

Гидромеханический расчет теплообменных аппаратов

Основной задачей гидромеханического расчета теплообменных аппаратов является определение потерь давления теплоносителей при прохождении их через аппарат.

При течении жидкости всегда возникают сопротивления, препятствующие движению. На преодоление этих сопротивлений затрачивается механическая энергия, пропорциональная перепаду давления Δp .

Сопротивления в зависимости от природы возникновения разделяются на сопротивления трения и местные сопротивления.

Полное гидравлическое сопротивление теплообменника:

$$\Delta p = \sum \Delta p_{\text{тр.}} + \sum \Delta p_{\text{м.с.}} + \sum \Delta p_{\text{уск}}$$

Гидродинамика стационарного течения в канале теплообменника:

$$r g l_{i-1} + P_{i-1} + \frac{r w_{i-1}^2}{2} = r g l_i + P_i + \frac{r w_i^2}{2} + \Delta p_{0-i}$$

Давление в конце i -го участка:

$$P_i = r g (l_{i-1} - l_i) + P_{i-1} + \frac{r}{2} (w_{i-1}^2 - w_i^2) - \Delta p_{0-i}$$

где $\Delta p_{0-i} = \sum_0^i \left(\left\{ x_{Tp.i} + \sum_{j=1}^m x_{m.c.j} \right\} \frac{r w_i^2}{2} + r (w_i^2 - w_0^2) \right)$ – гидравлическое сопротивление тракта в конце i -го участка.

Потери давления на преодоление сил трения при течении несжимаемой жидкости в каналах на участке безотрывного движения в общем случае рассчитываются по формуле

$$\Delta p_{Tr.} = \left(\alpha_{Tr.} \frac{l}{d} + \alpha_0 \right) \frac{r w^2}{2} = E u \cdot r w^2 ,$$

где l – полная длина канала;

d – гидравлический диаметр, $d = 4f/U$ (f – поперечное сечение канала; U – периметр поперечного сечения);

λ_{Tr} . – коэффициент сопротивления трения, безразмерная величина, характеризующая соотношение сил трения и инерционных сил потока;

x_0 – поправка на гидродинамический начальный участок;

ρ и W – средняя плотность и средняя скорость жидкости или газа в канале.

$$\text{Т.к. } Re = \frac{wd}{\eta} = \frac{wd}{\rho} \cdot \frac{\rho}{\eta}, \text{ то } w = \frac{wd}{d} = \frac{\rho Re}{\eta}.$$

В практических расчетах поправка x_0 обычно несущественна и сопротивление трения в трубах и в каналах определяется по формуле

$$\Delta p_{Tp.} = \mathbf{x}_{Tp.} \frac{l}{d} \frac{r w^2}{2} = \mathbf{x}_{Tp.} \frac{l}{d} \frac{r}{2} \frac{m^2 \text{Re}^2}{r^2 d^2} = \mathbf{x}_{Tp.} \frac{l}{2d^3} \frac{m^2 \text{Re}^2}{r}$$

Местные сопротивления обуславливаются вихреобразованием в местах изменения сечения канала и преодоления отдельных препятствий, например при входе, выходе, сужении, расширении, повороте и т.д.

$$\Delta p_{м.с.} = \sum_j X_{м.с.} \frac{r w^2}{2}$$

где $X_{м.с.}$ — коэффициент местного сопротивления.

При неизотермическом движении газов движение становится неравномерным вследствие изменения их плотности, а вместе с тем и скорости. Это вызывает дополнительные потери давления на ускорение газа, которые при движении в канале постоянного сечения равны:

$$\Delta p_{0-i} = 2(r_i w_i^2 / 2 - r_0 w_0^2 / 2) = r_i w_i^2 - r_0 w_0^2$$

Здесь индексом 0 отмечены величины, отнесенные к температуре в начальном сечении, индексом i – в заданном.

При определении полного сопротивления какого-либо устройства в технических расчетах принято суммировать отдельные сопротивления. Такой способ расчета основан на допущении, что *полное сопротивление последовательно включенных элементов равно сумме их отдельных сопротивлений*.

В действительности сопротивление каждого элемента зависит от характера движения жидкости в предшествующих участках.

В частности, сопротивление прямого участка за поворотом значительно выше, чем сопротивление такого же прямого участка перед поворотом.

Определив полное гидравлическое сопротивление и зная расход жидкости, легко определить и мощность, необходимую для перемещения рабочей жидкости через аппарат.

Мощность на валу насоса или вентилятора:

$$N = \frac{G\Delta p}{\rho h} = \frac{L\Delta p}{h} = \frac{w f_{ж.с} \Delta p}{h} = \left(x_{Тр.} \frac{l}{d} + \sum_j x_{м.с} \right) \frac{m^3 \text{Re}^3}{2r^2 d^3} \frac{f_{ж.с}}{h}$$

где L – объемный расход жидкости;

G – массовый расход жидкости;

Δp – полное сопротивление;

ρ – плотность жидкости или газа;

η – к.п.д. насоса или вентилятора.

При выборе оптимальных форм и размеров поверхности нагрева теплообменника принимают наивыгоднейшее соотношение между поверхностью теплообмена и расходом энергии на движение теплоносителей. Добиваются, чтобы указанное соотношение было оптимальным, т.е. экономически наиболее выгодным.