

УДК 621.452.3.037.015.2

В.П. ГЕРАСИМЕНКО, д-р техн. наук; проф. НАКУ «ХАИ», г. Харьков
М. ДЕХГАНИ, магистр НАКУ «ХАИ», г. Харьков
С. КАЕМИАН, магистр НАКУ «ХАИ», г. Харьков

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ НЕУСТОЙЧИВЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГТД

Розглянуто основні проблеми порушення газодинамічної стійкості. Отримано умови порушення статичної та динамічної стійкості. Звернено увагу на необхідність урахування акустичного імпедансу за динамічних умов порушення газодинамічної стійкості.

Fundamental problems of gasdynamic instability have been considered. The criteries of static and dynamic instability are received. The attention take into consideration acoustic impedance of gasdynamic instability.

В практике эксплуатации авиационной техники среди сравнительно частых причин отказов происходит нарушение устойчивой работы газотурбинных двигателей (ГТД), что сопровождается аварийными ситуациями. Помпаж и вращающийся срыв – наиболее типовые формы неустойчивости. Несмотря на обширные исследования этих явлений, остается актуальной разработка мер по их предотвращению. Активное и пассивное их подавление – основные практические шаги в этом направлении. Такие меры возможны путем устранения причин нарушения устойчивости или применения регулирования и управления по расширению бессрывной работы компрессоров. При изучении причин нарушения устойчивости компрессорных систем существует несколько подходов в пояснении механизмов этого нарушения. На ранних стадиях исследований первопричиной нарушения устойчивости чаще всего объяснялось развитие срыва потока в лопаточных венцах компрессоров при достижении критических углов натекания. Под нарушением устойчивости здесь подразумевалось возникновение вращающегося срыва [1]. Позже нарушение устойчивости трактовалось как развитие колебаний в компрессорных колебательных системах [2]. Эти две формы неустойчивости приобрели названия «локальной» и «глобальной» неустойчивостей, соответственно. Во втором случае анализа выявлено два возможных режима: нарушение статической и динамической устойчивости.

Целью данной статьи является анализ способов прогнозирования неустойчивых режимов работы ГТД для их предотвращения. Существующие антипомпажные системы ГТД построены на множестве различных предпосылок, начиная от расчетно-статистических данных определения предельных условий, при которых может произойти нарушение устойчивости, до регистрации собственно самой неустойчивости. Однако такое многообразие систем, к сожалению, не дает абсолютной гарантии защиты от возможных отказов. Очевидно, что повышение надежности срабатывания противопомпажных систем может быть достигнуто как за счет их резервирования, так и за счет использования упреждающих подсистем предпомпажного диагностирования. Предпомпажное диагностирование и прогнозирование неустойчивости предполагает углубление исследований о первопричинах развития неустойчивости. В последнее время все чаще противопомпажные системы строят на определении режимов работы компрессора в системе ГТД, используя его действительные характеристики. Привязку к характеристикам компрессора при определении условий нарушения устойчивости в частности применяют при рассмотрении компрессора в гидравлической сети двигателя как колебательной

системе [3].

Многие закономерности поведения гидравлических систем с компрессором можно выявить на простейшей системе, состоящей из компрессора, трубопровода, ресивера и дросселя (турбины или сопла) [1]. Для такого случая достаточно одномерной постановки задачи по координате x . Приняв нумерацию сечений в гидравлической системе соответственно: 1 – перед компрессором; 2 – за компрессором; 3 – за трубопроводом (перед ресивером); 4 – за турбиной или дросселем, можно записать уравнение движения

$$\frac{dC_x}{dt} = f_x - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx}, \quad (1)$$

для участка трубы за компрессором

$$\rho \frac{dC_x}{dt} = \frac{p_2 - p_3}{l} \quad \text{или} \quad \frac{dG_K}{dt} = \frac{A}{l} p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right) - \left(\frac{p_3}{p_1} \right) \right], \quad (2)$$

где A – площадь поперечного сечения трубы; l – длина трубы; G_K – расход воздуха через компрессор; p – давление; ρ – плотность; f_x – внешние силы, например на лопатках компрессора.

Аналогично расход газа через турбину-дроссель за ресивером запишется

$$\frac{dG_T}{dt} = \frac{A_T}{l_T} p_1 \left[\left(\frac{p_3}{p_1} \right) - \left(\frac{p_4}{p_1} \right) \right]. \quad (3)$$

Из уравнения неразрывности $\frac{d\rho}{dt} + \rho \overline{\nabla C} = 0$ накопление массы в ресивере запишется как разность расходов через компрессор и турбину в виде

$$G_K - G_T = V_p \frac{d\rho_p}{dt}, \quad (4)$$

где V_p – объем ресивера; ρ_p – плотность в ресивере.

При политропном изменении состояния воздуха в ресивере $\frac{p_p}{\rho_p^n} = \text{const}$, т.е.

$\frac{dp_p}{dt} = n \frac{p_p}{\rho_p} \frac{d\rho_p}{dt}$ можно записать

$$G_K - G_T = \frac{V_p \rho_p}{n p_p} \frac{dp_p}{dt}. \quad (5)$$

При отсутствии подвода энергии в ресивере полное давление на входе и выходе из него можно принять одинаковым, притом равным статическому давлению в ресивере в каждый момент времени вследствие малой скорости течения в нем.

Предположение постоянства статического давления по объему объясняется малостью размеров ресивера в сравнении с длиной звуковой волны. Тогда можно принять показатель политропы в ресивере равным показателю адиабаты $n = k$ и уравнение (5) запишется как

$$\frac{dp_p}{dt} = \frac{p}{\rho} \frac{k}{V_p} (G_K - G_T). \quad (6)$$

Если ввести обозначения производных (тангенсов углов наклона к характеристикам компрессора и турбины-дросселя) в точке их пересечения, соответственно для случая малых возмущений приняв их равными установившемуся режиму работы:

$$\frac{d(p_2/p_1)}{dG_K} = X, \quad (7)$$

$$\frac{d(p_3/p_1)}{dG_T} = Y. \quad (8)$$

Продифференцировав уравнение (2) с учетом зависимостей (3), (6), (7), (8) можно получить выражение вида [1, 3]

$$\frac{d^2 G}{dt^2} + 2\alpha \frac{dG}{dt} + \beta G = 0. \quad (9)$$

Такое выражение представляет собой уравнение движения линейного осциллятора

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2\alpha \frac{dx}{dt} + \beta x = 0, \quad (10)$$

где $x = G$ – массовый расход газа; коэффициент α характеризует демпфирование (затухание) системы, а β – ее жесткость.

Эти коэффициенты зависят от тангенсов углов наклона характеристик компрессора X и дросселя Y в точке равновесия [2]. Следуя такому подходу можно получить дифференциальное уравнение колебаний второго порядка, характеристическое уравнение которого имеет вид [3]

$$\lambda^2 + \lambda \left[\left(\frac{a^2}{V_p} \frac{L}{A_{\text{вх}}} \frac{1}{Y} - X \right) \frac{A_{\text{вх}}}{L} \right] + \omega^2 \left(1 - \frac{X}{Y} \right) = 0, \quad (11)$$

где $a^2 = \frac{kp}{\rho}$ – квадрат скорости звука; k – показатель адиабаты; p – давление; ρ – плотность; V_p – объем ресивера; L и $A_{\text{вх}}$ – длина и характерная площадь проточной части двигателя; $\omega = a \sqrt{A_{\text{вх}} / (LV_p)}$ – собственная частота системы как резонатора Гельмгольца; X и Y – производные характеристик компрессора и турбины-дросселя в точке их пересечения на установившемся режиме работы.

Это характеристическое уравнение свелось к виду движения линейного

осциллятора (10)

$$\lambda^2 + 2\alpha\lambda + \beta = 0, \quad (12)$$

которое является удобным при анализе нарушения устойчивости. Здесь коэффициент α характеризует демпфирование (затухание) системы. При $\alpha \leq 0$ система динамически неустойчива, что соответствует примерно точке максимума на характеристике компрессора при $X \approx 0$. Коэффициент β характеризует жесткость системы. При $\beta \leq 0$ система статически неустойчива, что соответствует равенству производных $Y = X$. В зависимости от значений коэффициентов α и β и знака дискриминанта $D = \alpha^2 - \beta$ получаются разные корни характеристического уравнения (11) и разные фазовые портреты колебательной системы. Условия нарушения статической и динамической устойчивости подразумеваются малыми возмущениями.

В реальных условиях нарушение устойчивости происходит при некоторых конечных возмущениях, что смещает точки на характеристике компрессора в сторону увеличения расхода [4]. Так в случае наличия периодических возмущений на входе в компрессор проявляется акустический импеданс [5]. При этом рабочая точка пересечения характеристик компрессора и гидравлического сопротивления сети – турбины будет смещаться не по характеристике сети (квадратичной параболе $R_x C^2$), а по линии акустического импеданса rC . При этом колебание давления имеет вид

$$P(t) = R_x C^2 + rC, \quad (13)$$

где $C = C_1 \sin \omega t$ – скорость потока.

При очень пологой характеристике импеданса увеличивается вероятность возникновения помпажа. Увеличение наклона кривой импеданса и уменьшение амплитуды пульсаций способствует улучшению условий устойчивости системы компрессор-сеть. Однако такое описание проявления акустического импеданса несколько идеализировано, поскольку импеданс реальных сетей существенно более сложен и имеет реактивный характер, заключающийся в наличии смещения фаз между давлением и скоростью (расходом). При резонансе этот сдвиг составляет 90° (во времени), а следовательно колебательный процесс происходит не по прямой характеристике акустического импеданса, а по эллипсу.

Список литературы: 1. *Грейтцер*. Помпаж и вращающийся срыв в осевых компрессорах. Часть 1. Теоретическая модель системы сжатия / Грейтцер // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1976. – Т. 98, № 2. – С. 62-72. 2. *Герасименко В.П.* Анализ нарушения устойчивой работы газоперекачивающих агрегатов / В.П. Герасименко // Проблемы нефтегазовой промышленности. – Київ: 2008. – Вып. 7. 3. *Герасименко В.П.* Нарушение устойчивости гидравлических систем с компрессором / В.П. Герасименко, Н.Б. Налесный // Питання розвитку газової промисловості України: Зб. наук. праць. – Харків: УкрНДІгаз. – 2007. – Вып. XXXV. – С. 115-120. 4. *Дьярмати*. Нелинейный анализ циклов помпажа / Дьярмати // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчетов – 1977. – Т. 99, № 1. – С. 359. 5. *Sparks C.R.* On the transient interaction of centrifugal compressors and their piping systems / C.R. Sparks // Trans. of the ASME Journal of engineering for power. – October, 1983. – V. 105. – P. 891-901.

© Герасименко В.П., Дехгани М., Камиан С., 2011
Поступила в редколлегию 08.02.11