

Инженерная методика расчета потерь давления в рабочей части вращающегося регенеративного теплоутилизатора СКВ

В. В. ЛЕБЕДЕВ, д-р техн. наук В. А. ПРОНИН

Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий

Engineering technique to accurately calculate pressure drop in a rotating cold heat exchanger is proposed. Friction drag in the nozzle is measured with the starting hydrodynamic section being taken into account. Calculated data are experimentally verified. The proposed procedure can be used for designing rotary heat exchangers.

При проектировании вращающихся регенеративных теплоутилизаторов ограничения, обусловленные малым пространством, требуют, чтобы такие теплообменники проектировались на ламинарные течения и высокие значения отношений $Nu/(\zeta Re)$, характеризующие тепловые и гидродинамические характеристики аппарата. Таким образом, при расчете и проектировании вращающегося регенеративного теплоутилизатора систем вентиляции и кондиционирования характеристики падения давления приобретают не менее важное значение, чем их теплопередающие характеристики.

Рабочая частота вращения насадки регенеративного теплоутилизатора составляет $n = 10-15$ об/мин, что соответствует средней окружной скорости $v \approx 0,02-0,1$ м/с. Для сравнения: средняя скорость течения воздуха в живом сечении насадки составляет 1–5 м/с. Исследованиями [1] установлено, что вращение не оказывает влияния на потери давления в насадке регенеративного теплоутилизатора, что позволяет в дальнейшем не учитывать данный фактор при разработке инженерной методики расчета.

Перепад давления в противоточном вращающемся регенеративном теплоутилизаторе может быть представлен как сумма падений давления на отдельных участках. Для горячего и холодного потоков воздуха полное падение давления в секции регенератора составляет

$$\Delta P = \Delta P_{\text{вх. суж}} + \Delta P_{\text{нас}} + \Delta P_{\text{вых. расш}}, \quad (1)$$

где $\Delta P_{\text{вх. суж}}$ — местные потери давления на сужении на входе в насадку;

$\Delta P_{\text{нас}}$ — потеря давления на трение в насадке;

$\Delta P_{\text{вых. расш}}$ — местные потери давления при расширении на выходе из насадки.

Числа Рейнольдса, соответствующие максимальному расходу теплоносителя через насадку, $Re_{\min} \approx 150$, $Re_{\max} \approx 1000$, что меньше $Re = 2200$, отвечающему

переходному режиму. Таким образом, характер течения теплоносителей в каналах в силу малых гидравлических диаметров является ламинарным.

Потеря напора на входе определяется изменением давления, обусловленным уменьшением свободного сечения и потерей напора, связанной с необратимым расширением, происходящим непосредственно после внезапного сужения и связанным с отрывом пограничного слоя [2].

Коэффициент местного сопротивления, характеризующий падение давления на входе в насадку, может быть определен по формуле [3]

$$\zeta_m = 1 - (f_{\text{ж}})^2 + K_{\text{вх}}, \quad (2)$$

где $f_{\text{ж}}$ — относительное живое сечение;

$K_{\text{вх}}$ — коэффициент, учитывающий потери давления на входе в насадку. Коэффициент $K_{\text{вх}}$ зависит от формы каналов, относительного живого сечения и режима течения потока воздуха. Необходимая составляющая потери напора, связанная с внезапным сужением потока, включена в коэффициент $K_{\text{вх}}$. Для определения значений коэффициента $K_{\text{вх}}$ при расчете падения давления в насадке рекомендуется использовать nomogramмы, представленные в [3, 2].

Падение давления на входе в насадку для потока воздуха с учетом формулы (2) может быть определено по уравнению

$$\Delta P_{\text{вх}} = [1 - (f_{\text{ж}})^2 + K_{\text{вх}}] \frac{\rho_1 U^2}{2}, \quad (3)$$

где ρ_1 — плотность потока воздуха на входе в насадку.

Потери давления на трение в каналах постоянного поперечного сечения для изотермического течения можно вычислить по формуле Дарси–Вейсбаха [4]. Так как рабочие разности температур воздушных потоков незначительно влияют на плотность и вязкость среды, сопро-

тивление трения в насадке может быть определено по формуле

$$\Delta P_{\text{нac}} = \zeta_{\text{тр.кан}} \frac{\rho U^2}{2} \frac{l}{d_{\text{экв}}}, \quad (4)$$

где l — длина рассчитываемого участка канала;
 $d_{\text{экв}}$ — эквивалентный диаметр канала насадки;
 U — средняя скорость потока в канале;
 ρ — плотность потока воздуха при средней температуре потока.

Коэффициент сопротивления каналов треугольного сечения проще определять введением в формулу для труб круглого сечения соответствующих поправочных коэффициентов

$$\zeta_{\text{тр.кан}} = \zeta_{\text{тр}} K_{\text{кан}}, \quad (5)$$

где $\zeta_{\text{тр.кан}}$ — коэффициент сопротивления трения для треугольного канала;

$\zeta_{\text{тр}}$ — коэффициент сопротивления трения для гладкой трубы;

$K_{\text{кан}}$ — поправочный коэффициент, учитывающий влияние формы поперечного сечения канала.

Рабочая часть теплоутилизаторов, производимых ведущими заводами-изготовителями вентиляционного оборудования, формируется из плоской и гофрированной алюминиевых лент, которые при сборке насадки образуют каналы в виде равнобедренного треугольника. При известной геометрии канала поправочный коэффициент $K_{\text{кан}}$ при ламинарном течении ($Re \leq 2000$) может быть определен по уравнению [5]

$$K_{\text{кан}} \equiv K_{\text{тр}} = \frac{3}{4} \frac{(1 - \operatorname{tg}^2 \beta)(B + 2)}{(B - 2) (\operatorname{tg} \beta + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta})^2}, \quad (6)$$

где $B = \sqrt{4 + \frac{5}{2} \left(\frac{1}{\operatorname{tg}^2 \beta} - 1 \right)}$ — параметр;

β — половина угла при вершине равнобедренного треугольника.

Таким образом, на основе уравнений (4) и (6) для расчета коэффициента сопротивления трения для каналов в виде равнобедренного треугольника может быть предложена следующая формула:

$$\zeta_{\text{тр.кан}} = \frac{3}{4} \frac{(1 - \operatorname{tg}^2 \beta)(B + 2)}{(B - 2) (\operatorname{tg} \beta + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta})^2} \frac{64}{\operatorname{Re}}. \quad (7)$$

При движении в прямых каналах любой формы сечения различают начальный участок течения и стабилизированный участок течения. Начальный участок — участок канала, в котором равномерный профиль скорости постепенно переходит в нормальный профиль стабилизированного течения. Как расчетные, так и опытные данные свидетельствуют о том, что падение давления на начальном участке всегда выше, чем при стабилизированном течении.

При равномерном профиле скоростей во входном сечении канала коэффициент гидродинамического сопротивления на начальном участке определяется по зависимости [5]

$$\zeta_{\text{нач}} = 13,8 \sqrt{\frac{d_{\text{экв}}}{x \operatorname{Re}}}, \quad (8)$$

где x — длина начального гидродинамического участка;
 $d_{\text{экв}}$ — эквивалентный диаметр канала.

Эквивалентный диаметр канала насадки с сечением в виде треугольника определяется по следующей зависимости:

$$d_{\text{экв}} = \frac{2h}{1 + \sqrt{\left(\frac{2h}{S}\right)^2 + 1}}, \quad (9)$$

где h — высота треугольного канала;
 S — шаг волны.

Сопротивление трения в насадке вращающегося регенеративного теплоутилизатора с каналами в виде равнобедренного треугольника при соизмеримости участка стабилизации с общей длиной канала с учетом формул (7) и (9) может быть представлено в следующем виде:

$$\Delta P_{\text{нac}} = \left[\frac{13,8}{l} \sqrt{\frac{x d_{\text{экв}}}{\operatorname{Re}}} + \frac{(1 - \operatorname{tg}^2 \beta)(B + 2)}{(B - 2) (\operatorname{tg} \beta + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta})^2} \times \right. \\ \left. \times \frac{48}{\operatorname{Re}_1} \left[1 - \frac{x}{l} \right] \right] \frac{\rho U^2}{2} \frac{l}{d_{\text{экв}}}. \quad (10)$$

Возрастание давления на выходе из насадки связано с изменением площади сечения и с потерей напора при необратимом расширении на выходе потока. Коэффициент местного сопротивления, характеризующий падение давления на выходе из насадки, может быть определен по формуле [2]

$$\zeta_m = 1 - (f_{\text{ж}})^2 - K_{\text{вых}}, \quad (11)$$

где $K_{\text{вых}}$ — коэффициент, учитывающий потери давления на выходе из насадки. Коэффициент $K_{\text{вых}}$ зависит от формы каналов, относительного живого сечения и режима течения потока воздуха. Для определения значений коэффициента $K_{\text{вых}}$ при расчете падения давления в насадке рекомендуется использовать номограммы, представленные в [2].

Падение давления потока воздуха на выходе из насадки определяется по следующему уравнению:

$$\Delta P_{\text{вых}} = \left[1 - (f_{\text{ж}})^2 - K_{\text{вых}} \right] \frac{\rho_2 U^2}{2}, \quad (12)$$

где ρ_2 — плотность потока воздуха на выходе из насадки.

Результаты расчетов приведены на рис. 1. Как видно, $\Delta P_{\text{вх}}$ и $\Delta P_{\text{вых}}$ составляют небольшую часть общей потери напора, основную часть определяет сопротивление трения в насадке. Следовательно, высокой точности в определении коэффициентов $K_{\text{вх}}$ и $K_{\text{вых}}$ не требуется.

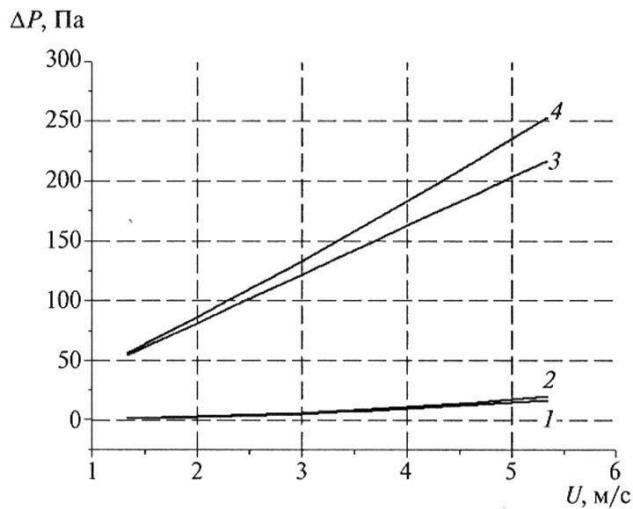


Рис. 1. Зависимость потерь давления в регенераторе XPXR 04 от средней скорости воздуха в живом сечении насадки:
1 — $\Delta P_{\text{вых}}$; 2 — $\Delta P_{\text{вх}}$; 3 — $\Delta P_{\text{нас}}$; 4 — ΔP

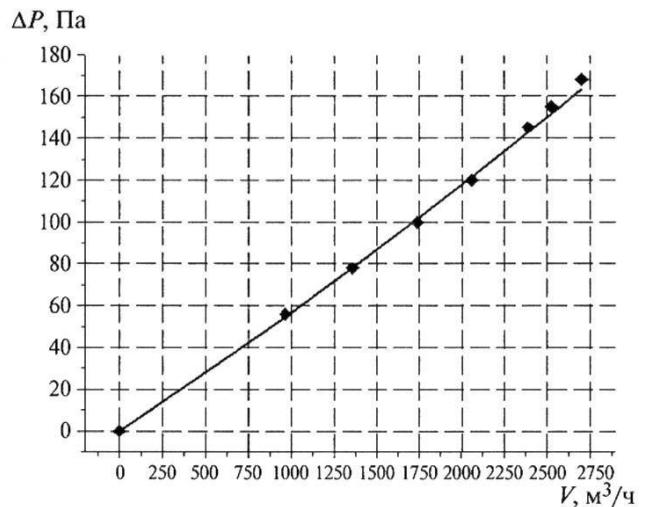


Рис. 2. Потеря давления в регенераторе XPXR 04 в зависимости от расхода воздуха

Таким образом, расчет полной потери давления в регенеративном теплоутилизаторе следует проводить на основе формулы (1) с учетом зависимостей (3), (10) и (12).

Результаты расчета падения давления по представленной методике были сопоставлены с данными, полученными при экспериментальном исследовании вращающегося регенеративного теплоутилизатора XPXR 04 компании Remak (Чехия) и представлены на рис. 2. Сплошной линией показаны расчетные данные, точками — экспериментальные.

Насадка исследуемого вращающегося регенеративного теплоутилизатора представляла собой чередующиеся плоские и гофрированные алюминиевые ленты, образующие каналы с сечением в виде равнобедренного треугольника. Эквивалентный диаметр каналов был равен $d_e = 1,535$ мм, глубина насадки — $l = 0,2$ м. Исследования проводились в диапазоне расходов воздуха от 950 до 2700 $\text{м}^3/\text{ч}$ и частоте вращения насадки $n = 13$ об/мин.

Таким образом, сравнение результатов выявило хорошее согласование теории и эксперимента: среднеквадратичное отклонение экспериментальных данных от рас-

четных не превышает 2,5 Па. Это подтверждает приемлемость предлагаемой авторами методики расчета падения давления при проектировании вращающихся регенеративных теплоутилизаторов.

Список литературы

- Ильин В. П. Исследование тепло- и массообмена в вращающихся регенераторах систем вентиляции и кондиционирования воздуха: Дис. ... канд. техн. наук. — М., 1969.
- Кэйс В. М., Лондон А. Л. Компактные теплообменники. — М.: Энергия, 1967.
- Ильин В. П. Рекомендации по проектированию систем вентиляции и кондиционирования воздуха с вращающимися регенераторами. — ТашКНИИЭП, 1982.
- Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим со-противлениям. 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1992.
- Мигай В. К. Гидравлическое сопротивление треугольных каналов в ламинарном потоке // Изв. вузов. Энергетика. 1963. № 5.