УДК 621.643

М.А.ТРОЦКО
Горно-электромеханический факультет,
группа ТНГ-03, ассистент профессора

МОДЕЛИРОВАНИЕ УСТАНОВИВШЕГОСЯ РЕЖИМА РАБОТЫ УЧАСТКА ВОЗДУХОПРОВОДА

В статье представлено моделирование установившегося режима работы участка воздухопровода и компрессоров. Моделирование установившегося режима работы участка воздухопровода проведено на основе уравнений стационарного режима течения воздуха в трубопроводе и распределения давления в стационарном изотермическом течении воздуха в трубопроводе. В результате этого стало возможно определить коммерческий расход воздуха (газа). Компрессорные установки создают давление, необходимое для движения воздуха по трубопроводу, заставляя воздух переходить из области низкого давления в область более высокого давления. Моделью работы компрессоров являются зависимость степени сжатия и удельной мощности от параметров воздуха на входе в компрессор и числа оборотов вала рабочего колеса.

The paper presents modeling of steady run operations of an air pipeline section and simulation of compressor operations. Modeling of steady run operations of an air pipeline section was based on equations of steady run regime of air flow in the pipeline and distribution of pressure in stationary isothermal air flow in the pipeline. Thus it became possible to determine the commercial air (gas) flow rate. The compressor plant creates pressure that is used to move air along the pipeline, forcing air to pass from the low-pressure area to the higher-pressure area. Dependences of compression ratio and specific power on the input air parameters and the number of revolutions of impeller shaft are the model of compressor operation.

Основные расчетные уравнения стационарного режима течения воздуха в трубопроводе. Для моделирования стационарного течения воздуха в трубопроводе используем следующие уравнения:

- уравнение неразрывности

$$\frac{d}{dx}(\rho v S) = 0 \Rightarrow \dot{M} = \rho v S = \text{const}, \qquad (1)$$

где ρ – плотность газа; v – скорость воздуха; S – путь, который проходит газ в трубопроводе;

- уравнение движения

$$pv\frac{dv}{dx} = -\frac{dp}{dx} - \frac{4}{d}\tau_w - \rho g \sin(x). \qquad (2)$$

Поскольку скорость воздуха v увеличивается, то ускорение газа $\frac{dv}{dx} \neq 0$. Следующая оценка

$$\rho v\frac{dv}{dx} = \frac{d}{dx}\left(\rho v^2\right) << \frac{d}{dx}(p)$$

справедлива в том случае, если скорость течения газа мала по сравнению со скоростью звука c в газе. В уравнении движения ускорением газа и составляющей силы тяжести $\rho g \sin\alpha$ можно пренебречь. Тогда уравнение движения газа

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{4}{d}\tau_w = -\frac{4}{d}C_f\frac{\rho v^2}{2} = -\lambda\frac{1}{d}\frac{\rho v^2}{2}; \quad (3)$$

- уравнение баланса полной энергии без учета работы сил тяжести

$$\rho v S\frac{dJ}{dx} = \pi d q_{\ddot{i}}.$$

Если учесть, что энтальпия J зависит от давления и температуры $J = J(p, T)$, а также принять внешний теплообмен в виде закона $q_{\ddot{i}} = -k(T - T_{\text{i}})$ и обозначить

$$\left(\frac{\partial J}{\partial T}\right)_p = C_p \text{ и } \left(\frac{\partial J}{\partial p}\right)_T = -D_* C_p,$$

получим

$$\rho v C_p \frac{dT}{dx} - \rho v C_p D_* \frac{dp}{dx} = -\frac{4k}{d}\left(T - T_{\text{í}}\right), \quad (4)$$

где C_p – теплоемкость воздуха при постоянном давлении; D_* – коэффициент Джоуля – Томсона.

Используя выражение энтальпии через внутреннюю энергию и другие параметры состояния [1-3],

$$J = e_{\text{âíóò}} + \frac{p}{\rho} = C_v T + Z(p,T)RT = \left[C_v + Z(p,T)R\right]T$$

выразим теплоемкость C_p и коэффициент D_* через параметры состояния:

$$C_p = \left(\frac{\partial J}{\partial T}\right)_p = C_v + R \cdot \left[Z + RT \cdot \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_p\right];$$

$$D_* = -\frac{1}{C_p}\left(\frac{\partial J}{\partial p}\right)_T = -\frac{RT}{C_p}\left(\frac{\partial Z}{\partial p}\right)_T. \quad (5)$$

Из (5) видно, что эффект Джоуля – Томсона проявляется только для реального газа, когда $Z \neq 1$. Как правило, коэффициент $D_* = 0{,}3 \div 0{,}5$.

Если эффектом Джоуля – Томсона пренебречь, то уравнение баланса энергии

$$\rho v C_p = -\frac{4k}{B}\left(\dot{O} - \dot{O}_{\text{í}}\right), \quad (6)$$

и его решение имеет вид

$$\frac{T(x) - T_{\text{í}}}{T_0 - T_{\text{í}}} = \exp\left(-\frac{\pi d k}{C_p M}x\right).$$

Введем среднюю температуру $T_{\text{ср}}$ воздуха на участке трубопровода

$$T_{\text{ср}} = \frac{1}{L}\int_0^L T(x)dx \quad (7)$$

и подставим распределение $T(x)$ из (7). Отсюда

$$T_{\text{ср}} = T_{\text{í}} + \frac{T_0 - T_L}{\ln\left(\dfrac{T_0 - T_L}{T_L - T_{\text{í}}}\right)}. \quad (8)$$

Распределение давления в стационарном изотермическом течении воздуха (газа) в трубопроводе. Распределение давления получим из уравнения неразрывности (1) и уравнения движения (3)

$$\begin{cases} \rho v S = M = \text{const}; \\ \dfrac{dp}{dx} = -\lambda \dfrac{1}{d}\dfrac{\rho v^2}{2}, \end{cases} \quad (9)$$

а также уравнения состояния газа $p = Z\rho RT$. После преобразования второго уравнения системы (9) имеем

$$\frac{dp}{dx} = -\lambda \frac{1}{d}\frac{\rho v^2}{2} = -\frac{1}{2}\lambda \frac{M^2}{\dfrac{p}{ZRT}\dfrac{\pi^2 d^5}{16}}.$$

Примем следующие допущения:

1) $\lambda = \text{const}$;
2) $T = T_{\text{ср}} = \text{const}$;
3) $Z(p,T) = Z_{\text{ср}} = \text{const}$.

Тогда дифференциальное уравнение распределения давления по длине участка трубопровода примет вид

$$p^2(x) = p_0^2 - \left(p_0^2 - p_L^2\right)\frac{x}{L}, \quad (10)$$

где p_L – давление воздуха в конце участка.

Так как на практике используется среднее давление воздуха, получим

$$p_{\text{ср}} = \frac{2}{3}\left(p_0 + \frac{p_L^2}{p_0 + p_L}\right). \quad (11)$$

Из (11) находим:

- давление (в паскалях) в конце участков трубопроводов с протяженностью L по известному массовому расходу M

$$p_L = \sqrt{p_0^2 - \frac{16\lambda Z_{\text{ср}} R T_{\text{ср}} L}{\pi^2 d^5} M^2}; \quad (12)$$

- массовый расход M воздуха (в килограммах в секунду) по заданным p_0 и p_L в начале и в конце участка трубопровода

$$M = \frac{\pi}{4}\sqrt{\frac{p_0^2 - p_L^2}{\lambda Z_{\text{ср}} R T_{\text{ср}} L} d^5}. \quad (13)$$

Массовый расход M воздуха (газа) можно измерить объемным расходом воздуха, взятого при стандартных условиях ($\rho_{\text{ст}} = 101325$ Па; $T_{\text{ст}} = 293$ К):

$$Q_{\text{к}} = \frac{M}{\rho_{\text{ст}}} = \frac{\rho}{\rho_{\text{ст}}} vS = \frac{\rho}{\rho_{\text{ст}}} Q_v , \qquad (14)$$

где $Q_{\text{к}}$ – коммерческий расход воздуха (газа), м^3/с.

Из (14) следует, что коммерческий расход $Q_{\text{к}}$ газа в $\rho/\rho_{\text{ст}}$ раз больше, чем объемный расход Q_v. Коммерческий расход воздуха при установившемся течении постоянен по длине трубопровода.

Моделирование работы компрессоров. Движение воздуха в трубопроводе происходит под воздействием давления, создаваемого компрессорными установками, по которому перемещается сжатый воздух. Задача компрессоров – заставить воздух перейти из области низкого давления в область более высокого давления. Принудительное перемещение воздуха против сил давления осуществляется компрессорными установками.

Компрессоры центробежного типа работают по такому же принципу, как и центробежные (динамические) насосы. Воздух всасывается в центр рабочего колеса и центробежной силой вращения отбрасывается на периферию в линию нагнетания. При этом степень сжатия воздуха зависит от типа компрессора, числа оборотов его рабочего колеса, параметров воздуха на входе, а главное – расхода воздуха.

Математической моделью центробежного компрессора, работающего в установившемся режиме, являются алгебраические зависимости степени сжатия ε воздуха и развиваемой им удельной мощности $N/\rho_{\text{в}}$ от параметров воздуха на входе в компрессор и числа n оборотов вала его рабочего колеса [2, 3]:

$$\begin{cases} \varepsilon = \dfrac{p_0}{p_{\text{â}}} = f\left(\dfrac{p_{\text{â}}/\rho_{\text{â}}}{n^2 D_{\text{ê}}^2}, \dfrac{Q_{\text{â}}/\sigma}{nD_{\text{ê}}}, \ldots \right); \\ \dfrac{N}{\rho_{\text{â}}} = \left(\dfrac{n}{n_0} \right)^3 \varphi\left(\dfrac{p_{\text{â}}/\rho_{\text{â}}}{n^2 D_{\text{ê}}^2}, \dfrac{Q_{\text{â}}/\sigma}{nD_{\text{ê}}}, \ldots \right), \end{cases} \qquad (15)$$

где $D_{\text{к}}$, σ, n_0 – диаметр рабочего колеса, площадь всасывающего патрубка, номинальное число оборотов вала компрессора соответственно.

Если считать конструктивные параметры компрессора неизменяемыми, то зависимости (15) немного упрощаются:

$$\begin{cases} \varepsilon = \dfrac{p_0}{p_{\text{â}}} = f\left(\dfrac{p_{\text{â}}/\rho_{\text{â}}}{n^2}, \dfrac{Q_{\text{â}}/\sigma}{n}, \ldots \right); \\ \dfrac{N}{\rho_{\text{â}}} = \left(\dfrac{n}{n_0} \right)^3 \varphi\left(\dfrac{p_{\text{â}}/\rho_{\text{â}}}{n^2}, \dfrac{Q_{\text{â}}/\sigma}{n}, \ldots \right) \end{cases}$$

или

$$\begin{cases} \varepsilon = \dfrac{p_0}{p_{\text{â}}} = f\left(\dfrac{Z_{\text{â}} R T_{\text{â}}}{n^2}, \dfrac{Q_{\text{â}}}{n}, \ldots \right); \\ \dfrac{N}{\rho_{\text{â}}} = \left(\dfrac{n}{n_0} \right)^3 \varphi\left(\dfrac{Z_{\text{â}} R T_{\text{â}}}{n^2}, \dfrac{Q_{\text{â}}}{n}, \ldots \right). \end{cases}$$

После проведения моделирования и изучения распределения давления в стационарном изотермическом течении воздуха в трубопроводе возможно найти давление и массовый расход воздуха по заданным давлениям в начале и в конце участка трубопровода. В свою очередь, благодаря массовому расходу можно рассчитать коммерческий расход. Коммерческий расход воздуха – это массовый расход, выраженный в объемных единицах при стандартных условиях, т.е. массовый расход в объемном исчислении.

Поскольку компримирование газа и сами компрессоры являются неотъемлемой частью трубопровода, то моделирование их работы очень важно при расчете трубопровода и его характеристик.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Дятлов В.А.* Оборудование, эксплуатация и ремонт магистральных газопроводов / В.А.Дятлов, В.М.Михайлов, Е.И.Яковлев. М.: Недра, 1990. 222 с.

2. *Лурье М.В.* Математическое моделирование процессов трубопроводного транспорта нефти нефтепродуктов и газа / РГУ нефти и газа. М., 2003. 326 с.

3. *Микаэлян Э.А.* Выбор резерва газоперекачивающих агрегатов на КС / Э.А.Микаэлян, Ю.Э.Микаэлян, В.П.Дорохин // Газовая промышленность. 1996. № 3-4. С.62-63.

Научный руководитель д.т.н. проф. *В.И.Александров*