

УДК 621.577

Р.Н. Радченко, асп.

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ ДЛЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА СУДОВЫХ ДВС

### Анализ проблемы и постановка цели исследования

Судовые ДВС эксплуатируются в широком диапазоне изменения параметров окружающей среды. Изменение температуры наружного воздуха и забортной воды влечет за собой изменение удельного расхода топлива, мощности, количества и температуры уходящих газов двигателей. Так, каждые 10 °С увеличения температуры воздуха на входе турбокомпрессора (ТК) вызывают снижение эффективного КПД  $\eta_e$  судовых малооборотных дизелей (МОД) на 0,5...0,7 % с соответствующим возрастанием удельного расхода топлива  $b_e$ , а также уменьшение мощности на 5...10 % [1, 2]. Практически такое же влияние оказывает и температура забортной воды, подаваемой на центральный холодильник пресной воды, циркулирующей в замкнутом контуре охлаждения охладителей наддувочного воздуха (ОНВ): каждые 10 °С повышения ее температуры приводят к увеличению  $b_e$  на 0,5 %. Температура наддувочного воздуха не должна превышать предельно допустимого уровня (55 °С для МОД [1]), ограничиваемого термической напряженностью материалов цилиндропоршневой группы. С целью выполнения этого условия при температурах охлаждающей (пресной) воды свыше 36...40 °С приходится увеличивать ее расход: примерно на 15 % на каждый 1 °С увеличения ее температуры [1]. При повышенных температурах забортной воды стандартные системы водяного охлаждения не в состоянии обеспечить температуру наддувочного воздуха ниже предельно допустимого уровня (55 °С), из-за чего приходится уменьшать подачу топлива в цилиндры двигателя и

соответственно его мощность. Эксплуатация главного двигателя на частичных нагрузках вызывает ухудшение его топливной экономичности.

Повышение температуры наружного воздуха, забортной воды и, как следствие, наддувочного воздуха приводит к возрастанию температуры уходящих газов и соответствующих потерь теплоты. Практика эксплуатации показывает, что при нагрузках главных судовых двигателей свыше 50 % тепловая энергия, вырабатываемая утилизационными котлами, превышает потребности судна в паре и нагретой воде. Поэтому представляется целесообразным утилизировать эту "избыточную" теплоту уходящих газов в теплоиспользующих холодильных машинах (ТХМ) с выработкой холода, который в свою очередь применять для предварительного охлаждения воздуха на входе ТК. Следует отметить, что применение ТХМ целесообразно и в комбинации с турбокомпаундными системами утилизации (Turbo Compound System – TCS), поскольку в них может быть задействован тот избыточный тепловой потенциал уходящих газов, который образуется в условиях эксплуатации главного двигателя при повышенных наружных температурах и оказывается не реализованным в утилизационной силовой турбине, мощность которой передается на вал двигателя или на привод электрогенератора [1–3].

**Целью исследования** является анализ эффективности предварительного охлаждения воздуха судовых ДВС в эжекторной ТХМ, использующей теплоту уходящих газов.

### Анализ результатов исследования

В качестве ТХМ выбрана эжекторная ТХМ, ко-

торая отличается конструктивной простотой и надежностью в эксплуатации, благодаря чему ее интеграция в дизельную установку не приводит к заметному ее усложнению. Схема эжекторной теплоиспользующей установки предварительного охлаждения воздуха ДВС, приведена на рис. 1.

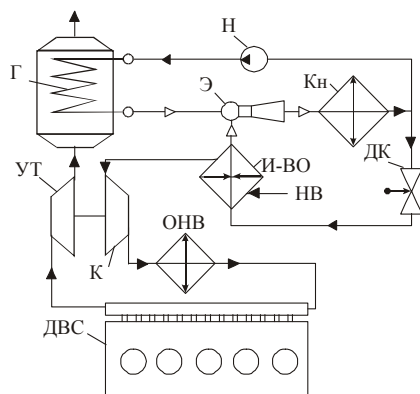


Рис. 1. Схема эжекторной теплоиспользующей установки предварительного охлаждения воздуха:

Г – генератор паров хладагента; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель; ОНВ – охлаждающий наддувочный воздух водяной; К – компрессор; УТ – утилизирующая турбина; НВ – наружный воздух

Эжекторная ТХМ состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросиловой контур служит для получения паров хладагента высокого давления, энергия которых используется в эжекторе для поджатия паров хладагента низкого давления, всасываемых из испарителя-воздухоохладителя (И-ВО) холодильного контура, до давления в конденсаторе. Жидкий хладагент после конденсатора делится на два потока: первый – подается насосом в генератор, где он нагревается и испаряется при высоком давлении за счет теплоты, отводимой от уходящих газов ДВС, а второй – дросселируется в дроссельном клапане и направляется в И-ВО, где испаряется при низком давлении и соответственно температуре, отводя теплоту от воздуха на входе ТК ДВС. Эжектор совмещает функции детандера паросилового контура (расширение пара происходит в его сопле) и ком-

прессора холодильного контура (повышение давления пара, всасываемого из И-ВО, происходит в камере смешения и диффузоре).

Энергетическая эффективность эжекторных ТХМ характеризуется тепловым коэффициентом  $\zeta = Q_0/Q_g$ , представляющим собой отношение холодопроизводительности  $Q_0$  (количества теплоты, отведенной в испарителе от воздуха перед ТК ДВС к кипящему хладагенту низкого давления) к количеству теплоты  $Q_g$ , подведенной в генераторе к кипящему хладагенту высокого давления от уходящих газов. Тепловой коэффициент  $\zeta$  зависит от температур источников и стока теплоты: возрастает с повышением температур кипения хладагента в генераторе  $t_g$  и испарителе  $t_0$  и снижается с увеличением температуры конденсации  $t_k$  хладагента (температуры охлаждающей конденсатор заборной воды).

С целью определения максимальных значений снижения температуры воздуха на входе ТК и соответственно приращения КПД двигателей, а также условий их достижения, и прежде всего значений температуры  $t_g$  кипения хладагента в генераторе ТХМ, был выполнен комплекс расчетов, результаты которых представлены ниже.

Поскольку, с одной стороны, холодопроизводительность эжекторной ТХМ, как и всякой ТХМ, зависит от количества теплоты, отведенной от уходящих газов, а с другой, охлаждение воздуха на входе ТК двигателя приводит к снижению температуры  $t_{y.g}$  газов после него (на входе ТХМ) и соответствующему сокращению теплоперепада, срабатываемого в ТХМ, то при расчете снижения температуры  $\Delta t_b$  воздуха в ТХМ необходимо учитывать взаимную зависимость температур наружного воздуха на входе ТК двигателя  $t_{нв}$  и уходящих газов на входе ТХМ  $t_{y.g}$ . На основе данных [1] принимаем для МОД фирмы "MAN-V&W" соотношение  $\Delta t_{y.g} = 1,6 \Delta t_b$ . Это означает, что при повышении температуры  $t_{нв}$  воздуха на входе в ТК двигателя, например на 20 °С, температура ухо-

дящих газов после него увеличится на 32 °С. Если принять за спецификационный режим работу МОД при температуре  $t_{нв} = 25$  °С и  $t_{y,r} = 250$  °С (после УТ ТК) [1, 2], то при эксплуатации двигателя при повышенной температуре воздуха на его входе, например  $t_{нв} = 45$  °С (воздух в машинном отделении), с учетом указанной выше пропорции температура газов на выходе МОД (на входе в генератор ТХМ) будет составлять  $t_{y,r} = 282$  °С. Поскольку теплота, отведенная от уходящих газов в генераторе ТХМ, используется для охлаждения в испарителе ТХМ воздуха на входе двигателя, то из-за снижения температуры  $t_{нв}$  воздуха на входе двигателя на величину  $\Delta t_b$  значения температуры уходящих газов на входе генератора ТХМ  $t_{y,r}$  окажутся уже ниже исходной величины  $t_{y,r} = 282$  °С и будут находиться методом последовательных приближений с учетом указанной выше пропорции  $\Delta t_{y,r} = 1,6 \Delta t_b$  и холодопроизводительности ТХМ, определяемой тепловым коэффициентом  $\zeta$ . При этом

учитывают зависимость теплового коэффициента  $\zeta$  от температуры кипения в генераторе  $t_r$ , в испарителе-воздухоохладителе  $t_0$  и конденсации  $t_k$ . Значение разности температур воздуха на выходе из испарителя ТХМ (на входе в двигатель)  $t_{b2}$  и кипящего в испарителе хладагента  $t_0$  определяется интенсивностью теплопередачи и принято в расчетах  $\Delta t_{b/0} = t_{b2} - t_0 = 10 \dots 15$  °С.

Значения удельной теплоты, приходящейся на единичный расход газа или воздуха, отведенной от уходящих газов  $q_r$  в генераторе ТХМ и от воздуха в И-ВО перед ТК двигателя  $q_0$ , снижения температуры  $\Delta t_b$  воздуха на входе ТК, теплового коэффициента ТХМ  $\zeta$ , температуры  $t_{y,r}$  уходящих газов на входе генератора ТХМ в зависимости от температуры кипения хладагента в генераторе  $t_r$  при температуре его кипения в И-ВО  $t_0 = 0$  °С и конденсации  $t_k = 35$  °С представлены на рис. 2.

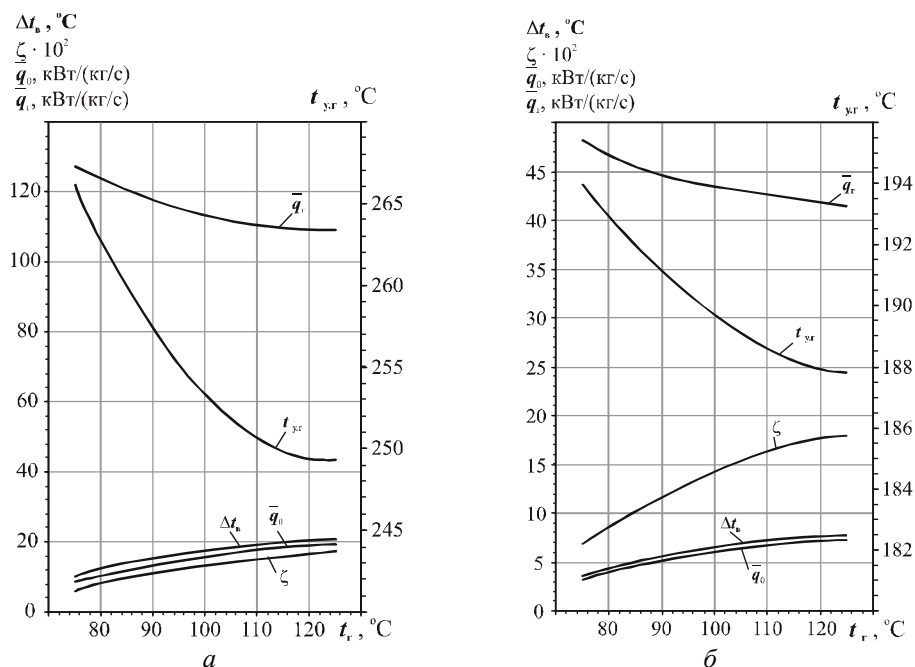


Рис. 2. Зависимости тепловых коэффициентов эжекторной ТХМ  $\zeta$ , удельной теплоты, отведенной от уходящих газов в генераторе ТХМ  $q_r$  и воздуха на входе в ТК двигателя (холодопроизводительности ТХМ)  $q_0$ , снижения температуры  $\Delta t_b$  воздуха на входе в ТК и температуры уходящих газов на входе в генератор ТХМ  $t_{y,r}$  от температуры кипения хладагента в генераторе  $t_r$  при температурах кипения в испарителе  $t_0 = 0$  °С, конденсации  $t_k = 35$  °С, воздуха на входе ТК базового двигателя (без ТХМ)  $t_{нв}^0 = 45$  °С и уходящих газов на выходе двигателя  $t_{y,2}^0$ : а –  $t_{y,2}^0 = 280$  °С; б –  $t_{y,2}^0 = 200$  °С

Температура уходящих газов после генератора принята  $t_{r2} = 150\text{ }^\circ\text{C}$  (минимально допустимой с учетом предотвращения высокотемпературной сернистой коррозии материала поверхностей теплообмена). Значения температуры уходящих газов после ТК для базового двигателя (без ТХМ) принимались  $t_{y,r}^6 = 200$  и  $280\text{ }^\circ\text{C}$  (после УК и УТ ТК соответственно) при температуре воздуха на входе ТК базового двигателя  $t_{нв}^6 = 45\text{ }^\circ\text{C}$  и были получены путем перерасчета, исходя из температуры  $t_{y,r} = 250\text{ }^\circ\text{C}$ , соответствующей эксплуатации МОД фирмы "MAN-B&W" при спецификационных температурных условиях  $t_{нв} = 25\text{ }^\circ\text{C}$  согласно стандарту ISO [1]. Значения температуры  $t_{y,r}$  уходящих газов перед генератором ТХМ рассчитывались в зависимости от величины теплового коэффициента  $\zeta$  методом последовательных приближений в соответствии с описанным выше алгоритмом с учетом соотношения между снижениями температур уходящих газов и наружного воздуха на входе ТК двигателя:  $\Delta t_{y,r} = 1,6 \Delta t_b$  [1].

Как видно, с повышением  $t_r$  от  $80$  до  $120\text{ }^\circ\text{C}$  удельная тепловая нагрузка на генератор  $\bar{q}_r$  снижается, но замедляющимся темпом, а тепловой коэффициент  $\zeta$  монотонно увеличивается, что приводит к некоторому возрастанию удельной холодопроизводительности ТХМ  $\bar{q}_0$  с достижением максимального значения при  $t_r = 120\text{ }^\circ\text{C}$ . Поскольку уменьшение температуры воздуха на входе в двигатель  $\Delta t_b$  пропорционально удельной холодопроизводительности  $\bar{q}_0$ , то характеры изменения  $\bar{q}_0$  и разности температур воздуха  $\Delta t_b$ , срабатываемой в И-ВО, идентичны.

Из рис. 2,а видно, что при температуре уходящих газов на выходе базового двигателя (без ТХМ)  $t_{y,r}^6 = 280\text{ }^\circ\text{C}$ , т.е. при установке генератора ТХМ после утилизионной турбины ТК, охлаждение воздуха в И-ВО составляет  $\Delta t_b = 20\text{ }^\circ\text{C}$ . В случае же  $t_{y,r}^6 = 200\text{ }^\circ\text{C}$  (рис. 2,б) охлаждение воздуха в И-ВО

несущественное:  $\Delta t_b = 5...7\text{ }^\circ\text{C}$ , что свидетельствует о нецелесообразности применения эжекторной ТХМ после УК.

В общем случае генератор ТХМ состоит из экономайзерной секции, в которой происходит нагрев жидкого хладагента от температуры конденсации  $t_k$  до температуры кипения  $t_r$ , и испарительной, в которой жидкий хладагент испаряется при  $t_r$ . Соотношение тепловых нагрузок  $\bar{q}_r$  и  $\bar{q}_r''$  экономайзерной и испарительной секций, т.е. теплоты, необходимой для нагрева жидкости и ее испарения, определяется параметрами рабочего цикла ТХМ ( $t_r$  и  $t_k$ ). Для нагрева жидкости в экономайзере целесообразно использовать теплоту источника с более низкой температурой, чем для ее испарения. При ограничении же температуры уходящих газов после генератора сравнительно высоким значением  $t_{r2} = 150\text{ }^\circ\text{C}$  (с учетом предотвращения сернистой коррозии) в экономайзерной секции используется теплота повышенного температурного уровня,  $t_{r2} > t_r$ , которая могла бы использоваться для испарительной секции. Поэтому, если для нагрева жидкости в экономайзере задействовать другой источник теплоты, например охлаждающую двигатель воду или наддувочный воздух, допускающий снижение его температуры до величины, близкой  $t_k$ , высвобождая таким образом весь располагаемый теплоперепад по уходящим газам для испарительной секции и повышая соответственно суммарную тепловую нагрузку на генератор  $\bar{q}_r$ , то можно увеличить удельную холодопроизводительность  $\bar{q}_0$  и глубину охлаждения воздуха на входе в двигатель  $\Delta t_b$  более чем на половину (в соответствии с соотношением  $\bar{q}_r$  и  $\bar{q}_r''$ ).

Схема эжекторной теплоиспользующей установки предварительного охлаждения воздуха на входе двигателя с экономайзерной секцией генератора,

установленной на наддувочном воздухе, приведена на рис. 3.

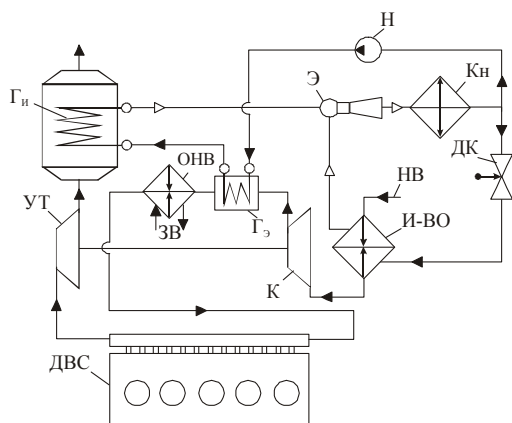


Рис. 3. Схема эжекторной теплоиспользующей установки предварительного охлаждения воздуха:

Гэ и Ги – экономайзерная и испарительная секции генератора; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной; К – компрессор; УТ – утилизационная турбина; НВ – наружный воздух

Использование для нагрева жидкого хладагента в экономайзерной секции генератора эжекторной ТХМ источника теплоты более низкого температурного уровня (по сравнению с испарительной секцией генератора), например охлаждающей двигатель воды

или наддувочного воздуха, как показано на рис. 5, обеспечивает понижение температуры воздуха на входе ТК двигателя примерно на величину  $\Delta t_v = 30$  °С (при установке испарительной секции генератора ТХМ после УТ турбокомпрессора).

### Выводы

1. Применение эжекторной теплоиспользующей установки для предварительного охлаждения воздуха обеспечивает снижение температуры воздуха на входе турбокомпрессора на 20...30 °С и повышение КПД судовых МОД на 1...2 % .

2. Предложены схемные решения эжекторных теплоиспользующих установок предварительного охлаждения воздуха на входе судовых МОД.

### Список литературы:

1. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005. -[http://www.mandiesel.com/files/news/files0f762/5510-0005.00pr\\_low.pdf](http://www.mandiesel.com/files/news/files0f762/5510-0005.00pr_low.pdf).
2. MAN B&W. Project Guide. Two-stroke Engines. MC Programme. Vol. 1: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 1986.
3. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO<sub>2</sub> emission: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005.-<http://www.mandiesel.com/files/news/files0f5055/P3339161.pdf>.

УДК 621.577

А.А. Сирота, канд. техн. наук, А.Н. Радченко, канд. техн. наук,  
Д.В. Коновалов, канд. техн. наук, Н.И. Радченко, д-р техн. наук

## ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА СУДОВЫХ ДВС

**Анализ состояния проблемы, постановка цели исследования**

Утилизация теплоты, отводимой с продуктами сгорания, охлаждающей водой и от наддувочного воздуха ДВС является перспективным направлением повышения эффективности судовых энергетических

установок, поскольку реализация даже половины располагаемого теплового потенциала источников сбросной теплоты обеспечила бы прирост мощности энергоустановок примерно на 25 %.