режимов без влаговывпадения [6]. Практически расчет теплообменника с влаговывпадением следует

выполнять, разбив его по длине хода воздуха на сравнительно малые участки (обычно это один поперечный ряд трубок). Еще одной существенной особенностью расчетной методики является то, что в качестве начальных параметров приходится задавать температуру воды на выходе из ОНВ, а не температуру воды на входе, как обычно в обратной задаче. Данное обстоятельство объясняется тем, что при обычной для ОНВ перекрестно-противоточной схеме течения теплоносителей, через первый по ходу воздуха поперечный ряд трубок проходит воздух с начальной температурой, а вода – с конечной.

Наиболее существенная особенность связана с определением изменения влагосодержания воздуха после влаговыпадения. В принципе, рассматриваемая методика воспроизводит графический метод определения изменения влагосодержания в поверхностном охладителе на основе аналитического описания отдельных элементов I-d диаграммы и последующих построений на ее поле, также представленных в формате аналитических описаний соответствующих действий на основании известных рекомендаций [3, 5]. Методика основана на использовании закона прямой линии, согласно которому точка с параметрами конечного состояния воздуха за охладителем должна находиться на прямой линии между точкой начального состояния с координатами  $T_1, d_1$  и точкой на линии насыщения ( $\varphi = 100\%$ ) при рассматриваемом давлении и температуре, соответствующей средней температуре поверхности охлаждения со стороны воздуха ( $T_{сrf}$ ). Эта точка может быть определена пересечением описанной выше прямой линии и изотермы с конечной температурой воздуха  $T_2$  за ОНВ (точка 2 на рис. 1).

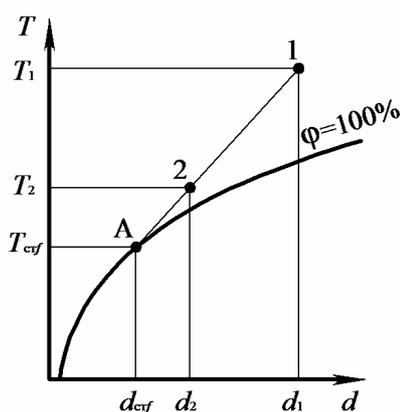


Рис. 1. Схема определения влажности воздуха за охладителем: 1 – точка начального состояния; А – точка росы аппарата; 2 – точка конечного состояния воздуха

Значение влагосодержания этой точки ( $d_2$ ) и есть искомое влагосодержание воздуха после охладителя. При известном влагосодержании воздуха

на выходе из ОНВ можно определить количество выпавшей влаги, количество тепла, выделившегося при конденсации, и определить все прочие параметры процесса охлаждения воздуха с влаговыпадением.

Для решения описанной части задачи аналитическим способом необходимо иметь координаты точек 1, А и 2 в системе T-d. Параметры точки 1 обычно известны как исходные данные. Чтобы определить положение точки А на линии насыщения, нужно располагать уравнением этой линии и значением температуры  $T_{сrf}$ .

В качестве уравнения, которое связывало бы между собой T и d при  $\varphi = 100\%$ , можно принять известное выражение для вычисления влагосодержания влажного воздуха [9]. Примем во внимание, что здесь влагосодержание вычисляется для линии насыщения ( $\varphi = 100\%$ ), а также то, что в нашем случае на линии насыщения должны находиться только точки, определяемые в функции средней температуры стенки аппарата. С учетом этого запишем уравнение линии насыщения в том виде, который сразу даст возможность определить влажностную координату точки А:

$$d_{ст} = \frac{0,622P_{нст}}{P_1 - P_{нст}}, \tag{1}$$

где  $P_1$  – давление паровоздушной смеси;  $P_{нст}$  – давление насыщенных паров при средней температуре стенки аппарата;  $d_{ст}$  – влагосодержание смеси, соответствующее точке А на рис. 1.

Для определения  $P_{нст}$  следует использовать таблицы свойств воды и водяного пара на линии насыщения (по давлениям) [2]. Табличные значения в области рабочих температур ОНВ можно аппроксимировать полиномом

$$P_{н} = 0,1960 \cdot t^3 - 16,0448 \cdot t^2 + 729,8529 \cdot t - 8561,9738.$$

Располагая координатами точек 1 и А, запишем уравнение линии 1А

$$T = k_d d + p_d, \tag{2}$$

где  $k_d$  и  $p_d$  – коэффициенты уравнения прямой линии в координатах T-d.

При известных координатах точек 1 и А значения коэффициентов вычисляются по формулам

$$k_d = \frac{T_1 - T_{сrf}}{d_1 - d_{сrf}}; \quad p_d = T_{сrf} - k_d d_{сrf}.$$

Искомое значение влагосодержания при температуре воздуха за ОНВ должно соответствовать параметрам точки 2 на рис. 1 и, с учетом закона прямой линии, должно находиться на пересечении линий, определяемых уравнениями (2) и  $T_2 = \text{const}$ . Из совместного решения этих уравнений получим

$$d_2 = (T_2 - p_d) \frac{1}{k_d}.$$

Значение средней температуры стенки аппарата  $T_{\text{сrf}}$  можно определить, если известна конечная температура воздуха и средние температуры теплоносителей в ОНВ

$$T_{\text{сrf}} = T_f - \frac{Q_{\text{я}}}{\alpha_{\text{п}} F},$$

где  $Q_{\text{я}}$  – явная тепловая мощность аппарата;  $\alpha_{\text{п}}$  – приведенный коэффициент теплоотдачи от воздуха;  $F$  – площадь оребренной поверхности.

Средняя температура воздуха за ОНВ определяется как обычно на основе решения обратной задачи расчета теплообменника [6, 8] с учетом тех отличий, о которых уже упоминалось ранее. Кроме того, при решении обратной задачи в данном случае необходимо знать коэффициент влаговыпадения  $\xi_{\text{н}}$ , который определяется как отношение

$$\xi_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\text{я}}}.$$

Полная тепловая мощность аппарата  $Q_{\text{п}}$  учитывает энергию, отведенную от воздуха или явную тепловую мощность  $Q_{\text{я}}$ , а также энергию фазового превращения  $Q_{\text{м}}$

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{я}} + Q_{\text{м}} = Gc_p(T_2 - T_1) + G(d_2 - d_1)r,$$

где  $G$  – расход влажного воздуха;  $c_p$  – изобарная теплоемкость влажного воздуха;  $r$  – скрытая теплота парообразования воды.

При определении изобарной теплоемкости и скрытой теплоты парообразования используются формулы

$$c_p = 1005 + 1960d_{\text{cp}}, \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$r = (2500 - 2,3t_{\text{сrf}})1000, \text{ Дж}/\text{кг}.$$

На основании использования методики обратного расчета ОНВ с изложенными выше особенностями рассматривались возможности охлаждения воздуха судового и тепловозного вариантов двигателя типа 16ЧН 26/26 с различным уровнем форсирования по наддуву. Рассматривался малорасходная система охлаждения (рис. 2), способная обеспечить минимальную для рекуперативных систем температуру воздуха за ОНВ [7]. В этой системе расход воды через ОНВ и МО значительно ниже, чем расход воды через двигатель (он оптимизируется), и это является одной из причин, обуславливающих высокую эффективность системы по охлаждению наддувочного воздуха.

На рис. 3. показаны изменения температур воздуха за ОНВ ( $T_2$ ), воды за двигателем ( $T_{\text{вд}2}$ ), и масла за двигателем ( $T_{\text{м}1}$ ), в зависимости от относительной влажности воздуха для тепловозных двигателей типа 16ЧН 26/26 с разными давлениями наддува ( $P_{\text{к}} = 2,94$  и  $3,55$ ) и разной мощностью, а также для двигателя типа 6ЧН 18/22 с существенно меньшим  $P_{\text{к}} = 1,75$  и мощностью соответственно.

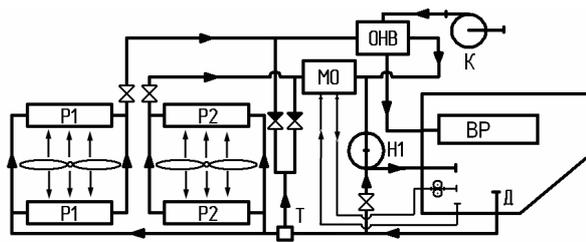


Рис. 2. Схема малорасходной системы охлаждения

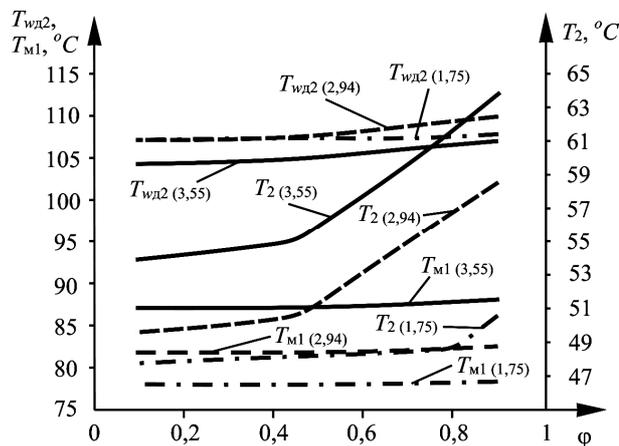


Рис. 3. Зависимости температур воздуха за ОНВ, воды и масла за двигателем от относительной влажности окружающего воздуха для тепловозных двигателей при одинаковых начальных значениях КПД ОНВ (цифры в скобках соответствуют степени повышения давления наддувочного воздуха в ТК)

Двигатели имеют одинаковые схемы систем охлаждения и одинаковый тепловой КПД ОНВ в режиме без влаговыпадения. Это обуславливает рост начальной температуры  $T_2$  с ростом мощности двигателя, поскольку при этом увеличивается температура воздуха за компрессором.

Как видно, при  $\phi \approx 0,45$  начинается рост температуры воздуха за ОНВ, обусловленный выпадением влаги. При этом полная тепловая мощность потока теплоты от наддувочного воздуха в систему охлаждения возрастает за счет подвода теплоты от конденсата, выпадающего на поверхности теплообмена. В результате возрастают температуры воды (в большей степени) и масла (в меньшей степени) за двигателями. Возрастание температуры воды за двигателями при больших  $\phi$  может превысить допустимые значения и привести к вынужденному снижению мощности. Влаговыпадение для двигателя с повышенным наддувом начинается несколько раньше и приводит к более значительному возрастанию температуры воздуха за ОНВ. Для двигателя 6ЧН 18/22, влаговыпадение начинается при значительно больших значениях  $\phi$ , чем для предыдущих. Из рис. 3 следует, что отрицательное влияние влаго-

выпадения проявляется интенсивнее для двигателей с более высоким наддувом при указанных условиях сравнения.

Несколько иным (рис. 4) будет характер аналогичных зависимостей, для двигателей 16ЧН 26/26, построенных при одинаковой температуре воздуха за ОНВ в режиме без влаговываждения (для этого тепловой КПД ОНВ более мощного двигателя, увеличен по сравнению с КПД ОНВ двигателя меньшей мощности). В частности, для двигателя с большим  $\Pi_k$ , с увеличением  $\phi$ , рост  $T_2$  начинается при меньших значениях этого параметра.

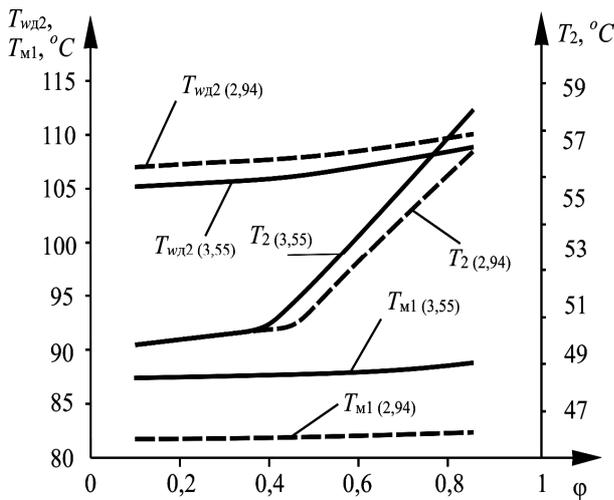


Рис. 4. Зависимости температур воздуха за ОНВ, воды и масла за двигателем от относительной влажности окружающего воздуха для разных давлений наддува при одинаковых начальных значениях  $T_2$  (цифры в скобках соответствуют степени повышения давления наддувочного воздуха в ТК)

Иными словами, влияние величины давления наддувочного воздуха на ухудшение работы ОНВ в связи с влаговываждением может отличаться в зависимости от исходных параметров рассматриваемых ОНВ и систем охлаждения. При более высоком КПД ОНВ выпадение влаги при охлаждении воздуха для двигателя с повышенным наддувом приводит к большему росту температуры воздуха за ОНВ, чем для двигателя с низким наддувом. В то же время снижение первоначального значения КПД ОНВ (до выравнивания со сравниваемым двигателем в сухом режиме) для двигателя с высоким наддувом приведет к более высоким температурам воздуха в ресивере при равных  $\phi$  во всем диапазоне изменения этого параметра (примерно на 5 К выше, чем у сравниваемого) и к более высоким температурам при максимальных  $\phi$ , даже более высоким, чем в первом случае, хотя момент начала влаговываждения для сравниваемых двигателей практически совпадает по величине относительной влажности.

Для анализа причины, из-за которой с ростом давления воздуха влаговываждение становится интенсивнее и наступает раньше, рассмотрим рис. 5.

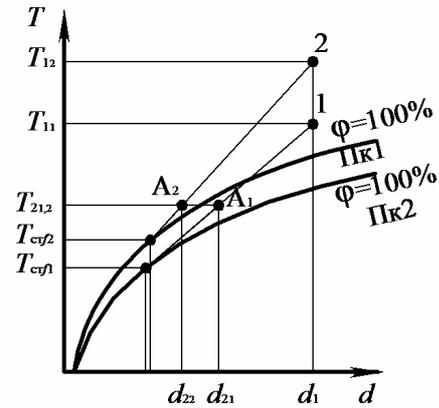


Рис. 5. Схема изменения величины  $d_2$  с изменением давления наддува

На рисунке показано получение влагосодержания за аппаратом на основе закона прямой линии для двух значений  $\Pi_k$  ( $\Pi_{k1} > \Pi_{k2}$ ). С ростом давления наддува линия  $\phi = 100\%$ , на которой получают точку росы аппарата А, в соответствии с выражением (1), поднимается вверх, поскольку будет соответствовать какой-то из линий  $\phi < 100\%$  для меньшего давления воздуха. Будем считать что средняя интегральная температура стенки аппарата  $T_{ср}$  при меньшем давлении наддува несколько ниже, чем при большем давлении (в принципе, не намного). Как видно, даже с учетом изменения средней температуры стенки точка росы аппарата при увеличении давления уходит влево. Соответственно смещается и линия 2- $A_2$  для аппарата с большим давлением воздуха. Если принять теперь, что температура воздуха за ОНВ для обоих случаев одинакова и равна  $T_{21,2}$ , то получим влагосодержание за охладителем при увеличенном давлении  $d_{22}$ , меньшее, чем  $d_{21}$ , которое соответствует меньшему давлению. Отсюда ясно, что влаговываждение при повышенном давлении возрастает при прочих близких условиях. Очевидно также, что если температура воздуха за ОНВ при пониженном давлении будет даже несколько ниже, то и в этом случае принципиальная картина не изменится.

Для судового двигателя радиаторы в системе заменяются водоводяными теплообменниками, а вода, охлаждающая воздух, становится более холодной даже для условий плавания в субтропиках. На рис. 6 представлены результаты расчетов для судового двигателя 16ЧН 26/26 с той же схемой системы охлаждения при условии плавания по Черному морю в летнее время.

При тех же относительных влажностях здесь будет более высокое влагосодержание (поскольку  $T_0$

ниже). В связи с этим рост  $T_2$  начинается от начальных значений  $\phi$  за счет изменения теплоемкости воздуха с учетом повышенного влагосодержания. При  $\phi \approx 0,45$  начинается влаговыпадение, которое сопровождается интенсивным изменением кривизны зависимости для  $T_2$ . В остальном характер изменения температур аналогичен описанному выше, но интенсивность влияния влаговыпадения немного ниже, чем для тепловозных двигателей. Следует принять во внимание, что охлаждение воздуха в ОНВ здесь выполняется пресной водой, и это приводит к менее интенсивному выпадению влаги, чем при охлаждении более холодной заборной водой.

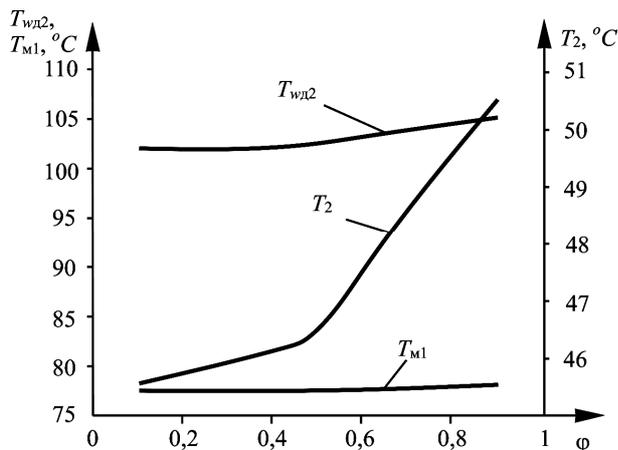


Рис. 6. Зависимости температур воздуха за ОНВ, воды и масла за двигателем от относительной влажности окружающего воздуха для судового двигателя

### Выводы и перспективы последующих работ

Таким образом, расчет охлаждения наддувочного воздуха с учетом влаговыпадения может быть выполнен на достаточно простой основе и позволяет оценить реальные проблемы, связанные с влаговыпадением для различных случаев реального исполнения двигателей и охладителей. Расчет имеет смысл выполнять совместно с расчетом системы, на работу которой выпадение влаги оказывает определенное воздействие.

Подобные расчеты могут иметь большое значение при проектировании систем охлаждения с глубоким охлаждением наддувочного воздуха, в том числе с применением холодильной техники или с применением испарительного охлаждения. В этих

случаях влияние влаговыпадения будет более существенным и должно учитываться на стадии проектирования, поскольку в ряде случаев поток тепла от конденсата может сильно перегрузить систему охлаждения и заставит тратить большое количество энергии на охлаждение конденсата помимо охлаждения воздуха. Очень важно также оценивать возможность выпадения влаги при испытаниях ОНВ. Такая оценка необходима, поскольку результаты испытаний с влаговыпадением могут сильно отличаться от испытаний без влаговыпадения, и это может приводить к ошибкам в оценках испытанных объектов в случаях, когда влаговыпадение имело место, но его проявление не было спрогнозировано и учтено.

### Литература

1. Теплообменная аппаратура энергетических установок / М.М. Андреев, С.С. Берман, В.Т. Буглаев, Х.Н. Костров. – М.: Машиз, 1963. – 240 с.
2. Вукалович М.П. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара / М.П. Вукалович. – М. – Л., 1965. – 360 с.
3. Гоголин А.А. Кондиционирование воздуха в мясной промышленности / А.А. Гоголин. – М.: Пищевая промышленность, 1966. – 234 с.
4. Кейс В.М. Компактные теплообменники: пер. с англ. / В.М. Кейс, А.Л. Лондон; под ред. Ю.В. Петровского. – М.: Энергия, 1967. – 224 с.
5. Кокорин О.Я. Установки кондиционирования воздуха. Основы расчета и проектирования / О.Я. Кокорин. – М.: Машиностроение, 1970. – 344 с.
6. Мошенцев Ю.Л. Теплообменные аппараты ДВС: учебное пособие / Ю.Л. Мошенцев. – Николаев: Николаевская областная типография, 2006. – 431 с.
7. Мошенцев Ю.Л. Тенденции развития систем охлаждения двигателей современных магистральных тепловозов / Ю.Л. Мошенцев, А.А. Гогоренко // Международный информационно-технический журнал Локомотив-информ. – X., 2011. – № 7. – С. 4-7.
8. Петровский Ю.В. Современные эффективные теплообменники / Ю.В. Петровский, В.Г. Фастовский. – М.: ГЭИ, 1962. – 255 с.
9. Техническая термодинамика: учебник для вузов / под ред. В.И. Крутова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1981. – 439 с.
10. Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association. 9-th edition, 2007. – 298 с.

Поступила в редакцию 17.05.2011

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

**ВИПАДІННЯ ВОЛОГИ В ОХОЛОДЖУВАЧАХ ПОВІТРЯ СУЧАСНИХ ДВЗ***Ю.Л. Мошенцев, Б.А. Тягнирядно, О.А. Гогоренко, Д.С. Мінчев*

Розглянуто особливості розрахунку охолоджувачів наддувочного повітря (ОНП) ДВЗ при випаданні вологи. Запропоновано зручний спосіб виконання розрахунків ОНП з урахуванням можливого випадання вологи при охолодженні наддувочного повітря. Представлені результати спільних розрахунків охолоджувачів і систем охолодження для двигунів різного типу, рівня наддуву і призначення. Відзначається різний вплив випадання вологи на параметри охолоджувачів повітря і систем охолодження при різних тисках наддуву. Встановлена причина зазначеної відмінності впливу тиску наддуву на випаданні вологи.

**Ключові слова:** випадіння вологи, охолоджувач наддувочного повітря, конденсація, теплота пароутворення, явна теплота.

**THE AIR MOISTURE CONDENSATION IN AIR-COOLERS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES***U.L. Moshentsev, B.A. Tjagnirjadno, A.A. Gogorenko, D.S. Minchev*

Special aspects of the internal combustion engines air-cooler calculation with focus on the air moisture condensation are presented. The useful method for the prediction of air moisture condensation during the process of air cooling has been suggested. The results of coupled simulations of cooling system and heat exchangers, which compose the cooling system, for various types of engines and for the set of charge air pressure level are shown. The different influence of air moisture condensation on the cooling air parameters depending on the charge pressure level is revealed in the article.

**Key words:** air moisture, air-cooler, condensation, heat of vaporization, explicit heat.

**Мошенцев Юрий Леонидович** – канд. техн. наук, доцент, профессор кафедри ДВС Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: urymosh@mail.ru.

**Тягнирядно Богдан Анатольевич** – ассистент кафедри ДВС Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: bogdan-ta@rambler.ru.

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

**Минчев Дмитрий Степанович** – канд. техн. наук, ассистент кафедри ДВС Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: misaidima@gmail.com.