

ПРОЧНОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ

Научная статья

УДК 621.512

doi: 10.24412/2413-3035-2025-35-3-23-28

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ АНТИПОМПАЖНЫХ СИСТЕМ АО «НИИТУРБОКОМПРЕССОР ИМ. В.Б.ШНЕППА»

Андрей Львович Хавкин, Ильсур Фаязович Хуснутдинов

НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа, Группа ГМС, Казань, Российская Федерация
 niitk@niitk.ru

Аннотация: Защита от помпажа является одной из наиболее приоритетных задач, обеспечивающих надежную и экономичную работу технологического оборудования любой отрасли промышленности где эксплуатируются центробежные компрессоры (ЦК). При этом антипомпажная система является наиболее сложной и наукоемкой частью системы автоматизации турбокомпрессора. Рассмотрены аспекты создания антипомпажных систем. В частности, способы определения взаимного положения рабочей точки газодинамической характеристики турбокомпрессора компрессора относительно границы помпажа. Приведены различные подходы определения относительного расстояния между рабочей точкой характеристики компрессора и границей помпажа в координатах инвариантных к изменениям газодинамических условий компримирования, таких как компонентного состава газа, частоты вращения ротора, положения входного регулирующего аппарата и т.д. Приведено развитие способов антипомпажной защиты, разработанных в АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа». Рассмотрены проблемы создания антипомпажных систем для компрессорных установок, эксплуатация которых предполагает несколько различных режимов компримирования, в частности компрессоров технологического цикла производства сжиженного природного газа. Описан способ антипомпажной защиты, основанный на определении относительного расстояния между рабочей точкой характеристики и границей помпажа учитывающий семейство индивидуальных газодинамических характеристик одновременно всех ступеней сжатия компрессора, что позволяет применять данный способ для создания антипомпажных систем центробежных компрессорных установок любого типа и технологического назначения.

Ключевые слова: Центробежный компрессор, помпаж, система антипомпажной защиты.

IMPROVING ANTI-PUMP SYSTEMS JSC NII TURBOKOMPRESSOR N.A. V.B. SHNEPP

Andrey L. Khavkin, Ilsur F. Khusnutdinov

NIIturbokompressor n.a. V.B. Shnep, HMS Group, Kazan, Russian Federation
 niitk@niitk.ru

Abstract: Anti-surge protection is one of the most important tasks ensuring reliable and economical operation of technological equipment in any industry where centrifugal compressors (CC) are used. At the same time, the anti-surge system is the most complex and science-intensive part of the turbo-compressor automation system. Aspects of creating anti-surge systems have been considered. In particular, methods for determining the mutual position of the operating point for the gas-dynamic characteristics of a turbo compressor relative to the surge limit have been discussed. Various approaches have been presented for determining the relative distance between the operating point of the compressor characteristic and the surge limit in coordinates that are invariant to changes in gas-dynamic compression conditions, such as gas composition, rotor speed, inlet control device position, etc. The anti-surge protection methods have been presented which are developed at JSC NIIturbokompressor n.a. V.B. Shnep. The article discusses the problems of creating anti-surge systems for compressor units, the operation of which involves several different compression modes, in particular compressors used in the production cycle of liquefied natural gas. The method of anti-surge protection is described which is based on determining the relative distance between the operating point of the characteristic curve and the surge limit taking into account the family of individual gas-dynamic characteristics of all stages of the compressor simultaneously, which allows this method to be used to create anti-surge systems for centrifugal compressor units of any type and technological purpose.

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

ВВЕДЕНИЕ (INTRODUCTION)

Основным применяемом на практике способом защиты ЦК от помпажа является непрерывное измерение значений режимных газодинамических параметров, определяющих положение рабочей точки на газодинамической характеристике компрессора, вычисление относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа в виде функции измеренных значений режимных параметров и байпасирования части компримируемого газа с линии нагнетания в линию всасывания при снижении величины этого расстояния до опасного значения.

Надежная и эффективная реализация данного способа защиты от помпажа возможна только при точном определении взаимного положения рабочей точки характеристики компрессора и границы помпажа. Сложность данной задачи можно проиллюстрировать с помощью графика газодинамических характеристик центробежного компрессора, изображенного на рис. 1.

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_c и линией регулирования L_c определяет выбранную величину запаса на регулирование (интервала безопасности). Относительное расстояние между рабочей точкой A и границей помпажа точкой 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 L_c изображенная на рис. 1 в данных координатах фиксирована для конкретных условий всасывания (температуры газа, его молекуллярной массы, показателя адиабаты и т.д.) и при изменении газодинамических условий линия границы

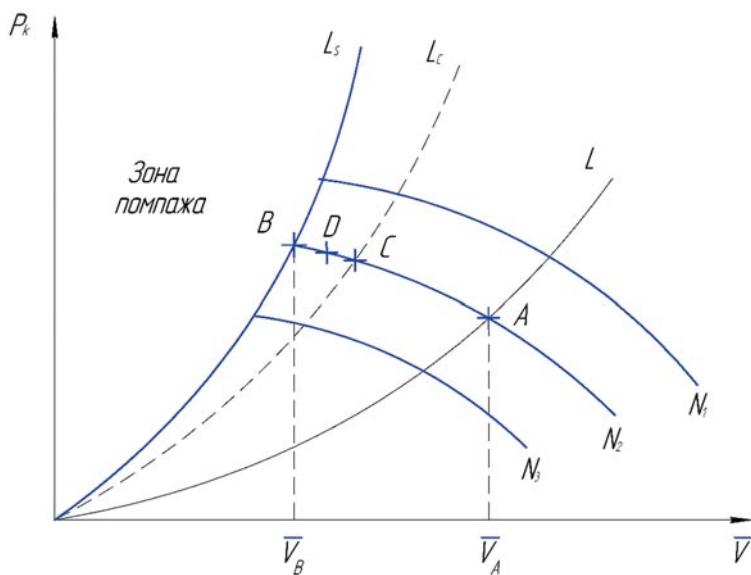


Рис. 1. Газодинамическая характеристика центробежного компрессора
 Fig. 1. Gas-dynamic characteristic of a centrifugal compressor

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 газодинамическом неустойчивом режиме (помпаже). 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 помпажа (в сторону увеличения расхода) выбирается линия антипомпажного 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 , система антипомпажной защиты должна приоткрыть регулирующий орган (бай-

помпажа будет тоже изменяться. Таким образом практическая реализация систем антипомпажной защиты на основе данного графика не дает хороших результатов, так как текущее значение расстояние между рабочей точкой характеристики и реальной границей помпажа будет определяться с большой погрешностью и для обеспечения надежной защиты от помпажа компенсировать изменение положения границы помпажа можно только путем существенного увеличения запаса на регулирование. А это влечет непроизводительные энергетические затраты на компримирование байпасируемого газа и, следовательно, к ухудшению эксплуатационных параметров и экономической эффективности компрессорной установки.

Данная проблема может быть решена путем перехода для определения относительного положения рабочей точки и границы помпажа к системе координат,

в которой граница помпажа сохраняет инвариантность при изменениях газодинамических условий компримирования. Например, фирма Compressor Controls Corporation, специализирующаяся на оснащении ЦК системами антипомпажной защиты, для определения относительного положения рабочей точки и границы пользуется математическим обеспечением, основанном на переходе к координатам политропный напор — квадрат объемного расхода. При этом полагается, что в этих координатах, согласно закону вентилятора, для фиксированной частоте 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]. При этом положение рабочей точки определяется как отношение приведенного политропного напора к квадрату приведенного объемного расхода, с учетом частоты вращения и положения входного регулирующего аппарата:

$$S_{red} = f(N, \alpha) \cdot \frac{h_{red}}{q_{red}^2} \quad (1)$$

h_{red} — приведенный политропный напор, q_{red}^2 — квадрат приведенного объемного расхода; N — частота вращения ротора, α — положение входного регулирующего аппарата.

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. Компрессоры в рабочих условиях могут существенно отличаться от закона вентилятора (изменять свою характеристику). Особенно это касается многоступенчатых компрессоров, которые составляют большинство используемых на практике. В математической модели, описанной в [1], многоступенчатый компрессор, рассматривается, как секция политропного сжатия с единственной ступенью, без учета индивидуальных газодинамических характеристик каждой ступени и их общего количества.

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 с молярной массой 3-7 г/моль до почти чистого азота молярной массой 28 г/моль. Опыт авторов в области

расчета и проектирования подобных компрессорных установок, а также практика проведения помпажных испытаний показал, что использование параметра, вычисляемого по формуле (1) может приводить к недопустимо большой погрешности в определении относительного расстояния между рабочей точкой характеристики и границей помпажа в эксплуатационном диапазоне изменения свойств компримируемого газа. Также недостатком методики Compressor Controls Corporation является необходимость компенсации изменения частоты вращения ротора компрессора и положения входного регулирующего аппарата (ВРА). Поэтому необходимо проводить многократные помпажные испытания (тесты) при нескольких значениях частоты вращения или положения ВРА. Это означает, что в период пуско-наладочных 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.

ОБСУЖДЕНИЕ (DISCUSSION)

Подход к созданию антипомпажных систем применяемый в АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа».

В АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» разработан и защищен патентом способ защиты от помпажа, позволяющий с высокой точностью определять относительное расстояние между рабочей точкой характеристики и границей помпажа [2, 3], что позволяет увеличить надежность антипомпажной защиты и расширить область рабочих характеристик компрессора без байпасирования газа и тем самым снизить энергетические затраты на компримирование.

Для этого определение текущей величины относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа каждой секции политропного сжатия осуществляется с учетом индивидуальных газодинамических характеристик всех ступеней сжатия и их взаимного расположения. При этом величина относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа для секции политропного сжатия, определяется следующим образом:

$$S = \frac{\sigma}{\left(\frac{P_K}{P_H}\right)^{\beta}} \left[\left(\frac{P_K}{P_H}\right)^{\sigma} - 1 \right]^{\frac{\Delta P}{P_H}} \quad (2)$$

$$\sigma = \frac{\log\left(\frac{T_K}{T_H}\right)}{\log\left(\frac{P_K}{P_H}\right)} \quad (3)$$

$$D = \frac{S - S_n}{S} \cdot 100 [\%] \quad (4)$$

где ΔP — перепад давления на расходомерном устройстве, установленном в линии всасывания; S — текущее значение параметра, определяющего положение рабочей точки турбокомпрессора; S_n —

значение параметра S определенное по формуле (2) при значениях газодинамических параметров в точке перехода к неустойчивому режиму компримирования (в помпажной точке); P_H , P_K — начальное и конечное давление газа соответственно; T_H , T_K — начальная и конечная температура газа соответственно; β — параметр учета индивидуальной газодинамической характеристики ступени сжатия турбокомпрессора, рабочая точка которой наиболее приближена к границе помпажа; D — значение относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа в процентах.

Параметр β в формуле (2) 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 помпажные испытания ЦК различного типа показали, что при оптимальном значении параметра β для секции политропного сжатия величина параметра S вычисленная по формуле (2) при значениях газодинамических параметрах на границе помпажа (S_n) сохраняет постоянное значение с достаточной для целей антипомпажной защиты точностью при изменении в широких пределах температуры, давления и компонентного состава компримируемого газа, а также частоты вращения ротора компрессора и положения ВРА. Значение параметра S_n может быть получено, используя как расчетные данные газодинамических характеристик компрессора, так и экспериментально, по результатам помпажных тестов в условиях эксплуатации. При этом как правило достаточно проведения одного помпажного теста.

РЕЗУЛЬТАТЫ (RESULTS)

Совершенствование способа антипомпажной защиты АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа».

В настоящее время успешно эксплуатируются более 100 компрессорных установок в которых реализованы системы антипомпажной защиты, где применено математическое обеспечение, основанное на вычислении параметра помпажа S по формуле (2). Компрессорные установки различались как по типу, так и по технологическому назначению и предназначались для компримирования газа на технологиче-

ских установках каталитического реформинга, гидроочистки, каталитического крекинга, изомеризации, замедленного коксования, очистки коксового газа, депарафинизации, а также установках холодильного цикла и других ответственных производствах. Помпажные испытания ЦК в условиях эксплуатации подтвердили, что параметр определяющий положение рабочей точки характеристики относительно границы помпажа, вычисляемый по формуле (2) сохраняет свое значение в помпажных точках при значительных изменениях газодинамических параметров компримируемого газа по условиям всасывания — компонентного состава, давления, температуры, а также изменении частоты вращения ротора и положения ВРА. Таким образом результаты теоретических изысканий были полностью подтверждены на практике. Однако способ имеет ограничения по применяемости. Это вызвано тем, что уравнения (2-4) позволяют корректно определить значение относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа при условии, что явления газодинамической нестационарности процесса компримирования всегда начинаются в одной ступени сжатия так как параметр β в формуле (2) оптимизируется для учета индивидуальной газодинамической характеристики только одной конкретной ступени. В настоящее время в АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» разрабатываются компрессорные установки, рабочие режимы которых существенно отличаются как по компонентному составу газа, так и входным условиям — температуре и давлению. При этом в ряде компрессоров явления газодинамической нестационарности процесса компримирования (предпомпажное состояние и помпаж) могут начинаться в различных ступенях сжатия зависимости от рабочего режима и текущих газодинамических условий. Это можно проиллюстрировать на примере компрессора, предназначенного для компримирования смешанного хладагента (СХА) в цикле производства сжиженного природного газа (СПГ). В таблице 1 приведены значения помпажного запаса ступеней сжатия компрессора для различных технологических режимов работы.

Из таблицы видно, что в режиме компримирования этана помпаж компрессора начинается со второй ступени, в зимнем режиме компримирования СХА с третьей ступени, а в летнем режиме компримирования СХА с шестой ступени. В подобных случаях применение обычных способов антипомпажного регу-

Таблица 1. Зависимость помпажного запаса ступеней сжатия компрессора от режима работы

Режим	Молекулярный вес, кмоль/кг	Частота вращения, об/мин	Температура на входе, °C	Отношение давления, РК/РН	Помпажный запас ступеней сжатия компрессора, %						
					7,3	4,5	0,0	4,0	7,5	7,9	
Зимний режим (СХА)	30,4	5640	-39	14,3							
Летний режим (СХА)	34,9	5610	-38	21,8	19,2	23,5	14,8	6,3	3,0	0,0	
Этан	30,4	4900	-45	6,7	5,7	0,0	8,5	24,5	34,7	40,7	

лирования приводит к необходимости существенного увеличения интервала безопасности между линией регулирования и границей помпажа, т.к. даже в инвариантных к изменению газодинамических условий координатах происходит изменение положения границы помпажа из-за того, что в зависимости от эксплуатационного режима инициатором помпажа могут являться разные ступени сжатия.

Для решения данной проблемы разработан способ защиты от помпажа, который предполагает определение значения относительного расстояния между рабочей точкой газодинамической характеристики и границей помпажа каждой ступени сжатия компрессора и, сравнивая вычисленные значения, определяется ступень сжатия, которая в данный момент наиболее приближена к помпажу и именно по параметрам данной ступени производится антипомпажной регулирование. Таким образом, при определении текущего значения относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа компрессора учитывается семейство газодинамических характеристик всех ступеней сжатия. При этом значение относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа всего компрессора с учетом положения рабочих точек каждой ступени сжатия определяется следующим образом:

$$S_i = \frac{\sigma}{\left(\frac{P_K}{P_H}\right)^{\beta_i}} \left[\left(\frac{P_K}{P_H}\right)^\sigma - 1 \right] \quad (5)$$

$$\sigma = \frac{\log\left(\frac{T_K}{T_H}\right)}{\log\left(\frac{P_K}{P_H}\right)} \quad (6)$$

$$D_i = \frac{S_i - S_{pi}}{S_i} \cdot 100 [\%] \quad (7)$$

$$D_{act} = \min(D_i), \quad (8)$$

где: i — порядковый номер ступени сжатия; ΔP — перепад давления на расходомерном устройстве, установленном в линии всасывания; β_i — параметр учета индивидуальной газодинамической характеристики и положения в проточной части турбокомпрессора i -ой ступени сжатия; P_H, P_K — начальное и конечное давление газа соответственно; T_H, T_K — начальная и конечная температура газа соответственно; σ — температурный коэффициент политропы; S_i — текущее значение параметра, определяющего положение рабочей точки характеристики i -ой ступени сжатия; S_{pi} — величина параметра S_i определенная для i -ой ступени сжатия при значениях газодинамических параметров в помпажной точке этой ступени; D_i — значение относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа i -ой ступени сжатия; D_{act} — актуальное значение относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа всего компрессора (запас по помпажу).

Значения параметров β_i определяются расчетным путем по газодинамическим характеристикам соответствующих ступеней сжатия путем оптимизации по критерию инвариантности расчетных значений S_{pi} к изменению режимных газодинамических параметров компримирования.

Исследования показали, что описанный выше способ позволяет корректно определить текущее значение относительного расстояния между рабочей точкой газодинамической характеристики и границей помпажа многоступенчатой секции политропного сжатия при любых изменениях рабочих условий компримирования. Для практической реализации данного способа разработано специальное математическое и программное обеспечение для микропроцессорных контроллеров систем антипомпажной защиты. Способ реализован в антипомпажных системах ряда сложных многорежимных компрессорных установок, предназначенных для компримирования смешанных хладагентов в технологическом цикле производства СПГ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ (CONCLUSION)

Научный потенциал и практический опыт специалистов АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа» позволил определить основные направления совершенствования антипомпажных систем и разработать новый способ антипомпажной защиты за счет принципиально нового подхода к решению проблемы корректного определения относительного расстояния между рабочей точкой характеристики и границей помпажа [4]. Описанный выше способ антипомпажной защиты, основанный на учете индивидуальных газодинамических характеристик всех ступеней сжатия компрессора позволяет обеспечить надежную антипомпажную защиту и экономичную работу ЦК любого типа и назначения при различных режимах работы, включая режимы компримирования не предусмотренные техническим заданием на разработку компрессора, что часто имеет место при эксплуатации компрессорной техники. Способ не имеет отечественных и зарубежных аналогов.

Наличие в АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа» компетенций как в области газодинамики процесса компримирования, так и в области систем автоматического регулирования позволяет создавать эффективные антипомпажные системы и постоянно совершенствовать их для обеспечения безопасной эксплуатации новых типов компрессорных установок.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

- Патент № 4949276 US. Method and apparatus for preventing surge in a dynamic compressor / Compressor Controls LLC. 1990.
- Патент RU 2458 257 С1. Способ защиты турбокомпрессора от помпажа / Гузельбаев Я. З., Лунев А. Т., Хуснутдинов И. Ф., Хавкин А. Л. 2012. № 22.

3. Гузельбаев Я.З., Хавкин А.Л., Хуснутдинов И.Ф. Системы антипомпажной защиты АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» // Труды XVII Международной научно-технической конференции по компрессорной технике, июнь 2017 / под ред. Е.Р. Ибрагимова. Казань: ООО «ВИЗАРД», 2017. С. 118-124.
4. Патент RU № 2844 455. Способ защиты турбокомпрессора от помпажа / Хавкин А. Л., Хуснутдинов И. Ф. 2025. № 22.

REFERENCES

1. Patent No. 4949276 US. Method and apparatus for preventing surge in a dynamic compressor / Compressor Controls LLC. 1990.
2. Patent RU 2458 257 C1. Method of turbocompressor anti-surge protection: / Guzelbaev Ya.Z., Lunev A. T., Khavkin A. L., Khusnutdinov I. F. 2012. No. 22.
3. Guzelbaev Ya.Z., Khavkin A. L., Khusnutdinov I. F. Anti-surge protection systems of JSC NIIturbokompressor n.a. V. B. Shneppe // Proceedings of the XVII International Scientific and Technical Conference on Compressor Technology, June 2017 / eds E. R. Ibragimov. Kazan: LLC VIZARD, 2017. P. 118-124.

4. Patent RU № 2844 455. Method for protecting a turbocharger from surge / Khavkin A. L., Khusnutdinov I. F. 2025. № 22.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

А. Л. Хавкин — главный специалист;
И. Ф. Хуснутдинов — начальник научно-технического центра.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

A. L. Khavkin — Chief Specialist;
I. F. Khusnutdinov — Head of the Scientific and Technical Center.

Статья поступила в редакцию 28.05.2025; одобрена после рецензирования 29.06.2025; принята к публикации 14.07.2025.

*Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.*