

Способ защиты компрессора от помпажа

Я.З. Гузельбаев, А.Т. Лунев, А.Л. Хавкин, И.Ф. Хуснутдинов

(ЗАО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»)

Рассмотрены вопросы повышения качества защиты от помпажа турбокомпрессора. Приведен способ определения относительного расстояния между рабочей точкой характеристики компрессора и границей помпажа, обладающий необходимой для антипомпажной защиты точностью при изменении в широких пределах газодинамических параметров компримируемого газа и частоты вращения ротора компрессора

Ключевые слова: компрессор, помпаж, система антипомпажной защиты.

A method for the anti-surge protection of compressor

Ya.Z. Guzelbaev, A.T. Lounev, A.L. Khavkin, I.F. Khousnutdinov

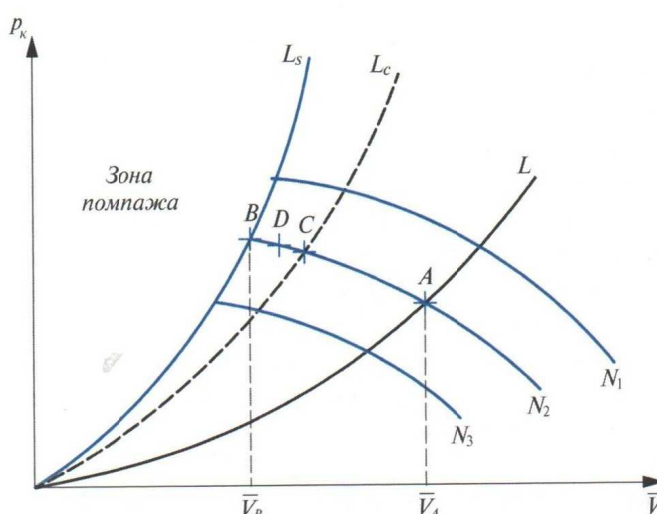
The article includes an overview of the issues of upgrading the turbocompressor anti-surge protection. A method has been presented for determination of the relative distance between the working point on compressor characteristic curve and the surge limit line. The method is accurate as required for the anti-surge protection of compressor while the gasdynamic parameters of the gas being compressed and the rotor rotation speed vary in wide limits.

Keywords: compressor, surge, anti-surge protection system.

Система антипомпажной защиты является наиболее сложной и наукоемкой частью процесса разработки системы управления центробежными компрессорными установками. Высокий научный потенциал и большой практический опыт специалистов ЗАО «НИИТурбокомпрессор» в области нестационарных процессов работы компрессоров позволили разработать математическое обеспечение антипомпажной защиты и регулирования, позволяющее создавать системы защиты от помпажа, отвечающие самым высоким современным требованиям.

Основным способом защиты компрессоров от помпажа, применяемым на практике, является непрерывное измерение режимных газодинамических параметров, определяющих положение рабочей точки характеристики компрессора, вычисление относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа в виде функции измеренных значений режимных параметров и байпасирование части компримируемого газа из линии нагнетания в линию всасывания, когда это расстояние становится меньше безопасного значения.

Эффективность и надежность данного способа защиты от помпажа в большой степени зависит от точности определения взаимного положения рабочей точки компрессора и границы помпажа. Способ может быть проиллюстрирован графиком (см. рисунок), на котором изображена газодинамическая характеристика центробежного компрессора. Ось абсцисс отражает объемный расход через компрессор по условиям всасывания ($\bar{V}$), а ось ординат – конечное давление (p_k). Линия L_s является границей помпажа, левее которой компрессор работает в опасном для эксплуатации газодинамически неустойчивом режиме (помпаж). Линии N_i – характеристики компрессора при постоянной частоте вращения ротора. Линия L является линией характеристики сети, пересечение которой с линией характеристики компрессора дает рабочую точку A , которой соответствует объемный расход $\bar{V}_A$. Правее границы



Газодинамическая характеристика центробежного компрессора

помпажа (в сторону увеличения расхода) выбирается линия регулирования L_c .

Если при увеличении сопротивления сети расход газа снижается настолько, что рабочая точка переходит от точки A к точке D , находящейся левее линии L_c , то система антипомпажной защиты должна приоткрыть регулирующий орган (байпасный клапан) и перепустить часть компримируемого газа с выхода на вход компрессора, чтобы переместить линию характеристики сети вправо так, чтобы рабочая точка переместилась от положения D в точку C на линии регулирования. Дистанция между линией границы помпажа L_s и линией L_c регулирования определяет выбранную величину запаса на регулирование (интервала безопасности). Относительное расстояние между рабочей точкой A и границей помпажа (точка B) в представленных координатах равно разности расходов ($\bar{V}_A - \bar{V}_B$). Область рабочих характеристик компрессора без необходимости байпасирования газа ограничивается областью правее линии антипомпажного регулирования L_c .

Линия границы помпажа, изображенная на рисунке, фиксирована для конкретных условий всасывания (температура газа, его молекулярный вес, показатель адиабаты и др.). В общем случае граница помпажа превращается в сложную многомерную поверхность. Поэтому использование этого графика для практической реализации систем антипомпажной защиты дает плохие результаты, так как в данном случае для обеспечения надежной защиты от помпажа компенсировать неточность положения границы помпажа можно только путем увеличения запаса на регулирование, что приводит к сужению области рабочих характеристик компрессора. В свою очередь, это влечет непроизводительные энергетические затраты на компримирование байпасируемого газа при малых расходах в технологический коллектор и, следовательно, к ухудшению эксплуатационных параметров и экономической эффективности компрессора.

Данная проблема может быть решена путем перехода для определения относительного положения рабочей точки и границы помпажа к системе координат, в которой точка помпажа сохраняет инвариантность при изменении параметров компримируемого газа по условиям всасывания. Ряд фирм, специализирующихся на оснащении компрессоров системами антипомпажной защиты, для определения относительного положения рабочей точки и границы помпажа пользуется математическим обеспечением, основанным на переходе к координатам политропный напор – квадрат объемного расхода. При этом считают, что в этих координатах, согласно закону вентилятора, для данной частоты вращения и постоянной геометрии проточной части рабочая характеристика секции политропного сжатия компрессора имеет единственную граничную точку помпажа, инвариантную ко всем входным условиям, включая начальные давление и температуру газа, его молекулярный вес и удельную теплоемкость [1].

Недостатком данного подхода для определения взаимного положения рабочей точки компрессора и границы помпажа является недостаточная компенсация изменения газодинамических свойств компримируемого газа, особенно его молярной массы. Это вызвано тем, что принятая газодинамическая модель не в полной мере отражает реальные характеристики компрессоров, применяемых на практике. В рабочих условиях поведение компрессора может существенно отклоняться от закона вентилятора (изменять свою характеристику). Особенно это касается многоступенчатых компрессоров, которые составляют большинство используемых на практике. В математической модели, описанной в патенте [1], многоступенчатые компрессоры рассматриваются как секции политропного сжатия с единственной

ступенью, без учета индивидуальных газодинамических характеристик каждой ступени и их общего числа.

В промышленности, особенно в нефтехимии, применяются компрессоры, рабочие режимы которых предполагают компримирование газовых смесей с существенно изменяющейся молярной массой. Например, в установках каталитического риформинга компримируется газ, изменяющийся по составу от смеси углеводородов с большим содержанием водорода (H_2) и молярной массой 3...7 г/моль до почти чистого азота молярной массой 28...30 г/моль. Опыт авторов в области расчета и проектирования подобных компрессорных установок показал, что использование параметра

$$S_{rel} = f(N, \alpha) \frac{h_{red}}{q_{red}^2}$$

(здесь N – частота вращения ротора; α – положение входного направляющего аппарата; h_{red} – приведенный политропный напор; q_{red}^2 – квадрат приведенного объемного расхода), приводит к большой погрешности в определении относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа в рабочем диапазоне изменения свойств компримируемого газа.

Применение методики, основанной на простом переходе к координатам политропный напор – квадрат объемного расхода для системы антипомпажного регулирования компрессоров приводит к ухудшению их эксплуатационных характеристик из-за сужения области рабочих характеристик работы компрессора без байпасирования газа. Также недостатком такой методики является необходимость компенсации изменения частоты вращения ротора компрессора. Для достижения необходимой точности определения относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа необходимо проводить помпажные испытания при нескольких значениях частоты вращения. Это означает, что в период пусконаладочных работ для настройки системы антипомпажной защиты компрессор необходимо несколько раз вводить в режим помпажа, что снижает ресурс его работы и увеличивает риск выхода из строя оборудования.

В ЗАО «НИИтурбокомпрессор» разработано математическое обеспечение, позволяющее существенно увеличить точность определения относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа [2], что позволяет расширить диапазон рабочих характеристик компрессора без байпасирования газа и снизить энергетические затраты на компримирование.

Для этого определение текущего значения относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа каждой секции компрессора осуществляется с учетом индивидуальных газодинамических характе-



ристик всех ступеней сжатия и их взаимного расположения. При этом относительное расстояние между рабочей точкой и границей помпажа для секции политропного сжатия при расходемерном устройстве, установленном на входе в секцию, определяется следующим образом.

Текущее значение параметра, определяющего положение рабочей точки компрессора,

$$S = \frac{\sigma}{\left(\frac{p_K}{p_H}\right)^\beta} \frac{\Delta p_{BX}}{\left[\left(\frac{p_K}{p_H}\right)^\sigma - 1\right]}, \quad (1)$$

где $\sigma = \frac{\log\left(\frac{T_K}{T_H}\right)}{\log\left(\frac{p_K}{p_H}\right)}$ – температурный коэффициент поли-

тропы; T_K , T_H – соответственно конечная и начальная температура газа в секции; p_K , p_H – соответственно конечное и начальное давление газа в секции; Δp_{BX} – перепад давления на расходемерном устройстве; β – параметр учета индивидуальных газодинамических характеристик ступеней сжатия секции.

Относительное расстояние между рабочей точкой и границей помпажа

$$D = \frac{S - S_{\Pi}}{S}, \quad (2)$$

где S_{Π} – значение параметра S , определенное при значениях газодинамических параметров в точке перехода к неустойчивому режиму компримирования (в помпажной точке).

Формула (1) может быть преобразована для случая расходемерного устройства, установленного на выходе секции.

Параметр β в формуле (1) учитывает индивидуальные газодинамические характеристики ступени сжатия компрессора, рабочая точка которой наиболее приближена к границе помпажа, а также ее положение относительно других ступеней сжатия. Авторами разработана специальная методика для определения и оптимизации значения параметра β .

Проведенные исследования и практика настройки систем антипомпажной защиты показали, что при оптимальном значении параметра β для секции политропного сжатия компрессора величина S_{Π} сохраняет постоянное значение с необходимой для целей антипомпажной защиты точностью при изменении в широких пределах температуры, давления и состава компримируемого газа, а также частоты вращения

ротора компрессора. Значение параметра S_{Π} может быть получено как расчетным путем с использованием данных газодинамических характеристик компрессора, так и экспериментально по результатам помпажных испытаний в условиях эксплуатации.

Системы антипомпажной защиты, основанные на данной математической модели определения относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа, позволяют существенно расширить область рабочих характеристик компрессора без байпасирования газа и снизить энергетические затраты на компримирование при малых расходах газа в технологическую линию.

Газодинамические расчеты, проведенные для центробежного компрессора 5ГЦ2-216/14-26 УХЛ4, предназначенного для сжатия технологического водородсодержащего газа на установке каталитического риформинга, показали, что заявляемый способ позволяет расширить область рабочих характеристик на 11% в единицах расхода по отношению к области рабочих характеристик, которую можно было реализовать, руководствуясь методикой, описанной в патенте [1]. При этом для настройки системы антипомпажной защиты при проведении помпажных испытаний достаточно получить одну помпажную точку для всего рабочего диапазона компрессора по составу газа и частоте вращения. Это повышает эксплуатационный ресурс компрессора, снижает риск вывода оборудования из строя и затраты на проведение пусконаладочных работ, что также является преимуществом описанного способа.

Применяемая в ЗАО «НИИтурбокомпрессор» математическая модель определения относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа дает возможность проведения помпажных испытаний и настройки системы антипомпажной защиты на модельном газе (воздух) или инертном газе (азоте), что значительно повышает безопасность испытаний компрессоров, предназначенных для сжатия токсичных или взрывоопасных газов.

Способ антипомпажной защиты, основанный на описанной математической модели, защищен патентом РФ и является основой для систем антипомпажной защиты центробежных компрессорных установок разрабатываемых ЗАО «НИИтурбокомпрессор» и изготавливаемых в ОАО «Казанькомпрессормаш». Методика успешно применена в системах антипомпажной защиты компрессорных установок 2ГЦ2-14/25-40 УХЛ4, 5ГЦ2-216/14-26 УХЛ4, 3ГЦ2-40/9,7-29 К.У1, 3ГЦ2-84/11-26-К.У1 и многих других.

Список литературы

1. Патент США №4949276, МПК F04D 27/02 G04B 13/02.
2. Патент РФ №2 458 257 C1, МПК F04D 27/02.