

ОПТИМИЗАЦИЯ УСТРОЙСТВ ОСУШКИ СЖАТОГО ВОЗДУХА В ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМАХ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Запропоновано формалізоване рішення оптимізації пристроїв осушення стислого повітря для рухомого складу залізниць за допомогою математичної моделі роботи системи «компресорна установка – засоби очищення та осушення стислого повітря – головні резервуари – локомотив – поїзд».

Предложено формализованное решение оптимизации устройств осушки сжатого воздуха для подвижного состава железных дорог с помощью математической модели работы системы «компрессорная установка – средства очистки и осушки сжатого воздуха – главные резервуары – локомотив – поезд».

Formalized solution of optimizing the devices of compressed air drying for railway rolling stock has been offered with the use of mathematical model of operating the system «compressor unit – compressed air purification and drying devices – main reservoirs – locomotive – train».

Одним из основных факторов, определяющих надежность подвижного состава железных дорог и безопасность движения на железнодорожном транспорте, является безотказная работа его пневматического оборудования и функционирование тормозов. Во многом это зависит от чистоты сжатого воздуха и, в первую очередь, от степени его осушки.

По данным ВНИИЖТ, ежегодно на каждой дороге происходит 60...100 случаев «перемерзания» пневматической и тормозной магистралей и до 200 отказов тормозного оборудования, производится более 100 неплановых ремонтов кранов машиниста из-за попадания влаги под золотник, повышается трудоемкость плановых ремонтов, снижаются сроки эксплуатации узлов пневмоавтоматики тягового подвижного состава железных дорог [8].

Низкое качество сжатого воздуха в вагонном хозяйстве железных дорог приводит к значительным экономическим потерям:

- сокращение межремонтных сроков обслуживания тормозного оборудования грузовых и пассажирских вагонов;
- сужение в зимний период проходных сечений в напорной и тормозной магистралях поезда. Из-за их обледенений (даже не приводящих к полному «перемерзанию» магистралей) увеличивается время отпуска тормозов в хвостовой части состава. Это один из факторов, повышающих вероятность обрыва автоцепок;
- замерзание дроссельных отверстий воздухораспределителей, приводящему к «неотпуску» тормозов отдельных вагонов и юзу,

следствием чего является образование «ползунов» и «наваров». Это, в свою очередь, приводит к «горению» буксовых узлов. По данным Уральского института железнодорожного транспорта 70 % неплановых остановок поездов произошло из-за нагрева букс, из которых в 50 % случаев на колесах обнаруживались ползуны или их следствие – неравномерный прокат.

Анализ распределения брака по месяцам на железнодорожной сети ОАО «РЖД» показал, что 70...75 % брака, связанного с работой пневмотормозов, приходится на зимнее время. На железнодорожной сети промышленных предприятий положение еще более усугубляется менее ответственным отношением персонала к регламентным работам.

Из вышесказанного следует, что во избежание экономических потерь, качество сжатого воздуха должно обеспечивать решение следующих технических задач:

- практическое отсутствие коррозии внутренних поверхностей труб, резервуаров и узлов автоматики. Обеспечение работы резинотехнических изделий, применяемых в тормозном оборудовании и узлах пневмоавтоматики, и периодичности плановых ремонтов тормозного оборудования не менее четырех лет в соответствии с «Комплексной программой реорганизации развития отечественного локомотиво- и вагоностроения ... на период 2001–2010 гг.»;
- предотвращение замерзаний конденсата в напорной магистрали и кране машиниста, в тормозной магистрали и дроссельных отверстиях воздухораспределителей, в узлах пневмоавтоматики тягового подвижного состава и путей машин.

В настоящее время нет специальных требований к качеству сжатого воздуха пневматических и тормозных систем подвижного состава железных дорог. Общепромышленные отечественные (ГОСТ 17433) и международные (ISO 8573-1) стандарты не в полной мере удовлетворяют условиям эксплуатации подвижного состава российских железных дорог.

Расчеты показывают, что для защиты главных резервуаров и пневматических магистралей от влажной коррозии ($\text{Fe}(\text{OH})_3$) температура точки росы сжатого воздуха должна быть не менее чем на 10°C ниже температуры окружающей среды. Для полного вероятностного предотвращения замерзания конденсата в пневмоавтоматике и тормозных приборах, в том числе в калиброванных отверстиях воздухораспределителей при разовом опробовании пневмотормозов при ночных заморозках или дневных оттепелях, температура точки росы сжатого воздуха должна быть не менее чем на $5 \dots 12^\circ\text{C}$ ниже температуры окружающей среды, в зависимости от давления воздуха в главных резервуарах.

Для неглубокого осушения сжатого воздуха в общепромышленной технике находят применение методы, основанные на конденсации парообразной влаги и удалении сконденсировавшейся воды:

- рефрижераторный метод;
- метод контактного отделения сконденсировавшейся влаги;
- метод удаления сконденсировавшейся влаги циклонами и вихревыми трубами.

Применяются также и методы глубокой осушки:

- адсорбционный;
- мембранный;
- абсорбционный;
- вымораживанием;
- предварительной высокой компрессии.

В настоящее время на транспортных средствах, для обеспечения качественного, без капельной влаги, сжатого воздуха, за рубежом и в странах СНГ (к сожалению, в меньших масштабах) нашли применение, в основном короткоцикловые, установки с безнагревным циклом регенерации в двух – и одноадсорберном исполнении. Появились публикации о применении мембранной осушки на большегрузных автомобилях.

Установка средств глубокой осушки сжатого воздуха, имеющих собственное сопротивление и расходы сжатого воздуха, оказывает воздействие на характеристики (показатели) работы компрессорного оборудования и всей системы «компрессорная установка – средства очистки и осушки

сжатого воздуха – главные резервуары – локомотив – поезд». В то же время изменяющиеся во времени характеристики вышеуказанной системы, такие как давление, температура, влагосодержание и расходы потока сжатого воздуха, а также циклы подачи компрессоров влияют на выходные характеристики средств осушки.

В настоящее время вопросы принятия технических решений по осушке сжатого воздуха решаются на основе субъективного анализа.

В то же время современный уровень развития техники требует, чтобы поиск оптимальных технических решений осуществлялся формализовано, с наименьшим влиянием субъективного фактора. Это в полной мере относится и к задаче выбора оптимального устройства осушки сжатого воздуха для тормозных систем подвижного состава железных дорог.

Данная проблема может быть сведена к решению многоцелевой задачи выбора.

Математическая модель работы системы «компрессорная установка – средства очистки и осушки сжатого воздуха – главные резервуары – локомотив – поезд». Для решения этой задачи разработана математическая модель системы «компрессорная установка – средства очистки и осушки сжатого воздуха – главные резервуары – локомотив – поезд», расчетная схема которой показана на рисунке.

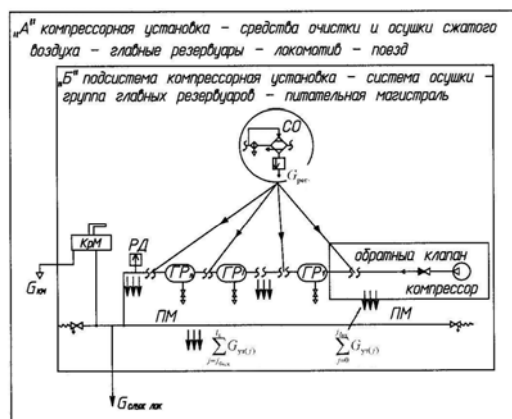


Рис. Расчетная схема к математической модели «компрессорная установка

Для моделирования процессов, происходящих в этой сложной системе, используется известный метод, заключающийся в том, что сложную систему заменяют несколькими более простыми.

В системе «компрессорная установка – средства очистки и осушки сжатого воздуха – главные резервуары – локомотив – поезд» (область «А» вся область рисунка) выделяется подсистема

«компрессорная установка – система осушки – группа главных резервуаров – питательная магистраль» (область «Б» рисунка). Возможные места установки осушки сжатого воздуха обозначены стрелками, исходящими из области «СО».

Внешними воздействиями на эту подсистему являются:

- температура, давление и влажность воздуха в районе компрессора и системы осушки;
- температура, давление и влажность воздуха в районе напорного трубопровода и главных резервуаров;
- расход воздуха через кран машиниста $G_{км}$ (см. рисунок);
- расходы воздуха на подачу песка, обеспечение работы свистка, тифона и другие разовые расходы ($G_{служ\ лок}$ – см. рисунок).

В общем виде подсистема «компрессорная установка – система осушки – группа главных резервуаров – питательная магистраль» (см. рисунок) состоит из:

- компрессора, подающего воздух в группу главных резервуаров и работающего в повторно-кратковременном режиме по сигналу регулятора давления (РД) (см. рисунок), расположенного, как правило, после последнего главного резервуара. Регулятор давления (как правило, АК-11БУЗ или ДЕМ 102-1-02-2 ТУ25-7301.0029-88 при электрическом приводе или ЗРД ТУ24.04.764-80 при механическом и гидромеханическом приводе) через систему управления регулирует производительность компрессора в соответствии с ГОСТ 10393. «Регулирование производительности компрессора должно быть автоматическим с периодическим прекращением подачи воздуха путем остановок или перевода в режим холостого хода. Диапазон регулирования давления (избыточного – примечание автора) в напорной магистрали (главных резервуарах)» [6] устанавливается «7,5...9,0 кгс/см²» «на электровозах и тепловозах, имеющих компрессор с электроприводом... на остальных тепловозах 7,5...8,5 кгс/см² или 7,5...9,0 кгс/см²», «на автомотрисе АЧ2 7,5...9,0 кгс/см²», «на электропоездах и дизельпоездах 6,5... 8,0 кгс/см²» [7];
- напорного трубопровода, характеризующегося резкими поворотами и соединяющего компрессор, главные резервуары, питательную магистраль (ПМ – см. рисунок) и кран машиниста (КрМ – см. рисунок);
- запорной арматуры (краны и обратные клапаны);
- устройств очистки и осушки сжатого воздуха (СО – см. рисунок), которые могут иметь непостоянные во времени расходы сжатого воздуха.

Подсистема («Б» – см. рисунок) характеризуется собственными расходами (дискретными утечками) сжатого воздуха, рассредоточенными по длине напорного трубопровода и питательной магистрали. Их регламентирует НБ ЖТ ЦТ 02-98 «Тепловозы. Нормы безопасности» и «Инструкция по техническому обслуживанию, ремонту и испытанию тормозного оборудования локомотивов и мотор-вагонного подвижного состава» ЦТ-533. В соответствии с этими нормативными документами утечки, характеризующие «плотность питательной сети» не должны быть больше 0,0012...0,0013 м³/с, в зависимости от объема главных резервуаров. Необходимо отметить, что в эту величину входит собственное потребление воздуха локомотивом на нулевой позиции контроллера машиниста, которое должно обеспечиваться отбором воздуха после последнего главного резервуара, а также утечки по линии: питательная магистраль – обратный клапан – питательный резервуар – реле давления – тормозные цилиндры (на рисунке не показана).

Из работ по неизотермическому течению газов известно, что при исследовании движения любой сплошной среды, в том числе и газов, необходимо составить уравнения, основанные на законах сохранения массы, импульса и энергии [1].

Для любого объема V , ограниченного замкнутой поверхностью σ для газа, не претерпевающего фазовых переходов можно записать уравнение потока массы [1; 2]

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \int_V \rho dV + \int_{\sigma} \rho \omega_n d\sigma = 0 \sqrt{b^2 - 4ac}, \quad (1)$$

где τ – время; ω_n – проекция вектора скорости в точке на направление внешней нормали к ограничивающей поверхности; ρ – плотность газа.

Уравнение потока импульса [1; 2], определяющее потери давления в системе:

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \int_V \rho \omega dV + \int_{\sigma} \rho \omega \omega_n d\sigma = \int_V \rho a dV + \int_{\sigma} P_n d\sigma, \quad (2)$$

где a – вектор ускорения внешних массовых сил; P_n – вектор напряжения внешних массовых сил.

Уравнение энергии [1; 2] без учета фактора фазового перехода (конденсация и сублимация водяных паров), определяющее поле температур:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \tau} \int_V \rho E dV + \int_{\sigma} \rho E \omega_n d\sigma = \\ = \frac{\partial}{\partial \tau} \int_V \rho a \omega dV + \int_{\sigma} P_n \omega d\sigma + Q, \quad (3) \end{aligned}$$

где E – полная удельная энергия; Q – количество тепла, подведенное к объему V .

Составим уравнение потока массы для системы «компрессорная установка – средства очистки и осушки сжатого воздуха – главные резервуары – локомотив – поезд». Для удобства параметры, являющиеся «внутренней принадлежностью» подсистемы «компрессорная установка – система осушки – группа главных резервуаров – питательная магистраль» (область «В» рисунка), помещаются в левую часть уравнений. Параметры, являющиеся внешними воздействиями на подсистему «компрессорная установка – система осушки – группа главных резервуаров – питательная магистраль» – в правую часть уравнений (5) и (7). Расчет будем вести отдельно по сухому сжатому воздуху и водяному пару, учитывая, что давление влажного воздуха равно сумме парциальных давлений сжатого воздуха и водяного пара с учетом их коэффициентов активности в смеси. В уравнении потока водяного пара необходимо учесть возможность его конденсации или сублимации. Зададим характеристики системы осушки (СО – см. рисунок):

- сопротивление потоку (перепад давления) в зависимости от расхода и давления воздуха;
- ожидаемую характеристику по осушению сжатого воздуха;
- расходы воздуха для обеспечения осушки (на регенерацию при применении адсорбционной осушки или расходы на редуцированный поток при применении мембранной осушки или расходы на сброс конденсата при других методах осушки);
- длину и свободный объем (без учета объема адсорбента или материала мембран).

Ось x (на рис. не показана) с началом координат в точке выхода сжатого воздуха из компрессора направляется вдоль оси трубопровода. Координата на входе в кран машиниста обозначается L (на рис. не показана).

В уравнении приняты следующие обозначения:

- $\xi_{вх}$ и $\xi_{исх}$ соответственно сечения на входе и выходе из слоя адсорбента (или на входе и выходе из мембранной осушки);
- индексы пар и сух.воз относятся соответственно к парообразной составляющей воды и сухому воздуху.

С учетом вышесказанного давление влажно-го воздуха:

$$P_{вл.воз} = P_{сух.воз} \cdot \gamma_{сух.воз} + P_{пар} \cdot \gamma_{пар}, \quad (4)$$

где γ – коэффициент активности компонента в смеси.

Тогда уравнения потока массы для системы, показанной на рисунке, примут следующий вид.

Уравнение потока массы сухого воздуха

$$\begin{aligned} f(Q) \cdot G_{к-сух.воз} - \frac{\partial}{\partial \tau} \int_0^{\xi_{вх}} \rho_{сух.воз} \cdot S(x) dx - \\ - \left[\sum_{j=0}^{\xi_{вх}} G_{ут-сух.воз.(j)} \right] - \frac{\partial}{\partial \tau} \int_{\xi_{вх}}^{\xi_{исх}} \rho_{сух.воз} \cdot S(x) dx - \\ - f(P) \cdot G_{рег.сух.воз} - \frac{\partial}{\partial \tau} \int_{\xi_{исх}}^L \rho_{сух.воз} \cdot S(x) dx + \\ + \left[\sum_{j=\xi}^{j_L} G_{ут-сух.воз.(j)} \right] = G_{служ.лок.сух.воз} + G_{км-сух.воз}, \quad (5) \end{aligned}$$

где $f(Q)$ – специальная функция, численное значение которой находится в пределах $0 \dots 1$, отражающая подачу компрессором сжатого воздуха. При отключенном компрессоре $f(Q) = 0$. При работе компрессора на номинальном режиме $f(Q) = 1$;

$f(P)$ – специальная функция, численное значение которой находится в пределах $0 \dots 1$, отражающая расход сжатого воздуха на осушку. В периоды отсутствия расходов воздуха на регенерацию (осушку) $f(P) = 0$. При регенерации (осушке) на номинальном режиме $f(P) = 1$;

$G_{к-сух.воз}$ – массовая производительность компрессора по сухому воздуху; $S(x)$ – площадь поперечного сечения трубопроводов, главных резервуаров. В адсорберах $S(x)$ – эквивалентная площадь поперечного сечения, равная отношению свободного объема адсорбера к его длине; $G_{рег-сух.воз}$ – массовый расход воздуха на регенерацию (осушку);

$\left[\sum_{j=0}^{\xi_{вх}} G_{ут-сух.воз.(j)} \right]$ – суммарный массовый расход сухого воздуха, вызванный утечками на линии от компрессора до сечения на входе в слой адсорбента (или на входе в мембранную осушку);

$\left[\sum_{j=\xi_{исх}}^{j_L} G_{ут-сух.воз.(j)} \right]$ – суммарный массовый расход сухого воздуха, вызванный утечками на линии от выхода из адсорбера до сечения на вхо-

де в кран машиниста и собственными расходами подсистемы «компрессорная установка – система осушки – группа главных резервуаров – питательная магистраль»;

$$\rho_{\text{сух.воз}} = \frac{p_{\text{сух.воз}}}{z_{\text{сух.воз}} \cdot R_{\text{сух.воз}} \cdot T} \quad (6)$$

где $p_{\text{сух.воз}}$ – парциальное давление сухого воздуха; $z_{\text{сух.воз}}$ – коэффициент «неидеальности» сухого воздуха; $R_{\text{сух.воз}}$ – газовая постоянная сухого воздуха; T – абсолютная температура воздуха.

Уравнение потока массы водяного пара:

$$\begin{aligned} f(Q) \cdot G_{\text{к-пар}} - \frac{\partial}{\partial \tau} \int_0^{x_{\text{вх}}} \rho_{\text{пар}} \cdot S(x) dx - \\ - \left[\sum_{j=0}^{j_{\text{вх}}} G_{\text{ут.пара}(j)} \right] - \frac{\partial m_{V_{\text{вх}} \text{H}_2\text{O}}}{\partial \tau} - \\ - \frac{\partial m_{\text{адср}}}{\partial \tau} - \frac{\partial}{\partial \tau} \int_{x_{\text{вх}}}^{x_{\text{исх}}} \rho_{\text{пар.вых}} \cdot S(x) dx - \\ - f(P) \cdot G_{\text{рег-пара}} - \int_{x_{\text{исх}}}^L \rho_{\text{пар.вых}} \cdot S(x) dx - \\ - \left[\sum_{j=j_{\text{исх}}}^{j_L} G_{\text{ут.пара}(j)} \right] = G_{\text{служ лок. пар}} + G_{\text{км-пар}}, \quad (7) \end{aligned}$$

где $\partial m_{V_{\text{вх}} \text{H}_2\text{O}}$ – приращение массы жидкой или твердой (лед) воды в объеме до системы осушки, происходящее вследствие конденсации или сублимации водяного пара; $\partial m_{\text{адср}}$ – приращение массы адсорбированных паров воды в слое адсорбента (или диффундировавшей из потока парообразной воды при применении мембранных картриджей) в системе осушки; $\rho_{\text{пар.вых}}$ – плотность водяного пара на выходе из системы осушки; $\rho_{\text{пар}}$ – плотность водяного пара

$$\rho_{\text{пар}} = \frac{p_{\text{пар}}}{z_{\text{пар}} \cdot R_{\text{пар}} \cdot T}, \quad (8)$$

где $z_{\text{пар}}$ – коэффициент «неидеальности» водяного пара. В реальных условиях пневматических систем $z_{\text{пар}} \approx 1$

$$p_{\text{пар}} = p_c \cdot \Phi,$$

p_c – давление водяных паров, при котором начинается конденсация (сублимация);

$$p_{\text{пар}} \leq p_c, p_c = p_H \quad \text{при} \quad T \geq 273,15 \text{ К}$$

$$p_{\text{пар}} \leq p_c, p_L \leq p_c \leq p_H \quad \text{при} \quad T \leq 273,15 \text{ К},$$

где p_H – давление насыщенных водяных паров относительно плоской поверхности воды; p_L – давление насыщенных водяных паров относительно плоской поверхности льда при температурах ниже 273,15 К (0 °С).

Решения уравнений (2) и (3) для нестационарного течения сжимаемой жидкости в трубопроводах опубликованы и «имеют довольно громоздкий вид» [3], поэтому в объеме данной статьи не приводятся.

Следует отметить, что потери давления, которые можно определить из уравнения (2), на линии обратный клапан – кран машиниста на современных локомотивах не превышают 0,01 МПа, т. е. при учете только местных сопротивлений на линии компрессор – кран машиниста погрешность определения давлений не превышает 1 %. Для более точных расчетов возможно использование широко применяемой в гидравлических расчетах формулы Дарси–Вейсбаха.

Нахождение действительного поля температур (3) в напорном трубопроводе и главных резервуарах является сложной технической задачей. Положение усугубляется еще и тем, что коэффициент теплоотдачи от стенок резервуаров и трубопроводов к атмосферному воздуху, в значительной мере определяющий коэффициент теплопередачи, зависит от скорости движения поезда, наличия и скорости ветра, осадков и других атмосферных явлений. В то же время при задании внешних атмосферных условий и принятии допущения о стационарности потока на участке интегрирования применение известной формулы Шухова оправдано и дает результаты достаточно точные для проводимых исследований.

У современных винтовых компрессоров, имеющих встроенный концевой холодильник, температура сжатого воздуха не превышает окружающую более чем на 15 °С.

При расчете характеристик системы «винтовая компрессорная установка – система осушки – группа главных резервуаров – питательная магистраль» погрешности определения действительного поля температур минимизируются.

Система уравнений (4), (5), (6), (7), (8) с учетом известных формул Дарси–Вейсбаха и Шухова при условии задания функций $f(Q)$, $f(P)$ и характеристик системы осушки является замкнутой. Варианты расчета системы проводятся при различных внешних воздействиях, обусловленных атмосферными условиями и различными длинами поездов.

Выбор оптимального устройства осушки сжатого воздуха для тормозных систем подвижного состава железных дорог. Для выбора оптимального компрессорного оборудования с устройством осушки сжатого воздуха для тормозных систем подвижного состава железных дорог (подсистема «компрессорная установка – система осушки – группа главных резервуаров – питательная магистраль») можно предложить следующий алгоритм выбора.

На первом этапе формируется главная в иерархическом порядке цель. Ее можно сформулировать таким образом: выбранное компрессорное оборудование должно в любых условиях обеспечивать потребность в качественном сжатом воздухе тормозной системы поезда, т. е. безопасность движения.

На этом этапе с помощью известных зависимостей определяются минимальная производительность компрессоров и их количество, минимальный объем главных резервуаров и предполагаемые средства очистки и осушки сжатого воздуха. Создается множество возможных решений E_i , каждое из которых является определенным сочетанием выбранных характеристик оборудования и алгоритмов работы.

Далее выбор оптимального технического решения проводится в соответствии с «алгоритмом многокритериальной оптимизации», изложенным в работе [5].

1. Разрабатывается «математическая модель исследуемой системы», аналогичная приведенной выше.

В качестве параметров данной модели автором настоящей статьи приняты:

- производительность компрессорной установки (G_k);
- возможные характеристики регулирования компрессорной установки ($f(Q)$);

$$– \text{объем главных резервуаров } \left(\int_0^L S(x) dx \right);$$

- геометрические размеры системы осушки $\left(\int_{x_{\text{вх}}}^{x_{\text{исх}}} S(x) dx \right)$;

- возможные характеристики регулирования системы осушки ($f(P)$);

- сопротивление системы осушки $(p_{\text{свх}} - p_{\text{сисх}})$;

– степень осушки сжатого воздуха (комплексный показатель, основанный на паспортных или предполагаемых характеристиках системы осушки в зависимости от температуры, давления и влагосодержания сжатого воздуха). На основе степени осушки рассчитываются с помощью известных термодинамических зависимостей взаимозависимые параметры

$$\left(\frac{\partial m_{\text{адср}}}{\partial \tau} \right) \text{ и } \left(\frac{\rho_{\text{свх}}}{\rho_{\text{пар.вых}}} \right).$$

Практически все из вышеуказанных параметров могут находиться в пределах технологических допусков настроек и состояния оборудования. Данные допуски необходимо учитывать при расчете вариантов с помощью математической модели.

В качестве «критериев качества», приняты:

- давление на выходе из компрессора, или отношение давления на выходе из компрессора к максимально допустимому по ТУ на компрессор;

- минимальное давление в главных резервуарах (перед краном машиниста) в режиме отпуска;

- потребляемая мощность компрессорной установки с системой осушки (производная величина от давления на выходе из компрессора и его паспортных данных);

- продолжительность включения компрессора;

- частота пусков компрессора (мотор–компрессора);

- максимальная продолжительность цикла нагнетания (в отдельных случаях минимальная продолжительность цикла нагнетания в качестве заградительного ограничения);

- температура точки росы сжатого воздуха (разность между температурой точки росы сжатого воздуха и температурой окружающей среды);

- другие важные характеристики, влияющие на надежность подвижного состава и его отдельных узлов.

Каждый из критериев качества может иметь заградительные ограничения, при нарушении которых вариант сочетания параметров устанавливаемого оборудования считается неприемлемым.

2. Для каждого варианта внешних условий «задается матрица параметров» [5].

3. По математической модели рассчитываются критерии качества. Варианты, при которых нарушаются заградительные ограничения, отбрасываются.

4. Находятся «недоминируемые столбцы в матрице критериев качества» и «соответствующие им недоминируемые решения» [5].

При покупке готовых устройств осушки сжатого воздуха выбор оптимального решения осуществляется из «множества недоминируемых».

При создании устройств осушки сжатого воздуха, например, адсорбционных, по каждому из недоминируемых решений определяются условия работы системы осушки (давление, температура, влагосодержание и расходы потока сжатого воздуха на входе в систему осушки, а также циклы подачи компрессоров).

Решается вторая в иерархическом порядке цель – создание оптимальной системы осушки сжатого воздуха. Выделяется подсистема СО (см. рисунок).

На базе математической модели работы адсорбционной системы осушки сжатого воздуха, которая будет опубликована позднее, рассчитываются варианты устройств осушки сжатого воздуха.

Достоинством предложенной математической модели является возможность просчитать входные характеристики сжатого воздуха на всех возможных режимах работы локомотива с поездами различной длины. Аналогичные принципы расчета использовались автором для создания системы осушки на автомотрисе АЧ-2.

В то же время предложенная математическая модель полезна не только для оптимизации устройств осушки сжатого воздуха, но и при расчетах необходимого компрессорного оборудования. Она была опробована при создании электровоза переменного тока ВЛ40П [9].

Примененный метод оптимизации и разработанная математическая модель системы «компрессорная установка – средства очистки и

осушки сжатого воздуха – главные резервуары – локомотив – поезд» могут быть использованы для проектирования новых и модернизации эксплуатируемых локомотивов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Васильев О. Ф. Неизотермическое течение газа в трубах / О. Ф. Васильев, Э. А. Бондарев, А. Ф. Воеводин, М. А. Каниболотский. – Новосибирск: Наука. 1978. – 128 с.
2. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука. 1973. – 847 с.
3. Чарный И. А. Основы газовой динамики. – М.: Гостоптехиздат. 1961. – 200 с.
4. Иноземцев В. Г. Тормоза железнодорожного подвижного состава. – М.: Транспорт. 1979. – 424 с.
5. Алейников И. А. Практическое использование пакета Mathcad при решении задач. – М.: РГОТУПС. 2002. – 114 с.
6. ГОСТ 10393-99 Компрессоры воздушные поршневые для тягового подвижного состава. Общие технические условия.
7. Инструкция по эксплуатации тормозов подвижного состава железных дорог ЦТ-ЦВ-ЦЛ-ВНИИЖТ/277. – М.: Трансинфо, 2002. – 160 с.
8. Шарунин А. А. Повышение качества сжатого воздуха в пневмосистеме локомотива / А. А. Шарунин, Ю. И. Головач // Сб. научн. тр. ВНИИЖТа. – М.: Транспорт, 1989, – С. 109–116.
9. Редин А. Л. Выбор производительности и алгоритмов работы компрессорных установок электровозов на основе моделирования работы компрессоров в режиме реального времени. А. Л. Редин, А. И. Запольский, А. А.Фонин, Н. Ф. Мохов // Труды ВНИКТИ. – Коломна, 2004, – Вып. 83, – С. 120–128.

Поступила в редколлегию 12.11.2006.