

УДК 621.57

РАДЧЕНКО Р.Н., Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова,
г. Николаев, УкраинаРадченко Роман Миколайович – м.н.с. Национального университета
кораблестроения ім. адмірала Макарова

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Предложено для охлаждения наружного воздуха на входе в двигатели внутреннего сгорания или газовые турбины применять установки кондиционирования воздуха с фазовым переходом низкокипящих рабочих тел, использующие теплоту выпускных газов. Установлено, что при этом возможно приращение мощности двигателей на 10...20% и КПД – 1...2%.

The use of waste gases heat recovery air condition installations with phase change of low boiling working fluids to cool surrounding air at the inlet of internal combustion engines or gas turbines has been proposed. It is proved that increase in engines power by 10...20% and efficiency – 1...2% might be achieved.

1 Анализ состояния проблемы, постановка цели и задач исследования

Техническое состояние современных ДВС и ГТД и соответственно их энергетические показатели (КПД, удельный расход топлива) практически достигли предельного уровня. Их дальнейшее повышение связывают с прорывами в области высоких технологий, применением альтернативных видов топлива, а также такими традиционными направлениями совершенствования двигателей, как охлаждение циклового воздуха (воздуха на входе в компрессор двигателя, испарительное охлаждение сжимаемого компрессором воздуха, охлаждение наддувочного воздуха ДВС и воздуха между компрессорными ступенями ГТД) и внутрицикловая регенерация теплоты.

Энергетические показатели тепловых двигателей (ДВС и ГТД) в значительной степени зависят от температуры наружного воздуха на входе – воздуха, всасываемого наддувочным турбокомпрессором (ТК) ДВС и компрессором ГТД. Снижение температуры вызывает увеличение массового заряда цилиндров ДВС воздухом, т.е. возрастание коэффициента избытка воздуха, уменьшение теплонапряженности двигателей и соответственно потерь с охлаждающей водой и выпускными газами. Если же сохранять неизменным коэффициент избытка воздуха,

увеличивая подачу топлива, то можно повысить цилиндковую мощность ДВС. Так, каждые 10 °С понижения температуры наружного воздуха обеспечивают повышение КПД ДВС на 0,5...0,7% и мощности на 5...10% [1].

Предварительное охлаждение воздуха, т.е. приведение его к требуемым условиям (кондициям), соответствующим эффективной работе двигателей, осуществляется в установках кондиционирования воздуха (УКВ) [2]. В свою очередь, холод в этих установках может производиться безмашинным или машинным способом. Охлаждение воздуха осуществляется в поверхностных или контактных охладителях, последнее – путем впрыскивания воды в воздушный поток. Если для этих целей используется неохлажденная, например заборная, вода, то имеет место безмашинное кондиционирование воздуха, а если вода или другой хладоноситель (рассол или холодильный агент), охлажденный в холодильной машине, – то машинное.

С целью снижения температуры наружного воздуха на входе в компрессор ДВС или ГТД используются разные способы его предварительного охлаждения. Так, в ГТУ Н-25 фирмы “Hitachi Thermal Power Systems” применяется контактное охлаждение воздуха с помощью так называемой WAC-системы (water

atomization cooling), представляющей собой форкамеру с форсунками для распыла воды [3]. При этом мощность ГТУ повышается на 5...15%.

Применение испарительного предварительного и промежуточного охлаждения воздуха газотурбинного привода Д-336 мощностью 6,3 МВт, как показали результаты теоретического анализа [4], обеспечивает повышение эффективного КПД ГТД на 1,6...4,2% и мощности на 15...40% при температуре наружного воздуха на входе 15...45 °С, КПД базовой установки 30...25 % и мощности 6,21...3,87 МВт соответственно. Давление и температура воды, впрыскиваемой перед КВД, составляли 2 МПа и 208 °С, а перед КНД – равнялись 0,8 МПа и температуре наружного воздуха. Массовые доли впрыскиваемой воды составляли 1,5...2,5% при температуре 18...40 °С [4].

Однако такому способу предварительного охлаждения воздуха присущи следующие недостатки:

- сложность создания форсунок-распылителей, обеспечивающих образование капель размером не более 4...5 мкм. Крупные же капли, во-первых, вызывают эрозию лопаток компрессора, а во-вторых, из-за их неполного испарения имеют место непроизводительные затраты мощности компрессора на транспортировку балластной неиспарившейся воды, снижающие положительный эффект;
- падение эффективности в случае повышенного влагосодержания наружного воздуха (в летнее время или в тропических условиях) и, соответственно, сокращения его влагопоглощающей способности.

Последний недостаток устраняется путем применения поджимающего (бустерного) нагнетателя в качестве первой ступени. При этом сокращается работа сжатия и исключаются все неприятности, связанные с попаданием капельной влаги в проточную часть основного компрессора. Такое промощаждение после предварительного поджатия наружного воздуха является эффективным средством повышения мощности двигателей при эксплуатации в тропических условиях, когда влажность воздуха близка к состоянию насыщения.

В случаях повышенных температур естественных хладоносителей и необходимости глубокого охлаждения воздуха прибегают к охлаждению с помощью холодильных машин. Примером рекуперативного предварительного охлаждения может служить охлаждение воздуха на входе ГТУ 501D5 Westinghouse электростанции в Далласе с помощью трехступенчатой пароконпрессорной холодильной машины [5].

2. Обоснование гипотез решения

проблемы, постановка цели и задач исследования

Весьма перспективным является применение холодильных машин, использующих вторичные энергетические ресурсы (ВЭР) самих двигателей: потенциальную и кинетическую энергию уходящих газов, а также тепловую энергию уходящих газов и сжатого воздуха (наддувочного воздуха ДВС или воздуха между компрессорными ступенями ГТД), охлаждающей ДВС воды. В первом случае речь идет о турбокомпрессорных воздушных холодильных машинах (ТКВХМ), во втором – о теплоиспользующих холодильных машинах (ТХМ). Охлаждение воздуха в ТКВХМ осуществляется путем его расширения в детандере от некоторого повышенного давления, создаваемого компрессором, который, в свою очередь, приводится от турбины, использующей энергию уходящих газов. Такой турбиной может быть самостоятельная турбина “перерасширения”, установленная в газовыпускном тракте после основного ГТД [6].

Воздушной холодильной машиной может служить также турбонаддувочный агрегат ДВС, дополнительно включающий детандер, в котором охлаждение воздуха происходит в процессе его расширения от повышенного давления до давления наддува [7]. Для создания давления, превышающего требуемое давление наддува, турбонаддувочный агрегат должен располагать некоторым резервом мощности (разностью мощностей турбины и компрессора). Избыток мощности можно получить, сокращая работу сжатия в компрессоре и разгружая таким образом турбину. Работу сжатия в компрессоре уменьшают, переходя на двухступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением водой. Дальнейшее уменьшение работы сжатия в компрессоре достигается путем внутреннего, испарительного (контактного) охлаждения сжимаемого в нем воздуха путем впрыска воды в воздушный поток на входе в компрессор. В этом случае процесс сжатия приближается к изотермическому. При этом возможно уменьшение показателя политропы сжатия с 1,4 (винтовые компрессоры) и 1,6...1,8 (центробежные) до 1,1 [8].

Преимуществом ТКВХМ является отсутствие специального холодильного агента, роль которого выполняет воздух. Однако КПД ТКВХМ довольно низкий, а сами установки сложны и громоздки. Для условий кондиционирования (температура воздуха после его расширения в детандере ТКВХМ 10...15 °С) мощность, потребляемая компрессором воздушных холодильных машин, в два-три раза больше, чем в случае охлаждения воздуха в традиционных фреоновых пароконпрессорных холодильных машинах [2]. Применение ТКВХМ

целесообразно для 4-тактных ДВС со значительным избытком энергии выпускных газов, а также для тепловозных дизелей в условиях дефицита охлаждающей воды.

Особенно перспективным представляется предварительное охлаждение воздуха в установках кондиционирования на базе холодильных машин, использующих ВЭР двигателей, т.е. теплоиспользующих холодильных машин (ТХМ) [2]. Целесообразность применения таких ТХМ объясняется значительным тепловым потенциалом ВЭР, и прежде всего уходящих газов и сжатого воздуха (наддувочного воздуха ДВС и воздуха между компрессорными ступенями сжатия ГТД).

Потери теплоты с уходящими газами достигают 35...40 % теплоты сгорания топлива [1, 9]. При работе ДВС на долевых нагрузках, например главных ДВС при эксплуатации рыбопромысловых судов на промысле, и соответственно при пониженной температуре выхлопных газов из-за опасности сернистой коррозии их теплота практически не используется. Однако и для случаев традиционной утилизации теплоты выпускных газов ДВС путем производства пара в пароводяных утилизационных котлах (УК) коэффициент использования их теплоты остается невысоким: 0,5...0,6 [1, 9].

Значительным тепловым потенциалом обладает наддувочный воздух. В современных ДВС давление наддува высокое: 0,35...0,40 МПа. При этом температура наддувочного воздуха в конце сжатия составляет 150...180 °С [1, 9], а в судовых высокоэкономичных длинноходных малооборотных ДВС – 220...240 °С. На долю потерь теплоты с наддувочным воздухом приходится 7...10 % теплоты сгорания топлива. Однако существующие способы утилизации позволяют использовать лишь 20...35 % общего количества теплоты, которое отводится от охладителей наддувочного воздуха.

Очевидно, что применение теплоиспользующих установок кондиционирования воздуха (ТУКВ) позволило бы повысить эффективность двигателей за счет снижения температуры наружного воздуха на входе, используя для этой цели теплоту их ВЭР. Утилизация же теплоты ВЭР относительно низкого температурного уровня (180...250 °С) невозможна без применения низкипящих рабочих тел (НРТ) и фазовых переходов.

К ТУКВ с фазовым переходом НРТ относятся абсорбционные и парожеткорные установки. Однако абсорбционные холодильные машины (АХМ) [2] отличаются повышенными габаритами (соответственно и аэродинамическим сопротивлением), и целесообразность их

включения в газовый и воздушный тракты двигателей весьма проблематична из-за дополнительных энергетических затрат на преодоление аэродинамического сопротивления, приводящих к ухудшению энергетических показателей двигателей.

Таким образом, в основу решения проблемы повышения эффективности двигателей путем предварительного охлаждения наружного воздуха положена гипотеза использования в установках кондиционирования воздуха теплоты уходящих газов и наддувочного воздуха ДВС или воздуха между компрессорными ступенями ГТД. Основными рабочими процессами таких установок являются фазовые переходы НРТ.

Цель исследования – повышение эффективности двигателей путем предварительного охлаждения наружного воздуха в теплоиспользующих установках кондиционирования с фазовым переходом НРТ.

Задачи исследования: обоснование выбора типа ТУКВ, определение оптимальных параметров рабочих процессов, разработка схемных решений, обеспечивающих максимальное повышение энергетических показателей двигателей.

3. Анализ результатов исследования

При выборе типа ТУКВ исходят прежде всего из требований обеспечения высокой надежности эксплуатации, экологической безопасности рабочего тела, возможности использования серийно выпускаемого оборудования, малых капитальных затрат и трудоемкости монтажных работ, позволяющих выполнять их в сжатые сроки в ходе реконструкции уже находящихся в эксплуатации установок, минимальной зависимости от внешних источников энергии. Указанным требованиям в наибольшей степени удовлетворяет теплоиспользующая эжекторная холодильная машина (ТЭХМ) и базирующаяся на ней эжекторная ТУКВ (ТЭУКВ), единственным сложным элементом которой является насос [2]. Применение в качестве хладагента НРТ существенно упрощает конструкцию ТЭУКВ, поскольку отпадает необходимость создания вакуума в испарителе.

Основными элементами ТЭУКВ являются: генератор парообразного НРТ высокого давления, в котором происходит отвод теплоты от уходящих газов двигателя к кипящему НРТ; испаритель НРТ низкого давления – охладитель воздуха; конденсатор НРТ и пароструйный эжектор. Образовавшийся в генераторе пар НРТ высокого давления расширяется затем в сопле эжектора до низкого давления. В процессе расширения скорость пара возрастает до сверхзвуковой. Кинетическая энергия скоростного парового потока используется для подсоса пара низкого давления из испарителя и

повышения давления смешанного потока (в камере смешения и диффузоре эжектора) до давления конденсации. После конденсатора жидкий НРТ разделяется на два потока: первый дросселируется до низкого давления и поступает в испаритель, где жидкий НРТ испаряется при низкой температуре $t_0 = 0 \dots 10$ °С и ниже за счет подвода теплоты от охлаждаемого воздуха, а второй – сжимается в насосе до высокого давления и направляется в генератор. Генератор состоит из экономайзерной и испарительной секций. В экономайзерной секции осуществляется нагрев жидкого НРТ от температуры конденсации t_k до температуры его кипения t_r в испарительной секции, в последней – кипение НРТ при высоких давлении и соответственно температуре кипения t_r .

Эффективность эжектора характеризуется коэффициентом эжекции (отношением

эжектируемого G_0 и рабочего G_r расходов): $U = G_0/G_r$, а ТЭУКВ – тепловым коэффициентом (отношением количеств теплоты подведенной к НРТ в испарителе Q_0 , холодопроизводительности, и в генераторе Q_r): $\zeta = Q_0 / Q_r$. Тепловой коэффициент ζ тем больше, чем выше температура кипения НРТ в испарителе t_0 и генераторе t_r и чем ниже температура конденсации t_k . С другой стороны, чем выше температура t_r , тем меньше глубина охлаждения уходящих газов, т.е. меньше количество теплоты, подведенной в генераторе Q_r , и тогда при, в общем-то, меньшей величине $\zeta = f(t_0, t_r)$ холодопроизводительность Q_0 может оказаться больше, а значит, и приращение КПД и мощности двигателя за счет предварительного охлаждения воздуха на его входе. Очевидно, что существуют такие оптимальные значения t_r , которым соответствует максимальное

“q”
с рисочкой

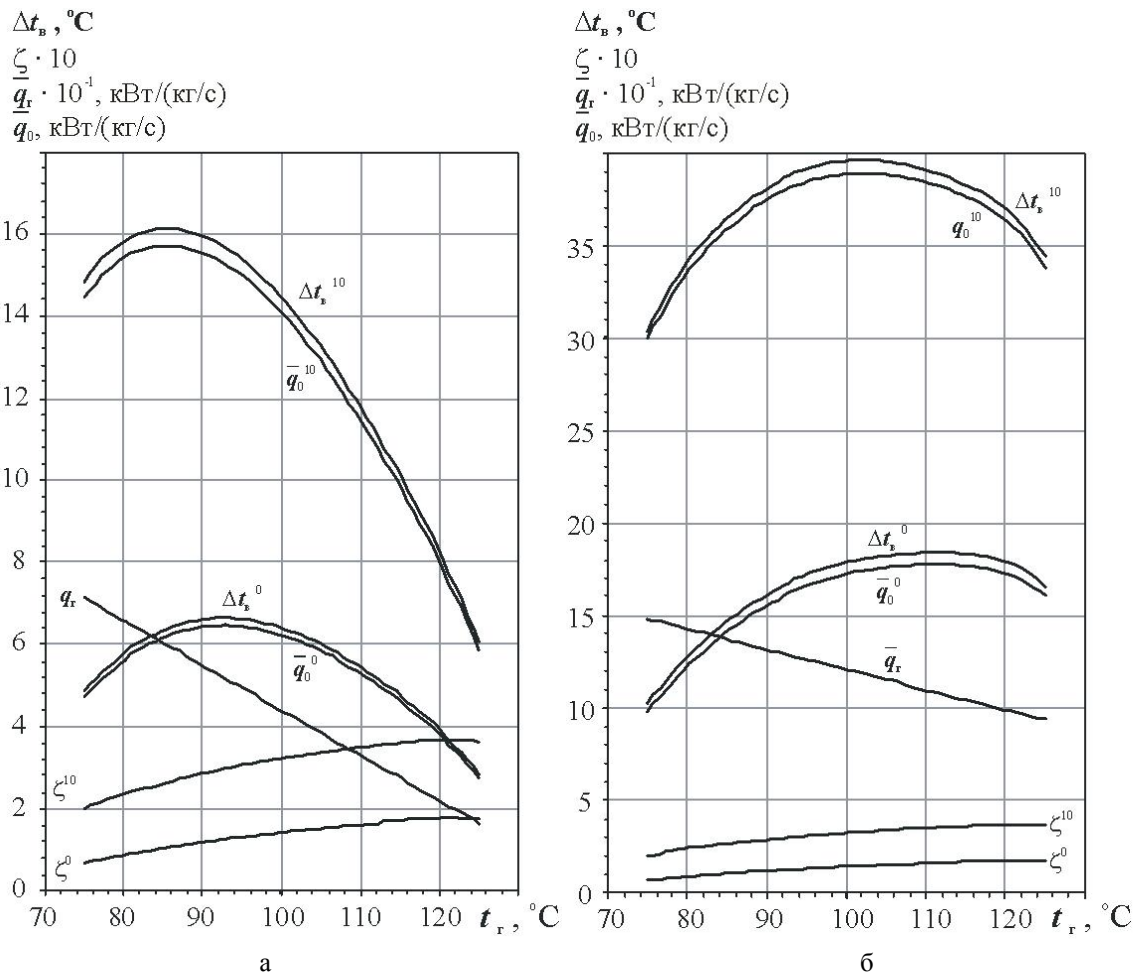


Рис. 1. Удельные тепловые нагрузки на генератор q_r и испаритель q_0 , тепловые коэффициенты з теплоиспользующей ТЭУКВ, снижение температуры Δt_v воздуха на входе двигателя в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах кипения в испарителе $t_0 = 0$ и 10 °С; конденсации $t_k = 35$ °С, уходящих газов после генератора $t_{r2} = t_r + 40$ °С и перед генератором: а – $t_{r1} = 180$ °С; б – 250 °С

“q”
с рисочкой

Как видно из рис. 1, зависимости удельной холодопроизводительности q_0 от температуры кипения НРТ в генераторе t_r имеют максимумы $q_{0\max}$, которые с повышением температуры t_0 кипения НРТ в испарителе ТЭУКВ возрастают и смещаются в сторону меньших значений t_r , а их характер становится более резко выраженным. Возрастание $q_{0\max}$ с повышением t_0 свидетельствует об эффективности применения ТЭУКВ для охлаждения воздуха на входе двигателей при повышенных его температурах: в летнее время или южных районах эксплуатации. Смещение $q_{0\max}$ в сторону меньших температур кипения НРТ в генераторе t_r говорит об эффективности применения НРТ даже с низкими значениями критической температуры, ограничивающей возможность повышения t_r . Более резко выраженный характер зависимости $q_0 = f(t_r)$ при высоких t_0 подтверждает, во-первых, необходимость нахождения оптимальной величины $t_{r,\text{опт}}$ соответствующей $q_{0\max}$, т.е. рационального проектирования тригенерационных контуров, а во-вторых, более жесткие требования по отклонению параметров ТЭУКВ от оптимальных температур t_r . В случае низких t_0 необходимо применять НРТ с более высокими значениями критической температуры по сравнению с повышенными t_0 (смещение $q_{0\max}$ в сторону больших t_r), остальные же требования становятся менее жесткими.

При повышенных t_{r1} происходит некоторое вырождение экстремумов: характер зависимости $q_0 = f(t_r)$ становится более пологим, особенно при пониженных t_0 , что свидетельствует о расширении как диапазона применяемых НРТ с позиции их критических параметров, так и диапазона отклонения режимных параметров от оптимальных величин. Смещение же максимумов $q_{0\max}$ в сторону больших значений t_r говорит о предпочтительном применении НРТ с высокими значениями критической температуры.

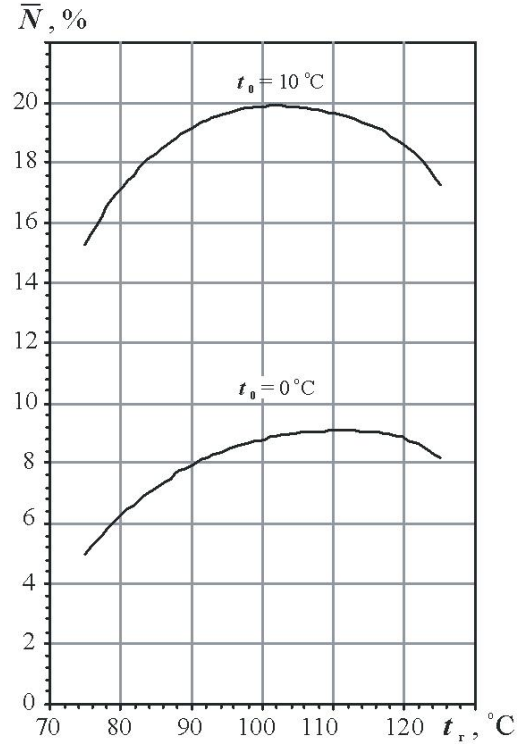
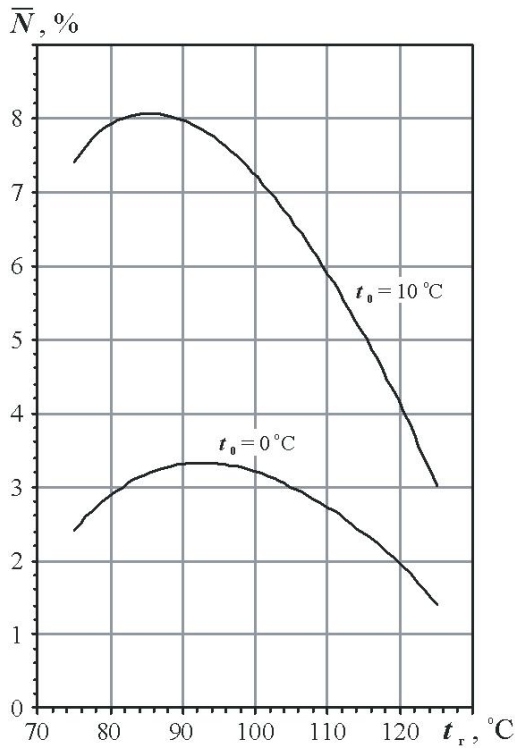
Следует отметить, что при $t_0 = 0$ °С снижению температуры воздуха на входе ДВС на величины $Dt_b = 7$ и 18 °С (соответственно при $t_{r1} = 180$ и 250 °С на рис. 1) по сравнению с исходной его температурой, например 45 °С (температура воздуха в машинном отделении судна) будут соответствовать его температуры после испарителя ТЭУКВ $t_{b2} = 38$ и 27 °С, т.е. разность температур между охлаждаемым воздухом и кипящим НРТ на выходе испарителя будет достаточно большой $Dt_{b/a} = t_{b2} - t_0 = 38$ и 27 °С, чтобы испаритель получился компактным. При $t_0 = 10$ °С и $Dt_b = 16$ °С (при $t_{r1} = 180$ °С) получают

$t_{b2} = 29$ °С, т.е. разность температур на выходе испарителя остается достаточно большой $Dt_{b/a} = 19$ °С и превосходит минимальную величину $Dt_{b/a} = 10...15$ °С, обычно принимаемую для теплообменников с фазовым переходом и зависящую от интенсивности теплообмена. Однако при $t_0 = 10$ °С и $t_{r1} = 250$ °С согласно графику на рис. 1,б снижение температуры воздуха составляет $Dt_b = 40$ °С. Такая большая величина может быть реализована полностью только при исходной температуре воздуха на входе не $t_{b1} = 45$ °С, а уже, как минимум, $t_{b1} = 60...65$ °С, или же путем глубокого промежуточного охлаждения, например наддувочного воздуха ДВС или воздуха между компрессорными ступенями ГТД. В случае же применения ТЭУКВ для охлаждения воздуха на входе ДВС или ГТД (при $t_{b1} = 45$ °С) его температура может быть понижена лишь до значений $t_{b2} = 20...25$ °С (при $t_0 = 10$ °С), т.е. на $Dt_b = 20...25$ °С, что соответствует только 50 % от потенциально возможного снижения температуры $Dt_b = 40$ °С. Соответственно, либо на 50 % сокращается теплоотвод от уходящих газов, либо же избыточный холод используется кроме охлаждения воздуха на входе ДВС еще и для других целей, например для более глубокого промощения наддувочного воздуха ДВС или воздуха между компрессорными ступенями ГТД. Таким образом, выбор t_0 и, следовательно, эффект от применения ТЭУКВ в двигателях обусловлены температурным напором $Dt_{b/a}$ в испарителе ТЭУКВ, определяющим энергетические потери в холодильном цикле и зависящим, в свою очередь, от интенсивности теплообмена.

Эффект от охлаждения воздуха на входе в двигатель оценивали по относительному приращению его мощности N и абсолютному приращению КПД η . При этом исходили из того, что каждые 10 °С снижения температуры Dt_b воздуха на входе двигателя обеспечивают 5 % относительного прироста мощности и 0,5 % абсолютного прироста КПД двигателя η [1]. За базовый вариант принимали малооборотный ДВС без охлаждения воздуха на входе при его температуре 45 °С, соответствующей температуре воздуха в машинном отделении судна.

На рис. 2 и 3 представлены приращения мощности ДВС N и КПД η за счет уменьшения температуры воздуха на входе Dt_b в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах кипения НРТ в испарителе $t_0 = 0$ и

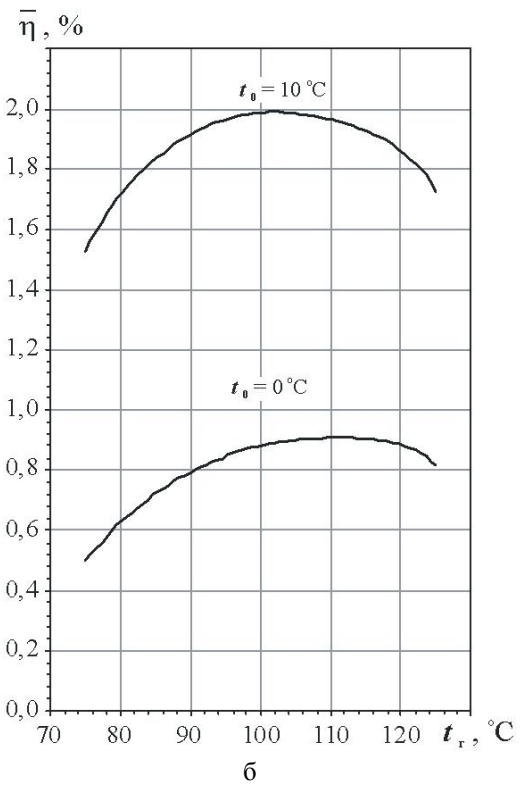
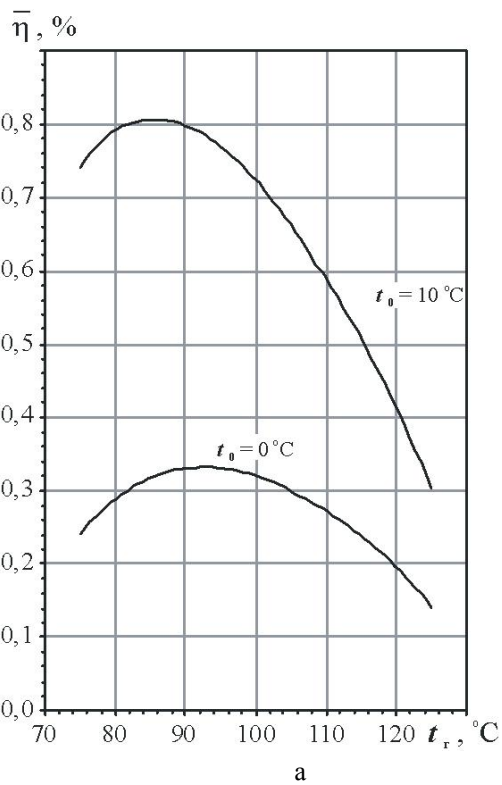
“N”, “η”
с
рисочкой



“ N ”
рисочкой

с

Рис. 2. Относительное приращение мощности ДВС N за счет уменьшения температуры воздуха на входе в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_2 при температурах кипения НРТ в испарителе $t_0 = 0$ и 10°C



“ η ”
рисочкой

с

Рис. 3. Абсолютное приращение КПД ДВС η за счет уменьшения температуры воздуха на входе в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_1 при температурах кипения НРТ в испарителе $t_0 = 0$ и 10°C

Как видно из рис. 2 и 3, относительное приращение мощности ДВС за счет охлаждения воздуха на входе составляет $N=3\ldots 8\%$ (при установке генератора ТЭУКВ после пароводяного утилькотла) и $N=10\ldots 20\%$ (генератор на выходе ДВС, т.е. без утилькотла), а абсолютное приращение КПД $\eta = 0,3\ldots 0,8\%$ и $1,0\ldots 2\%$ соответственно. Следует отметить, что максимальные приращения $N=20\%$ и $\eta = 2,0\%$ могут быть достигнуты только в случае повышенных температур воздуха на входе в базовый вариант ($60\text{ }^\circ\text{C}$ и выше) или же путем использования избыточного холода для охлаждения наддувочного воздуха. При охлаждении же воздуха на входе с температурой $40\text{ }^\circ\text{C}$ максимальный прирост N составляет 15% , а КПД – $1,5\%$.

Таким образом, для достижения максимального охлаждающего эффекта схемное решение теплоиспользующей установки кондиционирования должно предусматривать выполнение испарителя в виде двух ступеней с охлаждением в одной наружного воздуха на входе двигателя, а в другой – наддувочного воздуха ДВС или промежуточного охлаждения в ГТД.

Выводы

1. Установлено, что относительное

приращение мощности двигателя за счет предварительного охлаждения воздуха в теплоиспользующей установке кондиционирования составляет $N=5\ldots 10\%$ (при использовании в ТУКВ теплоты уходящих газов двигателя за пароводяным утилизационным котлом) и $N=10\ldots 20\%$ (двигатель без утилькотла), а абсолютное приращение КПД $\eta = 0,5\ldots 1,0\%$ и $1,0\ldots 2,0\%$ соответственно.

2. Максимальные приращения мощности $N = 20\%$ и КПД $\eta = 2,0\%$ могут быть достигнуты только в случае повышенных исходных температур воздуха на входе в двигатель ($60\text{ }^\circ\text{C}$ и выше) или же путем использования избыточного холода для охлаждения наддувочного воздуха ДВС или промежуточного охлаждения в ГТД. При охлаждении же воздуха на входе с исходной температурой $40\text{ }^\circ\text{C}$ максимальный прирост N составляет 15% , а КПД – $1,5\%$.
3. Максимальный охлаждающий эффект, создаваемый теплоиспользующей установкой кондиционирования, может быть реализован только в случае выполнения испарителя в виде двух ступеней с охлаждением в одной – наружного воздуха на входе двигателя, а в

ЛИТЕРАТУРА

1. Селиверстов В.М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках. – М.: Судостроение, 1973. – 251 с.
2. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – СПб.: Судостроение, 1994. – 504 с.
3. http://www.hitachi.co.jp/Div/hitachi_tps/combinedcycle/wac.html
4. Петухов И.И., Минячихин А.В., Зеленский Р.Л., Жеманюк П.Д., Сорогин Ф.Г., Таран А.И. Эффективность газотурбинного привода с охлаждением циклового воздуха // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков: ХАИ. – 2004. – №8(16). – С. 13-15.
5. <http://www.kaceenergy.com/paper3.htm>
6. Матвеев В.Т. Судовые когенерационные газотурбинные установки для технических средств освоения морского шлейфа // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – Харків: ХАІ. – 2002. – Вип. 31). – С. 11-13.
7. Тимошевский Г.Ф., Мошенцев Ю.Л., Ву Дык Бао. Повышение эффективности судового двигателя внутреннего сгорания путем совершенствования системы воздухообеспечения // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – № 2 (388). – С. 67-75.
8. Мошенцев Ю.Л., Жуков Д.О. Экспериментальное исследование процесса испарительного охлаждения в центробежном наддувочном компрессоре // Зб. наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2005. – № 5 (398). – С. 99-108.
9. Артемов Г.А., Горбов В.М. Судові енергетичні установки. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 356 с.
10. Петренко В.А. Теоретическое и экспериментальное исследование эжекторной холодильной машины в режиме кондиционирования воздуха // Холодильная техника и технология. – 2001. – №2 (71). – С. 12-18.
11. Петренко В.А. Принцип выбора рабочего вещества для эжекторной холодильной машины // Холодильная техника и технология. – 2001. – № 1(70). – С. 16-21.