

тации оборудования АГНКС выполняется следующий примерный комплекс работ: вибродиагностика оборудования и трубопроводной обвязки; контроль состояния подшипников качения без вскрытия компрессора; дефектоскопия сварных соединений, толщинометрия и испытания на прочность и герметичность трубопроводов и сосудов, работающих под давлением; техническая диагностика и освидетельствование аккумуляторов газа и других сосудов, работающих под давлением.

Также контролю подвергаются заправочные шланги, производится тарировка предохранительных клапанов.

За оценкой технического состояния и качества ремонта можно судить по производительности компрессора и расходу электроэнергии до и после ремонта.

Для обеспечения правильного содержания, эксплуатации и ремонта оборудования на АГНКС выполняются работы и заполняются журналы учета работы компрессорной установки: сменный

(оперативный), проверки загазованности помещений; дефектов и неисправностей; регистрации заправочных шлангов; регистрации газоопасных работ, выполняемых без наряда-допуска; регистрации нарядов-допусков; учета противоаварийных тренировок; эксплуатации, технического обслуживания и ремонта вентиляционных установок; учета и освидетельствования сосудов; осмотров и проверок противопожарного оборудования и первичных средств пожаротушения; проверки состояния условий труда и т.д.

Кроме того, для обеспечения надежной безопасной эксплуатации газовых объектов, в том числе и АГНКС на предприятии введена 3-х ступенчатая система контроля.

Характерным показателем надежности работы оборудования АГНКС является наработка на отказ. В 2000 году она по предприятию составила свыше 40 тыс. моточасов.

На надежность работы оборудования сказываются такие при-

чины, как вибрация СКУ, разрушение пластины клапана, износ деталей шаровых кранов, потеря герметичности уплотнений и т.д. Как показала практика, возникающие за последнее время отказы в основном связаны со скрытыми дефектами и не обусловлены недостатками в эксплуатации оборудования. Большая часть отказов приходится на систему управления и электроснабжения.

Многолетний опыт эксплуатации выявил слабые места в оборудовании АГНКС, снижающие надежность работы и безопасность станций. Ежегодно на предприятии разрабатывается и выполняется комплекс мер по увеличению надежности эксплуатации газовых объектов, проводятся технические советы. Одним из таких мероприятий явилась замена системы автоматического управления компрессорных установок PS-2000 на более современную.

Проводимые мероприятия позволяют обеспечивать необходимую безопасность и надежность работы оборудования АГНКС.

## ДИАГНОСТИРОВАНИЕ И ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОЙ РАБОТЫ В ЭКСПЛУАТАЦИИ КОМПРЕССОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

*к.д.н. ПЛАТОНОВ А.Г., директор Новополоцкого центра технической диагностики "Химотест" г. Новополоцк*

По статистическим данным времен Советского Союза в различных отраслях промышленности и аграрного комплекса компрессорные установки потребляли около 10% всей вырабатываемой электроэнергии.

Кроме основной части компрессорной установки, в ее состав входят сложные по конструктивному исполнению различные типы теплообменников, влагомаслоотделителей, буферные емкости, трубопроводы, системы смазки и охлаждения и привода.

Давление нагнетания компрессорных установок на предприятиях Беларуси достигает 2500 атмосфер.

Если по центробежным компрессорам имеется нормативно-техническая документация, по-

зволяющая проводить диагностирование, обслуживание и ремонт, например, "Методические рекомендации по проведению диагностических виброизмерений центробежных компрессорных машин и центробежных насосных агрегатов предприятий" - МХНП СССР (РДИ), "Центробежные электроприводные нефтяные насосные агрегаты. Эксплуатационные нормы вибрации. Руководящий документ" - Миннефтехимпром СССР, то по поршневым компрессорам такая документация отсутствует. Устарела документация по обслуживанию и ремонту компрессорных установок сверхвысокого давления. Отсутствует документация по проведению качественного диагностирования поршневых компрессорных установок.

Поэтому сегодня основное внимание следует уделить вопросам диагностирования и повышения надежности работы поршневых компрессорных установок.

Одной из основных причин не надежной работы поршневых установок является повышенная вибрация межступенчатых аппаратов и трубопроводов. Вследствие этого происходят поломки элементов аппаратов, разрывы трубопроводов, выходы из строя контрольно-измерительных приборов.

Существует две причины вибрации.

Первая и основная - пульсирующий поток газа, другая - колебания компрессора и его фундамента, которые передаются на примыкающие к цилиндру уча-

стки трубопроводов или на опоры более отдаленных участков.

Степень пульсации (неравномерности)  $\delta = 2\Delta p/p$  может достигать 20% и вызывать значительные динамические усилия. Здесь  $\Delta p$  - амплитуда колебаний давления газа;  $p$  - среднее давление в трубопроводе.

Так, в трубопроводах полиэтиленовых компрессоров сверхвысокого давления при среднем давлении 2100 атм измерениями были зафиксированы размахи колебаний  $2\Delta p$  до 150 атм, что соизмеримо с давлениями нагнетания компрессоров высокого давления [1].

Особенно опасны колебания столба газа в газопроводных системах в условиях резонанса, когда частота свободных колебаний равна частотам возмущающих сил, т.е.  $f_0 = m \cdot n$ , где  $m$  - порядок гармоники;  $n$  - частота вращения вала в об/с.

Часто используемые на практике попытки жесткого крепления трубопроводов и аппаратов без устранения причины вибрации - повышенной пульсации давления газа, как правило, не приводят к положительным результатам. Возникает повышенная вибрация в других местах газопроводных систем.

Особенно не следует крепить с помощью неподвижных опор трубопроводы и аппараты на стороне нагнетания цилиндров компрессоров без учета самокомпенсации тепловых деформаций, так как при этом возникают дополнительные температурные напряжения, что приводило к многочисленным случаям разрывов трубопроводов под давлением.

Для снижения уровня пульсации давления газа существуют несколько методов: отстройка колебаний давления столба газа от резонансных; установка расчетных буферных емкостей у цилиндров компрессоров со стороны всасывания и нагнетания; установка диафрагм-гасителей в местах пучности колебательной скорости столба газа.

Кроме того, осуществляется отстройка частоты свободных колебаний механических систем газопроводов от частоты колебаний остаточной допустимой пульсации давления газа, с целью недопущения резонансных колебаний.

Новополоцким центром технической диагностики "Химо-

тест" в настоящее время разработана методика вибродиагностирования поршневых компрессоров, согласованная с Проматомнадзором РБ, на ее применение получена лицензия.

На практике имеют место отказы, связанные с некачественным изготовлением деталей компрессора или ошибками, допущенными в процессе эксплуатации.

Так при замене импортного минерального масла на отечественное синтетическое в клапанных коробках чугунных литых цилиндров наблюдалось растворение защитного слоя стенок цилиндра и попадание остатков песка со стенок в сальники. Это приводило к их быстрому износу.

При внедрении рацпредложения по замене конструкции поршня без уплотнительных колец на поршни с уплотнительными кольцами в поршневых канавках не были сделаны галтели с целью снижения напряжений. В процессе эксплуатации произошел отрыв сегмента торцевой части поршня, попадание этой части между поршнем и крышкой. В результате имела место разгерметизация цилиндров. Таких примеров можно привести не мало.

Многие поршневые компрессорные установки находятся в эксплуатации более 25-30 лет, исчерпали свой нормативный ресурс.

Поэтому ее диагностирование в полном объеме, включающее натурные обследования, сложные расчеты по которым выявляется техническое состояние и определяется возможный остаточный ресурс, является первостепенной задачей для продолжения безопасной работы различных производств.

Перед проведением диагностирования изучается техническая и ремонтная документация, особенно, на предмет возможных конструктивных изменений деталей и замены материалов.

Проводятся внешний и внутренний осмотры; определение геометрических размеров и форм оборудования; замер толщины стенок элементов оборудования; дефектоскопия сварных швов и основного металла (ультразвуковым, радиографическим и цветным методами); замеры твердости металла; металлографический контроль; испытания на проч-

ность и плотность пробным давлением.

Натурно обследуются и отбраковываются лишь основные детали компрессора (рама, коленчатый вал, шатун, крэйцкопф, поршень, цилиндр, крышка цилиндра) при наличии трещин усталости или недопустимых занижениях диаметров шеек коленчатого вала и завышениях диаметра цилиндра. Не принимаются во внимание изнашиваемые детали, подлежащие плановой замене (шатунный болт, палец крэйцкопфа, уплотнительные элементы штоков, поршневые кольца, клапаны и другие).

Различные аппараты и трубопроводы компрессорной установки требуют проведения натуральных обследований в полном объеме.

При внутреннем осмотре аппаратов особое внимание следует уделять застойным зонам, местам скопления влаги и коррозионных продуктов, местам изменения направления потоков, зонам входных и выходных штуцеров.

По результатам натуральных обследований производится отбраковка деталей или разрабатываются технические решения по устранению выявленных дефектов.

При анализе работоспособности необходимо учитывать нагрузки действующие на основные детали компрессора, межступенчатую аппаратуру и трубопроводы,

Термодинамический расчет компрессора выполняется по программе, разработанной Новополоцким центром технической диагностики "Химотест", которая реализует методику расчета поршневого компрессора М.И.Френкеля [2] и позволяет определить нагрузки на элементы компрессорных установок.

Целью акустических расчетов является определение расчетной величины степени неравномерности давления  $\delta$  (или относительного размаха колебаний давления газа) в рассматриваемой ступени компрессора.

Акустический расчет состоит из расчетной оценки эффективности гашения пульсации давления газа буферными емкостями и расчета частотных характеристик колебательного процесса в трубопроводах, выполняемых по методикам и программам также разработанным Новополоцким центром технической диагности-

ки "Химотест".

Из основных деталей собственно компрессора расчет на прочность проводится для коленчатого вала, шатуна и крейцкопфа. По результатам расчета определяются запасы усталостной прочности, которые сравниваются с допустимыми.

Расчет литых чугуновых деталей (рама, направляющая, цилиндр) вследствие сложности геометрических характеристик этих деталей не выполняется - их состояние оценивается по результатам натурных исследований.

Расчеты на прочность аппаратов и трубопроводов выполнены по разработанным программам, которые реализуют методики [3] и [4]. Полученные расчетом толщины стенок трубопроводов и аппаратов сравниваются с фактическими замеренными толщинами стенок и принимаются решения об их дальнейшей эксплуатации.

Прогнозирование ресурса компрессорных установок основывается, главным образом, на расчете прочности основных элементов оборудования с учетом результатов натурного обследования. Без расчетной оценки, с учетом только положительных результатов натурного обследования, устанавливается 10-летний срок остаточного ресурса для ряда основных деталей компрессоров, ввиду отсутствия в них механического или коррозионного износа и затруднительности анализа их напряженного состояния. Это чугуновые литые детали компрессоров - рама и направляющая. При установлении ресурса чугуновых цилиндров расчеты прочности не ведутся, но учитывается, как показано ниже, возможность их предельного механического износа.

Основными повреждающими факторами для деталей компрессоров и элементов их газопровода является износ (механический или коррозионный) и накопление усталостного повреждения из-за многократного воздействия на них переменных нагрузок.

Ограничение ресурса основных деталей собственно компрессора по механическому износу производится только для двух деталей: коленчатого вала (лимитируется предельное уменьшение диаметра коренной и шатунной шеек вала) и цилиндра (лимитируется предельное увеличение

диаметра цилиндра). Нормы предельного износа цилиндров и шеек валов берутся по [5].

По коррозионному износу ограничивается ресурс для аппаратов и трубопроводов компрессорных установок. Расчет ресурса по коррозионному износу основывается на результатах измерения фактических толщин стенок в процессе натурного обследования и расчетного определения минимальной толщины стенки из условий прочности.

Расчетный ресурс (в годах) основных силовых элементов оборудования определяется по формуле:

$$F = (S_{\phi} - S_{отб}) / C_k,$$

где:  $S_{\phi}$  - фактическая толщина силового элемента, мм;  $S_{отб}$  - отбраковочная толщина силового элемента, мм;  $C_k$  - скорость коррозии, мм/год.

В качестве фактической толщины силового элемента принимается минимальное значение, определенное методом ультразвуковой толщинометрии. Это допущение обеспечивает некоторый запас в проводимом расчете.

Расчетная отбраковочная толщина определяется из условий прочности для всех аппаратов и трубопроводов.

Скорость коррозии, принимаемая постоянной, рассчитывается по формуле:

$$C_k = (S_{исп} - S_{\phi}) / n,$$

где:  $S_{исп}$  - исполнительная толщина рассматриваемого элемента, мм;  $S_{\phi}$  - фактическая толщина, принимаемая равной минимальному замеренному значению, мм;  $n$  - число лет эксплуатации элемента.

Ресурс по коррозионному износу рассчитывается по программе, органически входящей в программу расчета на статическую прочность. Если по расчету значение ресурса превышает 10 лет, то оно принимается равным 10 годам.

В программе расчета определяется условный коэффициент запаса прочности:

$$n_{\phi} = [\sigma] / \sigma_{\phi},$$

где:  $[\sigma]$  - допускаемое нормативное напряжение;  $\sigma_{\phi}$  - фактическое напряжение при минимальной замеренной толщине стенки.

Для обеспечения прочности должно удовлетворяться следующее условие:  $n_{\phi} \geq 1,0$ .

По накопленному усталостному повреждению ресурс детали определяется от двух испытываемых

детальными типов переменных нагрузок: циклической длительной (тип нагружения 1) и малоцикловой - "пуск-остановка" (тип нагружения 2).

Наличие остаточного ресурса определяется по значению накопленного усталостного повреждения от всех видов переменных нагрузок при числе циклов нагружения, которое будет иметь место к концу прогнозируемого периода, т.е. через 10 лет.

К исходным данным расчета относятся напряжения в расчетной точке элемента и механические характеристики материала деталей (предел прочности  $\sigma_b$ , предел текучести  $\sigma_t$ , относительное сужение поперечного сечения образца  $\Psi$ , модуль упругости материала  $E$ ). Механические свойства определяются по рабочим чертежам, стандартам и по [6].

Расчет ресурса деталей компрессоров и элементов их газопровода с учетом напряженного состояния проводится по методике [7].

В качестве предельного состояния деталей согласно этой методике принято образование трещин в опасных сечениях. В расчетах принято, что коэффициент запаса прочности по напряжениям  $n_{\sigma} = 2,0$ , по числу циклов -  $n_N = 10,0$ .

Условие прочности:

$$a_1 + a_2 \leq (a_N),$$

где:  $a_1, a_2$  - усталостное повреждение соответственно для 1 и 2-го типов нагружения,  $[a_N] = 1,0$  - предельное значение накопленного усталостного повреждения.

Для аппаратов компрессоров (газоохладителя и буферных емкостей) расчет ведется с учетом концентрации напряжений в сопряжении патрубка аппарата с обечайкой или днищем.

Расчет максимального напряжения в сопряжении патрубка с обечайкой проводится по методике [7].

Номинальные напряжения при действии давления  $P$  в соответствии с методикой подсчитываются по формуле:

$$\sigma_{\text{н}} = P \frac{D + H}{2H}$$

Коэффициент концентрации  $\alpha$  определяется в зависимости от отношений  $D_1/D$  и  $H_1/H$ . Поправочный коэффициент  $\alpha$  берется в зависимости от отношения  $H/D$ , где  $D$  и  $D_1$  - внутренние диаметры обечайки и патрубка;

$H$  и  $H_1$  – толщины стенок обечайки и патрубка.

Максимальное напряжение:

$$\sigma_{\text{до}} = \alpha \cdot \alpha \cdot \sigma_{\text{н}}$$

Значения максимальных давлений и амплитуд давлений берутся по данным термодинамического и акустического расчетов.

Число циклов длительной

циклической прочности (тип 1) для деталей компрессора  $N_{1к}$  определяется с учетом максимальной фактической наработки к моменту обследования  $\tau_{\text{max}}$  компрессора данной марки (из всех компрессоров данной марки, установленных в рассматриваемых технологических установках), а также с учетом дополнительной 10-летней наработки в течение

8000 часов в год:

$$N_{1к} = 60 \cdot n \cdot \tau_{\text{max}} + 48 \cdot 10^5 \cdot n,$$

где:  $n$  – частота вращения коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>.

Для примера в таблице представлены данные по числу циклов для группы исследованных компрессоров, находящихся в эксплуатации 24-26 лет.

Марка компрессора	$\tau_{\text{max}}$ , Ч	$n$ , мин <sup>-1</sup>	$N_{1к}$
5Г-600/42-60	187134	167	$2,77 \cdot 10^9$
5Г-300/15-30	168670	187	$2,8 \cdot 10^9$
5Г-125/13-60	151971	187	$2,59 \cdot 10^9$
2М16-32/35-50	170016	375	$5,63 \cdot 10^9$
4М16-45/35-55	85759	375	$3,73 \cdot 10^9$

Число циклов длительной циклической прочности для газопроводов и аппаратов:  $N_{1г} = 2N_{1к}$ , если основная гармоника пульсаций давления – вторая (цилиндры всех компрессоров – двойного действия).

Данные по числу циклов "пуск-остановка" (нагрузки типа 2) представляются заказчиком и как правило не превышает величины  $5 \cdot 10^2$  за 25-30-летний срок эксплуатации.

По результатам диагностирования: натурных обследований и расчетного анализа составляется технический отчет и заключение, в которых даются оценка технического состояния и рекомендации по повышению надежности работы отдельных видов оборудования или его замене. Устанавливается ресурс на основные детали компрессора и на каждую единицу оборудования. Либо указывается, что на определенные детали и виды оборудования ресурс исчерпан. Отметим, что работы по повышению надежности работы оборудования поршневых компрессорных установок проводятся постоянно в течении длительного периода.

В качестве примера можно привести компрессорные установки 2 каскада на давление 2500 атм в производстве полиэтилена высокого давления на РУП ПО "Полимир", которые были при-

няты в эксплуатацию в 1973 году. В течение всего периода эксплуатации компрессорные установки являлись самыми ненадежными агрегатами технологической линии из-за частых поломок деталей и оборудования. По результатам обследований были разработаны и внедрены технические решения: замена поршней 1 ступени на плунжеры; межступенчатых холодильников с применением труб на 2500 атм; фланцев газových цилиндров на стальные и газových клапанов на комбинированные; напыление штоков и втулок цилиндров. Осуществлены мероприятия по снижению уровня вибрации и другие.

Это позволило повысить надежность эксплуатации уникального компрессорного оборудования.

Работа оборудования компрессорных установок проходит в более нагруженном состоянии по сравнению с аналогичным оборудованием, не входящем в их состав. Это связано с тем, что помимо малоцикловых переменных нагрузок "пуск-остановка" (количество циклов  $5 \cdot 10^2$  за 25-30 лет эксплуатации) оборудование компрессорных установок дополнительно имеет циклическую длительную нагрузку, определяемую скоростью вращения вала компрессора. За указанный период эксплуатации 20-25 лет

число циклов этой нагрузки достигает значений  $10^9 \cdot 10^{10}$ .

Имеется решение Проматомнадзора РБ о необходимости диагностирования оборудования, работающего под давлением со сроком эксплуатации 20 и более лет. Представляется целесообразным принять такое решение по диагностированию оборудования компрессорных установок.

*Использованная литература*

1. Надежность и безопасность производств полиэтилена высокого давления. Сб. научн. трудов, под редакцией А. Г. Платонова, Л., ОНПО "Пластполимер", 1983, с. 112.
2. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. Машиностроение. Л., 1969, с. 743.
3. ГОСТ 14249-89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность.
4. ГОСТ 24755-89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность укрепления отверстий.
5. Общие технические условия на ремонт поршневых компрессоров. Министерство нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности СССР, Волгоград, 1985, с. 362.
6. Марочник сталей и сплавов, под редакцией В.Г. Сорокина - Л., Машиностроение, 1989, с. 639.
7. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов энергетических установок (ПНАЭ Г-7-002-86) Госатомнадзор СССР. М., Энергоатомиздат, 1989, с. 525.