

УДК 621.577

А.Н. РАДЧЕНКО

*Национальный университет кораблестроения
им. адмирала Макарова, Николаев, Украина*

ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ КОНДИЦИОНИРУЮЩИЕ И ОПРЕСНИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ НА БАЗЕ СУДОВЫХ ДВС

Проанализирована целесообразность применения турбодетандерных установок кондиционирования воздуха, работающих на избытке наддувочного воздуха сверх количества, необходимого для наддува ДВС. Избыток наддувочного воздуха образуется при нагрузках ДВС свыше 50 % и благодаря высокой эффективности современных турбонаддувочных агрегатов. Предложены схемные решения теплоиспользующих установок кондиционирования воздуха, полученные путем трансформации существующих систем охлаждения наддувочного воздуха судовых ДВС. Показана целесообразность применения таких установок для получения пресной воды.

двигатель внутреннего сгорания, турбодетандер, кондиционирование воздуха, низкокипящее рабочее тело, теплоиспользующая холодильная машина, наддувочный воздух, конденсат

Анализ проблемы и постановка цели исследования

Системы кондиционирования воздуха с использованием турбодетандерного охлаждения широко применяются в стационарной практике, на авиационном и автомобильном транспорте. С 1950 г. этот принцип нашел применение и на судах для снижения температуры наддувочного воздуха в ДВС фирмы "Купер-Бессмер" [1]. В таких системах сжатие воздуха осуществляется последовательно в двух центробежных компрессорах с приводом первого компрессора от утилизационной турбины (УТ), установленной на газовыхлопе, а второго – от воздушного турбодетандера, при расширении в котором и происходит окончательное охлаждение наддувочного воздуха. Предусмотрено промежуточное его охлаждения водой после каждого из компрессоров.

Турбодетандер по сути представляет собой воздушную холодильную машину (ВХМ), использующую избыточную, сверх требуемой для наддува двигателей, энергию выпускных газов и работающую по разомкнутому циклу. Резерв мощности УТ, который задействован для дополнительного повышения давления наддувочного воздуха (сверх дав-

ления наддува), зависит от КПД турбокомпрессорных газового и воздушного агрегатов. КПД современных ТК превышает $\eta_{TK} = 0,7$, приближаясь к 0,75 [2, 3]. Образующаяся благодаря этому избыточная энергия выпускных газов позволила перейти ведущим дизелестроительным фирмам на системы более полной ее утилизации – турбокомпаундные системы TCS (Turbo Compound System) с байпасированием части выпускных газов (около 10% общего расхода), минуя ТК, на вход силовой турбины и передачей получаемой в турбине механической энергии на вал двигателя или электрогенератора [4].

Фирмой "Mitsubishi Heavy Industries (МНН)" разработана альтернативная турбокомпаундная система без байпасирования части выпускных газов на дополнительную УТ и предполагающая отвод избыточной мощности на привод электрогенератора от той же УТ, что служит для привода наддувочного компрессора, т.е. TCS с одной УТ [3]. Избыток мощности УТ образуется за счет применения высокоэффективных ТК серии МЕТ-МА с КПД около 74 %, что позволяет получать дополнительную электрическую мощность, эквивалентную примерно 5% мощности главного дизеля. Температура уходящих

газов на входе ТК составляла при этом $t_{y,r} = 450\text{ °C}$ и $\pi_k = 3,3$.

Таким образом, благодаря повышенным КПД турбокомпрессорных агрегатов (0,70...0,75) образуется избыток энергии выпускных газов, сверх необходимой для турбонаддува, который реализуется различными системами глубокой.

Целью исследования является оценка целесообразности применения турбодетандерных установок, использующих избыток наддувочного воздуха, для охлаждения воздуха в системах кондиционирования и получения пресной воды.

В основу **концепции** создания турбодетандерных установок кондиционирования воздуха на базе судовых ДВС положена **гипотеза** использования избыточной энергии агрегатов их турбонаддува, образующейся при нагрузках ДВС свыше 50% и благодаря высокой эффективности агрегатов. Избыточная энергия может составлять от 10 % мощности ДВС (для двухтактных двигателей) до 20 % и выше (для четырехтактных).

Анализ результатов исследования

Согласно разрабатываемой гипотезе источником энергии для теплоиспользующей установки кондиционирования воздуха (ТУКВ) служит избыточная мощность высокоэффективных турбонаддувочных агрегатов ($\eta_{TK} = 0,7...0,75$), образующаяся при нагрузках судовых ДВС свыше 50%. Поскольку КПД турбокомпрессорных агрегатов η_{TK} существенно зависит от степени повышения давления π_k , принимая максимальное значение при некоторой оптимальной величине $\pi_{корп}$, например, для ТК типа МЕТ МА $\eta_{TKmax} = 0,74$ при $\pi_{корп} = 3,3$, и снижаясь до $\eta_{TK} = 0,67$ при $\pi_k = 4,5$ [3], то представляется целесообразным реализовать избыточную энергию выпускных газов не путем повышения давления наддувочного воздуха, как в традиционной турбодетандерной системе охлаждения наддувочного воздуха [1], а увеличением производительности ТК с использованием

энергии избыточного количества наддувочного воздуха в ТУКВ. Исходя из этой **гипотезы**, можно предложить следующие схемные решения ТУКВ, использующих энергию избыточного количества наддувочного воздуха.

Простейшим схемным решением ТУКВ является стандартная система турбонаддува с получением холодного воздуха путем дросселирования избыточного количества наддувочного воздуха после теплообменника-охладителя наддувочного воздуха (ТО-ОНВ). Такая ТУКВ по составу элементов не отличается от стандартной системы перепуска части наддувочного, но неохлажденного воздуха (перед ТО-ОНВ), на вход ТК для предотвращения недопустимого повышения давления в цилиндрах двигателя, что возможно при пониженных температурах воздуха на входе ТК: $t_{нв} < -5\text{ °C}$ [5]. Основной недостаток простой схемы – потери энергии сжатого воздуха при его дросселировании, которую можно было бы получить при условии расширения воздуха в турбодетандере.

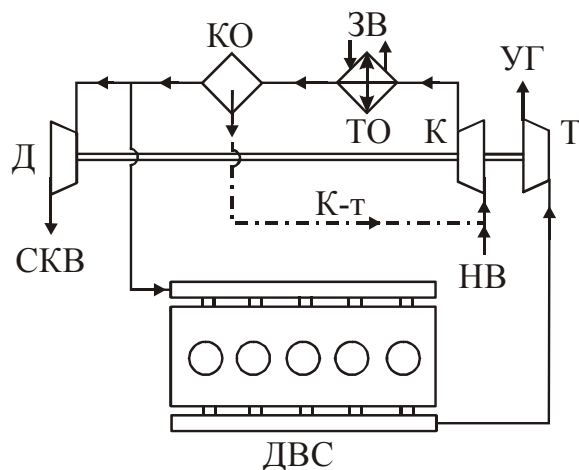
Схема ТУКВ с турбодетандером, мощность которого используется для привода компрессора, приведена на рис. 1, а, а процессы тепловлажностной обработки воздуха в диаграмме $d-I$ (энтальпия-влажностное содержание) – на рис. 1, б.

Процессы тепловлажностной обработки воздуха в турбодетандерном кондиционере обозначены следующим образом: Н–1 – сжатие в компрессоре; 1–2 – охлаждение в ТО (1–1" – охлаждение до состояния насыщения (точки росы 1"), соответствующего давлению наддува P_2 ; 1"–2 – охлаждение с выпадением влаги); 2–3 – расширение в турбодетандере.

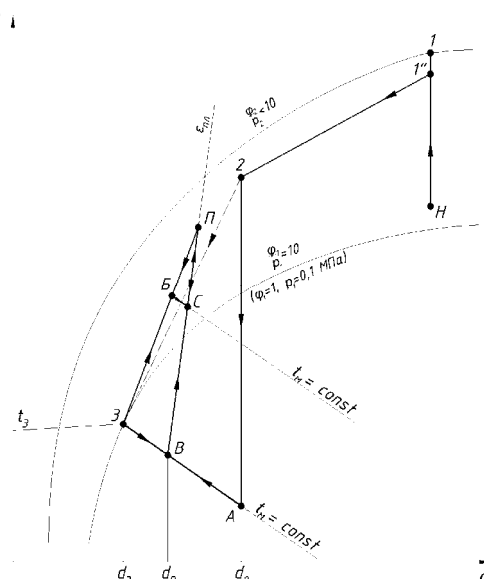
Процесс тепло- и влагоассимиляции в помещении на рис. 3, б показан условно линией 3–П, а на рис. 3, а изображен более подробно: т. А – воздух на выходе из турбодетандера в виде тумана – смеси насыщенного воздуха (т. 3) и капельной влаги в количестве $\Delta d = d_2 - d_3$. Капельная влага отделяется от

воздуха в сепараторе (в схемах на рис. 1 и 2 сепаратор не показан). Смешение приточного насыщенного воздуха (т. 3) и ненасыщенного рециркуляционного воздуха (т. П) – линии 3–Б и П–Б. Процесс тепло- и влагоассимиляции в помещении – линия Б–П.

го воздуха кондиционируемого помещения (т. П) – линии 3–Б и П–Б. Процесс тепло- и влагоассимиляции в помещении – линия Б–П.



а



б

Рис. 1. Схема (а) и процессы (б) тепловлажностной обработки воздуха в ТУКВ с турбодетандером: Т – утилизационная турбина; К – компрессор; ТД – турбодетандер; ТО – теплообменник-охладитель наддувочного воздуха; КО – каплеотделитель; К-т – конденсат; НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы; СКВ – система кондиционирования воздуха общесудовая

При неполном отделении влаги состояние воздуха характеризуется точкой тумана В. Смешение приточного влажного воздуха (т. В) и ненасыщенного рециркуляционного воздуха помещения (т. П), подсасываемого холодным воздухом в смесителе, например эжекционного типа) – линии В–С и П–С. При этом явная теплота рециркуляционного воздуха расходуется на испарение капельной влаги в количестве $d_B - d_3$, содержащейся в приточном влажном воздухе. В результате получают воздух с достаточно низкой температурой (т. С). Процесс смешения с испарением капельной влаги можно условно представить в виде двух последовательных процессов: смешения приточного насыщенного воздуха (т. 3) с рециркуляционным ненасыщенным воздухом помещения (т. П) – линии 3–Б и П–Б и адиабатического увлажнения смеси капельной влагой – линия Б–С. Процесс тепло- и влагоассимиляции в помещении – линия С–П.

Результаты расчетов показывают, что при исходных температурах воздуха, подаваемого на вход ТК двигателя, составляющих 35 °С (наружный воздух, соответствующий тропическим условиям эксплуатации) и 45 °С (воздух в машинном отделении), температура воздуха на выходе из турбодетандера может достигать –40 °С и –30 °С соответственно.

Как видно из рис. 1, а, процесс охлаждения наддувочного воздуха в теплообменнике ТО (линия 1–2) на участке снижения его температуры ниже точки росы (линия 1''–2) сопровождается выпадением влаги в количестве $\Delta d = d_H - d_2$. Кроме того, влага выпадает также из влажного воздуха в состоянии тумана (т. А) после турбодетандера в количестве $\Delta d = d_2 - d_3$ при полной ее сепарации с получением насыщенного воздуха в т. 3 или $\Delta d = d_2 - d_B$ при неполной сепарации и влажным воздухом на выходе из сепаратора (т. В). Получаемую при этом воду можно использовать для хозяйственно-бытовых

нужд, а после соответствующей химикобиологической обработки – как питьевую.

Таким образом, турбодетандерный кондиционер может функционировать еще и как опреснительная установка, что весьма целесообразно в условиях дефицита воды или невозможности забора забортной воды для работы опреснительной установки испарительного типа, как, например, на судах с динамическими принципами поддержания (судах на воздушной подушке, скоростных катамаранах).

Получаемый конденсат может быть использован для повышения эффективности наддувочного ТК, а значит и ТУКВ, путем его впрыскивания в воздух, всасываемый ТК (рис. 1). При этом испарение впрыскиваемого конденсата происходит за счет теплоты, отводимой от воздуха, т.е. с понижением его температуры. Кроме того, при впрыскивании конденсата в воздушный поток непосредственно на всасывании ТК его испарение будет происходить в процессе сжатия воздуха в ТК с понижением температуры сжимаемого воздуха, что приближает процесс сжатия к изотермическому с соответствующим уменьшением работы сжатия.

Производительность опреснительно-кондиционирующей установки по воде и холоду может быть увеличена путем дополнительного (к водяному) охлаждения наддувочного воздуха в теплоиспользующей, например эжекторной холодильной машине (ТЭХМ) как конструктивно наиболее простой. Источником сбросной теплоты для ТЭХМ могут служить уходящие газы или наддувочный воздух после компрессора, температура которого в зависимости от давления может составлять от 100 °С (при двухступенчатом сжатии с промежуточным охлаждением) до 200 °С и выше (без промежуточного охлаждения). Рабочим телом в холодильных машинах являются низкокипящие рабочие тела (НРТ).

Схема ТУКВ с турбодетандером и ТЭХМ приведена на рис. 2.

Как видно, в генераторе ТЭХМ теплота надду-

вочного воздуха после компрессора используется для получения пара НРТ высокого давления, энергия которого в свою очередь расходуется на эжектирование пара НРТ низкого давления, испаряющегося в И-ВО с отводом теплоты от наддувочного воздуха на входе турбодетандера. В качестве НРТ для ТЭХМ целесообразно применять хладоны R142b и R600 (н-бутан). Применение ТЭХМ обеспечивает дополнительное (к охлаждению в стандартном водяном ОНВ) снижение температуры наддувочного воздуха на входе турбодетандера на 20...40 °С и уменьшение температуры воздуха на выходе из него на 15...30 °С. При этом возрастает количество высвобождаемой из влажного воздуха влаги, поскольку с понижением температуры охлаждающей наддувочный воздух среды увеличивается глубина охлаждения воздуха.

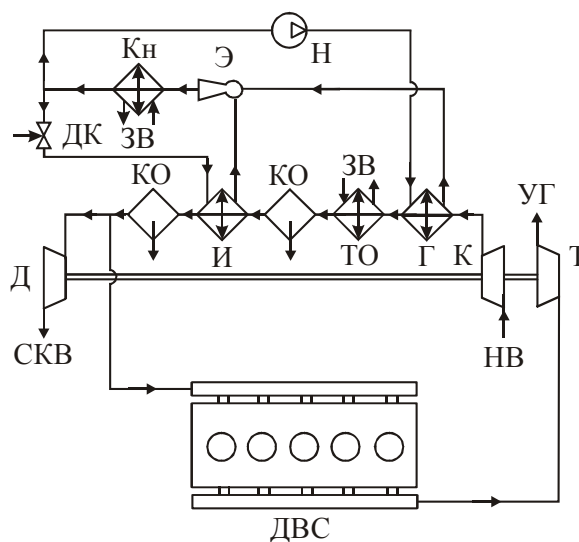


Рис. 2. Схема ТУКВ с турбодетандером и ТЭХМ:
Т – утилизационная турбина; К – компрессор;
ТД – турбодетандер; ТО – теплообменник;
ТЭХМ: Г – генератор; И-ВО – испаритель-
воздухоохладитель; Э – эжектор; Кн – конденсатор;
Н – насос; ДК – дроссельный клапан;
НВ – наружный воздух; ЗВ – забортная вода;
УГ – уходящие газы

Результаты расчета количества влаги G_w , высаждаемой в течение часа в процессах глубокого охлаждения наддувочного воздуха в испарителях ТЭХМ от начальной его температуры $t_{\text{в1}} = 45^\circ\text{C}$ (после теплообменников водяного охлаждения) до конеч-

ной температуры $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$, в зависимости от относительной влажности воздуха ϕ на входе в испарители ТЭХМ при расходах воздуха $G_b = 0,5; 1,0$ и $2,0$ кг/с в комбинированных системах с двухступенчатым сжатием ($P_1 = 0,2$ МПа и $P_2 = 0,4$ МПа) и промежуточным охлаждением и ТЭХМ после каждой ступени представлены на рис. 3.

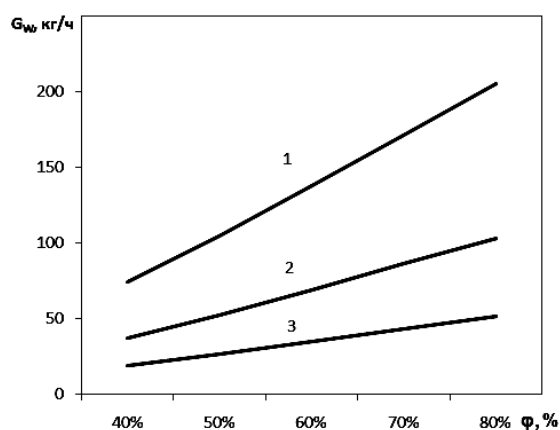


Рис. 3. Количество влаги G_w , высаждаемой в течение часа в процессе охлаждения наддувочного воздуха в испарителях ТЭХМ от начальной температуры $t_{в1} = 45^\circ\text{C}$ до конечной температуры $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$, в зависимости от относительной влажности ϕ на входе в испарители при расходах воздуха G_b :
 1 – $G_b = 2,0$ кг/с; 2 – $G_b = 1,0$ кг/с;
 3 – $G_b = 0,5$ кг/с

Как видно, количество конденсата, получаемого в процессе охлаждения наддувочного воздуха, составляет от 0,5 до 3,0 т/сутки и более в зависимости от расхода воздуха G_b (типа и мощности ДВС), а с учетом сепарации влаги из влажного воздуха на выходе из турбодетандера оно будет еще больше, что свидетельствует о целесообразности применения ТУКВ в качестве опреснительных установок на судах и других видах транспорта.

Выводы

1. Турбодетандерные ТУКВ, работающие на избытке наддувочного воздуха судовых ДВС, позво-

ляют получать холодный воздух с температурой минус 30°C и ниже.

2. В условиях дефицита воды целесообразно применение ТУКВ в качестве опреснительных установок с получением 0,5...3,0 т/сутки и более конденсата в зависимости от типа и мощности ДВС.

Литература

1. Zinner K., Reinloin H. Thermodynamische Untersuchung über die Anwendbarkeit der Turbokühlung bei aufgeladenen vierfakt // Dieselmotoren, "MTZ". – 1964. – Nr. 5. – S. 188-195.
2. Heim K. Existing and Future Demands on the turbocharging of Modern Large Two-stroke Diesel Engines // 8-th Supercharging Conference, Dresden, 1-2 October 2002.
3. Shiraishi K., Ono Y. Hybrid Turbocharger with integrated High Speed Motor-generator // Technical Review: Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. – 2007. – Vol. 44. – No. 1 (Mar.). – 3 p. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e441/e441049.pdf>.
4. Savings with extra power [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.manbw.com/files/news/files06685/tcs_ptg_en.pdf - TCS-PTG.
5. Schmid H. Less Emissions through Waste Heat Recovery // Green Ship Technology Conference, London, 28-29 April, 2004. – 10 p. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.wartsila.com/Wartsila/global/docs/en/ship_power/media_publications/technical_papers/sulzer/waste_heat_recovery.pdf.

Поступила в редакцию 30.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.И. Живица, Одесская государственная академия холода, Одесса.