

УДК 629.12.03-714.001.24

А.Р. Аблаев, аспирант,**В.В. Макаров, доцент, канд. техн. наук***Севастопольский национальный технический университет**Студгородок, г. Севастополь, Украина, 99053**E-mail: root@sevgtu.sebastopol.ua***АНАЛИЗ ИЗМЕНЕНИЯ МОЩНОСТИ ГЛАВНОГО ТУРБОЗУБЧАТОГО АГРЕГАТА
В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Рассматриваются примеры регулирования температуры масла для судовых главных турбозубчатых агрегатов (ГТЗА) в зависимости от района плавания. Объектом регулирования является охладитель масла. Рассматриваются два типа регулирования: регулирование температуры масла на входе в ГТЗА; регулирование температуры масла на выходе из ГТЗА. Приводятся количественные оценки рассматриваемых систем регулирования на примере реального судового охладителя турбинного масла для ГТЗА.

Поддержание эксплуатационных характеристик ГТЗА обеспечивается различными способами. Одним из способов является регулирование температурных режимов его работы. В [1] рассматриваются способы регулирования: перепуском заборной воды, обводом заборной воды и перепуском масла. Но данные схемы регулирования рассматривались без учета эксплуатационных характеристик маслоохладителя ГТЗА.

Целью работы является определение рациональных условий работы маслоохладителя для обеспечения номинального режима работы ГТЗА в условиях эксплуатации.

Заборная вода используется на судах для различных целей, но её основное назначение – охлаждение главных и вспомогательных механизмов, создание условий, способствующих экономичной и надежной работе энергетической установки.

Рассмотрим главный турбозубчатый агрегат с номинальной мощностью около 23,62 МВт. Маслоохладитель отбирает 4 % мощности от ГТЗА, что составляет $Q = 944,8$ кВт, при номинальном (100%-ном режиме работы ГТЗА).

Уравнение теплового баланса можно записать как

$$Q = G_m c_{pm} (t_{m2} - t_{m1}) = G_z c_{pz} (t_{z2} - t_{z1}) = kF \Delta t \cdot 10^3,$$

где Q – тепловая мощность маслоохладителя, кВт; G_m – количество масла, проходящее через маслоохладитель, кг/с; c_{pm} – теплоемкость масла, кДж/кг; G_z – количество заборной воды, проходящей через маслоохладитель, кг/с; c_{pz} – теплоемкость заборной воды, кДж/кг; t_{m2} – температура масла, поступающая в маслоохладитель из ГТЗА (величина, зависящая от режима мощности ГТЗА), °С; t_{m1} – температура масла, поступающая в ГТЗА, выходящая из маслоохладителя (величина, зависящая от мощности маслоохладителя), °С; t_{z2} – температура заборной воды, на выходе из маслоохладителя (величина, зависящая от мощности маслоохладителя и температуры заборной воды на входе), °С; t_{z1} – температура заборной воды на входе в маслоохладитель (величина зависит от района плавания), °С; k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); F – поверхность теплообмена, м²; Δt – среднелогарифмическая разность температур, °С.

Зададимся условием, при котором на всех режимах: $W_1 = \text{const} = G_m \cdot c_{pm} = 78,7$ кДж/К – водяной эквивалент по маслу; $W_2 = \text{const} = G_z \cdot c_{pz} = 157,4$ кДж/К – водяной эквивалент по заборной воде; $k = \text{const} = 206$ Вт/(м²·К); $F = \text{const} = 124$ м².

Рассмотрим изменение мощности маслоохладителя при различных параметрах эксплуатации.

1. Схема движения теплоносителей является противоток; регулируется температура масла, поступающего в ГТЗА, $t_{m1} = \text{const} = 40^\circ\text{C}$ и меняется район плавания $t_{z1} = \text{var}$

Конечные температуры определим по формулам:

$$t_{m2} = t_{m1} \frac{1}{1-\Phi} - t_{z1} \frac{\Phi}{1-\Phi};$$

$$t_{z2} = t_{m1} \frac{Z}{1-\Phi} + t_{z1} \left(1 - \frac{Z}{1-\Phi} \right).$$

Здесь Φ – эффективность охлаждения; Z – эффективность нагрева.

Эффективность охлаждения определяется по формуле

$$\Phi = \frac{2 \cdot [e^{Sz_t} - 1]}{[z_t + (A+1)]e^{Sz_t} + z_t - (A+1)};$$

$$z_t = \sqrt{(A+1)^2 - 4p_p A},$$

где p_p – индекс противоточности, предложенный Н.И. Белоконом и учитывающий эффективность переноса теплоты рассматриваемой схемы тока.

Для противоточной схемы $p_p = 1$. Значения индекса p_p противоточности для различных схем тока приведены в [1].

Эффективность нагрева определяется как

$$Z = \Phi \cdot A^{-1}.$$

Число S – единица переноса теплоты, равная

$$S = kF / W_1.$$

Величина A для охладителей находится из соотношения

$$A = \frac{W_1}{W_2} = \frac{t_{32} - t_{31}}{t_{m2} - t_{m1}}.$$

Результаты расчетов представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты расчета температур и количества теплоты при $t_{m1} = \text{const} = 40^\circ\text{C}$

$t_{31}, ^\circ\text{C}$	$t_{m2} \text{ (расч.)}, ^\circ\text{C}$	$t_{32} \text{ (расч.)}, ^\circ\text{C}$	$Q \text{ (расч.)}, \text{кВт}$
15	48,81	19,405	693,344
20	47,048	23,524	554,68
25	45,286	27,643	416
28	44,2288	30,1144	332,8
32	42,8192	33,4096	221,87

При работе ГТЗА на режиме 100 % и условии $t_{m1} = \text{const} = 40^\circ\text{C}$, температура масла на выходе из ГТЗА будет составлять $t_{m2} = 52^\circ\text{C}$, при этом необходимую температуру заборной воды на входе в охладитель определим по формуле:

$$t_{31} = t_{m2} \left(1 - \frac{1}{\Phi} \right) + t_{m1} \frac{1}{\Phi}.$$

Температура заборной воды на входе в охладитель должна быть $t_{31} = 5,93^\circ\text{C}$.

На рисунке 1 изображен график изменения мощности маслоохладителя от изменения температуры заборной воды при $t_{m1} = \text{const} = 40^\circ\text{C}$.

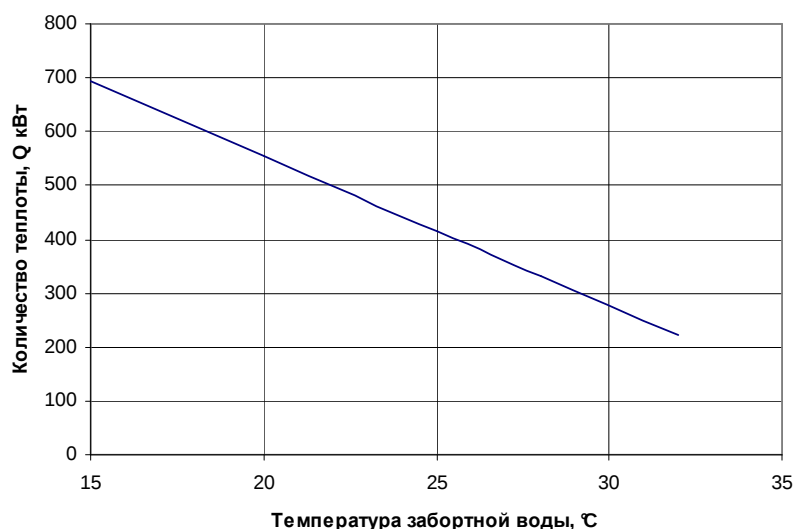


Рисунок 1 – Изменение тепловой мощности маслоохладителя от температуры заборной воды при $t_{m1} = \text{const} = 40^\circ\text{C}$

По результатам расчета, можно записать следующую зависимость:

$$Q = 1109,4 - 27,734 \cdot t_{31}.$$

2. Схема движения теплоносителей является противоток; регулируется температура масла поступающего из ГТЗА $t_{m2} = \text{const} = 52^\circ\text{C}$ и меняется район плавания $t_{31} = \text{var}$

Конечные температуры определим по формулам:

$$t_{m1} = t_{m2} - \Phi(t_{m2} - t_{31});$$

$$t_{32} = t_{31} + Z(t_{m2} - t_{31}).$$

Значения Φ и Z определяются таким же образом, как и в первом случае.

Результаты расчетов представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты расчета температур и количества теплоты при $t_{m2} = \text{const} = 52^\circ\text{C}$

$t_{31}, ^\circ\text{C}$	$t_{m2}^{(расч.)}, ^\circ\text{C}$	$t_{32}^{(расч.)}, ^\circ\text{C}$	$Q^{(расч.)}, \text{кВт}$
15	48,81	19,405	758,762
20	47,048	23,524	656,227
25	45,286	27,643	553,691
28	44,2288	30,1144	492,17
32	42,8192	33,4096	410,142

На рисунке 2 показан график изменения мощности маслоохладителя от изменения температуры забортной воды при $t_{m2} = \text{const} = 52^\circ\text{C}$.

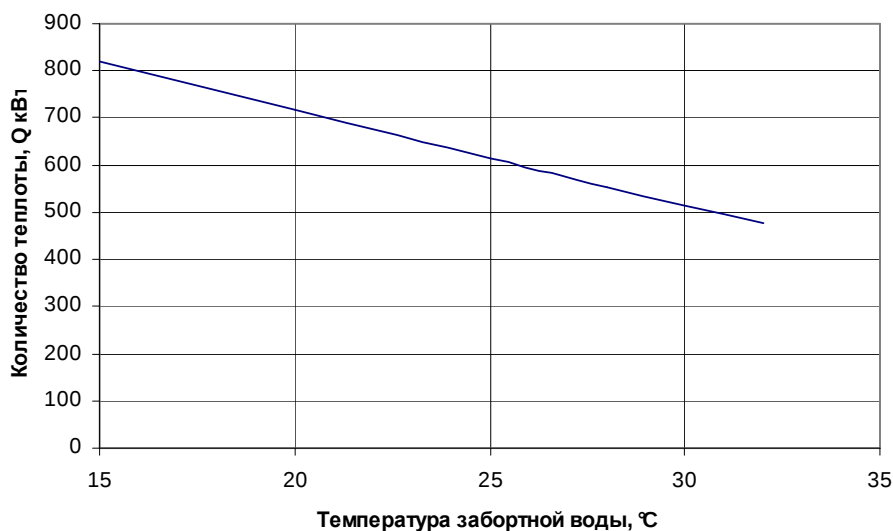


Рисунок 2 – Изменение тепловой мощности маслоохладителя от температуры забортной воды при $t_{m2} = \text{const} = 52^\circ\text{C}$

По результатам расчета, можно записать следующую зависимость:

$$Q = 1127,9 - 20,507 \cdot t_{31}.$$

Тепловая мощность теплообменника не обеспечивает необходимый съем теплоты от ГТЗА при его 100 %-ной нагрузке в условиях изменения температуры забортной воды.

Рассмотрим, как будет изменяться мощность, при изменении расхода забортной воды при этих же условиях.

3. Схема движения теплоносителей является противоток; регулируется температура масла поступающего в ГТЗА $t_{m1} = \text{const} = 40^\circ\text{C}$ и меняется район плавания $t_{31} = \text{var}$

Для поддержания номинального режима работы ГТЗА, определим какое количество забортной воды необходимо для обеспечения соответствующего теплосъема при заданной температуре забортной воды и обеспечения условия $t_{m1} = \text{const} = 40^\circ\text{C}$.

Результаты расчетов представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Отношение W_1/W_2 для 100 %-ной нагрузки ГТЗА и условия $t_{м1} = \text{const} = 40^\circ\text{C}$

$t_{з1}, ^\circ\text{C}$	$W_1, \text{кДж/град}$	$W_2, \text{кДж/град}$	A	$Q^{(\text{расч.})}, \text{кВт}$
15	78,7	210,037	0,375	944,8
20	78,7	259,42	0,3	944,8
25	78,7	341,655	0,23	944,8
28	78,7	423,852	0,186	944,8
32	78,7	629,272	0,125	944,8

4. Схема движения теплоносителей противоток; регулируется температура масла поступающего из ГТЗА $t_{м2} = \text{const} = 52^\circ\text{C}$ и меняется район плавления $t_{з1} = \text{var}$

Результаты расчетов представлены в таблице 4.

Таблица 4 – Отношение W_1/W_2 для 100 %-ной нагрузки ГТЗА и условия $t_{м2} = \text{const} = 52^\circ\text{C}$

$t_{з1}, ^\circ\text{C}$	$W_1, \text{кДж/град}$	$W_2, \text{кДж/град}$	A	$Q^{(\text{расч.})}, \text{кВт}$
15	78,7	193,74	0,406	944,8
20	78,7	222,563	0,354	944,8
25	78,7	262,05	0,3	944,8
28	78,7	293,63	0,268	944,8
32	78,7	350,47	0,225	944,8

Выводы: В результате проведенных расчетов показано, что при увеличении температуры забортной воды, маслоохладитель не обеспечивает требуемого теплосъема, при этом соответственно уменьшается мощность ГТЗА.

При высоких температурах забортной воды регулирование мощности можно проводить изменением расхода забортной воды G_z , но расход забортной воды в свою очередь ограничивается производительностью насосов.

Перспективой дальнейшего исследования является определение оптимальных компоновочных решений систем автоматического регулирования температуры масла.

Библиографический список

1. Каневец Г.Е. Обобщенные методы расчета теплообменников / Г.Е. Каневец. — К.: Наук. думка, 1979. — 391 с.
2. Ланчуковский В.И. Автоматизированные системы управления судовыми дизельными и газотурбинными установками / В.И. Ланчуковский, А.В. Козьминых. — М.: Транспорт, 1990. — 335 с.

Поступила в редакцию 24.10.2007 г.