

и на самой уплотняемой жидкости (самопитающиеся уплотнения).

ЛИТЕРАТУРА

1. Голубев А. И. Торцовые уплотнения вращающихся валов. М., «Машиностроение», 1974.
2. Чегодаев Д. Е., Белоусов А. И. Гидростатические опоры как гасители колебаний. Сб. «Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей». Труды КуАИ, Куйбышев, 1974, вып. 67.

УДК 621.51—225:533.6

А. И. ВЛАДИСЛАВЛЕВ, В. В. КИРНЯ, Л. А. НОВИКОВ,
В. А. НОВИКОВА, А. А. ТУЖИЛИН

О ГАШЕНИИ КОЛЕБАНИЙ ГАЗА В ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМАХ ЗА СЧЕТ СОГЛАСОВАНИЯ ВОЗМУЩАЮЩИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ ГЕНЕРАТОРОВ КОЛЕБАНИЙ

В статье рассматриваются результаты проводимых в МИИХ и ГП им. И. М. Губкина исследований, связанных с применением метода активного гашения колебаний для уменьшения или компенсации колебаний давления и расхода газа в трубопроводных системах поршневых компрессоров. С этой целью изучалась возможность согласования возмущающих воздействий двух генераторов колебаний (компрессоры) с произвольными значениями импедансов z_0 и z_r , подключенных к общему трубопроводу с импедансом концевой нагрузки z_e (рис. 1). Кроме того, исследовалось влияние на характер согласования сил вязкого трения.

Для описания нестационарного движения газа в трубопроводе использована линеаризованная система уравнений:

$$-\frac{\partial P}{\partial x} \rho_0 = \left(\frac{\partial w}{\partial t} + 2aW \right); \quad (1)$$
$$-\frac{\partial P}{\partial t} = \rho_0 c^2 \frac{\partial W}{\partial x},$$

где P, W — давление и скорость движения газа;
 ρ_0 — средняя плотность;
 c — скорость звука;
 a — приведенный коэффициент линейного трения.

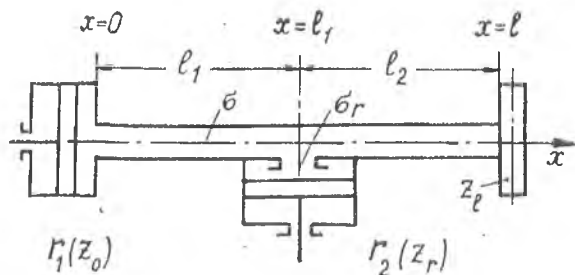


Рис. 1. Схема подключения двух генераторов колебаний газа к общему трубопроводу

Анализ выражений, полученных для характеристик пульсирующего потока (давление и скорость) на различных участках трубопровода, показал, что при определенных условиях возможна компенсация произвольной (c номером n) гармонической составляющей давления и расхода газа на втором участке трубопровода (e_2). Условие согласования возмущающих воздействий генераторов колебаний в режиме компенсации, записанное в комплексной форме, имеет вид

$$\dot{W}_{r,n} \cdot \sigma_r = - \frac{F'_{o,n} \cdot \sigma}{z'_{o,n} \operatorname{ch} \gamma_n l_1 + \operatorname{sh} \gamma_n l_1}, \quad (2)$$

где $\dot{W}_{r,n}$ — амплитуда скорости газа второго генератора в горловом сечении трубопровода с площадью поперечного сечения σ_r ,

$F'_{o,n}$ — приведенная амплитуда вынуждающей силы первого генератора колебаний;

σ, l_1 — площадь поперечного сечения и длина первого участка трубопровода;

γ_n — постоянная распространения волны давления (скорости).

Условие (2) не зависит от импеданса z_e и длины второго участка l_2 . Оно может быть реализовано двумя путями:

— за счет согласования амплитуд и фаз возмущающих воздействий генераторов колебаний с учетом их расположения;

— с помощью специального управляемого генератора колебаний (УГК) с регулируемыми значениями амплитуды, фазы и частоты расхода газа.

В последнем случае настройка УГК может быть изменена в соответствии с изменениями отдельных параметров в процессе работы компрессорных установок.

Проанализирован случай, когда первый генератор колебаний является источником колебаний расхода газа ($z_{0,n} \rightarrow \infty$).

Выражения для относительной амплитуды $G_{r,n} = \frac{G_{r,n}}{G_{0,n}}$ и разности фаз $\varphi_n = \varphi_{r,n} - \varphi_{0,n}$ расходов газа генераторов в режиме компенсации следующие:

$$\bar{G}_{r,n} = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{ch}^2(2\pi \cdot N_n \cdot B_n) - \sin^2(2\pi \cdot N_n \cdot A_n)}}; \quad (3)$$

$$\varphi_n = \begin{cases} \operatorname{Arctg} [-\operatorname{th}(2\pi \cdot N_n \cdot B_n) \cdot \operatorname{tg}(2\pi \cdot N_n \cdot A_n)] \\ \operatorname{Arcsin} \frac{\operatorname{sh}(2\pi \cdot N_n \cdot B_n) \cdot \sin(2\pi \cdot N_n \cdot A_n)}{\sqrt{\operatorname{ch}^2(2\pi \cdot N_n \cdot B_n) - \sin^2(2\pi \cdot N_n \cdot A_n)}}, \end{cases} \quad (4)$$

где N_n — безразмерный параметр расстояния между генераторами;

$$N_n = \frac{l_n}{\lambda_n};$$

λ_n — длина волны;

$$A_n = \sqrt{\frac{V(1+4\psi_n^2+1)}{2}}; \quad B_n = \sqrt{\frac{V(1+4\psi_n^2-1)}{2}};$$

ψ_n — безразмерный параметр вязкого трения;

$$\psi_n = \frac{a_n}{\omega_n};$$

ω_n — частота.

Анализ этих выражений показал, что оптимальными в случае малых активных потерь ($\omega_n \ll 1$) являются расстояния между генераторами, кратные половине длины волны. В этих случаях компенсация колебаний произвольной гармонической составляющей давления (расхода) газа на втором участке (L_2) сочетается с минимальными значениями амплитуд колебаний давления на первом участке трубопровода, включая сечения, граничные с цилиндрами компрессоров. Максимальные амплитуды колебаний на первом участке в режиме компенсации соответствуют расстояниям, близким к четверти длины волны.

Для оценки эффективности гашения колебаний газа при рас- согласовании возмущающих воздействий генераторов по амплитуде и фазе получены выражения для амплитуд колебаний дав-

ления газа, возникающих на втором участке в зависимости от малых отклонений амплитуды $\Delta W_{r_1, n}$ и фазы $\Delta \varphi_{r_1, n}$ скорости газа второго генератора от значений, соответствующих режиму компенсации.

В случаях, когда влияние сил вязкого трения пренебрежимо мало ($\psi_n \approx 0$), они имеют вид

$$\Delta \dot{P}_{2n}(x) = \frac{\rho_0 c \left(\frac{\Delta W_{r_1, n}}{W_{r_1, n}} \right) \cdot \dot{W}_{r_1, n} (z'_{0, n} \cos k_n l_1 + i \sin k_n l_1) \{ z'_{l_1, n} \cos k_n (l-x) + i \sin k_n (l-x) \}}{(z'_{0, n} + z'_{l_1, n}) \cos k_n l + i (1 + z'_{0, n} \cdot z'_{l_1, n}) \sin k_n l}, \quad (5)$$

$$\Delta \dot{P}_{2n}(x) = \frac{\rho_0 c i \cdot \Delta \varphi_{r_1, n} \cdot \dot{W}_{r_1, n} (z'_{0, n} \cos k_n l_1 + i \sin k_n l_1) \{ z'_{l_1, n} \cos k_n (l-x) + i \sin k_n (l-x) \}}{(z'_{0, n} + z'_{l_1, n}) \cos k_n l + i (1 + z'_{0, n} \cdot z'_{l_1, n}) \sin k_n l}, \quad (6)$$

где k_n — волновое число, а импедансы включений представлены в безразмерной форме.

Анализ выражений (5) и (6) показал, что максимальная эффективность гашения колебаний соответствует нерезонансным режимам и расстояниям между генераторами, кратным четверти длины волны. Минимальная эффективность, напротив, соответствует резонансным режимам и расстояниям между генераторами, кратным половине длины волны.

Результаты теоретических исследований использованы для согласования динамических расходов газа двух генераторов колебаний на лабораторной компрессорной установке.

Предварительно достигнута компенсация колебаний газа на втором участке трубопровода при согласовании динамических расходов газа двух генераторов гармонических колебаний (компрессоры со снятыми клапанами). Диапазон изменения частоты колебаний $\omega = 20-100$ рад/сек. Согласование осуществлялось за счет изменения амплитуды и фазы расхода газа второго генератора (УГК).

Кроме того, получена компенсация первой гармонической составляющей пульсирующего потока при согласовании динамических расходов газа: компрессора и УГК, двух компрессоров, включенных к трубопроводу по схеме рис. 1. В результате полный размах колебаний давления газа в трубопроводе снижался на 40—65%. Одновременно при оптимальных расстояниях между генераторами на 47—73% уменьшались результирующие колебания давления в сечениях трубопровода, граничных с цилиндрами компрессоров.

1. Для демпфирования вредных колебаний газа в трубопроводах предлагается согласовывать амплитуды и фазы возмущений, возникающих при работе компрессоров. В частности, может быть применено попарное согласование нескольких одновременно работающих машин.

2. Применение специальных управляемых генераторов колебаний с регулируемыми амплитудами и фазами расхода газа позволит:

— демпфировать колебания с учетом изменений отдельных параметров системы;

— осуществлять направленное воздействие на пульсирующий поток с целью получения заданных характеристик на отдельных участках трубопровода.

УДК 621.822.2

В. С. КАРНОВ, Е. Г. ГРУДСКАЯ

ВЛИЯНИЕ ЗАКОНА ИСТЕЧЕНИЯ ЧЕРЕЗ УСТРОЙСТВА НАДДУВА НА УСТОЙЧИВОСТЬ ГАЗОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

Для подачи газа в зазор аэродинамических подшипников применяют различные устройства наддува. Наиболее распространенной является схема, приведенная на рис. 1. Газ из камеры наддува 1 через подводящий канал 2 диаметром d поступает в карман 3 и далее в зазор между валом 4 и внятой 5. Течение газа в устройстве наддува носит весьма сложный характер, поэтому в настоящее время для расчета аэродинамических подшипников используется приближенная модель [1], согласно которой расход газа, поступающего в смазочный слой, можно определить, используя формулу для изэнтропического истечения идеального газа из большого резервуара в безграничное пространство [2]:

$$q = q_{\max} \Theta(P_{sl}/P_{II}), \quad (1)$$