

Е. И. ТРУШЛЯКОВ*Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина*

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕМУ ХЛАДОСНАБЖЕНИЮ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА АДАПТАЦИЕЙ К ТЕКУЩИМ КЛИМАТИЧЕСКИМ УСЛОВИЯМ

Предложен методологический подход к определению рациональной тепловой нагрузки системы кондиционирования воздуха (СКВ) с учетом текущих климатических условий эксплуатации, который базируется на гипотезе разложения текущих переменных тепловых нагрузок на относительно стабильную составляющую как базовую для выбора установленной (проектной) холодопроизводительности холодильной машины, работающей с высокой энергетической эффективностью на номинальном или близких ему режимах, и нестабильную тепловую нагрузку, приходящуюся на предварительное охлаждение наружного воздуха при переменных текущих наружных температурах. Для обоснования методологического подхода к выбору рациональной тепловой нагрузки СКВ выполнен анализ текущих значений удельных тепловых нагрузок на холодильную машину СКВ при охлаждении наружного воздуха от его переменной текущей температуры до температуры 10, 15 и 20 °С. Показано, что исходя из разного темпа приращения годовой выработки холода на покрытие текущих тепловых нагрузок с увеличением установленной холодопроизводительности холодильной машины, обусловленного изменением тепловой нагрузки в соответствии с текущими климатическими условиями в течение года, необходимо выбирать такую проектную тепловую нагрузку на холодильную машину СКВ охлаждения воздуха (ее установленную холодопроизводительность), которая обеспечивает достижение максимальной или близкой ему годовой выработки холода при относительно высоких темпах ее приращения.

При этом значение тепловой нагрузки, приходящейся на предварительное охлаждение наружного воздуха, рассчитывают по остаточному принципу как разницу рациональной общей тепловой нагрузки и ее базовой относительно стабильной составляющей. Предложенный метод целесообразно использовать при расчете базовой установленной холодопроизводительности холодильной машины СКВ с аккумуляцией избыточного (неиспользованного) холода при пониженных текущих тепловых нагрузках на СКВ и его расходовании на предварительное охлаждение наружного воздуха, т.е. покрытие нестабильной части тепловой нагрузки СКВ.

Ключевые слова: система кондиционирования воздуха, тепловая нагрузка, холодильная машина, холодопроизводительность, климатические условия

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Эксплуатация систем кондиционирования воздуха (СКВ) характеризуется значительными колебаниями тепловой нагрузки, соответственно и энергопотребления [1, 2]. Помимо внутренних тепло- и влаговыделений и теплопритоков извне через ограждения (теплопередачей и излучением) энергозатраты на обработку воздуха в значительной степени определяются тепловлажностными параметрами наружного воздуха (температурой $t_{нв}$ и относительной влажностью $\phi_{нв}$). Современные теплоизоляционные покрытия позволяют свести к минимуму внешние теплопритоки, однако энергозатраты на тепловлажностную обработку наружного воздуха

всецело определяются текущими климатическими условиями и характеризуются соответствующими колебаниями тепловой нагрузки на воздухоохладители (ВО) СКВ и соответственно систему хладоснабжения. Поэтому проблема выбора установленной (проектной) холодопроизводительности Q_0 холодильных машин (ХМ) СКВ в условиях неравномерных тепловых нагрузок стоит весьма остро, и от ее решения зависит эффективность использования установленных холодильных мощностей, т.е. продолжительность эксплуатации ХМ в году. Завышенные установленные холодильные мощности ХМ (проектные тепловые нагрузки СКВ) вызывают неоправданное возрастание стоимости ХМ и, соответственно, капитальных затрат, а заниженные – приводят к нарушению режимов тепловлажностной

обработки воздуха из-за недостаточного хладо-снабжения, что недопустимо для систем прежде всего комфортного кондиционирования воздуха.

Цель исследования – разработать методологический подход к определению рациональной тепловой нагрузки СКВ в соответствии с климатическими условиями эксплуатации.

2. Результаты исследования

Поскольку эффект от кондиционирования воздуха зависит от продолжительности его применения и количества холода, производимого ХМ и соответственно потребляемого СКВ, то его оценивают годовой выработкой холода (холодопроизводительностью) $\Sigma(Q_0 \cdot \tau)$, кВт·ч, где Q_0 – полная тепловая нагрузка (холодопроизводительность ХМ), кВт.

С целью обобщения результатов и удобства пересчета на другие холодильные мощности тепловые нагрузки на СКВ (холодопроизводительность ХМ) удобно представлять не в абсолютных, а в относительных (удельных) величинах, приходящихся на единичный расход воздуха ($G_b = 1$ кг/с) – в виде удельной тепловой нагрузки, или холодопроизводительности, $q_0 = Q_0 / G_b$, кВт/(кг/с), или кДж/кг, где Q_0 – полная тепловая нагрузка (холодопроизводительность) при охлаждении воздуха расходом $G_b : Q_0 = (c_{вл} \cdot \xi \cdot \Delta t_b) G_b$, $c_{вл}$ – теплоемкость влажного воздуха; ξ – коэффициент влаговыпадения; Δt_b – снижение температуры воздуха [3].

Аналогичным образом представляют и данные по годовой выработке холода в относительных (удельных) величинах, приходящихся на единичный расход воздуха: $\Sigma(q_0 \cdot \tau) = \Sigma(Q_0 \cdot \tau) / G_b$, кВт·ч/(кг/с).

Значения удельной (при $G_b = 1$ кг/с) годовой выработки холода (годовой холодопроизводительности) $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ в зависимости от удельной установленной холодопроизводительности ХМ q_0 при разных температурах охлажденного воздуха $t_{b2} : t_{b2} = 10, 15$ и 20 °С, для климатических условий (г. Вознесенск, Николаевская обл., 2015 г.) приведены на рис. 1.

Как видно, для рассматриваемых климатических условий при охлаждении воздуха до температуры $t_{b2} = 10$ °С холодильной машиной с установленной удельной (при $G_b = 1$ кг/с) холодопроизводительностью $q_0 = 34$ кВт/(кг/с) величина удельной выработки холода $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ за 2015 г. составляет 60 кВт·ч/(кг/с), причем при сохранении высоких темпов ее наращивания. Из-за падения темпов приращенния $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ для ХМ холодопроизводительностью q_0 более 34 кВт/(кг/с) заметного возрастания $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ не происходит. Удельную холодопроизводительность ХМ $q_0 = 34$ кВт/(кг/с) принимают за рациональную и исходя из нее выбирают полную

установленную холодильную мощность ХМ для расхода воздуха $G_b : Q_0 = G_b \cdot q_0$, кВт. Применение ХМ большей холодильной мощности $q_0 : q_0 > 34$ кВт/(кг/с), не приводит к заметному увеличению $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$, но вызывает возрастание их стоимости на 20...30 %.

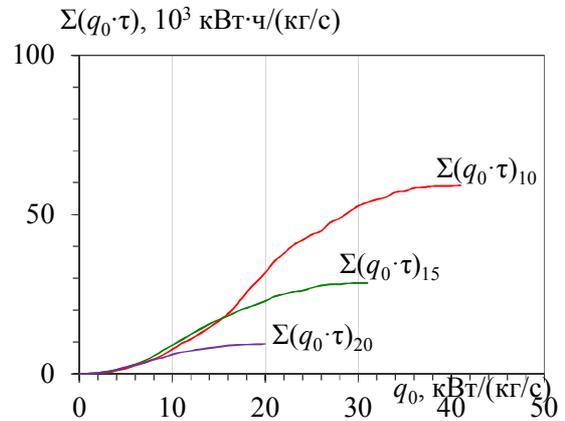


Рис. 1. Значения удельной годовой выработки холода $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ в зависимости от удельной установленной холодопроизводительности ХМ $q_0 : \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{10, 15, 20}$ – при $t_{b2} = 10; 15$ и 20 °С

Для обоснования методологического подхода к выбору рациональной тепловой нагрузки СКВ выполнен анализ текущих значений удельных тепловых нагрузок q_0 на ХМ СКВ при охлаждении наружного воздуха от текущей температуры $t_{нв}$ до $t_{b2} = 10, 15$ и 20 °С, соответственно $q_{0.10}, q_{0.15}$ и $q_{0.20}$, а с целью подтверждения гипотезы о возможности выделения из текущих переменных тепловых нагрузок относительно стабильной составляющей – рассчитаны разности тепловых нагрузок $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ и $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ для наиболее теплого июля месяца 2015 г. (рис. 2 - 4).

Как видно, при охлаждении наружного воздуха от $t_{нв}$ до $t_{b2} = 15$ °С колебания текущей тепловой нагрузки на ВО СКВ $q_{0.15}$ весьма значительные. В то же время при доохлаждении воздуха от промежуточной температуры $t_{b2} = 15$ °С до $t_{b2} = 10$ °С колебания тепловой нагрузки на ВО СКВ $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ сравнительно небольшие: 11...13 кВт/(кг/с).

Таким образом, характер тепловой нагрузки на ВО СКВ разный: значительные изменения тепловой нагрузки $q_{0.15}$ предварительного охлаждения наружного воздуха от $t_{нв}$ до промежуточной температуры $t_{b2} = 15$ °С и относительно стабильная тепловая нагрузка $q_{0.10-15}$ при глубоком охлаждении воздуха от $t_{b2} = 15$ °С до $t_{b2} = 10$ °С.

Относительно стабильный характер удельной тепловой нагрузки на ВО СКВ $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$

при охлаждении воздуха от температуры $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ (по сравнению с охлаждением воздуха от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$) предопределяет ее выбор в качестве проектной.

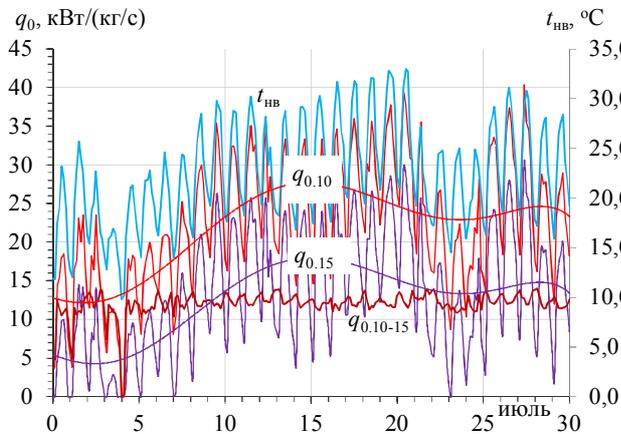


Рис. 2. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, удельных тепловых нагрузок на ВО СКВ $q_{0.10}$ и $q_{0.15}$ при охлаждении наружного воздуха от его текущей температуры $t_{нв}$ до $t_{в2} = 10$ и 15°C соответственно, а также их разности $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$

Соответственно, тепловая нагрузка, приходящаяся на предварительное охлаждение наружного воздуха от $t_{нв}$ до промежуточной температуры $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ определится по остаточному принципу: как разность между рациональной тепловой нагрузкой $q_0 = 34$ кВт/(кг/с) всего процесса охлаждения воздуха от текущей $t_{нв}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$, обеспечивающей близкую максимальной годовую выработку холода $\sum(q_0 \cdot \tau) \approx 60$ кВт·ч/(кг/с) (рис. 1), и ее стабильной составляющей в виде разности тепловых нагрузок $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$, т.е. как $q_{0.A10-15} = 34 - q_{0.10-15}$ (рис. 3).

В то же время при предварительном охлаждении наружного воздуха от $t_{нв}$ до более высокой промежуточной температуры $t_{в2} = 20^\circ\text{C}$ тепловая нагрузка на доохлаждение воздуха $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ от $t_{в2} = 20^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ весьма нестабильная. Это вызвано более ранним (при более высокой промежуточной температуре $t_{в2}$) падением до нуля тепловой нагрузки $q_{0.20}$ на ВО в ночные часы, обусловленным сужением диапазона температур $\Delta t_{в20} = t_{нв} - 20^\circ\text{C}$ предварительного охлаждения наружного воздуха при повышенной промежуточной температурой $t_{в2} = 20^\circ\text{C}$ (по сравнению с $\Delta t_{в15} = t_{нв} - 15^\circ\text{C}$ при $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$), следствием чего является падение тепловой нагрузки $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ на последующее более глубокое охлаждение воздуха от температуры $t_{в2} = 20^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ (рис. 4). При этом сама тепловая нагрузка

$q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ глубокого охлаждения воздуха от температуры $t_{в2} = 20^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ практически в два раза больше по сравнению с ее величиной $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ глубокого охлаждения воздуха от $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$, т.е. на 5°C против 10°C .

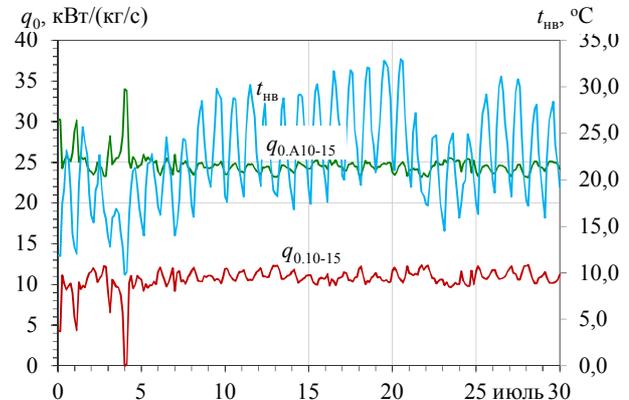


Рис. 3. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, удельной тепловой нагрузки $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ глубокого охлаждения воздуха от температуры $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$, тепловой нагрузки $q_{0.A10-15} = 34 - q_{0.10-15}$ предварительного охлаждения наружного воздуха от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$, рассчитанной по остаточному принципу

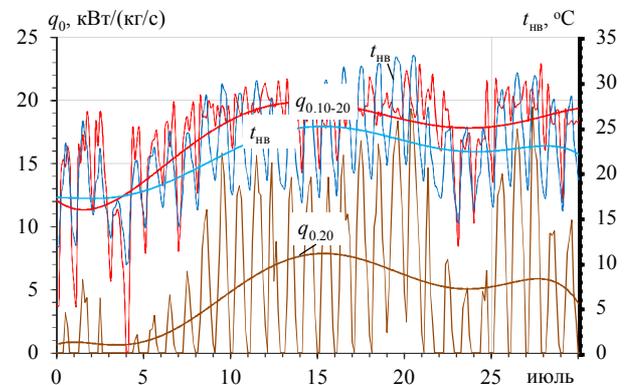


Рис. 4. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, удельной тепловой нагрузки $q_{0.20}$ предварительного охлаждения наружного воздуха от его текущей температуры $t_{нв}$ до $t_{в2} = 20^\circ\text{C}$ и тепловой нагрузки $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ глубокого охлаждения воздуха от $t_{в2} = 20^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$

Соответственно тепловая нагрузка $q_{0.A10-20} = 34 - q_{0.10-20}$ предварительного охлаждения наружного воздуха от $t_{нв}$ до более высокой промежуточной температуры $t_{в2} = 20^\circ\text{C}$, рассчитанная по остаточному принципу, значительно сокращается до $q_{0.A10-20} \approx 15$ кВт/(кг/с) согласно рис. 5 (не считая ее избытка в течении 1-8.07 из-за падения $q_{0.20}$ при

низких $t_{нв}$) по сравнению с $q_{0.A10-15} \approx 25$ кВт/(кг/с) на рис. 3.

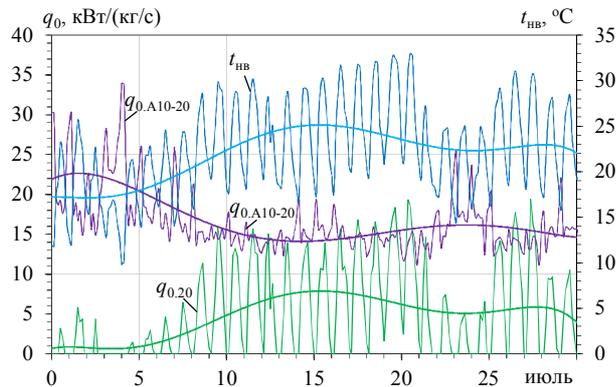


Рис. 5. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, удельной тепловой нагрузки $q_{0.20}$ предварительного охлаждения наружного воздуха от его текущей температуры $t_{нв}$ до $t_{в2} = 20$ °С и тепловой нагрузки предварительного охлаждения воздуха $q_{0.A10-20} = 34 - q_{0.10-20}$, рассчитанной по остаточному принципу

Из сравнения удельных тепловых нагрузок глубокого охлаждения воздуха $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ и $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ можно заключить, что стабилизация тепловой нагрузки происходит в результате предварительного охлаждения наружного воздуха до более низкой промежуточной температуры $t_{в2} = 15$ °С по сравнению с $t_{в2} = 20$ °С. Таким образом, тепловую нагрузку $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ следует принимать в качестве базовой, обеспечивающей эффективную работу ХМ в режиме, близком номинальному, и исходя из нее рассчитывать тепловую нагрузку предварительного охлаждения воздуха $q_{0.A10-15}$ до температуры $t_{в2} = 15$ °С по остаточному принципу как $q_{0.A10-15} = 34 - q_{0.10-15}$.

Выводы

Предложен методологический подход к определению рациональных тепловых нагрузок СКВ с учетом текущих климатических условий эксплуатации, который базируется на гипотезе разложения текущих переменных тепловых нагрузок на относительно стабильную составляющую как базовую для выбора установленной холодопроизводительности ХМ, работающей с высокой энергетической эффек-

тивностью на номинальном или близких ему режимах, и нестабильную тепловую нагрузку, приходящуюся на предварительное охлаждение наружного воздуха при переменных текущих температурах, рассчитываемую по остаточному принципу как разность рациональной суммарной тепловой нагрузки СКВ и ее базовой стабильной составляющей.

Література

1. *Thermodynamic analysis of trigeneration systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands [Text]* / R. P. Marques, D. Hacon, A. Tessarollo, J. A. R. Parise // *Energy and Buildings*. – 2010. – Vol. 42. – P. 2323–2330.

2. *Ortiga, J. Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network [Text]* / Ortiga Jordi, Bruno Joan Carles, Coronas Alberto // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – Vol. 50. – P. 1536–1542.

3. *Радченко, А. Н. Оценка потенциала охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок трансформацией теплоты отработанных газов в теплоиспользующих холодильных машинах [Текст]* / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2014. – № 4 (111). – С. 56–59.

References

1. Marques, R. P., Hacon, D., Tessarollo, A., Parise, J.A.R. Thermodynamic analysis of trigeneration systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands. *Energy and Buildings*, 2010, vol. 42, pp. 2323–2330.

2. Ortiga, Jordi., Bruno, Joan Carles., Coronas, Alberto. Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network. *Applied Thermal Engineering*, 2013, vol. 50, pp. 1536–1542.

3. Radchenko, A. N., Kantor, S. A. Otsenka potentsiala okhlazhdeniya vozdukhа na vkhode gazoturbinnnykh ustanovok transformatsiya teploty otrabotannykh gazov v teploispol'zuyushchikh kholodil'nykh mashinakh [Evaluation of cooling potential of gas turbine unit intake air by transforming the exhaust gas heat in waste heat recovery cooling machines]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia - Aerospace technic and technology*, 2014, no. 4 (111), pp. 56–59.

МЕТОДОЛОГІЧНИЙ ПІДХІД ДО ЕНЕРГОЗАОЩАДЖУВАЛЬНОГО ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ АДАПТАЦІЄЮ ДО ПОТОЧНИХ КЛІМАТИЧНИХ УМОВ

Є. І. Трушляков

Запропонований методологічний підхід до визначення раціонального теплового навантаження системи кондиціонування повітря (СКП) з урахуванням поточних кліматичних умов експлуатації, який базується на гіпотезі розкладання поточних змінних теплових навантажень на відносно стабільну складову як базу для вибору встановленої (проектної) холодопродуктивності холодильної машини, що працює з високою енергетичною ефективністю на номінальному або близьких до нього режимах, та нестабільне теплове навантаження, що припадає на попереднє охолодження зовнішнього повітря при змінних поточних зовнішніх температурах. Для обґрунтування методологічного підходу до вибору раціонального теплового навантаження СКП виконаний аналіз поточних значень питомих теплових навантажень на холодильну машину СКП при охолодженні зовнішнього повітря від його змінної поточної температури до температури 10, 15 і 20 °С. Показано, що виходячи з різного темпу прирощення річного виробництва холоду на покриття поточних теплових навантажень зі збільшенням встановленої (проектної) холодопродуктивності холодильної машини, зумовленим зміною теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов упродовж року, необхідно вибирати таке проектне теплове навантаження на холодильну машину СКП охолодження повітря (її встановлена холодопродуктивність), яке забезпечує досягнення максимального або близького до нього річного виробництва холоду за відносно високих темпів його прирощення. При цьому значення теплового навантаження, яке припадає на попереднє охолодження зовнішнього повітря, обчислюють як різницю раціонального загального теплового навантаження та його базової відносно стабільної складової. Запропонований метод доцільно використовувати при розрахунку базової встановленої холодопродуктивності холодильної машини СКП з акумуляцією надлишкового (невикористаного) холоду при знижених поточних теплових навантаженнях на СКП та його витратою на попереднє охолодження зовнішнього повітря, тобто на покриття нестабільної частки теплового навантаження СКП.

Ключові слова: система кондиціонування повітря, теплове навантаження, холодильна машина, холодопродуктивність, кліматичні умови.

METHODOLOGICAL APPROACH TO ENERGY SAVING COLD SUPPLY OF AIR CONDITIONING SYSTEM BY MATCHING CURRENT CLIMATIC CONDITIONS

E. I. Trushliakov

The methodological approach was suggested to define a rational heat load of the air conditioning system (ACS) with taking into consideration the current climatic conditions of operation. The proposed approach is based on the hypothesis of sharing the current changeable heat load on the relatively stable share as the basic one for choosing installed (designed) refrigeration capacity of the refrigeration machine, operating with high energy efficiency in nominal or similar modes, and unstable heat load, corresponding to ambient air precooling at changeable current temperatures. To prove the methodological approach to defining a rational heat load of the ACS was carried out the analysis of current values of heat loads of the refrigeration machine ACS during cooling ambient air from its changeable current temperature to the temperature of 10, 15 and 20 °C. It is shown that due to the different rates of annular refrigeration capacity production increment to cover the current heat loads with increasing the installed refrigeration capacity of the refrigeration machine, caused by the changes in heat load according to current climatic conditions during all the year round, it is necessary to choose a such heat load on the refrigeration machine of ACS (its installed refrigeration capacity), that provides a maximum or similar annular refrigeration capacity production at relatively high rates of its increment. Therein, the value of heat load for ambient air precooling is calculated according to remained principle as the difference between the rational total heat load and its basic relatively stable share. The proposed method is useful for defining a basic installed refrigeration capacity of the refrigeration machine of ACS with the accumulation of excessive (unapplied) refrigeration capacity at lowered current heat loads on ACS and its application for ambient air precooling, that is for covering unstable heat load share on ACS.

Keywords: air conditioning system, heat load, refrigeration machine, refrigeration capacity, climatic conditions.

Трушляков Євген Іванович – канд. техн. наук, проф. Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: eugeniyt@gmail.com.

Trushliakov Eugeniy Ivanovych – Candidate of Technical Science, Assistant Professor of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: eugeniyt@gmail.com.