

## ФОРМИРОВАНИЕ ТРАЕКТОРИИ ТОРМОЖЕНИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

**Введение.** Центробежные компрессоры и воздуходувки относятся к энергоемким механизмам и находят широкое применение в химической, нефтегазовой, металлургической, машиностроительной и других отраслях промышленности. Компрессорные станции состоят обычно из нескольких машин, включенных как параллельно, так и последовательно в общую трубопроводную систему. Это обусловлено необходимостью работы станции на покрытие графика переменного расхода. Поскольку подавляющее большинство действующих в Украине компрессоров и воздуходувок оснащено нерегулируемыми электроприводами, регулирование производительности этих турбомеханизмов осуществляется в основном дросселированием. Энергетическая эффективность этого вида регулирования центробежных машин низка, однако ввиду чрезвычайной простоты он имеет широкое применение.

**Постановка задачи исследования.** Внедрение регулируемых электроприводов позволяет изменять производительность турбомеханизмов без потерь энергии, обусловленных гидравлическим сопротивлением дросселя, и существенно повысить энергетическую эффективность процессов компримирования. Однако, снижение производительности центробежных компрессоров путем уменьшения частоты вращения электроприводов зачастую сопровождается явлениями помпажа. Задачей настоящего исследования является выявление причин, приводящих к потере устойчивости турбомеханизмов при регулировании их производительности изменением частоты вращения, и определение закона управления скоростью вращения электропривода, обеспечивающего отсутствие вращающихся срывов и помпажа в центробежных компрессорах при регулировании их производительности.

**Материалы исследования.** Для выявления причин потери устойчивости турбомеханизма рассмотрим его статическую напорную характеристику (рис. 1), которая представляет собой зависимость степени сжатия машины  $\pi$  от объемного расхода  $Q$  при постоянных значениях скорости вращения колеса  $\omega$ , плотности  $\rho$ ,

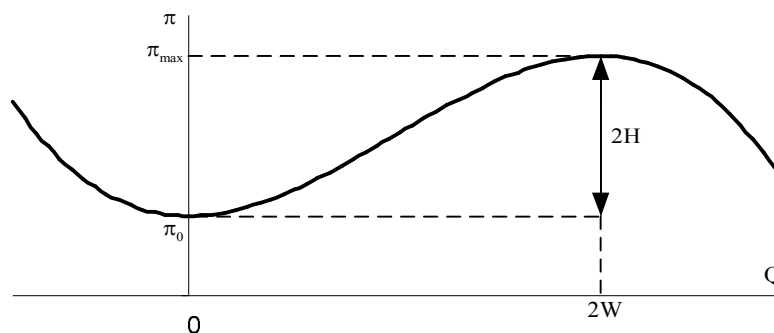


Рис. 1. Статическая напорная характеристика центробежного компрессора

температуры и давления газа во всасывающем патрубке. Для изучения процесса компримирования газа разработано много моделей, учитывающих потери давления в конфузоре, рабочем колесе, диффузоре и улитке, а также потери давления при отклонении угла потока от угла лопаток. Наиболее широкое признание в литературе по управлению компрессорами получила кубическая модель напорной характеристики Moore и Greitzer [1]:

$$\pi(Q) = \pi_0(\omega) + H \left( 1 + \frac{3}{2} \left( \frac{Q}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left( \frac{Q}{W} - 1 \right)^3 \right), \quad (1)$$

где  $\pi_0(\omega)$  - значение  $\pi(Q)$  при нулевом расходе и скорости вращения  $\omega$ ;  $W$  - величина, соответствующая половине расхода перекачиваемого газа при максимальной степени сжатия;  $H$  - полуразность максимальной степени сжатия компрессора  $\pi_{\max}(\omega)$  и степени сжатия при нулевом расходе  $\pi_0(\omega)$ ,  $H = 0.5(\pi_{\max}(\omega) - \pi_0(\omega))$ .

Выражение (1) позволяет строить семейство статических напорных характеристик для различных фиксированных значений скоростей вращения рабочего колеса компрессора. Для этого выразим параметры  $W$  и  $H$  через скорость вращения рабочего колеса  $\omega$ :

$$H = k_1 \rho \frac{(\omega R)^2}{2} = k_H \omega^2; \quad W = k_2 R b \omega = k_W \omega, \quad (2)$$

где  $k_1, k_2$  - конструктивные коэффициенты компрессора;  $R$  - радиус рабочего колеса;  $b$  - ширина лопатки рабочего колеса.

Подставив значения параметров (2) в выражение (1), получим зависимость, позволяющую по одной экспериментально снятой при фиксированной скорости вращения напорной характеристике компрессора построить семейство статических напорных характеристик для любых произвольных скоростей вращения:

$$\pi(Q) = \pi_0(\omega) + k_H \omega^2 \left( 1 + \frac{3}{2} \left( \frac{Q}{k_w \omega} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left( \frac{Q}{k_w \omega} - 1 \right)^3 \right). \quad (3)$$

На рис.2 приведено семейство статических напорных характеристик центробежного компрессора номинальной производительностью 140 тыс. м<sup>3</sup>/час при частотах вращения 3000 об/мин (кривая 1), 2570 об/мин (кривая 2), 2140 об/мин (кривая 3), 1750 об/мин (кривая 4) и 1285 об/мин (кривая 5).

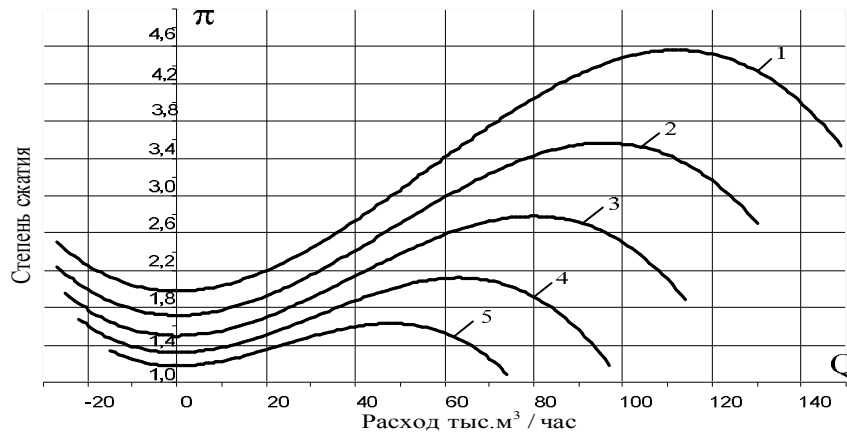


Рис.2. Статические напорные характеристики центробежного компрессора номинальной производительностью 140 тыс. м<sup>3</sup>/час при изменении частоты вращения

Граница устойчивости (помпажа) турбомеханизма проходит через точки локальных экстремумов статических напорных характеристик. Неравномерность распределения относительных скоростей потока в рабочем колесе приводит к существенному нестационарному течению за рабочим колесом, причем вектор скорости в абсолютном движении колеблется как по величине, так и по направлению вследствие разных значений расходной скорости по окружности колеса даже при постоянной скорости вращения.

При изменении скорости вращения компрессора необходимо учитывать его газодинамические характеристики и параметры сетевого и технологического оборудования. Оборудование и трубопроводы, устанавливаемые на всасывании и нагнетании, обладают определенной емкостью и индуктивностью. При изменении частоты вращения рабочего колеса наблюдается опережение величины расхода по сравнению с газодинамической характеристикой. При разгонах указанное опережение способствует движению рабочей точки компрессора вправо от линии помпажа и повышению запаса устойчивости компрессора. Однако при снижении частоты вращения рабочего колеса такое опережающее снижение расхода часто приводит к перемещению рабочей точки компрессора влево от границы устойчивости и возникновению помпажа, что наглядно иллюстрируется экспериментально снятыми динамическими напорными характеристиками компрессора производительностью 140 м<sup>3</sup>/час, приведенными на рисунке 3. При увеличении объемного расхода путем повышения скорости вращения электропривода с максимально возможным ускорением и стабилизацией ее в окрестностях расходов 100 и 140 тыс. м<sup>3</sup>/час динамическая напорная характеристика 1 находится ниже границы устойчивости 3, что обеспечивает работу компрессора без возникновения вращающихся срывов и помпажа. Снижение же объемного расхода путем торможения электропривода с максимальным замедлением приводит к тому, что динамическая напорная характеристика 2 всюду за исключением режимов стабилизации расхода в окрестностях значений 100 и 140 тыс. м<sup>3</sup>/час находится выше границы устойчивости, что приводит к возникновению вращающихся срывов и помпажа.

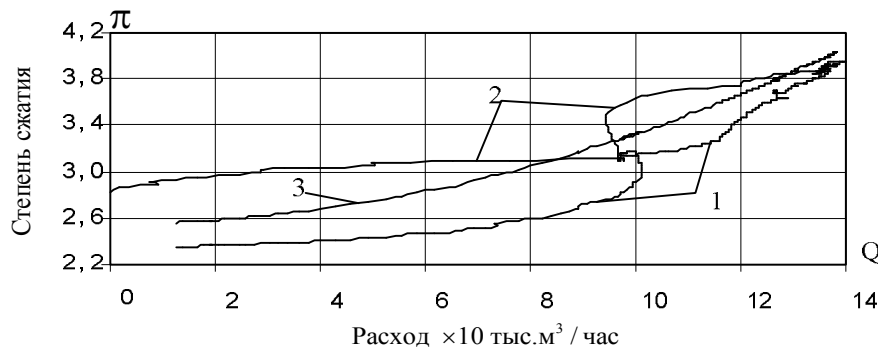


Рис.3. Динамические напорные характеристики при отсутствии ограничения производной скорости вращения

Для предотвращения вхождения компрессора в помпаж необходимо согласовать управление скоростью вращения турбомеханизма с переходными процессами в сети. Рассмотрим дифференциальные уравнения динамики турбомеханизма совместно с сетью [1]:

$$\frac{d\pi(Q)}{dt} = \frac{1}{B^2} (Q(\pi) - Q_i);$$

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{S}{\rho L} (P_s \pi(Q) - P);$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J} (M_a - M_c),$$

где  $Q(\pi)$  - объемный расход газа через компрессор,  $Q_i$  - объемный расход газа из сети,  $P_s$  - давление газа во всасывающем патрубке,  $P$  - давление газа в сети,  $S$  - проходное сечение трубопровода,  $L$  - длина компрессора с всасывающим и нагнетающим патрубками,  $U$  - тангенциальная скорость газа на выходе из колеса,  $a_s$  - скорость звука в газе во всасывающем патрубке компрессора,  $V$  - объем емкости на нагнетании компрессора,

$$B = \frac{U}{2a_s} \sqrt{\frac{V}{S \cdot L}}.$$

Объемный расход газа из компрессора при постоянном давлении определяется выражением:

$$Q(\pi) = k_Q \omega,$$

откуда

$$\omega = \frac{Q(\eta)}{k_Q}$$

или

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{k_Q} \frac{dQ(\pi)}{dt}, \tag{4}$$

где  $k_Q$  - конструктивный коэффициент компрессора.

При соблюдении равенства (4) компрессор будет находиться на границе устойчивости. Для обеспечения требуемого запаса устойчивости необходимо выполнение следующего условия:

$$\frac{d\omega}{dt} < \frac{1}{k_Q} \frac{dQ(\pi)}{dt}. \tag{5}$$

На рис.4 приведены экспериментально снятые динамические напорные характеристики исследуемого компрессора при увеличении объемного расхода путем повышения скорости вращения электропривода  $\omega$  без ограничения динамического момента (кривая 1) и снижения объемного расхода путем уменьшения  $\omega$  при соблюдении условия (5). Там же приведена граница устойчивости (кривая 3).

Как видно из рисунка, выполнение условия (5) обеспечивает устойчивую работу компрессора при снижении его производительности путем уменьшения скорости вращения, поскольку вся динамическая напорная характеристика 2 проходит ниже границы устойчивости 3.

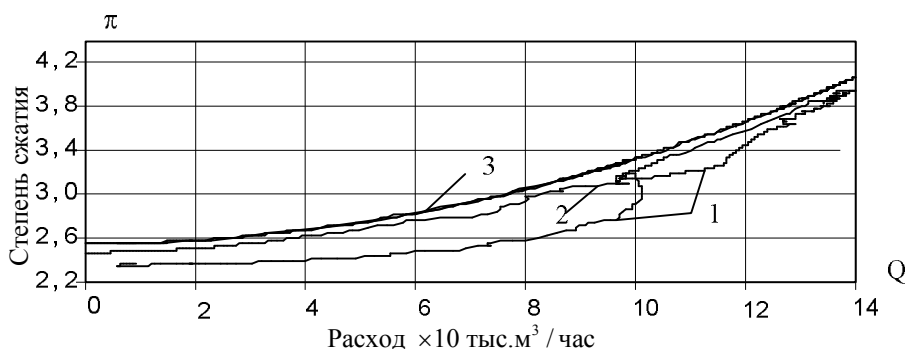


Рис.4. Динамические напорные характеристики при ограничении производной скорости вращения

**Выводы.** Формирование траектории торможения электропривода в функции скорости изменения объемного расхода газа при снижении производительности компрессора позволяет исключить вращающийся срыв и помпаж.

**Литература.**

1. Moore, F.K. and E.M. Greitzer (1986). A theory of post-stall transients in a axial compressor systems: Part 1- Development of equations. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 108, 68-76.