Ханжаров Н.С.

ТЕПЛООБМЕН В ЦИЛИНДРАХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ВАКУУМНО-АТМОСФЕРНЫХ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

УДК: 66.047.2

В статье приводится математическая модель, описывающая турбулентное, нестационарное течение вязкого газа и теплообмен в рабочих цилиндрах холодильных поршневых компрессоров, используемых в вакуумно-атмосферных сушильных установках. Также в статье приводятся методика и результаты экспериментального исследования теплообмена в цилиндрах поршневых холодильных компрессоров.

In given clause the mathematical model describing turbulent, non-stationary current of viscous gas and heat exchange in working cylinders of the refrigerating piston compressors used in vacuum-atmospheric drying installations is resulted. And in given clause the technique and results of researches of heat exchange in piston refrigerating compressors of vacuum-atmospheric dryers are resulted.

В вакуумно-атмосферных сушильных установках [1,2] низко- и высокопотенциальная теплота вырабатывается холодильными машинами, которые, как правило, базируются на поршневых компрессорах. Холодильные машины являются одним из основных потребителей электроэнергии этих установок. Поэтому оптимизация технических характеристик этих машин с целью увеличения их производительности является актуальной проблемой. Разработка метода расчета нестационарного, турбулентного течения вязкого газа и нестационарного теплообмена в цилиндрах холодильных поршневых компрессоров способствовало бы решению этой проблемы.

Математическая модель, описывающая процессы, протекающие в цилиндрах поршневых компрессорах должна учитывать турбулентность и не стационарность течения вязкого газа – паров холодильного агента, учитывать переменность объёмов цилиндров, которые в процессах всасывания и расширения газа увеличиваются и уменьшаются в процессах сжатия и нагнетания. Уравнения, с достаточной степенью адекватности описывающие течение газа в цилиндре холодильного поршневого компрессора, получены на основе уравнений движения, энергии и неразрывности. Применительно к цилиндрической системе координат уравнения, составляющие модель течения газа в цилиндре компрессора выглядит следующим образом:

$$\frac{\partial\left(\rho\overline{U}\right)}{\partial\tau}+\frac{\rho\overline{U}}{S}\cdot\frac{dS}{d\tau}+\frac{1}{S}\cdot\frac{\partial}{\partial\eta}\left(\rho\overline{U}\left(\overline{U}-\eta\frac{dS}{d\tau}\right)\right)+\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial\left(\rho\cdot\overline{V}\cdot\overline{U}\cdot r\right)}{\partial r}=$$
$$=-\frac{1}{S}\cdot\frac{\partial\overline{P}}{\partial\eta}+\left(\mu+\mu_t\right)\cdot\left(\frac{1}{S^2}\cdot\frac{\partial^2\overline{U}}{\partial\eta^2}+\frac{\partial^2\overline{U}}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial\overline{U}}{\partial r}\right), \tag{1}$$

$$\frac{\partial\left(\rho\cdot\overline{V}\right)}{\partial\tau}+\frac{\rho\overline{V}}{S}\cdot\frac{d\overline{S}}{d\tau}+\frac{1}{S}\cdot\frac{\partial}{\partial\eta}\left(\rho\overline{V}\left(\overline{U}-\eta\frac{dS}{d\tau}\right)\right)+\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial\left(\rho\cdot\overline{V}^2\cdot r\right)}{\partial r}=$$
$$=-\frac{\partial\overline{P}}{\partial r}+\left(\mu+\mu_t\right)\cdot\left(\frac{1}{S^2}\cdot\frac{\partial^2\overline{V}}{\partial\eta^2}+\frac{\partial^2\overline{V}}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial\overline{V}}{\partial r}-\frac{\overline{V}}{r^2}\right), \tag{2}$$

$$\frac{\partial\left(\rho\cdot\overline{T}\right)}{\partial\tau}+\frac{\rho\overline{T}}{S}\cdot\frac{dS}{d\tau}+\frac{1}{S}\cdot\frac{\partial}{\partial\eta}\left(\rho\overline{T}\left(\overline{U}-\eta\frac{dS}{d\tau}\right)\right)+\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial\left(\rho\cdot\overline{V}\cdot\overline{T}\cdot r\right)}{\partial r}=$$
$$=\frac{\left(\mu+\mu_t\right)\cdot K}{P_r}\left(\frac{1}{S^2}\cdot\frac{\partial^2\overline{T}}{\partial\eta^2}+\frac{\partial^2\overline{T}}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial T}{\partial r}\right)-\frac{P}{C_V S}\cdot\frac{dS}{d\tau}, \tag{3}$$

$$\frac{\partial\rho}{\partial\tau}+\frac{\rho}{S}\cdot\frac{dS}{d\tau}+\frac{1}{S}\cdot\frac{\partial}{\partial\eta}\left(\rho\left(\overline{U}-\eta\frac{dS}{d\tau}\right)\right)+\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial\left(\rho\cdot\overline{V}\cdot r\right)}{\partial r}=0. \tag{4}$$

Уравнения (1-4) справедливы для процессов сжатия и расширения. Для процессов всасывания и нагнетания эти уравнения упрощаются, поскольку скорость движения газа в цилиндре много меньше скорости звука. Тогда моделируемую среду можно считать несжимаемой жидкостью. Следовательно, плотность газа в объёме цилиндра есть только функция времени, а член работы сжатия в уравнении сохранении энергии равен нулю, то есть:

$$\frac{P}{C_0 S}\cdot\frac{dS}{d\tau}=0, \qquad \rho=const. \tag{5,6}$$

В этом случае математическую модель можно привести к виду:

$$\frac{\partial\left(\rho\overline{U}\right)}{\partial\tau}+\frac{\rho\overline{U}}{S}\cdot\frac{dS}{d\tau}+\frac{\rho}{S}\cdot\frac{\partial}{\partial\eta}\left(\overline{U}\left(\overline{U}-\eta\frac{dS}{d\tau}\right)\right)+\frac{\rho}{r}\cdot\frac{\partial\left(\overline{V}\cdot\overline{U}\cdot r\right)}{\partial r}=$$

$$=-\frac{1}{S}\cdot\frac{\partial\overline{P}}{\partial\eta}+\left(\mu+\mu_t\right)\cdot\left(\frac{1}{s^2}\cdot\frac{\partial^2\overline{U}}{\partial\eta^2}+\frac{\partial^2\overline{U}}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial\overline{U}}{\partial r}\right), \tag{7}$$

$$\frac{\partial\left(\rho\cdot\overline{V}\right)}{\partial\tau}+\frac{\rho\overline{V}}{S}\cdot\frac{dS}{d\tau}+\frac{\rho}{S}\cdot\frac{\partial}{\eta}\left(\overline{V}\left(\overline{U}-\eta\frac{dS}{d\tau}\right)\right)+\frac{\rho}{r}\cdot\frac{\partial\left(\overline{V}^2\cdot r\right)}{\partial r}= \;=\frac{\partial\overline{P}}{\partial r}+\left(\mu+\mu_t\right)\cdot\left(\frac{1}{S^2}\cdot\frac{\partial^2\overline{V}}{\partial r^2}+\frac{\partial^2\overline{V}}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial\overline{V}}{\partial r}-\frac{\overline{V}}{r^2}\right), \tag{8}$$

$$\frac{1}{S}\cdot\frac{\partial\overline{V}}{\partial\eta}+\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial\left(\overline{V}\cdot r\right)}{\partial r}=-\frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial\rho}{\partial\tau}, \tag{9}$$

Реализация математических моделей в такой постановке вполне возможна. Однако возникает проблема «сшивки» результатов полученных раздельно для рабочих процессов «всасывание-нагнетние» и «расширение-сжатие». Поэтому целесообразно моделировать течение газа в цилиндрах поршневых компрессоров не разделяя рабочие процессы. С достаточным соответствием реальным процессам, происходящим в цилиндрах поршневых компрессоров, течение газа можно моделировать на основе уравнений (6-9). Решение задачи целесообразно начинать с момента, когда поршень компрессора находится в крайнем верхнем положении. В этот момент времени объемы цилиндров минимальны, а скорость движения поршней равны нулю. Поэтому в качестве начальных условий можно принять, что скорости $\overline{U}$ и $\overline{V}$ равны нулю, а температура $\overline{T_0}$ и давление $\overline{P_0}$ газа одинаковы по всему объему рассматриваемого цилиндра. При решении задачи приняты следующие граничные условия: на торце цилиндра: $\overline{U}=0;\ \overline{V}=0;\ \overline{T}=T_{Т.Ц.},$ на стенках цилиндра: $\overline{U}=0;\ \overline{V}=0;\ \overline{T}=T_{С.Ц.},$ на поршне: $\overline{U}=U_B;\ \overline{V}=0;\ \overline{T}=T_B$, (10)

А условия истечения из щелевого зазора клапанов можно записать в следующем виде:

$$V_щ=V_B\cdot\frac{S_B}{\sum S_щ} \tag{11}$$

Задачу течения газа и теплообмена в рабочих цилиндрах компрессора целесообразно решать методом конечных разностей по явной схеме. Для этого дифференциальные уравнения, описывающие течение газа в полостях, заменяются уравнениями в конечных разностях. При решении двухмерной (осесимметричной) задачи имеется шаг по сетке Δr вдоль оси *R* Ь $\Delta\eta$ вдоль оси η. В связи с этим функции непрерывного аргумента $\overline{U},\ \overline{V},\ \overline{P},\ \overline{T},\ \mu,\ \mu_t$ заменяются функциями дискретного аргумента: $\overline{U}$ в точках $[I+0{,}5;\ J]$; $\overline{V}$ в точках $[I+0{,}5;\ J]$; $\overline{P},\ \overline{T},\ \mu,\ \mu_t$ в точках $[I+0{,}5;\ J+0{,}5]$; Частные производные по пространству первого и второго порядка расписываются центральными разностными производными:

$$\frac{\partial\overline{U}}{\partial x}=\frac{\overline{U}\left(x_i+\Delta x,\tau\right)-\overline{U}\left(x_i-\Delta x,\tau\right)}{2\Delta x} \tag{12}$$

$$\frac{\partial^2\overline{Г}}{\partial x}=\frac{1}{h}\cdot\left(\frac{\overline{U}(x+h)-\overline{U}(h)}{h}-\frac{\overline{U}(x)-\overline{U}(x-h)}{h}\right)= \frac{\overline{U}(x+h)-2\overline{U}(x)+\overline{U}(x-h)}{h^2}. \tag{13}$$

Все уравнения расписываются для сетки, линия *I=1* которой, совпадает с поверхностью торца цилиндра, линия *I=N* совпадает с поверхностью поршня, линия *J=0* – с осью цилиндров, линия *J=M* – с поверхностью стенки цилиндра. Количество узлов сетки определяется численным экспериментом. Для упрощения решения задачи, все конвективные и диффузионные члены уравнений сохранения количества движения заменяются массивами UB и VB, а сами уравнения для $\overline{U}^{n+1}$ в точке $[I;\ J+0{,}5]$ и $\overline{V}^{n+1}$ в точке $[I+0{,}5;\ J]$ представляются в следующем виде:

$$\overline{U}^{n+1}[I;\ J+0{,}5]=UB[I;\ J+0{,}5]-\frac{\overline{P}^{n+1}[I+0{,}5;\ J+0{,}5]-\overline{P}^{n+1}[I-0{,}5;J+0{,}5]}{\rho^{n+1}\cdot\dfrac{S^{n+1}}{N-1}} \quad (14)$$

$$\overline{V}^{n+1}[I;\ J+0{,}5]=VB[I;\ J+0{,}5]-\frac{\overline{P}^{n+1}[I+0{,}5;\ J+0{,}5]-\overline{P}^{n+1}[I+0{,}5;J-0{,}5]}{\rho^{n+1}\cdot\Delta r} \quad (15)$$

Аналогично записываются уравнения для $\overline{U}^{n+1}$ в точке $[I+1;J+0{,}5]$ и $\overline{V}^{n+1}$ в точке $[I+1;J+0{,}5]$:

$$\overline{U}^{n+1}[I+1;\ J+0{,}5]=UB[I+1;\ J+0{,}5]-\frac{\overline{P}^{n+1}[I+1;\ J+0{,}5]-\overline{P}^{n+1}[I+0{,}5;J+0{,}5]}{\rho^{n+1}\cdot\dfrac{S^{n+1}}{N-1}} \quad (16)$$

$$\overline{V}^{n+1}[I+0{,}5;\ J+1]=VB[I+0{,}5;\ J+1]-\frac{\overline{P}^{n+1}[I+0{,}5;\ J+1{,}5]-\overline{P}^{n+1}[I+0{,}5;J+0{,}5]}{\rho^{n+1}\cdot\Delta r} \quad (17)$$

После преобразований получается следующая формула:

$$\begin{aligned}
&\frac{1}{S^{n+1}/(N-1)}\cdot\left(\overline{U}^{n+1}[I+1;J+0{,}5]-[I;J+0{,}5]\right)+\frac{1}{(J+0{,}5)\cdot\Delta r}\times\\
&\left((J+1)\cdot\overline{V}^{n+1}[I+0{,}5;J+1]-J\cdot\overline{V}^{n+1}[I+0{,}5;\ J]\right)=\frac{1}{S^{n+1}/(N-1)}\times\\
&\left(UB[I+1;J+0{,}5]-UB[I;J+0{,}5]\right)+\frac{1}{(J+0{,}5)\cdot\Delta r}\cdot\left((J+1)\cdot VB[I+0{,}5;\ J+1]\right)-\\
&-J\cdot VB[I+0{,}5;J]-\frac{1}{\rho^{n+1}\left(S^{n+1}/(N-1)\right)^2}\cdot\left(\left(\overline{P}^{n+1}[I+1{,}5;\ J+0{,}5]-\overline{P}^{n+1}[I+0{,}5;\ J+0{,}5]\right)\cdot\Delta\tau\right)+\\
&+\frac{1}{\rho^{n+1}\left(S^{n+1}/(N-1)\right)^2}\cdot\left(\left(\overline{P}^{n+1}[I+0{,}5;J+0{,}5]-\overline{P}^{n+1}[I-0{,}5;J+0{,}5]\right)\cdot\Delta\tau\right)-\\
&-\frac{1}{\rho^{n+1}(J+0{,}5)\cdot(\Delta r)^2}\cdot\left((J+1)\cdot\left(\overline{P}^{n+1}[I+0{,}5;J+1{,}5]-\overline{P}^{n+1}[I+0{,}5;J+0{,}5]\right)\cdot\Delta\tau\right)+\\
&+\frac{1}{\rho(J+0{,}5)\cdot(\Delta r)^2}\cdot\left(J\cdot\left(\overline{P}^{n+1}[I+0{,}5;J+0{,}5]-\overline{P}^{n+1}[I+0{,}5;J-0{,}5]\right)\cdot\Delta\tau\right)
\end{aligned} \quad (18)$$

Левая часть уравнения (18) представляет разностный аналог величины $\alpha i\vartheta\overrightarrow{W}$, которая для процессов, происходящих в цилиндрах, заранее определенная величина: $\alpha i\vartheta\ \overrightarrow{W}=\dfrac{1}{\rho^2}\cdot\dfrac{\rho^{m+1}-\rho^m}{\Delta\tau}$

С учетом этого, из формулы (18) выводится уравнение, позволяющее определить значения локальных давлений газа в цилиндре:

$$\begin{aligned}
&\overline{P}^{n+1}[I+0{,}5;\ J+0{,}5]=\left(div\overrightarrow{W}^{n+1}-\frac{S^{n+1}}{N-1}\cdot\left(UB[I+1;J+0{,}5]-UB[I;J+0{,}5]\right)\right)+\frac{1}{(J+0{,}5)\cdot\Delta r}\times\\
&\left((J+1)\cdot VB[I+0{,}5;J+1]-J\cdot VB[I+0{,}5;J]\right)\cdot\frac{1}{\Delta\tau}+\left(\frac{N-1}{S^{n+1}}\right)^2\cdot\left(\frac{\overline{P}^{n+1}[I+1{,}5;J+0{,}5]+\overline{P}^{n+1}[J+0{,}5]}{\rho^{n+1}}\right)+\\
&+\frac{1}{(J+0{,}5)\cdot(\Delta r)^2}\cdot\left(\frac{(J+1)\cdot\overline{P}^{n+1}[I+0{,}5;J+1{,}5]+J\cdot\overline{P}^{n+1}[I+0{,}5;J-0{,}5]}{}\right):\\
&:\left(\left(\frac{N-1}{S^{n+1}}\right)^2\cdot\frac{2}{\rho^{n+1}}+\frac{1}{(J+0{,}5)\cdot(\Delta r)^2}\right)\times\left(\frac{(J+1)+J}{\rho^{n+1}}\right)
\end{aligned} \quad (19)$$

При выводе уравнений предполагается линейная зависимость всех величин между точками, в которых они определены. Это справедливо применительно ко всему объему цилиндра, за исключением течения газа в пристеночной области, где зависимость между величинами носит нелинейный характер. Учет нелинейности в пристеночной области производится методом введения «скользящих» величин на границе, которые выводятся из условия получения верной разностной производной и значений параметров течения газа в точке «1,5» с использованием предположения о возможности аппроксимации истинного профиля скорости в зоне действия закона «стенки» степенной функцией:

$$\overline{U} = k \cdot y^{B}, \tag{20}$$

где y – координата, перпендикулярная стенке.

Точка с координатой «*y*» попадает в зону действия закона «стенки» при условии:

$$y \le 10^{3} \cdot \nu / \sqrt{\frac{\tau w}{\rho}} \tag{21}$$

При выполнении этого условия узлы расчетной сетки, находящейся вблизи сетки, попадают в зону действия закона «стенки». Согласно формуле (20) и определения «скользящих» величин, должны выполняться равенства:

$$\left(U_{ck2} - U_{ck1}\right)/\Delta y = kB\left(\left(\Delta y\right)/2\right)^{B-1}; \qquad \left(U_{ck2} - U_{ck1}\right)/2 = k\left(\left(\Delta y\right)/2\right)^{B} \qquad (22),\ (23)$$

Решая систему уравнений (22) и (23) относительно U_{ck1} *и* U_{ck2}, можно получить следующие уравнения:

$$U_{cl1} = k\left(\Delta y\right)^{B} \cdot \left(0,5\right) \cdot \left(1 - B\right); \qquad U_{cl2} = k\left(\Delta y\right)^{B} \cdot \left(0,5\right) \cdot \left(1 + B\right); \qquad (24),\ (25)$$

где $\kappa\left(\Delta y\right)^{B}$ стенки. Для величин $\overline{V}$ и $\overline{T}$ уравнения для определения значений V_{ck1}, V_{ck2} *и* T_{ck1}, T_{ck2} имеют аналогичную структуру.

Поскольку разработанная модель реализуется методом по явной схеме, то для расчета поля скоростей, давлений и температур газа в цилиндрах поршневых компрессорах один из параметров должен быть заранее известным. С этой целью были проведены экспериментальные исследования быстроменяющихся параметров в рабочих цилиндрах поршневых компрессоров. При исследовании теплообмена в цилиндрах поршневых компрессоров целесообразно использовать метод анализа температурных колебаний поверхности стенок, который основан на представлении теплового потока *q,* как функции изменения температуры поверхности T_n с помощью приближенного решения задачи теплопроводности для полуограниченного тела [3, 4, 5 и другие].

На установившемся режиме работы компрессора быстроменяющиеся колебания температуры поверхности стенок цилиндров можно записать в виде:

$$T_n = T_{n.cp.} + \Delta T_n = T_{n.cp.} + \sum_{\kappa=1}^{\infty}\left(A_{\kappa} cos\kappa\omega\pi + B_{\kappa} Sin k\omega\tau\right), \tag{26}$$

где A_κ, B_κ – коэффициенты разложения экспериментальной кривой ΔT_n в ряд Фурье; ω- угловая скорость; K – порядок гармоники; τ- текущее время.

Предполагается, что тепловой поток распространяется по нормали *x* к поверхности стенки в точке измерения, теплофизические свойства материала не зависят от температуры и температура с наружной стороны стенки постоянна. Решение дифференциального уравнения теплопроводности с принятыми граничными условиями имеет вид:

$$T_n = T_{n.cp.} - \frac{q_{cp}}{\lambda} + \sum_{\kappa=1}^{\infty} e^{-x\sqrt{\frac{\kappa\omega}{2a}}} \cdot \left[A_{\kappa} cos\left(\kappa\omega\tau - \chi\sqrt{\frac{\kappa\omega}{2a}}\right) + B_{\kappa} Sin\left(\kappa\omega\tau - x\sqrt{\frac{\kappa\omega}{2a}}\right)\right], \tag{27}$$

где q_{cp} – стационарная составляющая теплового потока; λ, *a* – коэффициенты тепло – и температуропроводности материала стенки.

После дифференцирования уравнения (27) по **x** и умножения на **-**γ, получается тепловой поток, величина которого при $x=0$ равна тепловому потоку от газа к стенке:

$$Q = q_{cp} + q_n = q_{cp} + \lambda \sum_{\kappa=1}^{\infty}\sqrt{\frac{\kappa\omega}{2a} \cdot \left[\left(A_{\kappa} + B_{\kappa}\right) Cos\kappa\omega\tau + \left(B_{\kappa} - A_{\kappa}\right) Sin\kappa\omega\tau\right]}, \tag{28}$$

где q_n- переменная составляющая теплового потока.

Коэффициенты ряда Фурье – A_κ, B_κ рассчитываются по формулам Бесселя для приближенного гармонического анализа [5]:

$$\left.\begin{aligned} А_к &= \frac{1}{\nu}\cdot\sum_{\lambda=1}^{2\nu} У_\lambda \cdot Cos к\cdot\lambda\cdot\frac{\pi}{\nu} \\ В_к &= \frac{1}{\nu}\cdot\sum_{\lambda=1}^{2\nu} У_\lambda \cdot Sin к\cdot\lambda\cdot\frac{\pi}{\nu} \end{aligned}\right\} \quad (29)$$

где **$У_\lambda$-** текущая ордината изменения температуры поверхности; $К= 1, 2, \dots (\nu - 1)$.

Формула (28) позволяет рассчитывать локальные тепловые потоки q с использованием экспериментальных кривых $\Delta T_п=f(\tau)$. Тогда мгновенные коэффициенты теплообмена между газом и стенками цилиндров можно определить по формуле Ньютона:

$$\alpha_{мг}=q/(T_г-T_п) \quad (30)$$

Экспериментальные исследования коэффициентов теплообмена между газом и стенками цилиндров проведены на базе вертикального ходильного поршневого холодильного компрессора. Схема измерений мгновенных температур поверхности стенок цилиндров, температур и давлений газа в цилиндрах компрессора представлена на рисунке 1. Для измерения температуры поверхности стенок были изготовлены пленочные термометры сопротивления с толщиной чувствительного элемента до 600 Å, имеющие начальное сопротивление при температуре окружающей среды 293 К порядка 3000 Ом. Мгновенное значение температуры поверхности – $T_{п.мг.}$ описывалось выражением (26). Измерение мгновенной температуры поверхности осуществлялось с помощью тензостанции 8АНЧ-7М. С этой целью был собран измерительный мост на базе тензоусилителя – 6, магазина сопротивления Р-33 – 10 и датчика температуры поверхности – 1. Изменение температуры поверхности стенки приводило к изменению сопротивления чувствительного элемента ДТП, включенного в одно из плеч измерительного моста.

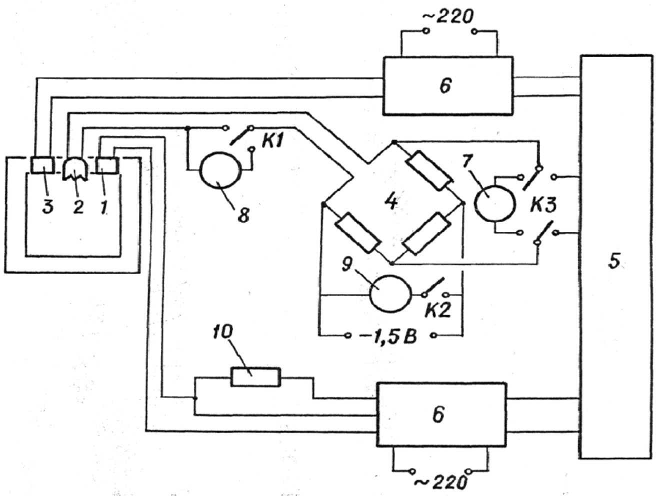

Рисунок 1 - Схема экспериментальной установки: 1, 2, 3– датчики температур газа, поверхности и давления; 4 – мост постоянного тока; 5 – осциллограф; 6 – тензостанция; 7 – гальванометр; 8 – миллиамперметр; 9 – вольтметр; 10 – магазин сопротивления.

Постоянная составляющая мгновенной температуры поверхности выделялась магазином сопротивлений при уравновешивании моста. Сигнал по переменной составляющей усиливался тензоусилителем и затем поступал на шлейф светолучевого осциллографа Н-117/1 – 5. Для расшифровки осциллограмм температурных колебаний на рабочей поверхности стенок цилиндров производилось тарирование осциллограмм в единицах сопротивления. Результаты тарировки позволяют рассчитать масштабный коэффициент осциллограммы $К_п$:

$$К_{п.}=\frac{\Delta R_п}{\Delta l_п}\cdot\frac{\Delta T_{Д.Т.П.}}{\Delta R_{Д.Т.П.}}, \quad (31)$$

где $\Delta R_п$, $\Delta l_п$ – изменение сопротивлений в декадах магазина сопротивления и соответствующее им изменение высоты тарировочных импульсов; $\Delta T_{Д.Т.П.}/\Delta R_{Д.Т.П.}$- чувствительность датчика температуры поверхности к изменению температуры, определяемая по результатам тарировки датчика.

В экспериментальные значения колебаний температур на поверхности вводился поправочный коэффициент, учитывающий различие теплофизических характеристик материала подложки датчика и материала стенки цилиндра [4]:

$$T_{цил.}=T_{подл.}\sqrt{\frac{(\lambda\cdot C\cdot\rho)_{подл.}}{(\lambda\cdot C\cdot\rho)_{цил.}}}, \quad (32)$$

Погрешность пленочного термометра сопротивления, определяемая его тепловой инерционностью, рассматривалась как время выравнивания профиля температуры в пленке при мгновенном изменении температуры на ее рабочей поверхности [3]:

$$\tau = 200 \cdot l^2 / \alpha_{подл.}, \tag{33}$$

где l – толщина чувствительного элемента датчика; $\alpha_{подл.}$- коэффициент температуропроводности материала подложки.

Мгновенное значение быстроменяющихся температуры газа в рабочих цилиндрах $T_{г.мг.}$ описывалось выражением:

$$T_{г.мг.} = T_{г.ср.} + \Delta T_г, \tag{34}$$

где $T_{г.ср}$, $\Delta T_г$ - постоянная и переменная составляющие мгновенной температуры газа.

Постоянная составляющая температуры газа измерялась с использованием моста постоянного тока МО-62 класса 0,1. Для этого с помощью моста постоянного тока – 4 определялось изменение сопротивления чувствительного элемента датчика температуры газа - 2, подключенного к клеммам моста МО – 62. Переменная составляющая температуры газа регистрировалась светолучевым осциллографом – 5. Тарирование осциллограмм производилось на светолучевом осциллографе путем имитирования изменений сопротивления чувствительного элемента ДТГ с помощью магазина Р-33. По результатам тарировки рассчитывался масштабный коэффициент осциллограммы $K_г$:

$$K_г = \frac{\Delta\sqrt{R_г}}{\Delta l_г} \cdot \frac{\Delta T_{Д.Т.Г.}}{\Delta R_{Д.Т.Г.}}, \tag{35}$$

где $\Delta R_г$, $\Delta l_г$ – изменение сопротивления магазина Р-33 и соответствующее изменение высоты тарировочной линии на осциллограмме; $\Delta T_{Д.Т.Г}/\Delta R_{Д.Т.Г.}$ – чувствительность ДТГ, определяемая по результатам тарировки датчика.

Погрешность датчика температуры газа зависит от нагрева питающим током, тепловой инерционности, теплообмена излучением между проволокой и стенкой цилиндра, от тока тепла через опорные концы проволоки и других факторов [4]:

$$T_{пр.} - T_{ср.} = \frac{i^2 \cdot R_{пр}}{\alpha \cdot \pi \cdot d_{пр.} \cdot l_{пр}} - \frac{d_{пр} \cdot \rho_{пр} \cdot C_{пр}}{4\alpha} \cdot \frac{\partial T_{пр}}{\partial \tau} \pm \frac{c}{\alpha}\left[\left(\frac{T_{пр}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_c}{100}\right)^4\right] \pm$$

$$\pm \frac{T_c - T_{ср}}{l_{пр} \cdot \sqrt{\dfrac{4\alpha}{d_{пр} \cdot \lambda_{пр}}}} \pm \frac{\left(T_c - T_{пр}\right) \cdot \lambda_ф \cdot \dfrac{t-B}{h \cdot \ln t/B}}{\lambda_{тр} \cdot \dfrac{t-B}{h \cdot \ln t/B} + \dfrac{\pi\alpha}{\sqrt{\dfrac{4\alpha}{d_{пр} \cdot \lambda_{пр}}}}} \cdot \frac{1}{\dfrac{S}{2}\sqrt{\dfrac{4\alpha}{d_{пр} \cdot \lambda_{пр}}}} + \frac{T_{тор} - T_{ср}}{5{,}2}, \tag{36}$$

где: $T_{пр}$ – температура проволоки датчика; $T_{ср}$ – температура измеряемой среды; C – коэффициент излучения; t – шаг укладки проволоки; T_c – температура стенки возле датчика; B, h, S – геометрические размеры опорной проволочной решетки; $T_{тор}$ – температура заторможенного потока на поверхности проволоки; α - коэффициент теплообмена между газом и проволокой, который определяется методом двух токов; $d_{пр}$ – диаметр проволоки; $\rho_{пр}$, $C_{пр}$ – плотность и теплоемкость материала проволоки.

Процесс измерения давления газа в цилиндре сводился к регистрации сигнала, идущего с чувствительного элемента мембранного датчика давления, с помощью светолучевого осциллографа. Изменение быстроменяющихся давлений газа приводит к деформации мембраны датчика ТДДМ-3, что вызывает изменение активного сопротивления тензорезисторов ПКВ-5-100. В результате на диагонали измерительного моста появляется сигнал в виде модулированного напряжения несущей частоты, который после усиления тензоусилителем – 6 подается на шлейф осциллографа Н-117/1 – 5. Соединение датчика с цилиндром осуществлялось трубкой малого диаметра. При этом имеет место запаздывание сигнала датчика от действительного значения давления газа в данный момент времени. Угол запаздывания определялся по формуле:

$$\Delta\varphi = 360 \cdot f \cdot \tau = 360 \frac{l}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_{ср}}}, \tag{37}$$

где τ - время распространения звуковой волны; f - площадь проходного сечения; l – длина соединительного канала; $T_{ср}$- средняя температура в нагнетательном патрубке.

Расшифровка осциллограмм быстроменяющихся давлений газа в цилиндре компрессора производилась по результатам их тарировки. С использованием тарировочных коэффициентов осциллограммы температур поверхности и газа пересчитывались в температуру поверхности подложки ДТП и температуру проволоки ДТГ. Температура газа в цилиндре рассчитывалась по полученному из формулы (36) выражению:

$$T_{ср}=T_{пр}+\frac{d_{пр}\cdot\rho_{пр}\cdot c_{пр}}{4\alpha}\cdot\frac{\partial T_{пр}}{\partial\tau} \tag{38}$$

Коэффициенты теплообмена между газом и проволокой определялись методом двух токов из уравнения:

$$\alpha=\frac{\left(i_2^2\cdot R_{пр2}-i_1^2\cdot R_{пр1}\right)-m_{пр}\cdot C_{пр}\cdot\left(\frac{\partial T_{пр2}}{\partial\tau}-\frac{\partial T_{пр}}{\partial\tau}\right)}{F_{пр}\cdot\left(T_{пр2}-T_{пр1}\right)} \tag{39}$$

где: $R_{пр1}, R_{пр2}$ - сопротивления, полученные при токах 5 и 12 мА.

Суммарная относительная погрешность при измерении быстроменяющихся температуры поверхности, температуры газа и давлений в полостях определялась по формуле:

$$\delta_\Sigma=2\delta_r+\delta_0+\delta_0^1+\delta_A+\delta_\lambda, \tag{40}$$

где: δ_r, δ_0, δ_0^1, δ_A, δ, – погрешности от: установки светового пятна гальванометра; тарировки осциллограмм; нелинейности амплитудной характеристики измерительной цепи; нелинейности амплитудно-частотной характеристики измерительной цепи.

Суммарная относительная погрешность при измерении основных рабочих параметров компрессора составляет: для быстроменяющихся температур поверхности стенок цилиндров $\delta_{\Sigma 1}=4{,}7\%$; для быстроменяющихся температур газа в полостях $\delta_{\Sigma 2}=3{,}5\%$; для быстроменяющихся давлений $\delta_{\Sigma 3}=3{,}5\%$.

Результаты экспериментальных исследований теплообмена в цилиндрах поршневого компрессора показали, что их численные значения колеблются в пределах (450 – 1900) Вт/м^2. могут быть использованы при моделировании и оптимизации рабочих конструкций вакуумно-атмосферных сушильных установок.

Литература:

1. Ханжаров Н.С., Абдижаппарова Б.Т. Разработка процесса вакуумно-атмосферной сушки пищевых материалов // Материалы междунар. научно-практич. конф. «Стратегия развития пищевой и легкой промышленности». – Алматы: АТУ. - 2004, Т.1. - С.371-373.
2. Касымбеков Б.А., Ханжаров Н.С., Абдижаппарова Б.Т. Тепломассообмен при вакуумно-атмосферной сушке твердо-влажных и жидко-вязких продуктов // Вестник НАН РК, 2005, №4, с.97-100.
3. Ховах М.С., Поляков Ю.А., Родионов В.А. О методике исследования теплоотдачи в двигателе внутреннего сгорания с помощью пленочных термометров сопротивления. – Известия вузов, Машиностроение, 1971, № 9, с. 91-96.
4. Розенблит Г.Б., Виленский П.И., Горелик Я.И. Датчики с проволочными преобразователями. – М.: Машиностроение, 1976. – 216 с.