

УДК 536.7 (07)

DOI: 10.22213/2413-1172-2022-4-86-96

Графоаналитические методики определения характеристик влажного воздуха в многоступенчатых компрессорах

В. Н. Диденко, доктор технических наук, профессор, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия
Д. А. Хворенков, кандидат технических наук, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия
И. И. Фахразиев, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

Цель исследования – сравнительный анализ методик графоаналитического определения характеристик влажного воздуха в многоступенчатых компрессорах. Сравниваются две методики, различающиеся по используемым I-d-диаграммам, – унифицированным по давлению и атмосферным. Унифицированные по давлению I-d-диаграммы отличаются от атмосферных тем, что содержат графики относительной влажности только насыщенного воздуха ($\varphi_p = 100\%$) при различном давлении. Для многоступенчатых компрессоров на унифицированных I-d-диаграммах строятся кривые ($\varphi_p = 100\%$) при атмосферном давлении и давлении сжатого воздуха в промежуточных охладителях и ресиверах. Полагается, что изобарное охлаждение сжатого воздуха и конденсация его водяного пара происходит в охладителях и ресиверах при давлении конечного сжатия в предыдущих ступенях компрессора. Методика, использующая унифицированные по давлению I-d-диаграммы, предполагает построение графиков сжатия и охлаждения воздуха на сетке кривых $\varphi_p = 100\%$. Приводится пример построения таких графиков для двухступенчатого компрессора с промежуточным охладителем и ресивером. Дается подробное описание термодинамического состояния влажного воздуха в таком компрессоре. Узловые точки процессов в компрессоре наносятся на унифицированную по давлению I-d-диаграмму по известным значениям влагосодержания и температуры воздуха. Давление и температура в конечных точках сжатия вычисляются по уравнениям политропного процесса при $n = 1,26$. Точки росы в охладителе и ресивере графически определяются как место пересечения кривых $\varphi_p = 100\%$ для конечных давлений сжатия с соответствующими прямыми постоянного влагосодержания воздуха в ступенях компрессора. Методика, использующая атмосферные (барометрические) I-d-диаграммы, применяется при отсутствии унифицированных I-d-диаграмм, подходящих по давлению. Суть разработанной методики состоит в определении на атмосферных I-d-диаграммах кривых $\varphi_p = \text{const}$, графически совпадающих с кривыми $\varphi_p = \text{const}$. Дается численный пример применения такой методики. Оцениваются достоинства и недостатки обеих методик.

Ключевые слова: графоаналитический, графоаналитическая методика, воздух, компрессор, конденсация, энтальпия, влагосодержание.

Принятые обозначения: ПП, СНП и ВНП – соответственно, перегретый, сухой насыщенный и влажный насыщенный пар; I – энтальпия влажного воздуха; d – влагосодержание воздуха; φ_p – относительная влажность воздуха при давлении P ; B – атмосферное (барометрическое) давление; n – показатель политропы сжатия; t – температура воздуха, °C; t_p – температура точки росы, °C; $(P_{п.н})_{t_i}$ – давление насыщения водяного пара при температуре t_i ; $(P_{п})_B$ и $(P_{п})_P$ – парциальное давление водяного пара в воздухе, соответственно, при давлении B и P ; $P_{\text{кон}}^{\text{ман}}$ – конечное манометрическое давление сжатия в компрессоре; m – число ступеней компрессора; r_n , g_n – объемная и массовая доли водяного пара во влажном воздухе; $R_{п}$, $R_{\text{вл.в}}$ – удельные газовые постоянные водяного пара и влажного воздуха; Z – степень повышения давления ступенях компрессора; $(I-d)_y$, $(I-d)_A$ – унифицированная и атмосферная (барометрическая) I-d-диаграммы.

Введение

Сжатый влажный воздух используется во множестве технологических процессов и технических устройств. Так, в последние годы активно развиваются адсорбцион-

ные технологии осушения воздуха и других газовых смесей с их предварительным сжатием [1–6], технологии обеспечения микроклимата в подземных и подводных объектах, биологических лабораториях и других помещениях с из-

быточным давлением [7, 8]. Кроме того, определение характеристик сжатого влажного воздуха требуется при расчетах некоторых воздушных теплообменников, проектировании компрессорных станций, расчетах процессов сушки сжатым воздухом (холодная и горячая продувка) [9–14] и др.

Как известно, сжатие газов до $P \geq 0,6 \dots 0,8$ МПа экономичнее производить в многоступенчатых компрессорах. При сжатии влажного воздуха в промежуточных охладителях многоступенчатых компрессоров может происходить конденсация влаги воздуха, изменяющая его состав и уменьшающая производительность компрессора по сжатому воздуху [15]. В связи с этим при определении характеристик влажного воздуха в многоступенчатых компрессорах необходимо учитывать возможную конденсацию влаги, что существенно усложняет задачу, по сравнению с газами, не изменяющими фазового состояния в компрессоре.

Возможно определение характеристик сжатого влажного воздуха в многоступенчатом компрессоре аналитическим путем. Характеристики сжатого влажного воздуха и водяного пара в работах из приведенного выше обзора при необходимости определялись расчетным путем по известным формулам технической термодинамики. Эти формулы использовались в данной работе для проверки графоаналитической методики и оценки ее точности. Как следует из примера, процедура аналитического определения характеристик сжатого влажного воздуха в многоступенчатом компрессоре является достаточно сложной и трудоемкой.

Добиться упрощения, ускорения и снижения трудоемкости определения характеристик влажного воздуха при его сжатии и охлаждении в компрессорах можно за счет применения графоаналитических методик.

Целью исследования является сравнительный анализ методик графоаналитического определения характеристик влажного воздуха в многоступенчатых компрессорах.

Графоаналитические методики определения характеристик сжатого влажного воздуха

В настоящее время для быстрого определения характеристик влажного воздуха при барометрическом (атмосферном) давлении широко применяется графоаналитическая методика, основанная на использовании атмосферных диаграмм $(I-d)_A$ [16–19]. Прямой перенос этой методики на сжатый воздух недопустим, поскольку

существующие диаграммы $(I-d)_A$ не являются универсальными по давлению воздуха, и их применение для давлений, отличных от атмосферного, приводит к серьезным ошибкам. Это обстоятельство объясняет интерес практиков к другим графоаналитическим методикам, свободным от ограничений по давлению воздуха.

Графоаналитическая методика, использующая $I-d$ -диаграммы для постоянного давления сжатого воздуха

Для сжатого воздуха, находящегося при некотором постоянном давлении, можно использовать $I-d$ -диаграммы, подобные атмосферным $(I-d)_A$, но построенные для заданного давления воздуха. В работе [20] авторами дан алгоритм построения таких диаграмм. Для многоступенчатого воздушного компрессора с несколькими значениями давления сжатия и охлаждения влажного воздуха потребуется предварительно построить соответствующее количество $I-d$ -диаграмм, индивидуальных по давлению. Создание и сопряжение при использовании нескольких таких $I-d$ -диаграмм для отдельно взятого многоступенчатого компрессора требует заметных трудозатрат и неудобное в работе. Данную методику нельзя считать новой, поскольку она принципиально не отличается от известной графоаналитической методики, использующей существующие атмосферные диаграммы $(I-d)_A$.

Графоаналитическая методика определения характеристик влажного воздуха в многоступенчатых компрессорах с использованием унифицированной $I-d$ -диаграммы $(I-d)_y$

В 1961 г. была опубликована работа Зубарева В. Н. и Маркина В. А., в которой была представлена диаграмма с построенными в $I-d$ -координатах линиями $\varphi_p = 100\%$ для различных давлений воздуха. Графоаналитическая методика, разработанная авторами, является развитием работ Зубарева и Маркина, поскольку по предлагаемой методике характеристики влажного воздуха в многоступенчатых компрессорах также определяются с помощью диаграмм $(I-d)_y$. Графики относительной влажности $\varphi_p = 100\%$ строятся на этих диаграммах для известных значений давления воздуха в ступенях компрессора, промежуточных охладителей и ресивере.

По графоаналитической методике, использующей диаграмму $(I-d)_y$, на сетку кривых $\varphi_p = 100\%$ диаграммы наносятся графики процессов сжатия воздуха в ступенях компрессора и последующего изобарного охлаждения. По-

строению этих графиков предшествует детальная проработка изменяющейся картины термодинамического состояния влажного воздуха в происходящих процессах. На рисунке 1 схематично изображена диаграмма $(I-d)_y$ с кривыми относительной влажности насыщенного воздуха $\varphi_p = 100\%$ при трех значениях давления P в двухступенчатом воздушном компрессоре с промежуточным охладителем и ресивером: А – барометрическом давлении ($P = B$); Б – конечном давлении политропного ($n > 1$) сжатия в первой ступени компрессора ($P = P_2$); Г – конечном давлении политропного ($n > 1$) сжатия во второй ступени компрессора ($P = P_4$).

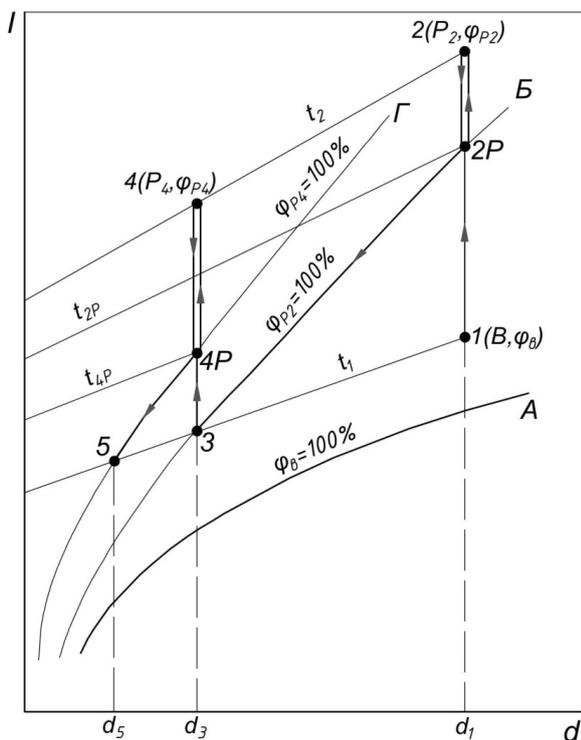


Рис. 1. Схематическое изображение на $(I-d)_y$ -диаграмме процессов в двухступенчатом воздушном компрессоре с промежуточным охладителем и ресивером

Fig. 1. Schematic representation on $(I-d)_y$ of processes in a two-stage air compressor with an intercooler and a receiver

Для общности рассматривается двухступенчатый компрессор, в котором сжатый воздух изобарно охлаждается в промежуточном охладителе и в ресивере до температуры ниже точки росы. Картина изменения термодинамического состояния влажного воздуха в таком компрессоре выглядит следующим образом. В первую ступень компрессора всасывается ненасыщенный атмосферный воздух при давлении B с па-

раметрами t_1 и φ_B . Во всех процессах сжатия ненасыщенного воздуха, происходящих без изменения его состава, величина влагосодержания не изменяется. Температура ненасыщенного воздуха при адиабатном или политропном ($n > 1$) сжатии всегда повышается, при этом ПП воздуха сохраняет свое состояние, воздух остается ненасыщенным и конденсация водяного пара невозможна. Точка 2 – конечное состояние воздуха при сжатии в первой ступени. Сжатие ненасыщенного воздуха идет по линии $d_1 = \text{const}$ до пересечения с изотермой t_2 в точке 2. Далее сжатый ненасыщенный воздух с давлением P_2 подается в промежуточный охладитель компрессора, где при $P_2 = \text{const}$ охлаждается до точки росы. Температуре точки росы соответствует изотерма t_{2p} в точке $2p$ на кривой Б ($\varphi_{P_2} = 100\%$). Изобарному охлаждению ненасыщенного воздуха в промежуточном охладителе до точки росы соответствует отрезок $2-2p$ прямой $d_1 = \text{const}$ между точками пересечения с изотермами t_2 и t_{2p} . Охлаждение воздуха на участке $2-2p$ не влияет на процесс конденсации водяного пара, который начинается в точке $2p$. Чем больше давление изобарного охлаждения ненасыщенного воздуха, тем выше температура точки росы t_{2p} . В точке $2p$ ПП ненасыщенного воздуха переходит в состояние СНП, воздух становится насыщенным, и дальнейшее охлаждение его ниже t_{2p} приводит к конденсации влаги и выпадению ее из воздуха. Воздух при этом меняет состав, но остается насыщенным. Изобарное ($P_2 = \text{const}$) охлаждение насыщенного воздуха до $t_3 < t_{2p}$ изображается отрезком $2p-3$ на кривой Б ($\varphi_{P_2} = 100\%$). Разность $(d_1 - d_3)$ соответствует массе сконденсировавшейся влаги на 1 кг сухого воздуха в составе влажного. Конденсат из воздухоохладителя должен максимально удаляться во избежание гидроударов при последующем сжатии. Из воздухоохладителя насыщенный воздух поступает во вторую ступень компрессора, где сжимается от P_2 до P_4 с повышением температуры от t_3 до t_4 . При этом СНП насыщенного воздуха переходит в состояние ПП, воздух становится ненасыщенным, и конденсация в нем водяного пара невозможна. Сжатие ненасыщенного воздуха во второй ступени идет по линии $d_3 = \text{const}$ до пересечения ее с изотермой $t_4 \approx t_2$ в точке 4. Нена-

сыщенный сжатый воздух из второй ступени компрессора подается в ресивер, где при $P_4 = \text{const}$ охлаждается ниже точки росы. Температура точки росы соответствует изотерма t_{4p} в точке $4p$ на кривой Γ ($\varphi_{P_4} = 100\%$). Охлаждение сжатого воздуха в ресивере до точки росы изображается отрезком $4-4p$ прямой $d_3 = \text{const}$, между точками ее пересечения с изотермами $t_4 \approx t_2$ и t_{4p} . В точке $4p$ ПП ненасыщенного воздуха переходит в состояние СНП и воздух становится насыщенным. Дальнейшее охлаждение воздуха в ресивере с понижением температуры ниже t_{4p} вызывает конденсацию влаги и выпадение конденсата из воздуха, остающегося насыщенным. Процесс конденсации влаги при изобарном $P_4 = \text{const}$ охлаждении насыщенного воздуха в ресивере от t_{4p} до $t_5 \approx t_1$ изображается отрезком $4p-5$ на кривой Γ ($\varphi_{P_4} = 100\%$). Разность влагосодержания ($d_3 - d_5$) соответствует массе влаги 1 кг сухого воздуха, сконденсировавшейся в ресивере. Конденсат из ресивера также должен удаляться. Разность ($d_1 - d_5$) соответствует суммарной массе влаги 1 кг сухого воздуха, сконденсировавшейся в промежуточном охладителе и ресивере.

Узловые точки 1, 2, 2p, 3, 4, 4p и 5 наносятся на $(I-d)_y$ по известным значениям d и t :

$$d_1 = 0,622 \frac{\varphi_{B_1}(P_{\text{нн}})_t}{B - \varphi_{B_1}(P_{\text{нн}})_t}.$$

При этом $d_1 = d_2 = d_{2p}$; $d_3 = d_4 = d_{4p}$; $t_1 = t_3 = t_5$; $\varphi_{2p} = \varphi_3 = \varphi_{4p} = \varphi_5 = 1,0$.

Значения $t_2 = t_4$ вычисляются по уравнению политропного сжатия, а t_{2p} и t_{4p} определяются как значения изотерм в точках пересечения кривых $\varphi_{2p} = 100\%$ и $\varphi_{4p} = 100\%$ с прямыми $d_1 = \text{const}$ и $d_3 = \text{const}$ соответственно. Величина d_5 соответствует точке пересечения кривой $\varphi_{P_4} = 100\%$ с изотермой t_5 .

Изображение на $(I-d)_y$ точек насыщенного состояния воздуха и графическое определение характеристик воздуха в этих точках не вызывает затруднений. В конечных точках сжатия 2 и 4 воздух находится в ненасыщенном состоянии, и величина $\varphi_p = 100\%$ в этих точках определяется расчетным путем по соответствующим значениям t и d .

Таким образом, применение рассмотренной методики требует предварительного построения $(I-d)_y$ с кривыми $\varphi_{P_2} = 100\%$ для заранее известных давлений изобарного охлаждения воздуха в промежуточных охладителях и ресивере. В рассмотренном примере давление изобарного охлаждения воздуха принимается равным конечному давлению сжатия в предыдущей ступени компрессора.

Методика графоаналитического определения характеристик сжатого воздуха в многоступенчатом компрессоре с использованием обычных атмосферных I-d-диаграмм $(I-d)_A$

Обычно в практических задачах бывает задано давление атмосферного воздуха и конечное давление его сжатия, а диаграммы $(I-d)_y$, подходящие по значениям давления в компрессоре, отсутствуют. Для таких случаев авторами разработана методика графоаналитического определения характеристик сжатого воздуха с использованием обычных атмосферных $I-d$ -диаграмм $(I-d)_A$. В соответствии с целью исследования эта методика сравнивается с методикой, использующей $I-d$ -диаграммы, унифицированные по давлению $(I-d)_y$.

Использовать $(I-d)_A$ для сжатого воздуха позволяет принятие его идеальным газом, энтальпия которого, как известно, не зависит от давления. Это допущение влечет за собой равенство масштабов I , t и d на $I-d$ -диаграммах, построенных для барометрического и избыточного ($P > B$) давления воздуха. При этом сохраняются все изотермы, все изоэнтальпы, а также график $(P_{\text{н}})_p = (P_{\text{н}})_p(d)$ с осью $P_{\text{н}}$, замененной на $(P_{\text{н}})_p / (P/B)$. Так как в одинаковых точках на обеих $I-d$ -диаграммах (для барометрического и избыточного давления) значения t и d будут совпадать, то выполняется соотношение

$$0,622 \frac{\varphi_p(P_{\text{нн}})_t}{P - \varphi_p(P_{\text{нн}})_t} = 0,622 \frac{\varphi_B(P_{\text{нн}})_t}{B - \varphi_B(P_{\text{нн}})_t},$$

$$\varphi_p = \varphi_B \frac{P}{B}; \text{ при } \varphi_B \leq \frac{B}{P}.$$

В структуре этой формулы параметр d отсутствует, следовательно, она выполняется при всех значениях d , и кривая $\varphi_B = \text{const}$ на $(I-d)_A$ совпадает с кривой $\varphi_p = \text{const}$ на индивидуальной $I-d$ -диаграмме для давления P . Суть разработанной методики состоит в нахождении на $(I-d)_A$ -кривых $\varphi_B = \text{const}$, графически совпа-

дающих с реальными кривыми $\varphi_p = \text{const}$. Методика графоаналитического определения характеристик сжатого воздуха с использованием $(I-d)_A$ показана далее на численном примере для двухступенчатого компрессора. Схематическое изображение на $(I-d)_y$ процессов в таком компрессоре дано на рисунке 1. Результаты графического определения параметров сжатого воздуха по $(I-d)_A$ представлены на рисунке 2 и проверены расчетами по точным формулам.

Исходные данные численного примера: $t_1 = 35^\circ\text{C}$; $\varphi_{B_1} = 0,75$; $B = 0,101$ МПа; $P_{\text{нач}} = B$;

$$P_{\text{кон}}^{\text{ман}} = 0,7 \text{ МПа}; m = 2; n = 1,26.$$

В соответствии с существующими требованиями к циклам многоступенчатых поршневых компрессоров принималось: $t_1 = t_3$; $t_2 = t_4$; $n_1 = n_{\text{II}} = n$.

Точка 1

На $(I-d)_A$ определяется как точка пересечения кривой $\varphi_{B_1} = 0,75$ с изотермой $t_1 = 35^\circ\text{C}$. По $(I-d)_A$: $d_1 \approx 0,027$ кг / кг_{сух}; $(P_n)_1 = 4,2$ кПа.

Расчет

$$d_1 = 0,622 \cdot \frac{\varphi_{B_1} (P_{\text{нн}})_{t_1}}{B - \varphi_{B_1} (P_{\text{нн}})_{t_1}} = 0,622 \cdot \frac{0,75 \cdot 5622}{101000 - 0,75 \cdot 5622} = 0,0271 \text{ кг/кг}_{\text{сух}};$$

$$(P_n)_1 = \varphi_{B_1} (P_{\text{нн}})_{t_1} = 0,75 \cdot 0,005622 \cdot 10^6 = 4,217 \text{ кПа};$$

$$(P_n)_1 = B \frac{d_1}{0,622 + d_1} = 101000 \cdot \frac{0,027098}{0,622 + 0,027098} = 4,216 \text{ кПа};$$

$$(P_n)_1 = r_n B = g_n \frac{R_n}{R_{\text{вл.в}}} B = 0,026383 \cdot \frac{461}{291,69} \cdot 101000 = 4,211 \text{ кПа},$$

где

$$R_{\text{вл.в}} = \frac{8314}{29,96 - 10,944 \cdot \frac{\varphi_{B_1} (P_{\text{нн}})_{t_1}}{B}} = \frac{8314}{29,96 - 10,944 \cdot \frac{0,75 \cdot 5622}{101000}} = 291,69 \text{ Дж/кг} \cdot \text{K};$$

$$g_n = \frac{d_1}{1 + d_1} = \frac{0,27098}{1 + 0,27098} = 0,26383.$$

Точка 2

На $(I-d)_A$ и $(I-d)_y$ определяется как точка пересечения прямой $d_1 \approx 0,027$ кг/кг_{сух} с изотермой t_2 .

Расчет

$$Z = \sqrt[m]{\frac{P_{\text{кон}}}{P_{\text{нач}}}} = \sqrt[2]{\frac{P_{\text{кон}}^{\text{ман}} + B}{B}} = \sqrt[2]{\frac{0,7 + 0,101}{0,101}} = 2,816;$$

$$P_2 = P_{\text{нач}} Z = 0,101 \cdot 2,816 = 0,2844 \text{ МПа};$$

$$t_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{B} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 273,15 = 308,15 \cdot \left(\frac{0,2844}{0,101} \right)^{\frac{1,26-1}{1,26}} - 273,15 = 108,4^\circ\text{C}.$$

Значение φ_{P_2} должно вычисляться по значению кривой $\varphi_{B_2} = \text{const}$, проходящей через точку 2 на $(I-d)_A$, но редкая сетка кривых $\varphi_B = \text{const}$ в области $t > 100^\circ\text{C}$ не позволяет графически определить φ_{B_2} с нужной точностью.

Расчет

$$\varphi_{B_2} = \frac{(P_n)_B}{(P_{\text{нн}})_{t_2}} = \frac{4216,5}{136069,6} = 0,031;$$

$$\varphi_{P_2} = \varphi_{B_2} \frac{P_2}{B} = 0,031 \cdot \frac{0,2844}{0,101} = 0,0873;$$

По $(I-d)_A$: $(P_n)_2 = (P_n)_1 N = 4,2 \cdot 2,81612 \approx 11,83$ кПа.

Расчет

$$(P_n)_2 = \varphi_{P_2} (P_{\text{нн}})_{t_2} = 0,0873 \cdot 136069,6 = 11,879 \text{ кПа}.$$

Точка росы 2p

На $(I-d)_A$ определяется как точка пересечения кривой $\varphi_{B_{2p}} = \text{const}$ с прямой $d_1 = d_2 = 0,027$ кг/кг_{сух}.

Расчет

$$\varphi_{B_{2p}} = \varphi_{P_{2p}} \frac{B}{P_2} = \frac{1,0B}{P_2} = \frac{1,0 \cdot 0,101 \cdot 10^6}{0,2844 \cdot 10^6} = 0,355.$$

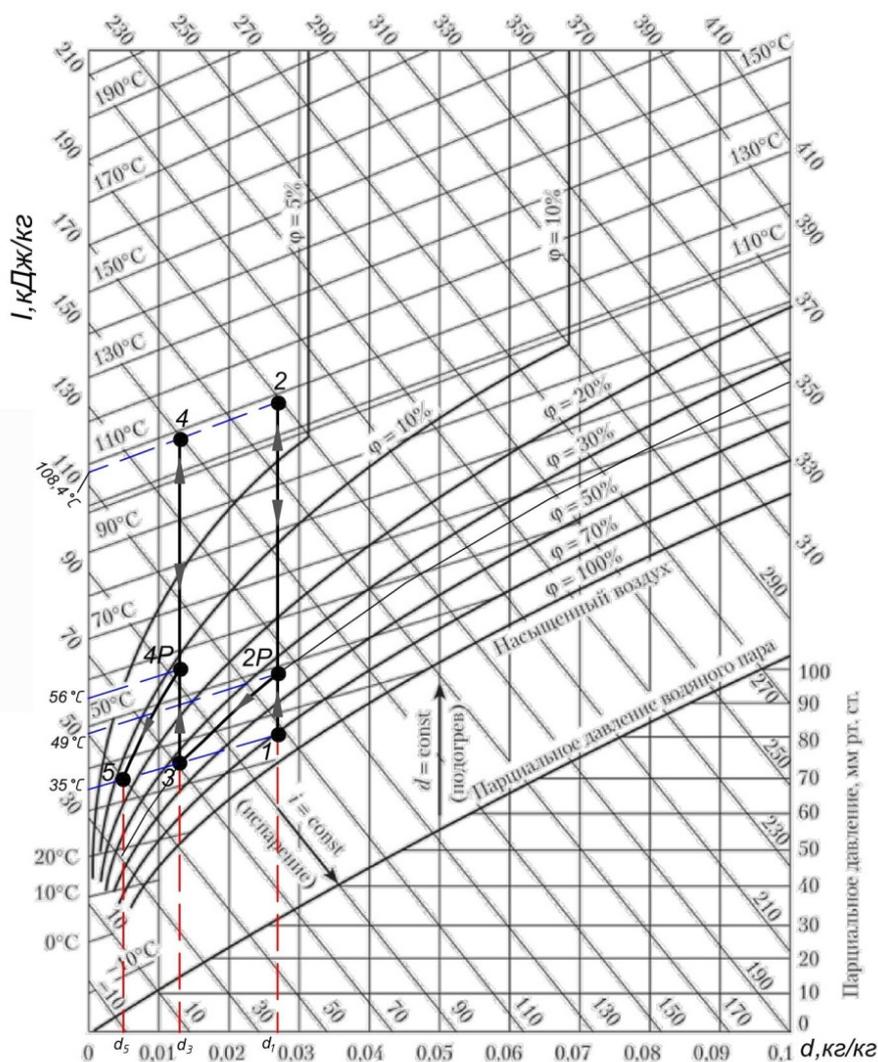


Рис. 2. Изображение процессов в двухступенчатом компрессоре на атмосферной диаграмме $(I-d)_A$

Fig. 2. Image of processes in a two-stage compressor at atmospheric diagram $(I-d)_A$

Температура точки росы t_{2p} воздуха, сжатого до давления $P_2 = 0,2844$ МПа, определяется на $(I-d)_A$ как значение изотермы $t_{2p} = \text{const}$ в точке $2p$: $t_{2p} \approx 49^\circ\text{C}$.

Расчет

$$(P_{\text{нн}})_{t_{2p}} = \frac{d_1 P_2}{0,622 + d_1} = \frac{0,0271 \cdot 0,2844}{0,622 + 0,0271} = 0,01187 \text{ МПа};$$

$$(P_{\text{нн}})_{t_{2p}} = \frac{(P_{\text{н}})_B}{\varphi_{B_{2p}}} = \frac{4216,5}{0,355} = 0,01188 \text{ МПа}.$$

В таблицах НВП давлению 0,01187 МПа соответствует $t_{2p} = 48,942^\circ\text{C}$.

По $(I-d)_A$: $(P_{\text{н}})_{2p} = (P_{\text{н}})_2 = (P_{\text{н}})_2 N = 4,2 \cdot 2,81612 \approx 11,83 \text{ кПа}.$

Расчет

$$(P_{\text{н}})_{2p} = (P_{\text{нн}})_{t_{2p}} \approx 11,874 \text{ кПа};$$

$$(P_{\text{н}})_{2p} = \varphi_{B_{2p}} (P_{\text{нн}})_{t_{2p}} N = 0,355 \cdot 0,01187 \cdot 2,816 = 11,87 \text{ кПа}.$$

Точка 3

На $(I-d)_A$ определяется как точка пересечения изотермы $t_3 = t_1 = 35^\circ\text{C}$ с кривой, совпадающей с $\varphi_{P_{2p}} = 1,0$ на $(I-d)_y$.

По $(I-d)_A$: $d_3 = 0,0125 \text{ кг/кг}_{\text{сух}}$; $(P_{\text{н}})_3 \approx 2,0 N = 2,0 \cdot 2,81612 \approx 5,632 \text{ кПа}.$

Расчет

$$d_3 = 0,622 \cdot \frac{\varphi_{B_{2p}} (P_{\text{нн}})_{t_1}}{B - \varphi_{B_{2p}} (P_{\text{нн}})_{t_1}} = 0,622 \times \\ \times \frac{0,355 \cdot 5622}{101000 - 0,355 \cdot 5622} = 0,0125 \text{ кг/кг}_{\text{сух}};$$

$$(P_{\text{н}})_3 = \varphi_{B_3} (P_{\text{нн}})_{t_3} N = \\ = 0,355 \cdot 5622 \cdot 2,81612 = 5,62 \text{ кПа};$$

$$(P_{\text{н}})_3 = \varphi_{P_3} (P_{\text{нн}})_{t_3} = 1,0 \cdot 5622 = 5,622 \text{ кПа};$$

Точка 4

На $(I-d)_A$ определяется как точка пересечения прямой $d_3 = 0,0125 \text{ кг/кг}_{\text{сух}}$ с изотермой $t_4 = t_2 = 108,4 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\text{По } (I-d)_A: (P_{\text{н}})_4 = 2,0N = (P_{\text{н}})_B \frac{P_4}{P_1} = 2,0 \cdot \frac{0,801}{0,101} = \\ = 15,86 \text{ кПа}.$$

Расчет

$$P_4 = P_{\text{нач}} Z^2 = 0,101 \cdot 2,82612^2 = 0,801 \text{ МПа};$$

$$t_4 = T_3 \left(\frac{P_4}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 273,15 = (35 + 273,15) \times \\ \times \left(\frac{0,801}{0,284} \right)^{1,26-1} - 273,15 = 108,4 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\varphi_{P_4} \approx \frac{P_4}{P_2} \varphi_{P_3} \frac{(P_{\text{нн}})_{t_3}}{(P_{\text{нн}})_{t_2}} = \\ = \frac{0,801}{0,284} \cdot 1,0 \cdot \frac{5622}{166069,6} = 0,1164;$$

$$\varphi_{B_4} = \varphi_{P_4} \frac{B}{P_4} = 0,1164 \cdot \frac{0,101}{0,801} = 0,0147;$$

$$(P_{\text{н}})_4 = \varphi_{B_4} (P_{\text{нн}})_{t_4} N = \\ = 0,0147 \cdot 136069,6 \cdot \frac{0,801}{0,101} = 15,863 \text{ кПа};$$

$$(P_{\text{н}})_4 = \varphi_{P_4} (P_{\text{нн}})_4 N = \\ = 0,1164 \cdot 136069,6 = 15,863 \text{ кПа}.$$

Точка росы 4p

На $(I-d)_A$ определяется как точка пересечения кривой $\varphi_{B_{4p}} = \text{const}$ с прямой $d_3 = d_4 = 0,01254 \text{ кг/кг}_{\text{сух}}$.

$$\text{По } (I-d)_A: (P_{\text{н}})_{4p} \approx 2,0N = (P_{\text{н}})_B \frac{P_4}{P_1} = 2,0 \cdot \frac{0,801}{0,101} = \\ = 15,86 \text{ кПа}.$$

На $(I-d)_A$ температура точки росы t_{4p} воздуха, сжатого до давления P_4 , определяется как значение изотермы $t_{4p} = \text{const}$ в точке 4p: $t_{4p} \approx 56 \text{ }^\circ\text{C}$.

Расчет

$$(P_{\text{нн}})_{4p} = \frac{d_3 P_4}{0,622 + d_3} = \\ = \frac{0,01254 \cdot 0,801}{0,622 + 0,01254} = 0,0158 \text{ МПа}.$$

В таблицах НВП давлению 0,01583 МПа соответствует $t_{2p} = 55,01 \text{ }^\circ\text{C}$.

Расчет

$$\varphi_{B_{4p}} = \varphi_{P_{4p}} \frac{B}{P_4} = \frac{1,0 \cdot 0,101 \cdot 10^6}{0,801 \cdot 10^6} = 0,1261;$$

$$(P_{\text{н}})_{4p} = \varphi_{P_4} (P_{\text{нн}})_{t_{4p}} = 1,0 \cdot 0,0153 = 15,83 \text{ кПа};$$

$$(P_{\text{н}})_{4p} = \varphi_{B_{4p}} (P_{\text{нн}})_{t_{4p}} N = \\ = 0,1261 \cdot 0,0153 \cdot \frac{0,801}{0,101} = 15,831 \text{ кПа}.$$

Точка 5

На $(I-d)_A$ определяется как точка пересечения изотермы $t_5 = t_1 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ с кривой $\varphi_{B_{4p}} = 0,1261$, совпадающей с кривой $\varphi_{P_{4p}} = 1,0$ на $(I-d)_y$:

$$\varphi_{B_5} = \varphi_{B_{4p}} = 0,1261; \quad \varphi_{P_5} = 1,0.$$

$$\text{По } (I-d)_A: (P_{\text{н}})_{B_5} \approx 0,75N = 0,75 \cdot \frac{P_4}{P_1} = \\ = 0,75 \cdot \frac{0,801}{0,101} = 5,95 \text{ кПа}.$$

Конденсация влаги воздуха в ресивере начнется при температуре $t_{2p} = 56 \text{ }^\circ\text{C}$ и закончится при $t_5 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$. При этом влагосодержание насыщенного воздуха при P_2 понизится до значения d_5 , определяемого по точке 5:

$$d_5 = 0,0044 \text{ кг/кг}_{\text{сух}}.$$

Расчет

$$d_5 = 0,622 \cdot \frac{\varphi_{B_{4p}} (P_{\text{нн}})_{t_1}}{B - \varphi_{B_{4p}} (P_{\text{нн}})_{t_1}} = 0,622 \times \\ \times \frac{0,126 \cdot 5622}{101000 - 0,126 \cdot 5622} = 0,00439 \text{ кг/кг}_{\text{сух}};$$

$$d_5 = 0,622 \cdot \frac{\varphi_{P_{4p}}(P_{\text{нп}})_{t_1}}{P_4 - \varphi_{P_{4p}}(P_{\text{нп}})_{t_1}} = 0,622 \times$$

$$\times \frac{1,0 \cdot 5622}{801000 - 1,0 \cdot 5622} = 0,00439 \text{ кг/кг}_{\text{сух}};$$

$$(P_{\text{п}})_5 = \varphi_{B_5}(P_{\text{нп}})_{t_5} N =$$

$$= 0,1261 \cdot 5622 \cdot \frac{0,801}{0,101} = 5,622 \text{ кПа};$$

$$(P_{\text{п}})_5 = \varphi_{P_5}(P_{\text{нп}})_{t_5} = 1,0 \cdot 5622 = 5,622 \text{ кПа}.$$

Результаты графоаналитического определения по $(I-d)_A$ характеристик сжатого влажного воздуха в двухступенчатом компрессоре (см. рис. 2) при исходных данных примера

$(t_1 = 35 \text{ }^\circ\text{C}; \varphi_{B_1} = 0,75; B = 0,101 \text{ МПа}; P_{\text{нач}} = B; P_{\text{кон}}^{\text{ман}} = 0,7 \text{ МПа}; n = 1,26)$

The results of the graphoanalytic definition of according to $(I-d)_A$ and the characteristics of the compressed wet air in a two-stage compressor (Fig. 2) with the initial data of the example

$(t_1 = 35 \text{ }^\circ\text{C}; \varphi_{B_1} = 0,75; B = 0,101 \text{ МПа}; P_{\text{нач}} = B; P_{\text{кон}}^{\text{ман}} = 0,7 \text{ МПа}; n = 1,26)$

№ точки на $(I-d)_A$ и $(I-d)_y$	$t_1, \text{ }^\circ\text{C}$		$P, \text{ МПа}$	$P_{\text{п}}, \text{ МПа}$		$d, \text{ г/кг}_{\text{сух}}$		Совпадающие кривые	
	Графически	Расчет		Графически	Расчет	Графически	Расчет	φ_p	φ_B на $(I-d)_A$
								Расчет	Расчет
1	35	–	0,101	$\approx 4,2$	4,21	≈ 27	27,1	0,75	0,75
2	–	108,4	0,2844	$\approx 11,83$	1,88	≈ 27	27,1	0,0873	0,031
2P	49	48,94	0,2844	$\approx 11,83$	11,87	≈ 27	27,1	1,0	0,355
3	35	–	0,2844	$\approx 5,63$	5,62	$\approx 12,5$	12,54	1,0	0,355
4	–	108,4	0,801	15,86	15,86 15,84	12,5	12,54	0,1164	0,0147
4P	56	55,01	0,801	15,86	15,83	12,5	12,54	1,0	0,1261
5	35	–	0,801	5,95	5,62	4,4	4,4	1,0	0,1261

Таким образом, применение $(I-d)_A$ для сжатого воздуха требует ясного понимания особенностей методики, по которой на диаграмме реальны только значения t и d , а кривые $\varphi_B = 100 \%$, используемые для графиков процессов, лишь графически совпадают с реальными кривыми $\varphi_p = \text{const}$, отличаясь от них по значениям. Графическое определение φ_B ненасыщенного воздуха в конечных точках сжатия 2 и 4 затруднено из-за редкой сетки кривых $\varphi_B = 100 \%$ в области малых φ_B . По этой причине величину φ_B также приходится определять расчетным путем с использованием ранее определенных значений d .

Выводы

Представленный материал позволяет оценить достоинства и недостатки методик, использующих для определения характеристик сжатого влажного воздуха диаграммы $(I-d)_y$ и $(I-d)_A$.

1. Применение методики, использующей диаграммы $(I-d)_y$, делает процесс наглядным и понятным, особенно для состояний сжатого насыщенного воздуха. Главным недостатком методики, использующей унифицированные диаграммы $(I-d)_y$, является необходимость предварительного построения $I-d$ -диаграмм с сеткой кривых $\varphi_p = 100 \%$ для различных значений давления сжатого воздуха в каждом конкретном компрессоре.

2. Применение методики определения характеристик сжатого влажного воздуха с использованием атмосферной диаграммы $(I-d)_A$ можно считать оправданным лишь при отсутствии унифицированных диаграмм $(I-d)_y$ с сеткой $\varphi_p = \text{const}$ подходящих по давлению для рассматриваемого компрессора. Недостатком методики определения характеристик сжатого влажного воздуха по атмосферной диаграмме $(I-d)_A$ является сложность методики, а также необходимость постоянной интерпретации графических результатов.

Библиографические ссылки

1. Обзор методов очистки и осушки сжатого воздуха / А. А. Подчуфаров, А. А. Жердев, А. Н. Спирина, Д. А. Лавринов, Е. М. Быщенко // Холодильная техника. 2020. № 4. С. 26–31.

2. Ripol'-Saragosi T. L., Ripol'-Saragosi L. F. Повышение энергоэффективности процесса адсорбционной осушки сжатого воздуха // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2019. № 3 (75). С. 135–142.

3. Демин Ю. К., Картавецев С. В. Энерго- и ресурсосбережение при осушке сжатого воздуха в компрессорной установке // Энергосбережение и водоподготовка. 2017. № 1 (105). С. 8–12.

4. Курзина И. А., Мещеряков Е. П. Разработка энергосберегающих технологий осушения сжатого воздуха в процессе компримирования и подготовки для использования в промышленности и на транспорте // Вестник Томского государственного университета. Химия. 2017. № 9. С. 80–82. DOI: 10.17223/24135542/9/8.

5. Erdogan M., Bau U., Bardow A. Benchmarking commercial adsorbents for drying air in a packed bed. *Applied Thermal Engineering*, 2019, vol. 160, no. 113942. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.113942.

6. Giampieri A., Ma Z., Ling-Chin J., Bao H., Smallbone A. J., Roskilly A. P. Liquid desiccant dehumidification and regeneration process: Advancing correlations for moisture and enthalpy effectiveness. *Applied Energy*, 2022, vol. 314, no. 118962. DOI: 10.1016/j.apenergy.2022.118962.

7. Olkhovskiy D.V., Zaitsev A.V., Semin M.A. Variation of cooling efficiency of air conditioning systems in working spaces of deep mines. *Mining Informational and Analytical Bulletin*, 2021, vol. 2021, no. 12, pp. 110-119. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_12_0_110.

8. Huang-Xi Fu, Xiao-Hua Liu. Review of the impact of liquid desiccant dehumidification on indoor air quality. *Building and Environment*, 2017, vol. 116, pp. 158-172. DOI: 10.1016/j.buildenv.2017.02.014.

9. Lowrey S., Sun Z. Experimental investigation and numerical modelling of a compact wet air-to-air plate heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 131, pp. 89-101. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.127.

10. Kashif Shahzad M., Ding Y., Li Q., Xuan Y., Gao N., Chen G. Novel multifunctional open absorption heat pump system with compressed air dryer assisted preliminary flash regeneration-an industrial application. *Applied Thermal Engineering*, 2022, vol. 211, no. 118526. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118526.

11. Kozlov V.V., Shadrin V.S., Podchufarov A.A. Express analysis of technological processes of compression and drying of wet air at the stages of design and operation of compressor stations. *AIP Conference Proc.*, 2019, vol. 2141, no. 030029, pp. 1-11. DOI: 10.1063/1.5122079.

12. Козлов В. В., Крылов П. В., Пискун Е. С. Анализ перспективных технологических схем подготовки воздуха в системах термостатирования стартовых комплексов // Инженерный журнал: наука и иннова-

ции. 2021. № 9 (117). DOI: 10.18698/2308-6033-2021-9-2111.

13. Балалаев А. Н., Фацевский Н. Н. Совершенствование процесса осушения сжатого воздуха при техническом обслуживании пассажирских вагонов на ПТО // Вестник Донецкой академии автомобильного транспорта. 2019. № 2. С. 55–64.

14. Zhan C., Yin Y., Guo X., Jin X., Zhang X. Investigation on drying performance and alternative analysis of different liquid desiccants in compressed air drying system. *Energy*, 2018, vol. 165, pp. 1-9. DOI: 10.1016/j.energy.2018.09.164.

15. Srivatsa A., Perry Y. Li. How moisture content affects the performance of a liquid piston air compressor/expander. *Journal of Energy Storage*, 2018, vol. 18, pp. 121-132. DOI: 10.1016/j.est.2018.04.017.

16. Аверкин А. Г. *I-d*-диаграмма влажного воздуха и ее применение при проектировании технических устройств. М. : Лань, 2021. 192 с. ISBN 978-5-8114-2248-7.

17. Столетие *I-d*-диаграммы влажного воздуха: устройство, применение, модернизация / А. Г. Аверкин, А. И. Ерёмкин, Е. Г. Ежов, Ю. А. Аверкин // Региональная архитектура и строительство. 2017. № 4 (33). С. 166–172.

18. Аверкин А. Г., Ерёмкин А. И., Аверкин Ю. А. К вопросу расширения области применения *I-d*-диаграммы влажного воздуха при создании микроклимата помещений // *Sciences of Europe*. 2018. № 24-2 (24). С. 40–45.

19. Воронова О. С., Конопацкий Е. В. Геометрическое моделирование параметров физического состояния воды и водяного пара // Вестник кибернетики. 2019. № 1 (33). С. 29–38.

20. Диденко В. Н., Хворенков Д. А., Фахразиев И. И. Методики построения и свойства унифицированных и индивидуальных по давлению диаграмм «энтальпия – влагосодержание» сжатого воздуха // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2022. Т. 25, № 2. С. 64–71. DOI: 10.22213/2413-1172-2022-2-64-71.

References

1. Podchufarov A.A., Zherdev A.A., Spirina A.N., Lavrinov D.A., Bytsenko E.M. [Review of methods for cleaning and drying compressed air]. *Kholodil'naya tekhnika*, 2020, no. 4, pp. 26-31 (in Russ.).

2. Ripol'-Saragosi T. L., Ripol'-Saragosi L. F. [Improving the energy efficiency of the process of adsorption drying of compressed air]. *Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putei soobshcheniya*, 2019, no. 3 (75), pp. 135-142 (in Russ.).

3. Demin Yu.K., Kartavtsev S.V. [Energy and resource saving when drying compressed air in a compressor unit]. *Energoberezhnie i vodopodgotovka*, 2017, no. 1 (105), pp. 8-12 (in Russ.).

4. Kurzina I.A., Meshcheryakov E.P. [Development of energy-saving technologies for drying compressed air during compression and preparation for use in industry and transport]. *Vestnik Tomskogo gosudarstvennogo*

universiteta. *Khimiya*, 2017, no. 9, pp. 80-82 (in Russ.). DOI: 10.17223/24135542/9/8.

5. Erdogan M., Bau U., Bardow, A. Benchmarking commercial adsorbents for drying air in a packed bed. *Applied Thermal Engineering*, 2019, vol. 160, no. 113942. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.113942.

6. Giampieri A., Ma Z., Ling-Chin J., Bao H., Smallbone A. J., Roskilly A.P. Liquid desiccant dehumidification and regeneration process: Advancing correlations for moisture and enthalpy effectiveness. *Applied Energy*, 2022, vol. 314, no. 118962. DOI: 10.1016/j.apenergy.2022.118962.

7. Olkhovskiy D.V., Zaitsev A.V., Semin M.A. Variation of cooling efficiency of air conditioning systems in working spaces of deep mines. *Mining Information and Analytical Bulletin*, 2021, vol. 2021, no. 12, pp. 110-119. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_12_0_110.

8. Huang-Xi Fu, Xiao-Hua Liu Review of the impact of liquid desiccant dehumidification on indoor air quality. *Building and Environment*, 2017, vol. 116, pp.158-172. DOI: 10.1016/j.buildenv.2017.02.014.

9. Lowrey S., Sun Z. Experimental investigation and numerical modelling of a compact wet air-to-air plate heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 131, pp. 89-101. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.127.

10. Kashif Shahzad M., Ding Y., Li Q., Xuan Y., Gao N., Chen G. Novel multifunctional open absorption heat pump system with compressed air dryer assisted preliminary flash regeneration-an industrial application. *Applied Thermal Engineering*, 2022, vol. 211, no. 118526. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118526.

11. Kozlov V.V., Shadrin V.S., Podchufarov A.A. Express analysis of technological processes of compression and drying of wet air at the stages of design and operation of compressor stations. *AIP Conference Proc.*, 2019, vol. 2141, no. 030029, pp. 1-11. DOI: 10.1063/1.5122079.

12. Kozlov V.V., Krylov P.V., Piskun E.S. [Analysis of perspective technological schemes of air preparation in systems of temperature control of launch complexes].

Inzhenernyi zhurnal: nauka i innovatsii, 2021, no. 9 (117) (in Russ.). DOI: 10.18698/2308-6033-2021-9-2111.

13. Balalae A.N., Fashchevskii N.N. [Improving the process of drying compressed air during the maintenance of passenger cars on PTS]. *Vestnik Donetskoi akademii avtomobil'nogo transporta*, 2019, no. 2, pp. 55-64 (in Russ.).

14. Zhan C., Yin Y., Guo X., Jin X., Zhang X. Investigation on drying performance and alternative analysis of different liquid desiccants in compressed air drying system. *Energy*, 2018, vol. 165, pp. 1-9. DOI: 10.1016/j.energy.2018.09.164.

15. Srivatsa A., Perry Y. Li. How moisture content affects the performance of a liquid piston air compressor/expander. *Journal of Energy Storage*, 2018, vol. 18, pp. 121-132. DOI: 10.1016/j.est.2018.04.017.

16. Averkin A.G. *I-d-diagramma vlazhnogo vozdukh i ee primenenie pri proektirovanii tekhnicheskikh ustroystv* [I-d-diagram of humid air and its application in the design of technical devices]. Moscow, Lan' Publ., 2021, 192 p. (in Russ.).

17. Averkin A.G., Eremkin A.I., Ezhov E.G., Averkin Yu.A. [Century I-d-diagrams of humid air: device, application, modernization]. *Regional'naya arkhitektura i stroitel'stvo*, 2017, no. 4 (33), pp. 166-172 (in Russ.).

18. Averkin A.G., Eremkin A.I., Averkin Yu.A. [On the issue of expanding the scope of the I-d-diagram of moist air when creating the microclimate of the premises]. *Sciences of Europe*, 2018, no. 24-2 (24), pp. 40-45 (in Russ.).

19. Voronova O.S., Konopatskii E.V. [Geometric modeling of the parameters of the physical state of water and steam]. *Vestnik kibernetiki*, 2019, no. 1 (33), pp. 29-38 (in Russ.).

20. Didenko V.N., Khvorenkov D.A., Fakhraziev I.I. [Methods of construction and properties of unified and individual pressure diagrams «enthalpy-moisture content» of compressed air]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2022, vol. 25, no. 2, pp. 64-71 (in Russ.). DOI: 10.22213/2413-1172-2022-2-64-71.

Graphic Analytical Methods for Determining Moist Air Characteristics in Multistage Compressors

V.N. Didenko, DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

D.A. Khvorenkov, PhD in Engineering, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

I.I. Fakhraziev, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

The purpose of the study is a comparative analysis of methods for graphic analytical determination of the characteristics of moist air in multistage compressors. Two methods are compared, which differ in the used I-d-diagrams: unified in terms of pressure and atmospheric. I-d-diagrams unified in terms of pressure differ from atmospheric ones by diagrams of saturated air relative humidity ($\varphi_p = 100\%$) only at various pressures. For multistage compressors, curves $\varphi_p = 100\%$ are plotted on unified I-d-diagrams at atmospheric pressure and compressed air pressure in intercoolers and receivers. It is assumed that the isobaric cooling of compressed air and condensation of its water vapor occurs in coolers and receivers at the final compression pressure in the previous compressor stages. The method, which uses I-d-diagrams unified by pressure, involves the diagram plotting of air compression and cooling on a grid of curves. An example of plotting such diagrams for a two-stage compressor with an intercooler and a receiver is given. A detailed description of the thermodynamic state of moist air in such a compressor is given. The nodal points of the processes in the compressor are plotted on a pressure-unified I-d-diagram according to the known values

of moisture content and air temperature. The pressure and temperature at the end points of compression are calculated by the equations of the polytropic process at $n = 1.26$. The dew points in the cooler and receiver are graphically defined as the intersection of the curves $\varphi_p = 100\%$ for the final compression pressures with the corresponding straight lines for constant air moisture content in the compressor stages. The technique using atmospheric (barometric) *I-d*-diagrams is used in the absence of unified *I-d*-diagrams suitable for pressure. The essence of the developed technique is to determine the curves $\varphi_p = \text{const}$ on the atmospheric *I-d*-diagrams, graphically coinciding with the curves $\varphi_p = \text{const}$. A numerical example of the application of such a technique is given. The advantages and disadvantages of both methods are evaluated.

Keywords: graphic-analytical, graphic analytical technique, air, compressor, condensation, enthalpy, moisture content.

Получено 19.09.2022

Образец цитирования

Диденко В. Н., Хворенков Д. А., Фахразиев И. И. Графоаналитические методики определения характеристик влажного воздуха в многоступенчатых компрессорах // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2022. Т. 25, № 4. С. 86–96. DOI: 10.22213/2413-1172-2022-4-86-96.

For Citation

Didenko V.N., Khvorenkov D.A., Fakhraziev I.I. [Graphic Analytical Methods for Determining Moist Air Characteristics in Multistage Compressors]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2022, vol. 25, no. 4, pp. 86-96 (in Russ.). DOI: 10.22213/2413-1172-2022-4-86-96.