

УДК 697.975

В. И. Прохоров

ПРИБЛИЖЕННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХОЛОДИЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ДЛЯ КОНДИЦИОНЕРА С ПОМОЩЬЮ $I-d$ -ДИАГРАММЫ

Предложен методический прием подсчета холодопроизводительности холодильной установки с применением $I-d$ -диаграммы проф. Л. К. Рамзина, который заключается в последовательном выстраивании от низшей температуры охлаждаемого воздуха в воздухоохладителе вниз по линии $\varphi = 100\%$ величин так называемой температурной недорекупации, проявляющейся в каждой технологической ступени тепломассообмена, кончая испарителем холодильной машины. Далее балансовая сумма этих причинно связанных величин относится к охлаждаемому воздуху путем отыскания общего условного падения его энтальпии.

К л ю ч е в ы е с л о в а: холодопроизводительность, недорекупация, $I-d$ -диаграмма, степень охлаждения, энтальпия, охлаждаемый воздух, испаритель, тепло- и массообмен.

Methodology of calculation of refrigerating power of a refrigerator set with the use of $I-d$ -diagram by professor L. K. Ramzin is offered. This diagram suggests consecutive formation from the lowest temperature of cooled air in the air cooler down on the line $\varphi = 100\%$ of values of the so-called temperature underreplication which appears at every technological stage of heat-and-mass transfer, and finishes in refrigerator evaporator. Then the balance sum of these causally connected values refers to cooled air through finding common conditional fall of its enthalpy.

К е y w o r d s: refrigerating power, underreplication, $I-d$ -diagram, stage of cooling, enthalpy, cooled air, evaporator, heat-and-mass transfer.

В учебном и реальном проектировании возникает задача отыскания требуемой мощности (холодопроизводительности) холодильной машины.

При подсчете удельной (отнесенной к 1 кг обрабатываемого воздуха) холодопроизводительности часто ограничиваются лишь предельной величиной падения значений его энтальпии в воздухоохладителе (рис.):

$$I_n - I_o = \Delta I_{\text{полн}}. \quad (1)$$

Более полувека тому назад Е. Е. Карписом [1] эта величина была названа полной («брутто») холодопроизводительностью в отличие от полезной («нетто»), реально компенсирующей теплоизбытки $Q_{\text{изб}}$ и влагоизбытки $W_{\text{изб}}$ в помещении.

Ассимиляция тепло- и влагоизбытков осуществляется согласно отношению

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{изб}}}{W_{\text{изб}}} (\text{помещение}) = \frac{\Delta I}{\Delta d} (\text{воздух}). \quad (2)$$

Вектор ε является тепловлажностным паспортом помещения, постоянным для каждого характерного режима его функционирования и обычно называется лучом термодинамического процесса в помещении.

На рис., где представлены процессы для теплого периода года, вектор-луч проходит через точки П, В, У, характеризующие последовательно параметры приточного (П), внутреннего (В) и уходящего (У) воздуха в расчетный период суток.

Разность крайних значений энтальпии воздуха в помещении в этом процессе и есть полезная удельная холодопроизводительность:

$$I_y - I_{\pi} = \Delta I_{\text{полезн}}. \quad (3)$$

Подчеркнем, что разность значений $(I_y - I_{\text{в}})$ меняется как в течение года (теплый, переходный, холодный периоды), так и в течение суток (рабочие и нерабочие часы). В целом ряде производств, например в ткацких и прядильных цехах текстильной промышленности, в холодный период года она принимается равной 0, т. е. формула (3) записывается следующим образом:

$$I_{\text{в}} - I_{\pi} = \Delta I_{\text{полезн}}. \quad (4)$$

Однако существующее определение полной холодопроизводительности, упомянутое выше, касается только воздушной части холодильно-кондиционирующей системы и не затрагивает холодильную установку.

Если полученный таким образом результат буквально определить как требующуюся мощность холодильной машины, то он окажется заниженным. Особенно это отразится на системах небольшой и средней мощности (от единицы до примерно 150 кВт), которые чаще всего и применяются для кондиционирования воздуха. Данное обстоятельство вызвано наличием цепочки реальных тепло-массообменных процессов при производстве так называемого «холода», начиная от испарителя холодильной машины и заканчивая потоком охлаждаемого воздуха.

Излагаемая методика позволяет быстро и наглядно, хотя и несколько приближенно, решать эту задачу, используя I — d -диаграмму влажного воздуха профессора Л. К. Рамзина (1918 г.).

На рис. изображены основные термодинамические процессы кондиционирования (приготовления) воздуха и его дальнейшего использования в помещении с тепло- и влагоизбытками в простейшей прямоточной системе. Охлаждение и осушка осуществляются при помощи холодильной машины с промежуточным хладоносителем.

Поскольку каждый из процессов тепло- и массообмена реален, то он характеризуется конечной разностью наинизших температур охлаждаемой и охлаждающей сред, так называемой недорекупацией.

Все упомянутые процессы последовательны, причинно взаимосвязаны и направлены на охлаждение и осушение обрабатываемого воздуха.

Низшие, а также средние температуры охлаждающих потоков всегда ниже наинизшей температуры охлаждаемого воздуха t_0 . Поэтому величины недорекупации можно расположить последовательными температурными ступенями, ниспадающими по кривой насыщения I — d -диаграммы (рис.) ниже температуры точки О (состояние воздуха после охладителя). Число таких ступеней определяется из принятой конструктивной схемы взаимосвязи кондиционера с холодильной машиной: с промежуточным хладоносителем (3 ступени) или с непосредственным испарением хладогента в воздухоохладителе (2 ступени).

Самая высокая по температуре 1-я ступень в любой из схем представляет собой разность температур потока воздуха на выходе из воздухоохладителя t_0

и средней температуры поверхности F охлаждения воздуха $t_{\text{пов}}$, на которую направляется вектор процесса от начальной температуры наружного воздуха $t_{\text{н}}$ (точка Н).

Физический смысл 2-й ступени характеризуется разностью средней температуры поверхности охлаждения воздуха $t_{\text{пов}}$ и низшей температуры хладоносителя $t_{\text{в хол}}$.

Самая низкая по температуре 3-я ступень является разностью температур между низшей температурой хладоносителя и температурой кипения хладагента в испарителе холодильной машины.

Для схемы с непосредственным испарением хладагента в воздухоохладителе ступень промежуточного хладоносителя отсутствует, и 2-й ступенью следует считать разность между средней температурой поверхности охлаждения воздуха $t_{\text{пов}}$ и постоянной температурой кипения хладагента $t_{\text{исп}}$.

Следует упомянуть, что приемом изображения повышения температуры воды-хладоносителя от начальной $t_{\text{в н}}$ до конечной $t_{\text{в к}}$ по линии $\phi = 100\%$ на $I-d$ -диаграмме пользуются при расчетах процессов в контактных аппаратах кондиционеров (так же, как и обратных процессов, — понижения температуры воды в градирнях).

В этих же традициях в настоящей статье на $I-d$ -диаграмме по линии $\phi = 100\%$ отмечены температуры, разности которых в определенном масштабе соответствуют потерям энергии при тепло- и массообмене для всех участвующих сред, включая хладагент.

Обратим внимание на тот факт, что потери от необратимости теплообмена вследствие применения промежуточного хладоносителя можно было бы отнести так же, как и поверхности охлаждения воздуха, к средней его температуре, обычно — к среднелогарифмической (на рис. это температура $t_{\text{пов}}$). Но от этого, во-первых, суммарные потери от реального теплообмена не изменились бы, а искомая температура испарения $t_{\text{исп}}$ хладагента постоянна:

$$I_o - I_{\text{в х}} = (I_o - I_{\text{пов}}) + (I_{\text{пов}} - I_{\text{в с}}) + (I_{\text{в с}} - I_{\text{в х}}). \quad (5)$$

Во-вторых, одной из важных целей при проектировании системы кондиционирования воздуха является отыскание именно начальной температуры хладоносителя $t_{\text{в х}}$, вслед за чем вычисляются как конечная $t_{\text{в от}}$, так и средняя $t_{\text{в с}}$ его температуры, а также требуемое значение $t_{\text{исп}}$.

В-третьих, как было доказано в работах А. А. Гоголина ([2], с. 10), процесс охлаждения и осушения влажного воздуха направлен на $I-d$ -диаграмме практически на среднюю температуру поверхности $t_{\text{пов}}$, что объясняет ее применение и разделение потерь от недорекуперации в воздухоохладителе на два слагаемых:

$$\Delta I_{\text{во}} = (I_o - I_{\text{пов}}) + (I_{\text{пов}} - I_{\text{в х}}), \quad (6)$$

где $(I_o - I_{\text{пов}}) = \Delta I_{\text{Ф ср}}$, обозначенная на рис.

Аналогична логика рассуждений при переходе к хладагенту.

Итак, требуемая холодопроизводительность (холодильная мощность), кВт, холодильной машины для рассматриваемой проточной СКВ выразится уравнениями, сбалансированными по воздуху, хладоносителю и хладагенту (см. совместно с рис.):

$$Q_{\text{хол}} = \Delta I_{\text{хол}} G_{\text{н}} = G_{\text{в}} c_{\text{в}} \Delta t_{\text{в}} = G_{\text{в}} c_{\text{в}} (t_{\text{вс}} - t_{\text{исп}}) = G_{\text{ха}} r_{\text{ха}}, \quad (7)$$

где $\Delta I_{\text{хол}} = \Delta I_{\text{полн}} + \Delta I_{\text{потерь от недокуп}}$

$$\Delta I_{\text{полн}} = \Delta I_{\text{полезн}} + \Delta I_{\text{климат. затрат}}$$

$\Delta I_{\text{технолог. затрат}}$ включает нагрев воздуха в вентиляторе и второй подогрев в кондиционере.

$$\Delta I_{\text{потерь от недокуп}} = \Delta I_{\text{Fcp}} + \Delta I_{\text{исп}} \text{ кДж/кг сух. возд.}$$

$G_{\text{н}}$, $G_{\text{в}}$, $G_{\text{ха}}$ — массовые расходы наружного воздуха, хладоносителя и хладагента, кг/с; $c_{\text{в}}$ — теплоемкость хладоносителя, кДж/(кг · °C); $r_{\text{ха}}$ — скрытая теплота фазового преобразования хладагента из жидкости в пар при температуре $t_{\text{исп}}$, кДж/кг.

Полученное значение $Q_{\text{хол}}$ следует еще увеличить на нагрев хладоносителя при его транспортировке от испарителя к месту потребления.

В грубом приближении проектировщики увеличивают его на 10...20 %:

$$Q_{\text{хол}}^{\text{расч}} = (1,1 \dots 1,2) Q_{\text{хол}}$$

В более тонком расчете для этой процедуры необходимо знать всю геометрию и теплофизику холодоподачи: длины и диаметры труб, материалы труб и теплоизоляции. Так или иначе, но именно на $Q_{\text{хол}}^{\text{расч}}$ следует рассчитывать и подбирать компрессор и аппараты холодильной машины.

При расчете испарителя добавится еще энергия на перегрев хладагента.

При расчете конденсатора добавятся слагаемые, эквивалентные работе компрессора и отводимого конденсатором тепла на охлаждение сжатых паров до состояния насыщения при давлении сжатых паров, а также на переохлаждение жидкого хладагента в том же конденсаторе.

Числовые значения недорекуперации определяются в результате типовых испытаний конкретных теплообменников на соответствующих средах и должны представляться фирмами-изготовителями оборудования.

В исследовательских задачах их также можно вычислить с определенной (меньшей) степенью точности при помощи довольно громоздких и приближенных теоретических расчетов.

В обобщенном виде, полученном на основе массового статистического материала, и для основных схем холодоснабжения кондиционеров интересные нас величины имеются в близких к практике пособиях [3, 4] и ряде др. литературных источников [5, 6]. Обычно каждый интервал составляет (2...5) °C. В установках с воздушным охлаждением конденсатора он может быть и выше.

Количественное соотношение значений $\Delta I_{\text{хол}}$ и $\Delta I_{\text{полн}}$, $\Delta I_{\text{полезн}}$ (см. рис.) зависит от климатической ситуации $\Delta I_{\text{климат. затрат}}$, технологических особенностей кондиционера и обслуживаемого помещения $\Delta I_{\text{технолог. затрат}}$, $\Delta I_{\text{град. т}}$, $\Delta I_{\text{раб. зоны}}$ и может достигать нескольких десятков процентов.

Для возможности оценки масштаба цифр недорекуперации на $I-d$ -диаграмме сошлемся на работу [7], где $t_{исп} = 6\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{w\text{хол}} = 9\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{пов} = 11\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_o = 17,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_n = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_b = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_y = 23,68\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_n = 28,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Следует представлять, что все упомянутые составляющие баланса холодопотребности переменны и требуют обеспечения оптимальности управления энергомеханическим воздействием на участвующие потоки рабочих сред.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Карпис Е. Е. Теплотехническая эффективность систем кондиционирования воздуха и кондиционеров различных схемных решений. Информационное сообщение. М. : НИИСТ, 1962. 62 с.
2. Гоголин А. А. Осушение воздуха холодильными машинами. М. : Госторгиздат, 1962. С. 10.
3. Нимич Г. В., Михайлов В. А., Бондарь Е. С. Современные системы вентиляции и кондиционирования воздуха : учебное пособие по проектированию, монтажу, наладке и эксплуатации. Киев : Будивельник, 2003. 626 с.
4. Китзаоглиан П. Практическое руководство по ремонту холодильных установок с конденсаторами воздушного охлаждения / пер. с франц. В. Б. Сапожникова. М. : Остров, 2007. 339 с.
5. Брайдерт Г. Й. Проектирование холодильных установок. Расчеты, параметры, примеры / пер. с нем. Л. Н. Казанцевой. М. : Термокул. Техносфера, 2006. 335 с.
6. Бриганти А. Руководство по техническому обслуживанию холодильных установок для кондиционирования воздуха / пер. с итал., под ред. А. Д. Гальперина. М. : Евроклимат, 2004. 312 с.
7. Прохоров В. И., Прохоров С. К. Размещение конденсатора холодильной установки в выбросном воздухе // Вестник МГСУ. 2011. № 7. С. 389—394.
1. Karpis E. E. Teploekhnicheskaya effektivnost' sistem konditsionirovaniya vozdukha i konditsionerov razlichnykh skhemnykh resheniy. Informatsionnoe soobshchenie. M. : NIIST, 1962. 62 s.
2. Gogolin A. A. Osushenie vozdukha kholodil'nyimi mashinami. M. : Gostorgizdat, 1962. S. 10.
3. Nimich G. V., Mikhaylov V. A., Bondar' E. S. Sovremennyye sistemy ventilyatsii i konditsionirovaniya vozdukha : uchebnoe posobie po proektirovaniyu, montazhu, nalamke i ekspluatatsii. Kiev : Budivel'nik, 2003. 626 s.
4. Kitzaoglian P. Prakticheskoe rukovodstvo po remontu kholodil'nykh ustanovok s kondensatorami vozdušnogo okhlazhdeniya / per. s frants. V. B. Sapozhnikova. M. : Ostrov, 2007. 339 s.
5. Braydert G. Y. Proektirovanie kholodil'nykh ustanovok. Raschety, parametry, primery / per. s nem. L. N. Kazantsevov. M. : Termokul. Tekhnosfera, 2006. 335 s.
6. Briganti A. Rukovodstvo po tekhnicheskomu obsluzhivaniyu kholodil'nykh ustanovok dlya konditsionirovaniya vozdukha / per. s ital., pod red. A. D. Gal'perina. M. : Evroklimat, 2004. 312 s.
7. Prokhorov V. I., Prokhorov S. K. Razmeshchenie kondensatora kholodil'noy ustanovki v vybrosnom vozdukh // Vestnik MGSU. 2011. № 7. S. 389—394.

© Прохоров В. И., 2013

Поступила в редакцию
в декабре 2013 г.

Ссылка для цитирования:

Прохоров В. И. Приближенное определение холодильной мощности для кондиционера с помощью $I-d$ диаграммы // Интернет-вестник ВолгГАСУ. Сер.: Политематическая. 2013. Вып. 4(29). URL: [http://vestnik.vgasu.ru/attachments/Prokhorov-2013_4\(29\).pdf](http://vestnik.vgasu.ru/attachments/Prokhorov-2013_4(29).pdf)

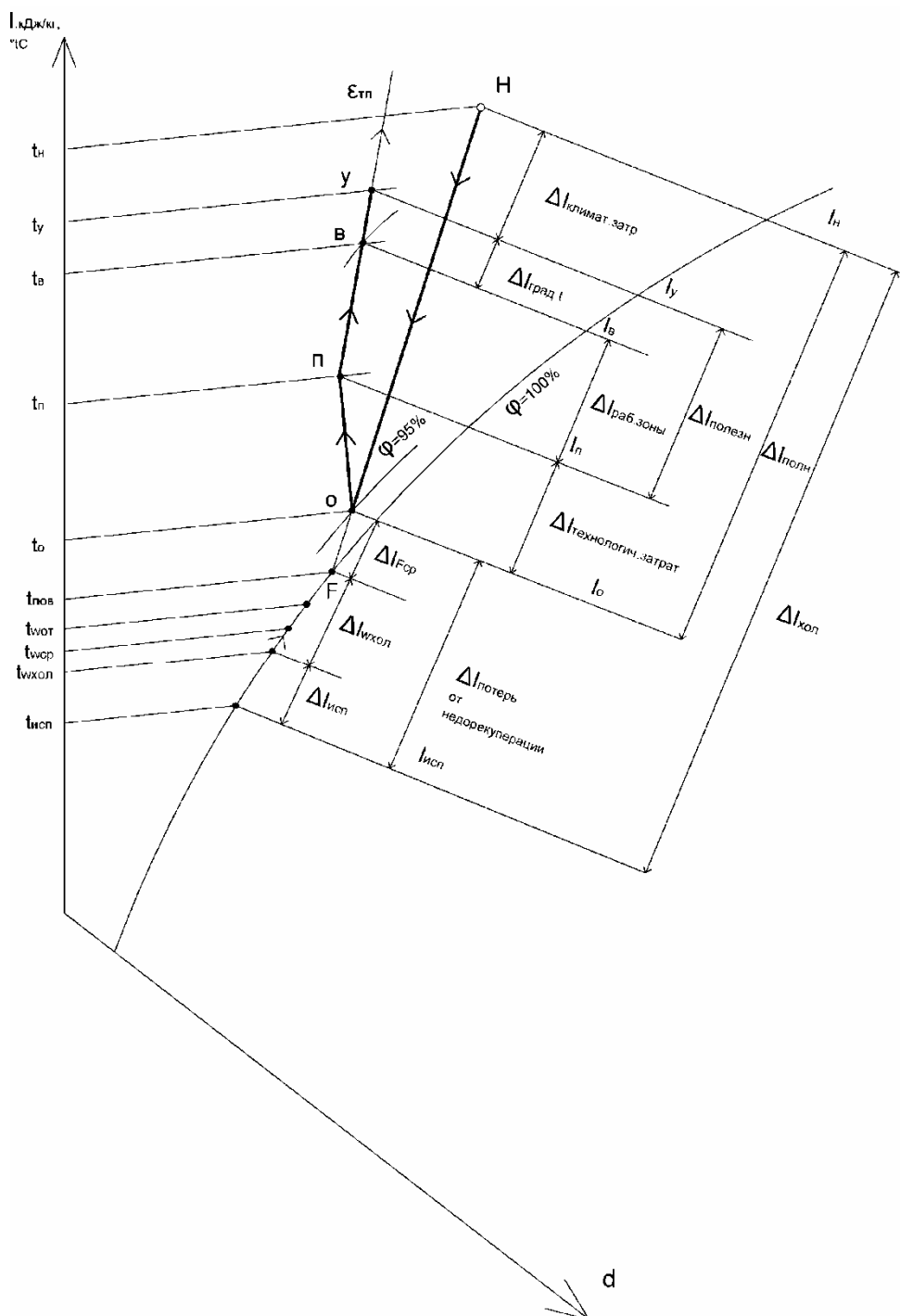


Схема балансового определения удельной величины холодопотребности кондиционера