

Т Р У Д Ы

СЕМНАДЦАТОГО МЕЖДУНАРОДНОГО СИМПОЗИУМА

***“ПОТРЕБИТЕЛИ-ПРОИЗВОДИТЕЛИ КОМПРЕССОРОВ
И КОМПРЕССОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ - 2012”***

TRANSACTIONS OF THE SEVENTEENTH INTERNATIONAL SYMPOSIUM

“COMPRESSOR USERS - MANUFACTURERS-2012”

6–8 ИЮНЯ 2012 г.

JUNE 6–8, 2012

2012

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

ST.PETERSBURG

ОРГАНИЗАЦИЯ МОДУЛЬНОЙ ОБВЯЗКИ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОТИВОПОМПАЖНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ КОМПРЕССОРА

Макаров Виталий Борисович, Нахшин Георгий Семенович
ЗАО «Система Комплекс», г. Санкт Петербург

В докладе содержатся предложения по корректировке используемой в настоящее время на компрессорных станциях ОАО «Газпром» схемы модульной технологической обвязки газоперекачивающих агрегатов, направленные на реализацию эффективного противопомпажного регулирования.

В настоящее время развитие газотранспортной системы России ориентировано на использование модульных компрессорных станций. Сейчас эта концепция претворяется в жизнь на Северо-Европейском газопроводе и газопроводе «Бованенково — Ухта».

Компоновка и технологическая обвязка газоперекачивающих агрегатов для модульных станций отличается от традиционных. Упрощенная схема используемой в настоящее время модульной технологической обвязки газоперекачивающего агрегата приведена на рис. 1.

Одним из существенных отличий изображенной на рис. 1 схемы модульной обвязки ГПА от традиционной схемы является расположение в нагнетательном газопроводе компрессора установки аппаратов охлаждения газа. Это приводит к значительному увеличению конструктивного объема и длины нагнетательного газопровода.

В разработанных для различных станций схемах общий объем нагнетательного газопровода от компрессора до обратного клапана составляет от 100 м³ до 150 м³. Расстояние между компрессором и противопомпажным клапаном «по трубе» составляет примерно 200 м.

По-нашему мнению, указанная особенность используемой в настоящее время схемы, препятствует созданию эффективного противопомпажного регулирования компрессора.

Известно, что смещение рабочей точки компрессора в сторону границы помпажа на режимах, близких к границе помпажа, может происходить очень быстро. Это объясняется тем, что линии постоянных частот вращения ротора компрессора в поле напор-расходных характеристик компрессора не линейны. В зоне устойчивых режимов на большом удалении от границы помпажа они имеют значительный отрицательный наклон: увеличение давления нагнетания приводит к некоторому уменьшению производительности. По мере приближения к границе помпажа наклон линий уменьшается. И, наконец, вблизи от границы помпажа, линии постоянных частот вращения ротора компрессора имеют очень маленькие отрица-

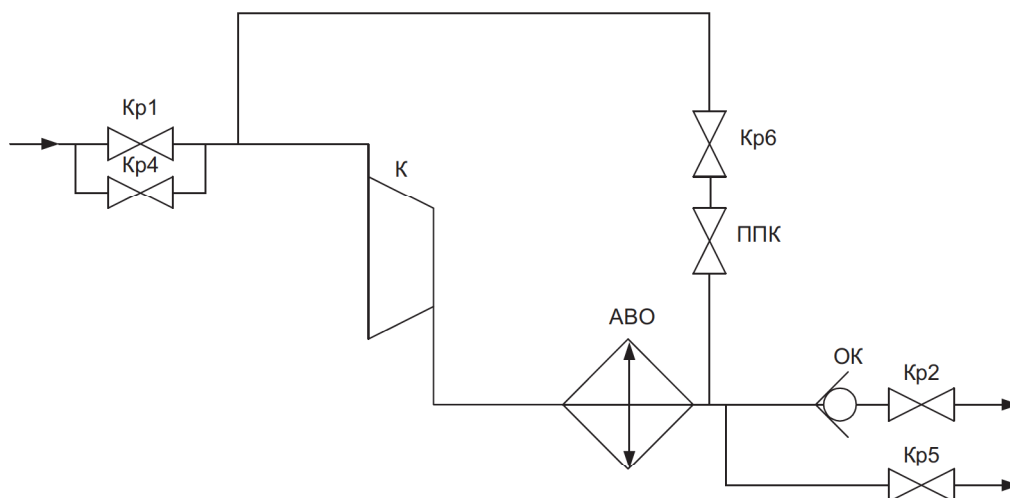


Рис. 1. (К — компрессор, АВО- аппараты воздушного охлаждения газа, Кр1, Кр2, Кр4, Кр5, Кр6 — краны технологической обвязки, ППК — противопомпажный клапан, ОК — обратный клапан)

тельные углы наклона, проходят практически горизонтально. Указанная особенность приводит к тому, что при работе компрессора вблизи от границы помпажа, любое малое внешнее возмущение, вызывающее незначительное увеличение давления нагнетания, приводит к быстрому и значительному смещению рабочей точки к границе помпажа.

Для предотвращения помпажа в таких условиях контур противопомпажного регулирования должен обладать значительным быстродействием, он должен успевать определить факт опасного смещения рабочей точки к границе помпажа и обеспечивать открытие противопомпажного клапана на величину, при которой расход через клапан компенсирует уменьшение производительности компрессора вследствие внешнего возмущения. Это значит, что при любых возмущениях в результате действия контура противопомпажного регулирования рабочая точка компрессора должна оставаться на линии регулирования, находящейся в устойчивой области на заданном удалении от границы помпажа.

Для выполнения этой задачи разработчики противопомпажных регуляторов стремятся использовать в их составе только малоинерционные элементы (датчики, преобразователи сигналов, контроллеры и противопомпажный клапан). Кроме этого используются специальные алгоритмы, обеспечивающие упреждающее открытие противопомпажного клапана при нахождении рабочей точки в зоне устойчивых режимов на удалении от границы помпажа, а также форсирующие открытие клапана при недопустимом приближении рабочей точки к границе помпажа.

В то же время, наличие большого объема нагнетательного газопровода приводит к тому, что открытие противопомпажного клапана вызывает увеличение производительности компрессора не сразу, а с инерционным запаздыванием. При открытии клапана происходит стравливание газа из объема нагнетательного трубопровода, давление в котором уменьшается по экспоненте. По этой же экспоненте происходят уменьшение давления нагнетания на выходе компрессора и увеличение производительности компрессора, нужное для предотвращения помпажа. Постоянная времени экспоненты увеличивается при увеличении объема нагнетательного газопровода и уменьшается при увеличении пропускной способности противопомпажного клапана.

Однако большое увеличение пропускной способности противопомпажного клапана отрицательно сказывается на устойчивости контура противопомпажного регулирования. Известно, что для уверенного предотвращения помпажа пропускная способность противопомпажного клапана при его полном открытии должна ориентировочно в два раза превосходить производительность компрессора на границе помпажа. Дальнейшее увеличение пропускной способности клапана по отношению к величине, определяемой характеристикой компрессора, приводит к тому, что любое малое изменение положения клапана приводит к значительному изменению расхода через клапан. То есть, общий коэффициент усиления контура регулирования расхода увеличивается до значений, при которых организовать устойчивый процесс противопомпажного регулирования становится невозможным.

Большое расстояние между компрессором и противопомпажным клапаном в схеме, изображенной на рис. 1, приводит к так называемому транспортному запаздыванию между открытием клапана и увеличением производительности компрессора. Известно, что возмущения распространяются по газопроводу со скоростью звука. Поэтому открытие клапана сказывается на начале изменения давления за компрессором и его производительности не сразу, а через время, равное расстоянию от компрессора до клапана (по трубе), поделенному на скорость звука. При расстоянии, равном 200 м, транспортное запаздывание составляет величину, сопоставимую с быстродействием контура регулирования. Для сравнения: в контуре регулирования используются датчики давления и перепада давления, характеризующиеся временем отклика порядка 100 мсек, время формирования управляющего сигнала в контроллере составляет примерно 20 мсек, время полного открытия противопомпажного клапана из полностью закрытого положения составляет примерно 2 сек.

Таким образом, при использовании изображенной на рис. 1 схемы открытие противопомпажного клапана действует на увеличение производительности компрессора не непосредственно, а через инерционное (экспоненциальное) звено и звено транспортного запаздывания. Наличие этих звеньев приводит к значительному ухудшению временных характеристик контура противопомпажного регулирования,

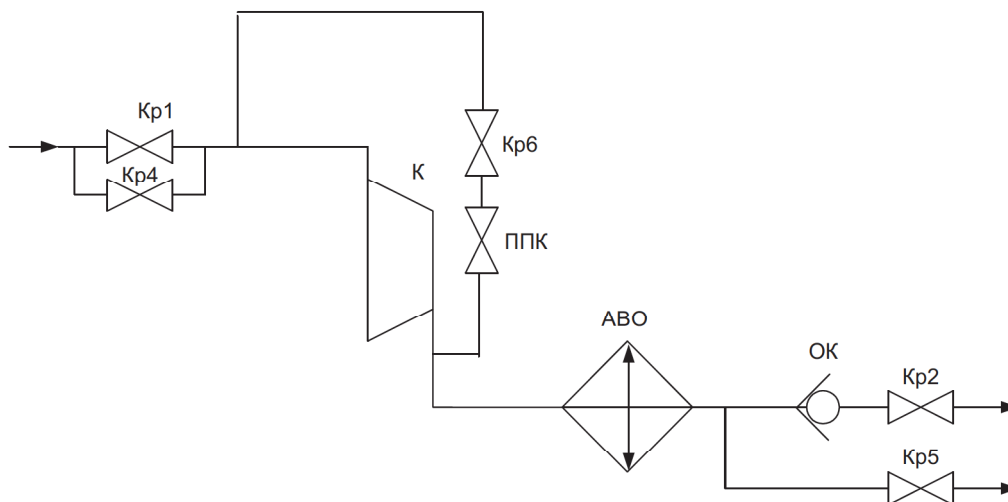


Рис. 2. (Обозначения см. на рис. 1)

а зачастую и к невозможности регулирования положения рабочей точки компрессора.

Для достижения максимального быстродействия, а значит и эффективности контура противопомпажного регулирования необходимо сократить конструктивный объем нагнетательного газопровода и расстояние от компрессора до противопомпажного клапана. В этом случае схема модульной технологической обвязки приобретает вид, изображенный на рис. 2.

Недостатком изображенной на рис. 2 схемы является то, что сбрасываемый через противопомпажный клапан газ не проходит через аппараты воздушного охлаждения. Это приводит к тому, что газ в контуре рециркуляции компрессора при открытии противопомпажного клапана разогревается. Интенсивность разогрева газа в контуре компрессора определяется отношением давлений в компрессоре, степенью открытия противопомпажного клапана и длиной газопровода рециркуляции. При использовании этой схемы время работы с закрытым ППК ограничивается достижением предельно допустимой температуры газа в компрессоре и контуре рециркуляции.

На рис. 3 изображена схема, которая лишена недостатков ранее рассмотренных схем, однако является более сложной и дорогой. В этой схеме газ из нагнетательного газопровода может сбрасываться в газопровод всасывания компрессора через клапан ГБ (горячий байпас) и через клапан ХБ (холодный байпас).

Клапан ГБ является исполнительным органом основного контура противопомпажного

регулирования в его обычном исполнении (с обычным быстродействием и специальными алгоритмами). Клапан ХБ является исполнительным органом дополнительного более медленного контура противопомпажного регулирования. Линия настройки дополнительного контура регулирования должна располагаться дальше от границы помпажа, чем линия настройки основного контура.

Рабочая точка компрессора, двигаясь из зоны устойчивой работы в сторону помпажа, достигает вначале линию настройки дополнительного контура. Если быстродействия дополнительного контура оказывается достаточным для того, чтобы воспрепятствовать дальнейшему движению рабочей точки к границе помпажа и зафиксировать ее на своей линии настройки, то основной контур регулирования в работу не вступает, клапан ГБ остается закрытым, байпасирование компрессора осуществляется через клапан ХБ. Если же, не смотря на действие дополнительного контура, рабочая точка продолжает движение к границе помпажа и достигает линию настройки основного контура, основной контур вступает в работу, предотвращая помпаж открытием клапана ГБ. В связи с тем, что линия настройки дополнительного контура находится дальше от границы помпажа, чем линия настройки основного контура, дополнительный контур при действии основного контура продолжает открывать клапан ХБ до тех пор, пока клапан ГБ полностью не закроется, а рабочая точка не переместится на линию настройки дополнительного контура.

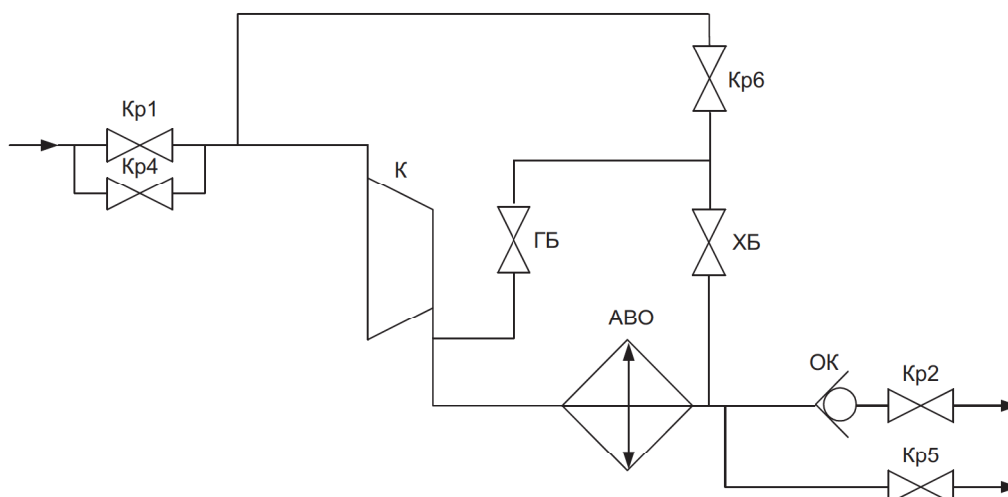


Рис. 3. (Обозначения см. на рис. 1)

Таким образом, в описанной схеме клапан ГБ открывается только на короткое время переходного процесса, разогрева газа в контуре рециркуляции не происходит. В статике и при медленных возмущениях предотвращение помпажа осуществляется байпасированием компрессора через клапан ХБ.

В заключение следует отметить, что используемая в настоящее время схема модульной технологической обвязки ГПА во многих случаях использования не позволяет организовать эф-

фективное противопомпажное регулирование компрессора. При окончательном выборе предлагаемых вариантов корректировки схемы должны приниматься во внимание многие факторы, в числе которых следует отметить степень близости эксплуатационных режимов компрессора к границе помпажа, расчетное время достижения предельной температуры газа в контуре рециркуляции, объем и длину нагнетательного и байпасного газопроводов компрессора в конкретном проекте станции.

ЧЕЛЯБИНСКИЙ КОМПРЕССОРНЫЙ ЗАВОД: ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ И ИННОВАЦИОННЫЕ РЕШЕНИЯ В ОБЛАСТИ СНАБЖЕНИЯ СЖАТЫМ ВОЗДУХОМ И ГАЗОРАЗДЕЛИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ. ГАЗОВЫЕ КОМПРЕССОРНЫЕ СТАНЦИИ

Хабиров К. Б.

(ЗАО «Челябинский компрессорный завод»)

1. О заводе

ЗАО «Челябинский компрессорный завод» — это крупнейший производитель винтовых компрессорных установок на российском рынке. «ЧКЗ» был основан в 1999 году. С тех пор он уверенно прошел путь от производства роторно-пластинчатых винтовых компрессорных установок — до современных, соответствующих мировым стандартам производства. За прошлый год здесь выпустили 1622 компрес-

сорные установки, а годовой оборот предприятия составил более 1,85 млрд. рублей. Сегодня завод предлагает винтовые компрессорные установки с приводом от дизельного или электрического двигателя, поршневые компрессорные установки среднего и высокого давления до 500 Бар, блок-контейнеры компрессорные, азотные установки и станции, резервуары объемом до 50 м³, оборудование по подготовке воздуха. «ЧКЗ» гарантирует своим партнерам