

УДК 621.577

Н.И. РАДЧЕНКО¹, Т. БОХДАЛЬ²¹ *Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина*² *Кошалинский технический университет, Польша*

ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА ГТД ТЕПЛОИСПОЛЗУЮЩЕЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНОЙ С ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ХЛАДАГЕНТА В ИСПАРИТЕЛЕ И ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

Проанализировано схемное решение теплоиспользующей холодильной машины с рециркуляцией жидкого хладагента в испарителе и промежуточным водяным контуром охлаждения наружного воздуха на входе газотурбинных двигателей. Показано, что применение предложенной теплоиспользующей холодильной машины в газотурбинных двигателях с ограниченным тепловым потенциалом уходящих газов позволяет понизить температуру воздуха на входе двигателей на 25...30 °С и за счет этого увеличить мощность двигателей на 10...15 % и получить абсолютную прибавку КПД примерно 1,0...1,5 %.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, утилизация, уходящие газы, предварительное охлаждение воздуха, теплоиспользующая холодильная машина, испаритель, хладагент, циркуляция.

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Эффективность газотурбинных двигателей (ГТД) существенно зависит от температуры наружного воздуха $t_{нв}$ на входе. Известно, что повышение температуры $t_{нв}$ на 10 °С вызывает уменьшение мощности стационарных ГТД на 5...9 % по сравнению с ее значениями при температуре $t_{нв} = 15$ °С, соответствующей ISO 3977 [1]. Улучшить показатели ГТД при повышенной температуре наружного воздуха можно, снижая его температуру на входе. Наибольшее распространение в ГТД получило испарительное охлаждение воздуха, при котором деминерализованная вода под высоким давлением впрыскивается форсунками тонкого распыла в воздушный поток на входе компрессора ГТД [1].

Однако потенциальная глубина предварительного, т.е. до входа в компрессор, охлаждения наружного воздуха при испарительном охлаждении определяется разностью его температур по сухому и мокрому термометрам, зависящей, прежде всего, от относительной влажности наружного воздуха. В большинстве случаев снижение температуры в процессе увлажнения наружного воздуха до состояния насыщения не превышает 15 °С.

Для более глубокого охлаждения наружного воздуха при повышенных влажности и температуре прибегают к поверхностному охлаждению воздуха с помощью холодильных машин. Поскольку в ГТД, особенно простого цикла, тепловые потери с уходящими газами превышают половину теплоты сго-

рания топлива, то представляется целесообразным утилизировать сбросную теплоту газов в теплоиспользующих холодильных машинах (ТХМ), а выработанный машинами холод использовать для снижения температуры воздуха перед компрессором [2]. В качестве рабочего тела в ТХМ применяются низкокипящие рабочие тела – хладагенты. Эффективность применения ТХМ во многом зависит от тепловой эффективности испарителей, в которых кипение хладагента происходит за счет теплоты, отводимой от наружного воздуха. Для обеспечения безопасной эксплуатации ГТД теплообменники ТХМ, в которых циркулирует хладагент, желательно выносить из газоздушного тракта двигателей, т.е. применять промежуточный теплоноситель – вода. В таком случае теплота от наружного воздуха отводится водой, которая, в свою очередь, охлаждается в испарителе ТХМ. Тепловая эффективность таких испарителей определяется интенсивностью теплоотдачи к кипящему хладагенту. Чем меньше температурные напоры в испарителе между охлаждаемой водой и кипящим хладагентом, тем больше глубина охлаждения воды и, в конечном счете, наружного воздуха в водяном охладителе во всасывающем тракте компрессора ГТД. Поэтому целесообразно применение испарителей конвективного испарения с кипением хладагента в каналах, интенсивность теплоотдачи в которых зависит от скорости хладагента, а не от температурных напоров, как в испарителях затопленного типа. Естественно, что интенсивность теплообмена в испарителях конвективного типа зависит от кратности циркуляции хладагента.

Цель исследования – оценка целесообразности рециркуляции хладагента в испарителях ТХМ с промежуточным водяным контуром охлаждения наружного воздуха на входе ГТД.

2. Результаты исследования

Исследование влияния циркуляции хладагента на тепловую эффективность испарителей выполнено на примере ТХМ эжекторного типа как наиболее простой и надежной в эксплуатации, в которой функцию компрессора выполняет эжектор. Схема эжекторной ТХМ, использующей теплоту уходящих газов ГТД для охлаждения наружного воздуха на входе и испарителем с циркуляцией хладагента инжектором и промежуточным водяным контуром представлена на рис. 1.

Эжекторная ТХМ состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросиловой контур служит для получения паров НРТ высокого давления, энергию которых используют в эжекторе для поджатия паров НРТ низкого давления, всасываемых из испарителя холодильного контура.

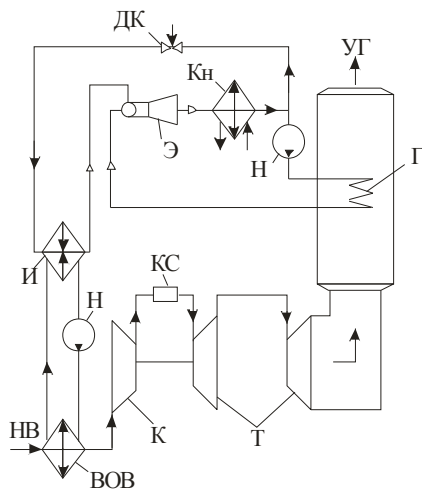


Рис. 1. Схема эжекторной ТХМ: Г – генератор паров НРТ; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; НВ – наружный воздух; И – испаритель НРТ-охладитель воды; ВОВ – воздухоохладитель водяной; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной; К – компрессор; УТ – утилизирующая турбина

Особенностью эжекторной ТХМ на рис. 1 является наличие помимо основного пароструйного эжектора второго жидкостного струйного аппарата – инжектора, осуществляющего рециркуляцию жидкого НРТ в испарителе. Для сепарации неиспарившегося в испарителе жидкого НРТ от паров предусмотрен отделитель жидкости, что обеспечивает эжектирование основным пароструйным эжектором сухого насыщенного пара с максимальным коэффи-

циентом эжекции U . Коэффициент эжекции U – отношение расходов эжектируемого из испарителя пара НРТ низкого давления и силового парового потока высокого давления, поступающего в рабочее сопло эжектора из генератора.

Тепловая эффективность испарителей с кипением хладагента в трубках (каналах) зависит от интенсивности теплоотдачи к кипящему хладагенту. Об изменении коэффициентов теплоотдачи α_a к кипящему хладагенту и теплопередачи k , а также плотности теплового потока q можно судить по их зависимости от массового паросодержания x хладагента и длины L канала испарителя, представленной для скорости воды $w = 1,5$ м/с на рис. 2.

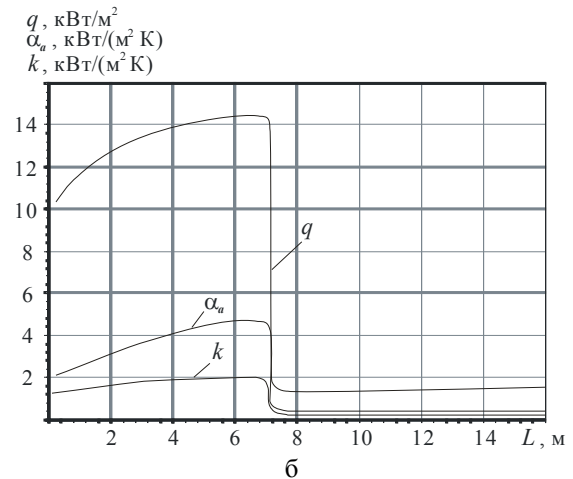
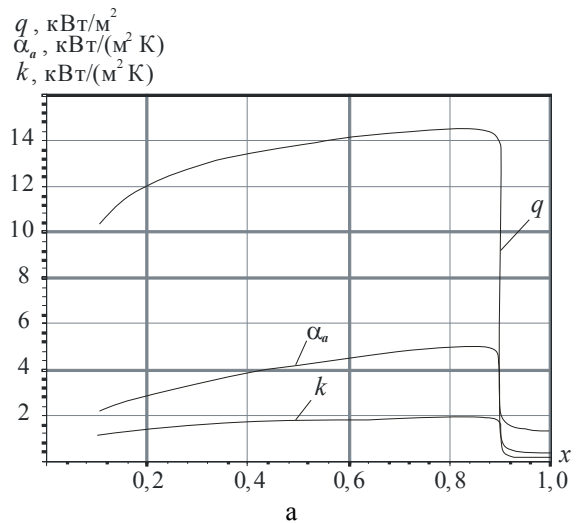


Рис. 2. Изменение коэффициентов теплоотдачи α_a к кипящему хладону R142В и теплопередачи k , плотности теплового потока q в зависимости от массового паросодержания x хладона (а) и длины L канала испарителя (б)

В качестве хладагента применен озонобезопасный хладон R142В; температуры кипения $t_0 = 0$ °С; воды на входе и выходе из испарителя $t_{w1} = 8$ °С и $t_{w2} = 5$ °С.

Как видно, на завершающей стадии испарения хладона R142B (при паросодержании x , близком 1) происходит резкое снижение коэффициентов теплоотдачи α_a к кипящему хладону. Такое падение α_a имеет место при внутриканальном кипении НРТ в конвективном режиме течения (при высоких скоростях) при переходе от дисперсно-кольцевого к дисперсному режиму течения с осушением поверхности канала (кризис теплоотдачи второго рода [3]). Следствием этого является резкое, в 5–7 раз, уменьшение коэффициента теплопередачи k и плотности теплового потока q .

Из-за крайне низкой интенсивности теплоотдачи α_a от сухой поверхности канала к пару в дисперсном режиме течения и плотности теплового потока q (при $x > 0,9$ на рис. 2,а) для полного испарения капля жидкости требуется большая длина канала L (рис. 2,б). Как видно, поверхность этого участка составляет примерно половину всей поверхности испарителя (рис. 2,б), тогда как на него приходится около 15 % тепловой нагрузки испарителя (рис. 2,а).

Вполне логичным представляется исключить участки поверхности испарителя, приходящиеся на завершающий дисперсный режим испарения, т. е. перейти на неполный фазовый переход, например путем рециркуляции хладагента в испарителе инжектором.

О значениях коэффициентов теплоотдачи α_a к кипящему хладагенту и теплопередачи k , а также плотности теплового потока q в испарителе с рециркуляцией хладагента можно судить по их зависимости от массового паросодержания x хладагента и длины L канала испарителя, представленной на рис. 3. Из рис. 3,б видно, что рециркуляция жидкого хладагента в испарителе обеспечивает высокую плотность теплового потока q на всей поверхности каналов испарителя, в отличие от его работы без рециркуляции (рис. 2,б), результатом чего является практически двойное повышение средней плотности теплового потока.

Эффект от повышения плотности теплового потока может быть реализован сокращением поверхности испарителя или уменьшением температурного напора θ между охлаждаемой водой и кипящим хладагентом (при неизменной поверхности испарителя). Последнее позволяет охлаждать воду в испарителе и соответственно воздух на входе компрессора ГТД до более низкой температуры. Это особенно важно, когда температура уходящих газов ГТД сравнительно невысокая, около 200 °С, что имеет место в случае утилизации их теплоты в пароводяном утилизационном котле (УК) с использованием полученного в УК пара, например, в паровой турбине, т.е. в комбинированных газопаротурбинных установках, либо же в газотурбинных установ-

ках с впрыском энергетического пара в камеру сгорания, работающих по циклу Чена (ГТД типа "STIG"), а также их модификации – газотурбинных установках типа "Водолей" [2].

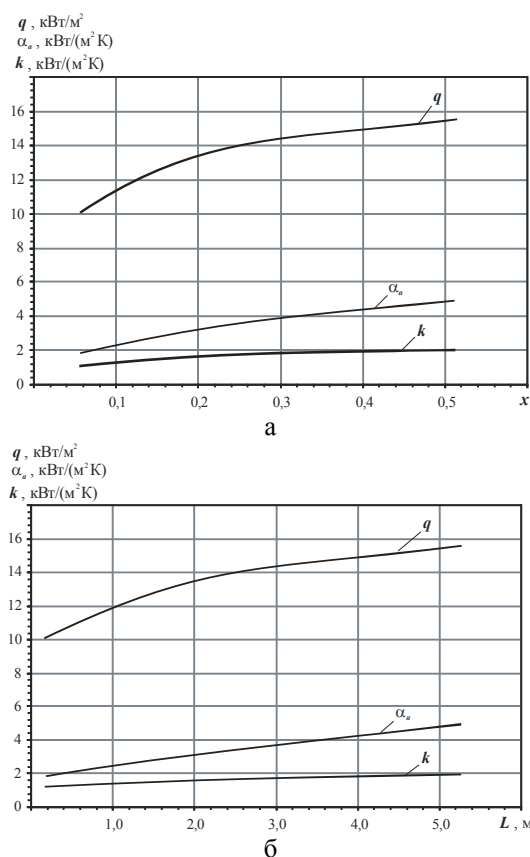


Рис. 3. Изменение коэффициентов теплоотдачи α_a к кипящему хладону R142B и теплопередачи k , плотности теплового потока q при рециркуляции жидкого хладона в испарителе-охладителе воды в зависимости от массового паросодержания x хладона (а) и длины L канала (б) испарителя

Результаты расчетов для указанных случаев показывают, что применение эжекторных ТХМ с промежуточным водяным контуром и инжекторной рециркуляцией хладонов R142B и R600 (н-бутан) в испарителе позволяет понизить температуру наружного воздуха на входе ГТД на 25...30 °С, обеспечивая за счет этого повышение мощности ГТД на 10...15 % с получением абсолютной прибавки по КПД в 1,0...1,5 %.

Выводы

Применение предложенной ТХМ в ГТД с ограниченным тепловым потенциалом уходящих газов позволяет понизить температуру воздуха на входе ГТД на 25...30 °С, увеличить за счет этого мощность ГТД на 10...15 % и получить абсолютное приращение КПД 1,0...1,5 %.

Литература

1. Bhargava R. Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging / R. Bhargava, C.B. Meher-Homji // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30560. – 15 p.*

2. Радченко А.Н. Тригенерація в газотурбінних установках газоперекачуючих станцій /

А.Н. Радченко // *Техногенна безпека: Наукові праці МДГУ ім. П. Могили. – Миколаїв: МДГУ, 2008. – Т.77, Вип. 64. – С. 11-18.*

3. Hewitt G.F. Phenomenological modelling of non-equilibrium blows with phase change / G.F. Hewitt, A.H. Govan // *Int. J. Heat Mass Transfer. – 1990. – Vol.33. – P. 243-252.*

Поступила в редакцію 11.05.2009

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

**ПОПЕРЕДНЄ ОХОЛОДЖЕННЯ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ ГТД ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧОЮ
ХОЛОДИЛЬНОЮ МАШИНОЮ З ЦИРКУЛЯЦІЄЮ ХОЛОДОАГЕНТУ У ВИПАРНИКУ
ТА ПРОМІЖНИМ ТЕПЛОНОСІЄМ**

М.І. Радченко, Т. Бохдаль

Проаналізовано схемне рішення тепловикористовуючої холодильної машини з рециркуляцією рідкого холодоагенту у випарнику та проміжним водяним контуром охолодження зовнішнього повітря на вході газотурбінних двигунів. Показано, що застосування запропонованої тепловикористовуючої холодильної машини в газотурбінних двигунах з обмеженим тепловим потенціалом відхідних газів дозволяє знизити температуру повітря на вході двигунів на 25...30 °С і за рахунок цього збільшити потужність двигунів на 10...15 % та одержати абсолютну прибавку ККД приблизно 1,0...1,5 %.

Ключові слова: газотурбінний двигун, утилізація, відхідні гази, попереднє охолодження повітря, тепловикористовуюча холодильна машина, випарник, холодоагент, циркуляція.

PRECOOLING OF AMBIENT AIR IN GTE BY WASTE HEAT RECOVERY REFRIGERATION MACHINE WITH RECIRCULATION OF REFRIGERATION IN EVAPORATOR AND INTERMEDIATE FLUID

N.I. Radchenko, T. Bohdal

A schema of waste heat recovery refrigeration machine with recirculation of liquid refrigerant in evaporator and intermediate water circuit of cooling of ambient air at the inlet of gas turbine engines. It was shown that the application of proposed waste heat recovery refrigeration machine in gas turbine engines with limited heat potential of exhaust gases provides decrease in temperature of air at the inlet of engines by 25...30 °C and increase in power of engines by 10...15 % and absolute increase in efficiency approximately by 1,0...1,5 % as a result.

Key words: gas turbine engine, utilization, exhaust gases, precooling of air, waste heat recovery refrigeration machine, evaporator, refrigerant, circulation.

Радченко Николай Иванович – д-р техн. наук, професор, професор кафедри кондиціонування і рефрижерації Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Україна.

Бохдаль Тадеуш – д-р техн. наук, професор, завідує кафедрою тепло- і хладотехніки Кошалінського технічного університету, проректор, Кошалін, Польща.