

# Интегрированные системы защиты центробежных компрессоров от помпажа

Я.З.Гузельбаев, А.Л.Хавкин, И.Ф.Хуснутдинов  
(АО «НИИтурбокомпрессор им.В.Б.Шнеппа», Группа ГМС)

Современные интегрированные системы защиты от помпажа содержат два контура управления: 1) основной контур не допускает возникновения помпажа путем байпасирования части компримируемого газа с выхода на вход компрессора; 2) дополнительный контур («сторож») для распознавания начала помпажа и экстренного вывода компрессора из опасного режима путем форсированного открытия байпасного клапана.

В АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» разработан и защищен патентами способ защиты от помпажа, позволяющий существенно увеличить точность определения относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа.

Надежность распознавания предпомпажного состояния турбокомпрессоров была решена за счет применения способов, основанных на непрерывной групповой обработке сигналов датчиков компрессора с использованием математического аппарата теории вероятности.

**Ключевые слова:** интегрированные системы защиты от помпажа, вычисление среднего значения (математического ожидания) и дисперсии сигналов, вычисление ковариации пары сигналов.

*Integrated systems for protecting centrifugal compressors from surging*

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

(JSC «NIIturbokompressor named after V.B.Shnep», HMS Group)

*Modern integrated surge protection systems contain two control circuits: 1) the main circuit does not allow surging by bypassing part of the compressed gas from the outlet to the compressor inlet; 2) an additional circuit ("watchman") for detecting the onset of surging and emergency withdrawal of compressor from the dangerous mode by forcing the opening of bypass valve.*

*The method of protection against surging, which allows to significantly increase the accuracy of determining the relative distance between the operating point and the surge margin, has been developed in JSC "NIIturbokompressor" and protected by patents.*

*Reliability of recognition of the pre-surge condition in turbocompressors was enhanced by the use of methods based on continuous group processing of compressor sensor signals using the mathematical apparatus of probability theory.*

**Key words:** integrated systems of surge protection, calculation of mean value (mathematical expectation) and dispersion of signals, calculation of covariance of a pair of signals.

Защита от помпажа - важная часть обеспечения безопасной эксплуатации турбокомпрессоров, так как помпаж сопровождается повышением вибрации, осевых нагрузок и может привести к снижению ресурса или выходу из строя отдельных частей (лопаток, уплотнений, приводной муфты и т.д.), и даже разрушению компрессора. Поэтому антипомпажные системы являются неотъемлемой и наиболее наукоемкой частью систем управления центробежными компрессорными установками (ЦКУ).

Практически все ЦКУ, выпускаемые АО «Казанькомпрессормаш», с электроприводом, с газотурбинным и паротурбинным приводом, снабжены антипомпажными системами, разработанными АО «НИИтурбокомпрессор им.В.Б. Шнеппа». Научный потенциал и большой практический опыт специалистов АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» позволил определить основные направления совершенствования антипомпажных систем для повышения надежности и эффективности противопомпажной защиты.

Опыт показал, что для обеспечения надежной и безопасной эксплуатации ЦКУ, современные системы антипомпажной защиты должны быть интегрированными и содержать два контура управления антипомпажным клапаном.

Первый, основной контур антипомпажного регулирования, не допускающий возникновения помпажа за счет удержания рабочей точки характеристики компрессора на безопасном расстоянии до границы помпажа путем байпасирования части компримируемого газа с выхода на вход компрессора. И второй, дополнительный контур антипомпажной защиты («сторож»), предназначенный для определения начала помпажа и экстренного вывода компрессора из опасного режима путем форсированного открытия байпасного или сбросного клапана, а при необходимости и подачи сигнала на останов ЦКУ.

АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» имеет современные технические решения, как в области антипомпажного регулирования, так и защиты. Для анализа путей повышения эффективности контура



антипомпажного регулирования, обратимся к газодинамической характеристике центробежного компрессора на рис. 1.

Здесь ось абсцисс отражает объемный расход через компрессор по условиям всасывания ( $V$ ), а ось ординат – степень сжатия или конечное давление. Линия  $L_s$  является границей помпажа, левее которой компрессор работает в опасном для эксплуатации газодинамически неустойчивом режиме (помпаже).

Линии  $N_i$  – характеристики компрессора при постоянной скорости вращения ротора или фиксированном положении входного направляющего аппарата. Линия  $L$  является линией характеристики сети, пересечение которой с линией характеристики компрессора в рассматриваемое время, например  $N_2$ , дает рабочую точку  $A$ , которой соответствует объемный расход  $V_A$ .

Правее границы помпажа  $L_s$  (в сторону увеличения расхода) выбирается линия регулирования  $L_c$ . Если при увеличении сопротивления сети расход газа снижается настолько, что рабочая точка пересечет линию  $L_c$ , система антипомпажного регулирования приоткрывает регулирующий орган (байпасный клапан) и перепускает часть компримируемого газа с выхода на вход компрессора. Таким образом, к характеристике сети добавляется характеристика приоткрытого байпасного клапана и новая рабочая точка, определяемая как пересечение суммарной характеристики сети и компрессора, будет на линии регулирования  $L_c$ . 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 в представленных координатах равно разности соответствующих расходов. Область рабочих характеристик компрессора без необходимости байпасирования газа ограничивается областью правее линии антипомпажного регулирования  $L_c$ . Чем меньше величина запаса на регулирование, тем экономичнее работа компрессора, т. к. минимизируются энергозатраты на компримирование байпасируемого газа, но при этом возрастает риск входа рабочей точки в зону помпажа.

Эффективность контура антипомпажного регулирования главным образом зависит от точности определения взаимного положения рабочей точки компрессора и границы помпажа. Изображенная на рис. 1 линия границы помпажа фиксирована для конкретных условий всасывания (температуры газа, его молекулярного веса, показателя адиабаты и т.д.). В общем случае граница помпажа превращается в сложную многомерную поверхность. Поэтому использование этого графика для практической реали-

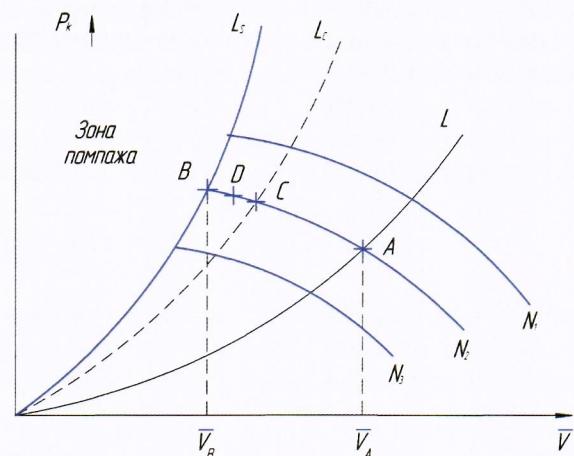


Рис. 1. Газодинамическая характеристика центробежного компрессора

зации антипомпажного регулирования дает плохие результаты, т. к. для обеспечения надежной защиты от помпажа компенсировать неточность определения положения рабочей точки относительно границы помпажа можно только путем увеличения запаса на регулирование, а это приводит к непроизводительным энергетическим затратам на компримирование байпасируемого газа и ухудшение эксплуатационных параметров и экономической эффективности КУ.

В нефтеперерабатывающей промышленности эксплуатируются компрессоры, рабочие режимы которых предполагают компримирование газовых смесей, с существенно изменяющейся молярной массой и показателем адиабаты. Например, в установках каталитического риформинга или гидроочистки 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. В этих условиях обеспечить определение относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа во всем диапазоне изменения состава газа с необходимой точностью затрудняются даже ведущие отечественные и зарубежные фирмы, специализирующиеся в области антипомпажных систем.

В АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» разработан и защищен патентом способ защиты от помпажа позволяющий существенно увеличить точность определения относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа [1]. Для этого определение текущей величины относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа 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:

$$S = \frac{\sigma}{\left(\frac{P_k}{P_n}\right)^\beta} \cdot \frac{\Delta P_{\text{ex}}}{P_n} \cdot \left[ \left( \frac{P_k}{P_n} \right)^\sigma - 1 \right], \quad (1)$$

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

$$\sigma = \frac{\log \left( \frac{T_k}{T_n} \right)}{\log \left( \frac{P_k}{P_n} \right)}, \quad (3)$$

где:  $\Delta P_{\text{ex}}$  – перепад давления на расходомерном устройстве установленном на входе в секцию;  $\beta$  – параметр учета индивидуальных газодинамических характеристик ступеней сжатия секции;  $D$  – текущее значение относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа;  $S$  – текущее значение параметра, определяющего положение рабочей точки компрессора;  $S_n$  – значение параметра  $S$  определенное при значениях газодинамических параметров в точке перехода к неустойчивому режиму компримирования (в помпажной точке);  $P_n$ ,  $P_k$  – начальное и конечное давление газа в секции соответственно;  $T_n$ ,  $T_k$  – начальная и конечная температура газа в секции соответственно;  $\sigma$  – температурный коэффициент политропы.

Параметр  $\beta$  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.

Проведенные исследования и практика настройки антипомпажных систем показали, что при оптимальном значении параметра  $\beta$  величина параметра  $S_n$  сохраняет свое значение с необходимой точностью при изменении в широких пределах температуры, давления и состава компримируемого газа, а также частоты вращения ротора компрессора.

Системы антипомпажного регулирования, 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 в зоне малых расходов газа в технологическую линию.

Также, данная математическая модель дает возможность проведения помпажных испытаний и на-

стройки антипомпажной системы на модельном газе (воздухе) или инертном газе (азоте), что значительно повышает безопасность проведения испытаний для компрессоров, предназначенных для сжатия токсичных или взрывоопасных газов, а также снижает затраты на проведение пусконаладочных работ.

Для увеличения эффективности антипомпажного регулирования в системах АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» дополнительно учитывается динамика приближения рабочей точки к границе помпажа для формирования упреждающего воздействия на антипомпажный клапан. Для этого используется дисперсионная составляющая сигнала датчика перепада давления на расходомерном устройстве антипомпажной защиты, что позволяет также реагировать на возникновение вращающегося срыва, который предшествует помпажу в турбокомпрессорах.

В качестве дополнительной меры по улучшению качества антипомпажного регулирования применяется адаптивное изменение динамических настроек регулятора в зависимости от положения рабочей точки характеристики компрессора относительно границы помпажа, а также вводится асимметрия регулятора – антипомпажный клапан открывается быстрее, чем закрывается.

Даже самая совершенная система антипомпажного регулирования не может гарантированно защитить компрессор от помпажа. Это может быть вызвано некомпетентным управлением компрессорной установкой или технологическим процессом. Например, резким снижением частоты вращения ротора или закрытием быстrozапорной арматуры в линиях всасывания и нагнетания. Причиной помпажа также является неверное определение положения рабочей точки характеристики компрессора относительно границы помпажа вследствие следующих причин:

- некорректного сигнала перепада давления на расходомерном устройстве из-за скопления конденсата или утечек в импульсных линиях;
- изменение геометрии проточной части или расходомерного устройства, например, вследствие обледенения или загрязнения.

Таким образом, второй контур защиты в виде устройства или программного средства для распознавания газодинамической неустойчивости процесса компримирования – сигнализатор (детектор) помпажа, должен являться неотъемлемой частью современных систем обеспечения безопасной эксплуатации турбокомпрессоров.

Проблема эффективности и надежности распознавания помпажа и предпомпажного состояния турбокомпрессоров была решена в АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» за счет применения способов распознавания помпажа, основанных на непрерывной групповой статистической обработке



сигналов в реальном масштабе времени с использованием математического аппарата теории вероятности. К основным преимуществам критериев, основанных на обработке сигналов с помощью статистических функций, следует отнести:

- высокую надежность и эффективность распознавания помпажа;
- устойчивость к шумам и помехам;
- отсутствие ложных срабатываний;
- возможность практической реализации в реальном масштабе времени на современных микропроцессорных контроллерах.

В системах антипомпажной защиты АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» используются два способа распознавания помпажа.

Первый способ основан на непрерывном вычислении в реальном масштабе времени среднего значения ( $\bar{x}$ ), дисперсии ( $\sigma_x^2$ ) и отношение дисперсии к квадрату среднего значения ( $\sigma_{np}^2$ ) сигнала перепада давления на расходомерном устройстве:

$$\bar{x} = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N x_i \quad (4)$$

$$\sigma_x^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2 \quad (5)$$

$$\sigma_{np}^2 = \frac{\sigma_x^2}{(\bar{x})^2} \quad (6)$$

В качестве критерия помпажа принимается превышение величиной  $\sigma_{np}^2$  выбранного порогового значения ( $\sigma_{nop}^2$ ):

$$\sigma_{np}^2 \geq \sigma_{nop}^2 \quad (7)$$

Информативность дисперсионного параметра  $\sigma_{np}^2$  для распознавания помпажа показана на рис.2 на примере данных помпажных испытаний компрессора ЗГЦ2 38/9,5 28. Способ показал высокую эффективность и помехоустойчивость в условиях эксплуатации на всех типах центробежных компрессоров и защищен патентами РФ [2], [3].

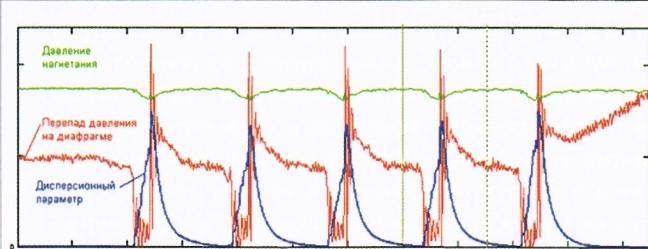


Рис. 2. Информативность дисперсионного параметра на примере данных помпажных испытаний компрессора ЗГЦ2-38/9,5-28

Второй способ основан на анализе в реальном масштабе времени ковариации сигналов двух режимных параметров, имеющих коррелированные тенденции в предпомпажный период и во время помпажа. По таким параметрам ( $x, y$ ) вычисляются их средние значения ( $\bar{x}, \bar{y}$ ) и ковариация  $\text{cov}\{x,y\}$ :

$$\text{cov}\{x, y\} = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y}) \quad (8)$$

В качестве величины, характеризующей степень неустойчивости процесса компримирования, используется параметр приведенной ковариации  $\text{cov}_{np}$ :

$$\text{cov}_{np} = \frac{\text{cov}\{x, y\}}{\bar{x} \cdot \bar{y}} \quad (9)$$

Критерием начала помпажа является превышение величины  $\text{cov}_{np}$  выбранного порогового значения ( $\text{cov}_{nop}$ ):

$$\text{cov}_{np} \geq \text{cov}_{nop} \quad (10)$$

На практике для распознавания помпажа используются пары сигналов следующих параметров:

- перепад давления на расходомерном устройстве – давление нагнетания;
- перепад давления на расходомерном устройстве – ток электропривода;
- перепад давления на расходомерном устройстве – осевое смещение ротора;
- давление нагнетания - ток электропривода.

Информативность ковариационного параметра для распознавания помпажа показана на рис.3 на примере данных помпажных испытаний нагнетателя Н-133-21-01. Данный пример выбран для иллюстрации высокой помехоустойчивости способа в условиях нестационарного сигнала перепада давления на расходомерном устройстве, где традиционные способы выявления помпажа не дают положительного результата.

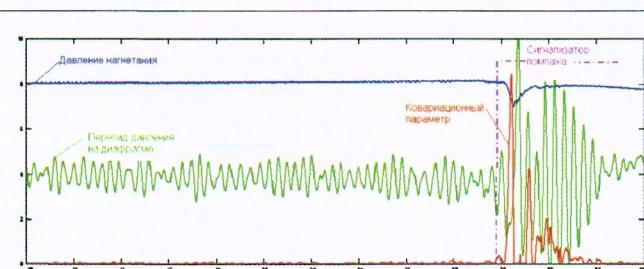


Рис. 3. Информативность ковариационного параметра распознавания на примере данных помпажных испытаний нагнетателя Н-133-21-01

Способ защищен патентом РФ [4]. Эффективность его применения для выявления помпажа подтверждена в условиях эксплуатации для всех типов центробежных компрессоров.

Внедрение сигнализаторов помпажа на основе статистических способов обработки сигналов позволило повысить безопасность эксплуатации ЦКУ. Это подтверждено многолетним опытом эксплуатации компрессоров имеющих двухконтурную систему защиты от помпажа.

Таким образом, создаваемые в АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» интегрированные системы антипомпажной защиты и регулирования отвечают самым высоким современным требованиям и по эффективности не уступают, а по ряду параметров превосходят, лучшие отечественные и зарубежные аналоги. Все используемые технические решения защищены патентами.

## Список литературы

1. Я.З. Гузельбаев, А.Т. Лунев, А.Л. Хавкин, И.Ф. Хуснутдинов. Способ защиты турбоком-парессора от помпажа / Патент RU № 2 458 257 С1, 10.08.2012.
2. Я.З. Гузельбаев, А.В. Фафурин, И.Г. Хисамеев, А.Л. Хавкин. Способ диагностики пом-пажа турбокомпрессора и система для его реализации / Патент на изобретение РФ № 2172433, 20.08.2001.
3. Я.З. Гузельбаев, А.Л. Хавкин. Способ распознавания помпажа турбокомпрессора и система для его реализации / Патент на изобретение РФ № 2247868, 10.03.2005.
4. Я.З. Гузельбаев, А.Л. Хавкин. Способ диагностики помпажа турбокомпрессора и система для его реализации / Патент на изобретение РФ № 2247869, 10.03.2005.

