

призначення) [Текст] / М. І. Радченко, Є. І. Трушляков, С. А. Кантор, Б. С. Портной, А. А. Зу-барєв // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2018. – № 4(148). – С. 44 – 48.

Radchenko A.M., Trushliakov E.I., Portnoi B.S., Forduy S.G., Kantor S.A.

PROJECT LOAD ON COOLING TOWERS OF CHILLING SYSTEMS IN RESPONSE TO CURRENT CLIMATIC CONDITIONS

Abstract. Two-stage air cooling is considered using a two-stage combined type waste heat recovery chiller, which includes absorption lithium-bromide and refrigerant ejector chillers as steps to convert waste heat into cold. Based on the results of modeling the operation of the cooling complex a rational distribution of the project heat loads on the absorption and ejector stages of a combined type waste heat recovery chiller that provides reduce heat load on cooling towers. It is shown that due to this approach to determining the rational heat load on the cooling towers of the circulating cooling system whith taking into account the redistribution of heat load between the absorption lithium-bromide and refrigerant ejector cooling stages with different efficiency and transformation of waste heat (different heat coefficients) in accordance with current climate conditions, it is possible to minimize the number of cooling towers for the circulating cooling system for chillers with a corresponding reduction in capital expenditures on the cooling complex as a whole.

Key words: heat load, cooling tower, circulating cooling system, waste heat recovery chiller, air cooler.

Радченко А.Н., Трушляков Е.И., Портной Б.С., Фордуй С.Г., Кантор С. А.

ПРОЕКТНАЯ НАГРУЗКА ГРАДИРЕН СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ В СООТВЕТСТВИИ С ТЕКУЩИМИ КЛИМАТИЧЕСКИМИ УСЛОВИЯМИ

Аннотация. Рассмотрено двухступенчатое охлаждение воздуха с применением двухступенчатой теплоиспользующей абсорбционно-эжекторной холодильной машины комбинированного типа, в состав которой входят абсорбционная бромистолитиевая и хладоновая эжекторная холодильные машины как ступени трансформации сбросной теплоты в холод. По результатам моделирования работы охладительного комплекса определено рациональное распределение проектных тепловых нагрузок на абсорбционную и эжекторную ступени теплоиспользующей холодильной машины комбинированного типа, которое обеспечивает сокращения тепловой нагрузки на градирни. Показано, что благодаря такому подходу к определению рациональной тепловой нагрузки на градирни системы оборотного охлаждения, который состоит в учёте перераспределения тепловой нагрузки между абсорбционной бромистолитиевой и хладоновой эжекторной ступенями охлаждения с разной эффективностью трансформации сбросной теплоты (разными тепловыми коэффициентами) в соответствии с текущими климатическими условиями эксплуатации, можно свести к минимуму количество градирен отведения теплоты от холодильных машин с соответствующим сокращением капитальных расходов на комплекс охлаждения воздуха в целом.

Ключевые слова: тепловая нагрузка, градирня, система оборотного охлаждения, теплоиспользующая холодильная машина, воздухоохладитель.

УДК 66.067.1.621.72

РЕГУЛИРОВАНИЕ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА

Е.И. Трушляков, к.т.н., профессор, Н.И. Радченко, д.т.н, профессор, В.С. Ткаченко, аспирант,
Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина;
nirad50@gmail.com

Аннотация. Показано, что эксплуатация систем кондиционирования приточного воздуха (СКПВ) отличается значительными колебаниями тепловой нагрузки в соответствии с текущими климатическими условиями. Это делает весьма проблематичным применение в них холодильных компрессоров с преобразователями частоты, весьма эффективными при регулировании холодопроизводительности в замкнутых системах кондиционирования воздуха, в которых диапазон регулирования температуры и, соответственно, колебания тепловой нагрузки сравнительно незначительны по сравнению с охлаждением

наружного воздуха. С целью анализа эффективности регулирования холодопроизводительности СКПВ изменением скорости вращения электродвигателя поршневого компрессора в конкретных климатических условиях весь диапазон изменения текущих тепловых нагрузок был разбит на две области в соответствии с регулированием холодопроизводительности с помощью преобразователя частоты: на область эффективного регулирования холодопроизводительности без энергетических потерь (без уменьшения холодильного коэффициента) от номинального до ее порогового значения и область пониженной холодопроизводительности, не регулируемой частотным преобразователем. Показано, что для самого теплого летнего месяца доля холода, расходуемого на охлаждение наружного воздуха до температуры 10 °С при частотном 50 % регулировании холодопроизводительности, составляет около 10 % всего его количества, которое могло быть произведено при номинальной нагрузке. При более высоких температурах охлажденного воздуха, как и в более прохладные периоды даже летних месяцев, она еще меньше. Это свидетельствует о невысокой эффективности регулирования холодопроизводительности СКПВ изменением скорости вращения электродвигателя поршневого компрессора и необходимости применения других способов регулирования. Предложенный подход к анализу эффективности регулирования холодопроизводительности СКПВ в конкретных климатических условиях позволяет не только оценить эффективность того или иного способа регулирования, но и выявить резервы повышения эффективности использования установленной холодопроизводительности.

Ключевые слова: кондиционирование, приточный воздух, холодопроизводительность, климат.

Актуальность темы.

Эксплуатация систем кондиционирования приточного воздуха (СКПВ) отличается значительными колебаниями тепловой нагрузки в соответствии с текущими климатическими условиями, которые определяются тепловлажностными параметрами наружного воздуха (температурой $t_{нв}$ и относительной влажностью $\phi_{нв}$) [1, 2]. В то же время работа замкнутых систем кондиционирования воздуха (тепловлажностной обработки воздуха помещений) характеризуется сравнительно незначительными колебаниями тепловой нагрузки на воздухоохладители (ВО), соответствующими изменению температуры воздуха в помещении в довольно узком диапазоне (около 5 °С) по сравнению с охлаждением наружного воздуха. Для таких замкнутых систем кондиционирования воздуха весьма эффективно применение компрессоров с преобразователями частоты, которые обеспечивает регулирование холодопроизводительности от номинальной (спецификационной) до 50 % номинальной и даже ниже. При этом за счет изменения скорости вращения электродвигателя поршневого компрессора давление всасывания, соответственно и температура кипения хладагента в испарителе-воздухоохладителе поддерживаются постоянными, что обеспечивает эффективную работу компрессора без уменьшения холодильного коэффициента (coefficient of performance - COP), соответственно и без увеличения удельного (на единицу генерируемой холодопроизводительности) энергопотребления при снижении тепловой нагрузки до 50 % номинальной. Однако стоимость компрессоров с преобразователями частоты в 3-5 раз выше таковых без него.

Цель исследования – разработать подход к анализу эффективности регулирования холодопроизводительности компрессора СКПВ с преобразователем частоты для конкретных климатических условий.

Результаты исследования.

Для удобства пересчета на другие холодопроизводительности СКПВ тепловые нагрузки удобно представлять в относительных (удельных) величинах, приходящихся на единичный расход воздуха ($G_b = 1$ кг/с) – в виде удельной тепловой нагрузки, или холодопроизводительности холодильной машины (ХМ), $q_0 = Q_0 / G_b$, кВт/(кг/с), или кДж/кг, где Q_0 – полная тепловая нагрузка (холодопроизводительность) при охлаждении воздуха расходом G_b .

Для климатических условий юга Украины при охлаждении воздуха до температуры $t_{в2} = 10$ °С максимальная удельная годовая выработка холода $\sum(q_0 \cdot \tau)$ имеет место при удельной (при $G_b = 1$ кг/с) холодопроизводительности $q_0 \approx 34$ кВт/(кг/с), которую принимают за рациональную $q_{0,рац}$ [3].

Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, удельных тепловых нагрузок на ВО СКПВ $q_{0,10}$, расходования удельной холодопроизводительности в области ее частотного регулирования $q_{0,10/2per>0} = q_{0,10} - q_{0,10рац/2} \geq 0$ (положительные значения в области регулируемой холодопроизводительности от 100 до 50 % – выше $q_{0,10рац/2}$ на рис.1,а), а также вне области ее частотного регулирования $q_{0,10/2per<0} = q_{0,10рац/2} - q_{0,10} \geq 0$ (положительные значения в нерегулируемом диапазоне холодопроизводительности ниже 50 % – ниже

$q_{0.10\text{рац}/2}$ на рис.1,б) при охолодженні зовнішнього повітря до температури $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$ для кліматических умов (г. Вознесенск, Николаевська обл., 2015 г.) приведені на рис. 1.

Расчеты проведені для $q_{0.10\text{рац}} = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$, порогового значення $q_{0.10\text{рац}}/2 \approx 17 \text{ кВт/(кг/с)}$, відповідного 50 % зниженню номінальної (спецификационной) холодопродуктивності. Там же дані значення нереалізованого избытка установленной холодопродуктивності ($q_{0.10\text{рац}/2} - q_{0.10/2\text{пер}>0}$) в області її частотного регулювання (вище $q_{0.10\text{рац}/2}$ на рис.1,а), її избытка ($q_{0.10\text{рац}/2} - q_{0.10/2\text{пер}<0}$) вне області її регулювання (ниже $q_{0.10\text{рац}/2}$ на рис.1,б), а також сумарні значення расходовання $\sum(q_{0.10/2\text{пер}>0} \cdot \tau) = \sum[(q_{0.10} - q_{0.10\text{рац}/2}) \cdot \tau] \geq 0$ и избытка $\sum[(q_{0.10\text{рац}/2} - q_{0.10/2\text{пер}>0}) \cdot \tau] = q_{0.10} - q_{0.10\text{рац}/2} \geq 0$ холодопродуктивності в області її регулювання (вище $q_{0.10\text{рац}/2}$ на рис.1,а) и расходовання $\sum(q_{0.10/2\text{пер}<0} \cdot \tau) = \sum[(q_{0.10\text{рац}/2} - q_{0.10}) \cdot \tau] \geq 0$ и избытка установленной холодопродуктивності $\sum[(q_{0.10\text{рац}/2} - q_{0.10/2\text{пер}<0}) \cdot \tau] = \sum[(q_{0.10} - q_{0.10\text{рац}/2}) \cdot \tau] \geq 0$ холодопродуктивності вне області її регулювання (ниже $q_{0.10\text{рац}/2}$ на рис.1,б).

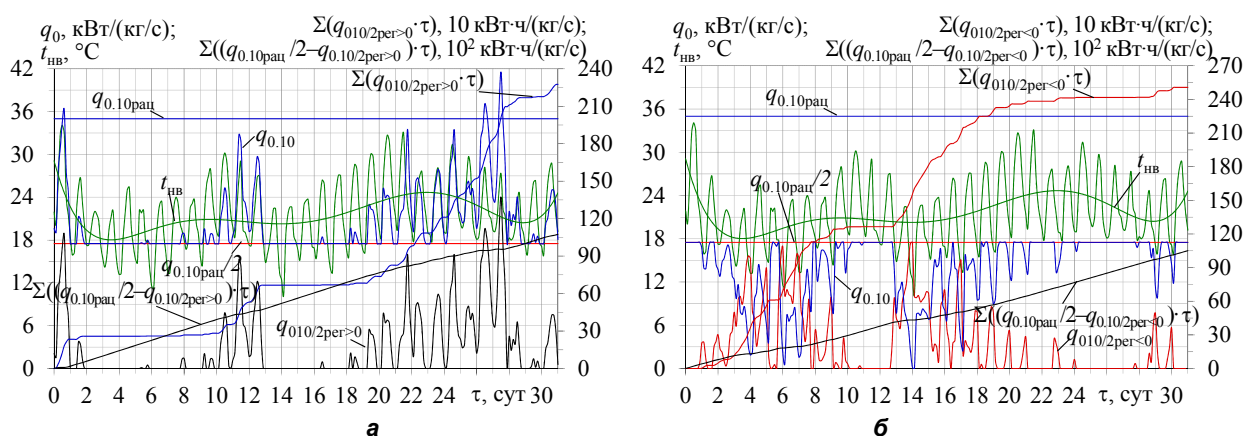


Рис. 1. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$, удельных тепловых нагрузок на ВО СКПВ $q_{0.10}$, расходовання удельной холодопродуктивности $q_{0.10/2\text{пер}>0}$ и нереализованного избытка установленной холодопродуктивности ($q_{0.10\text{рац}/2} - q_{0.10/2\text{пер}>0}$), а также суммарных расходовання $\sum(q_{0.10/2\text{пер}>0} \cdot \tau)$ и избытка $\sum[(q_{0.10\text{рац}/2} - q_{0.10/2\text{пер}>0}) \cdot \tau]$ холодопродуктивности в области ее частотного регулювання (а), текущих расходовання $q_{0.10/2\text{пер}<0}$ и избытка установленной холодопродуктивности ($q_{0.10\text{рац}/2} - q_{0.10/2\text{пер}<0}$), а также суммарных расходовання $\sum(q_{0.10/2\text{пер}<0} \cdot \tau)$ и избытка $\sum[(q_{0.10\text{рац}/2} - q_{0.10/2\text{пер}<0}) \cdot \tau]$ холодопродуктивности вне области ее регулювання (б) при охладженні зовнішнього повітря від $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в}2} = 10^\circ\text{C}$: $q_{0.10/2\text{пер}>0} = q_{0.10} - q_{0.10\text{рац}/2} \geq 0$ (регулюєму діапазон); $q_{0.10/2\text{пер}<0} = q_{0.10\text{рац}/2} - q_{0.10} \geq 0$ (нерегулюєму діапазон); порогове значення $q_{0.10\text{рац}}/2 \approx 17 \text{ кВт/(кг/с)}$

Как видно из рис. 1, доля производства холода при частотном 50% регулюванні холодопродуктивности составляет:

$\sum(q_{0.10/2\text{пер}>0} \cdot \tau) / (\sum(q_{0.10/2\text{пер}>0} \cdot \tau) + \sum(q_{0.10/2\text{пер}<0} \cdot \tau)) \approx 0,47$, т.е. около 47% всего количества холода, затраченного на охладженіе воздуха в диапазоне изменения текущей тепловой нагрузки $q_{0.10}$ от 0 до $q_{0.10\text{рац}} = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$.

В то же время, по отношению к нереализованному избытку установленной холодопродуктивности сверх расходуемой на охладженіе воздуха $\sum[(q_{0.10\text{рац}/2} - q_{0.10/2\text{пер}>0}) \cdot \tau] = q_{0.10} - q_{0.10\text{рац}/2} \geq 0$ в области 50% ее частотного регулювання доля производства холода составляет согласно рис. 1,а: $2200 / (2200 + 10500) \approx 0,17$, т.е. около 17 %, и практически в два раза меньше ($2200 / [2(2200 + 10500)] \approx 0,087$) во всем диапазоне изменения текущей тепловой нагрузки $q_{0.10}$ от 0 до $q_{0.10\text{рац}} = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$ для июля месяца.

Это свидетельствует, во-первых, о наличии значительных резервов повышения эффективности СКПВ путем реализации избытка установленной холодопродуктивности сверх расходуемой на охладженіе воздуха, в частности, его аккумуляцией для последующего расходовання, что обеспечивает существенное сокращение установленной холодопродуктивности, а во-вторых, о возможности использования и других способов регулювання холодопродуктивности помимо изменением частоты вращения электродвигателя компрессора, например, перепуском паров хладона с нагнетания на всасывание, отключением цилиндров или всего компрессора в случае его работы в составе установки из нескольких компрессоров и т.п.

Понятно, что при эксплуатации СКПВ в июне или августе эффективность применения регулирования холодопроизводительности изменением частоты вращения электродвигателя поршневого компрессора будет еще ниже, а с учетом в 3-5 раз более высокой стоимости компрессоров с преобразователями частоты целесообразность их применения для СКПВ весьма проблематична.

При охлаждении наружного воздуха от $t_{нв}$ до более высокой температуры $t_{б2} = 20^\circ\text{C}$ значительная доля нестабильной тепловой нагрузки переносится из регулируемой ее области ($q_{0.20/2\text{per}>0} = q_{0.20} - q_{0.20\text{рац}/2} \geq 0$), приходящейся на зону $q_{0.20} \geq q_{0.20\text{рац}}/2$, в область нерегулируемой тепловой нагрузки $q_{0.20} \leq q_{0.20\text{рац}}/2$ (рис.2).

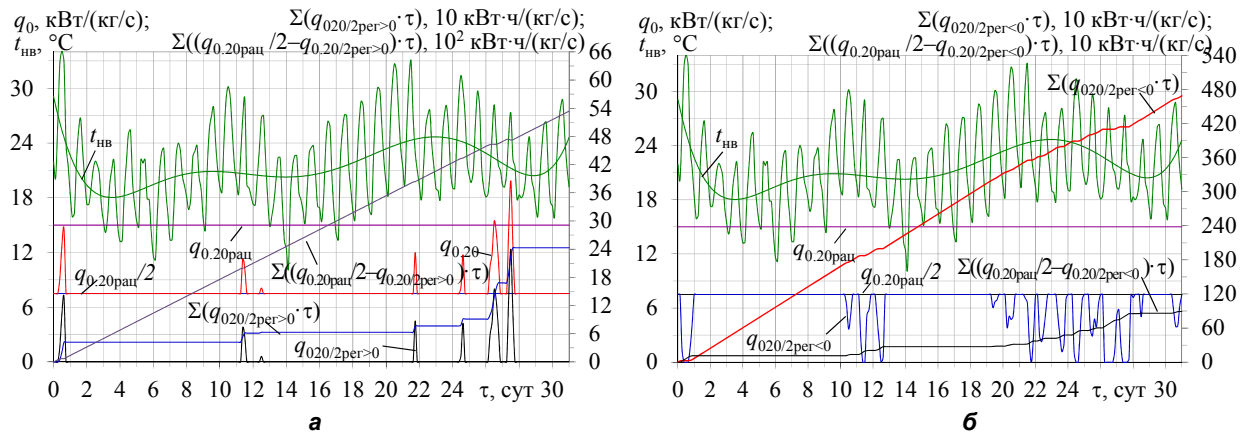


Рис. 2. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, удельных тепловых нагрузок на ВО СКПВ $q_{0.20}$, расхода удельной холодопроизводительности $q_{0.20/2\text{per}>0}$ и нереализованного избытка установленной холодопроизводительности ($q_{0.20\text{рац}/2} - q_{0.20/2\text{per}>0}$), а также суммарных расходов $\Sigma(q_{0.20/2\text{per}>0} \cdot \tau)$ и избытка $\Sigma[(q_{0.20\text{рац}/2} - q_{0.20/2\text{per}>0}) \cdot \tau]$ холодопроизводительности в области ее частотного регулирования (а), текущих расходов $q_{0.20/2\text{per}<0}$ и избытка установленной холодопроизводительности ($q_{0.20\text{рац}/2} - q_{0.20/2\text{per}<0}$), а также суммарных расходов $\Sigma(q_{0.20/2\text{per}<0} \cdot \tau)$ и избытка $\Sigma[(q_{0.20\text{рац}/2} - q_{0.20/2\text{per}<0}) \cdot \tau]$ холодопроизводительности вне области ее регулирования (б) при охлаждении наружного воздуха от $t_{нв}$ до $t_{б2} = 20^\circ\text{C}$: $q_{0.20/2\text{per}>0} = q_{0.20} - q_{0.20\text{рац}/2} \geq 0$ (регулируемый диапазон); $q_{0.20/2\text{per}<0} = q_{0.20\text{рац}/2} - q_{0.20} \geq 0$ (нерегулируемый диапазон); пороговое значение $q_{0.20\text{рац}}/2 \approx 7,5 \text{ кВт/(кг/с)}$

Как видно из рис. 2, доля производства холода при частотном 50% регулировании холодопроизводительности составляет:

$\Sigma(q_{0.20/2\text{per}>0} \cdot \tau) / (\Sigma(q_{0.20/2\text{per}>0} \cdot \tau) + \Sigma(q_{0.20/2\text{per}<0} \cdot \tau)) \approx 0,05$, т.е. около 5% всего количества холода, затраченного на охлаждение воздуха в диапазоне изменения текущей тепловой нагрузки $q_{0.20}$ от 0 до $q_{0.20\text{рац}} = 15 \text{ кВт/(кг/с)}$, что свидетельствует о крайне низкой эффективности регулирования холодопроизводительности СКПВ изменением скорости вращения электродвигателя поршневого компрессора и необходимости применения других способов регулирования.

Вывод. Предложен методологический подход к анализу эффективности регулирования холодопроизводительности СКПВ в конкретных климатических условиях, согласно которому весь диапазон изменения текущих тепловых нагрузок разбивают на две области: область эффективного регулирования холодопроизводительности без энергетических потерь (без уменьшения холодильного коэффициента) и область пониженной нерегулируемой холодопроизводительности. Показано, что для самого теплого летнего месяца доля холода, расходуемого на охлаждение наружного воздуха до температуры 10°C при частотном 50% регулировании холодопроизводительности, составляет около 10% всего его количества, которое могло быть произведено при номинальной нагрузке. При более высоких температурах охлажденного воздуха, как и в более прохладные периоды даже летних месяцев, она еще меньше. Это свидетельствует о невысокой эффективности регулирования холодопроизводительности СКПВ изменением скорости вращения электродвигателя поршневого компрессора и необходимости применения других способов регулирования. Предложенный подход позволяет не только оценить эффективность того или иного способа регулирования, но и выявить резервы повышения эффективности использования располагаемой установленной холодопроизводительности.

Список литературы

1. Marque, R.P. 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] / J. Ortiga, J.C. Bruno, A. Coronas // *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.

Trushliakov E. I., Radchenko M. I., Tkachenko V. S.

COOLING CAPACITY CONTROL OF AMBIENT AIR CONDITIONING SYSTEMS

Abstract. It is shown that the operation of ambient air conditioning systems (AACS) has significant fluctuations in the heat load in accordance with current climatic conditions. This makes it very problematic to use refrigeration compressors with frequency converters, which are very effective for controlling the refrigeration capacity in closed air conditioning systems, in which the temperature control range and, accordingly, fluctuations in thermal load are relatively insignificant compared to the cooling of ambient air. For the purpose of analyzing the efficiency of controlling the refrigeration capacity of the AACS by changing the electric motor speed of the piston compressor in current climatic conditions, the entire range of changing current thermal loads is divided into two parts according to controlling the refrigeration capacity by using a frequency converter: the part of effective cooling capacity adjustment without energy losses (without reducing the coefficient of performance) from nominal to its threshold value and the part of reduced refrigeration capacity without its controlling by a frequency converter. It is shown that for the warmest summer month, the proportion of refrigeration capacity spent for cooling ambient air to the temperature of 10 °C with 50 % frequency controlling the refrigeration capacity is about 10 % of the total amount of that could be produced at nominal refrigeration capacity. At higher temperatures of cooled air it is even less. This shows the low efficiency of controlling the refrigeration capacity of the AACS by changing the speed of rotation of the piston compressor electric motor and the need to use other methods of controlling the refrigeration capacity. The proposed approach to analyzing the efficiency of controlling the refrigeration capacity of AACS in current climatic conditions allows not only to estimate the efficiency of refrigeration capacity controlling method but also to reveal the reserves for increasing the efficiency of using the available refrigeration capacity.

Key words: conditioning, ambient air, refrigeration capacity, climate.

Трушляков Є. І., Радченко М.І., Ткаченко В.С.

РЕГУЛЮВАННЯ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПРИТОЧНОГО ПОВІТРЯ

Анотація. Показано, що експлуатація систем кондиціювання приточного повітря (СКПП) відрізняється значними коливаннями теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов. Це робить вельми проблематичним застосування в них холодильних компресорів з перетворювачами частоти, вельми ефективними при регулюванні холодопродуктивності замкнених систем кондиціювання повітря, в яких діапазон регулювання температури і, відповідно, коливання теплового навантаження порівняно незначний порівняно з охолодженням зовнішнього повітря. З метою аналізу ефективності регулювання холодопродуктивності СКПП зміною швидкості обертання електродвигуна поршневого компресора в конкретних кліматичних умовах весь діапазон зміни поточних теплових навантажень розбито на дві області відповідно до регулювання холодопродуктивності за допомогою перетворювача частоти: на область ефективного регулювання холодопродуктивності без енергетичних втрат (без зменшення холодильного коефіцієнта) від номінального до її порогового значення і область зниженої холодопродуктивності, що не регулюється частотним перетворювачем. Показано, що для самого теплого літнього місяця частка холоду, що витрачається на охолодження зовнішнього повітря до температури 10 °C при 50% регулюванні холодопродуктивності, становить близько 10% всієї його кількості, яка могла бути вироблена при номінальному навантаженні. При більш високих температурах охолодженого повітря, як і в більш прохолодні періоди навіть літніх місяців, вона ще менше. Це свідчить про невисоку ефективність регулювання холодопродуктивності СКПП зміною швидкості обертання електродвигуна поршневого компресора і необхідність застосування інших способів регулювання. Запропонований підхід до аналізу

ефективності регулювання холодопродуктивності СКПП в конкретних кліматичних умовах дозволяє не тільки оцінити ефективність того чи іншого способу регулювання, а й ви-явити резерви підвищення ефективності використання встановленої холодопродуктивності.

Ключові слова: кондиціювання, припливне повітря, холодопродуктивність, клімат.

УДК 66.067.1.621.72

УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ КОНДИЦІЮВАННЯ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ КОМБІНОВАНОГО ТИПУ

Є.І. Трушляков, к.т.н., професор, А.М. Радченко, к.т.н., доцент, В.С. Ткаченко, аспірант,
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна;

С.А. Кантор, к.т.н.,
ПАТ "Завод "Екватор", Миколаїв, Україна
nirad50@gmail.com

Анотація. Обґрунтовано напрям підвищення ефективності кондиціювання зовнішнього повітря в системах комбінованого центрально-місцевого типу шляхом раціонального розподілу теплового навантаження – витрат холодопродуктивності – центрального кондиціонера на зони змінного теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов і відносно стабільної його величини, тобто витрат холодопродуктивності на подальше охолодження повітря на вході до системи місцевого кондиціювання рециркуляційного повітря в окремих приміщеннях. За результатами зіставлення значень надлишку виробництва холоду та його дефіциту за кожні 3 доби для раціонального проектного теплового навантаження системи кондиціювання (холодопродуктивності встановленої холодильної машини), яке забезпечує близьке до максимального річне виробництво холоду, та за відповідними величинами надлишку і дефіциту холодопродуктивності відповідно до поточних кліматичних умов по накопиченню за упродовж липня обґрунтована доцільність акумуляції надлишку холодопродуктивності центрального кондиціонера при знижених поточних теплових навантаженнях та її використання для покриття дефіциту холоду при підвищених теплових навантаженнях шляхом попереднього охолодження зовнішнього повітря. Розроблено схему комбінованої центрально-місцевої системи кондиціювання повітря, до складу якої входять підсистеми кондиціювання зовнішнього повітря в центральному кондиціонері та місцевого кондиціювання рециркуляційного повітря в окремих приміщеннях.

Ключові слова: кондиціювання повітря, холодопродуктивність, попереднє охолодження, клімат.

Актуальність теми.

Особливістю роботи систем кондиціювання повітря (СКП) є значні коливання теплового навантаження відповідно до поточних параметрів зовнішнього повітря. Низка досліджень присвячена підвищенню ефективності СКП комбінованого типу – центрально-місцевих, або центрально-рециркуляційних [1–4], у тому числі використанню надлишкової холодопродуктивності, накопиченої при зменшених навантаженнях охолодження, для покриття пікових теплових навантажень або попереднього охолодження зовнішнього повітря [5, 6].

Одним з потужних резервів підвищення енергетичної ефективності СКП є збільшення коефіцієнта використання холодильних машин (ХМ) СКП (тривалості роботи упродовж року при близьких проектному теплових навантаженнях) шляхом визначення раціональної встановленої холодопродуктивності, тобто проектного теплового навантаження СКП, та її раціонального використання відповідно до поточних кліматичних умов, що забезпечує енергетично ефективну роботу СКП при навантаженнях, близьких до номінальних [5, 6].

Метою роботи – є підвищення ефективності кондиціювання зовнішнього повітря системи комбінованого центрально-місцевого типу шляхом раціонального розподілу теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов і відносно стабільної його величини, накопичення надлишку холодопродуктивності та його використання для попереднього охолодження зовнішнього повітря.

Результати дослідження.

З метою узагальнення і поширення результатів на СКП різної продуктивності – витрати повітря в повітроохолоджувачі (ПО) – доцільно представляти їх характеристики як питомі, тобто у відносних величинах, віднесених до витрати повітря G_n в ПО.