

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ НАСАДОК РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

В.Ю. Шашкин, Е.В. Торопов
г. Челябинск, ЮУрГУ

Рассматривается подход к оценке теплогидродинамической эффективности поверхности теплообмена регенеративных теплообменных аппаратов.

Важнейшим показателем совершенства теплообменного аппарата является энергетическая или теплогидродинамическая эффективность профиля рабочей поверхности и в целом каналов, по которым движется рабочая среда

Чем эффективнее используется энергия потоков в целях интенсификации теплоотдачи, тем выше коэффициент теплопередачи в аппарате данной конструкции при постоянном гидравлическом сопротивлении и тем более рациональна форма рабочей поверхности. Энергетическая эффективность формы поверхности и профиля каналов, в конечном счете, определяет общие размеры поверхности теплопередачи в аппарате при заданной тепловой нагрузке, температурных и гидромеханических условиях работы.

Теплообменные аппараты более совершенные в теплогидродинамическом смысле позволяют повысить температуру нагреваемого теплоносителя и получить больший энергосберегающий эффект в теплотехнологическом процессе при тех же габаритах установки.

При фиксации температуры нагреваемого теплоносителя, когда теплообменный аппарат входит в единую тепловую схему с другими устройствами, высокоэффективные поверхности нагрева позволяют снизить массогабаритные показатели, что особенно важно для транспортных установок

В экономическом плане более совершенные поверхности нагрева позволяют более рационально распорядиться текущими затратами энергии на перемещение теплоносителя в направлении получения заданной тепловой мощности Q , Вт.

Совершенство теплообменной поверхности с энергетической точки зрения можно охарактеризовать соотношением переданного количества тепла Q через данную поверхность теплообмена и энергии N , затраченной движущимся теплоносителем на преодоление сопротивления [1]

$$E = \frac{Q}{N} = \frac{\alpha F}{V \Delta p}, \quad (1)$$

где V – объемный расход теплоносителя, м³/с; F – площадь теплообменной поверхности, м²; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²К); Δp – гидродинамическое сопротивление при перемещении теплоносителя относительно поверхности теплообмена, Па.

Мощность, затрачиваемая на перемещение теплоносителей в теплообменнике, определяет в

значительной степени величину коэффициента теплоотдачи или общую теплопроизводительность аппарата. Абсолютное значение коэффициента E не может служить мерой теплогидродинамического совершенства теплообменного аппарата, а полезно только при сопоставлении двух или нескольких аппаратов.

В регенеративных воздухонагревателях доменных печей применяются насадки с каналами различного вида и выполненные из различных материалов, эти насадки имеют различные теплогидравлические характеристики.

Потери напора в каналах насадки в общем случае складываются из преодоления сопротивления входа в каналы $\Delta P_{вх}$, потери напора на преодоление трения в каналах $\Delta P_{тр}$ и потерь напора на преодоление сопротивления при выходе из каналов в поднасадочное устройство $\Delta P_{вых}$, включая сопротивление поднасадочных устройств, колонн, решеток и т.д. Полагая, что $\Delta P_{вх}$ и $\Delta P_{вых}$ не зависят в значительной степени от типа теплообменной поверхности насадки, будем относить все затраты мощности на перемещение продуктов сгорания в период нагрева только к $\Delta P_{тр}$.

Строго говоря, чистые потери на преодоление сил трения относятся только к простым каналам, не имеющим турбулизирующих элементов макроразмера. Большинство типов насадок с улучшенными теплообменными характеристиками имеют подобные турбулизирующие элементы, но при экспериментальном изучении их теплогидравлических характеристик потери на преодоление местных сопротивлений турбулизирующих элементов условно относят к относительной длине канала l/d , тем самым обеспечивается точность расчетов по формуле для потерь напора на преодоление сил трения

$$\Delta P_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2}. \quad (2)$$

Число Эйлера для подобных условий течения в каналах насадки можно определить по формуле

$$Eu = \frac{\Delta P_{тр}}{\rho w^2} = \lambda \frac{l}{2d}. \quad (3)$$

При известной из опытов гидравлической характеристике $\lambda = A Re^m$ эта зависимость преобразуется к виду

$$Eu = \frac{1}{2} A Re^m \frac{l}{d}. \quad (4)$$

Затраты мощности на перемещение теплоносителя с учетом только преодоления сил трения N_{tr} , Вт, определяются произведением $\Delta P_{tr} V_{\Sigma}$, где V_{Σ} – общий расход продуктов сгорания, определяемый произведением $V_{\Sigma} = B V_{\alpha}$, м³/с, где B – расход топлива, м³/с, V_{α} – удельный выход продуктов сгорания, зависящий от состава топлива и коэффициента расхода воздуха α .

Общее живое сечение каналов насадки $F_{ж} = f_{ж} F_{нас}$ определяется произведением удельного живого сечения $f_{ж}$, м²/м², и поперечного сечения камеры насадки $F_{нас}$, м². При заданных размерах камеры насадки $F_{нас}$, м² и $H_{нас}$, м, получаем $V_{нас} = F_{нас} H_{нас}$ и $l = H_{нас}$ в формуле (3). Полная поверхность теплообмена насадки F определяется произведением $F = V_{нас} f_{уд}$, где $f_{уд}$ – удельная поверхность нагрева насадки в единице объема, м²/м³.

Рассмотрим три насадки. Примем расход газа через насадки $V_{\Sigma} = 100000$ м³/ч = 27,8 м³/с; $F_{нас} = 30$ м²; $Re > 2500$; газ–воздух; теплопроводность и плотность воздуха берем при 750 °С. Используя экспериментальные данные по коэффициентам теплоотдачи конвекцией и коэффициентам гидравлического сопротивления в насадках [2], получим:

– насадка с квадратными сплошными каналами с ячейкой 45×45 мм с конструктивными параметрами: $f_{уд} = 24,9$ м²/м³, $f_{ж} = 0,28$ м²/м², $d_3 = 0,045$ м

$$Re = \frac{w d_3}{\nu} = \frac{V_{\Sigma} d_3}{f_{ж} F_{нас} \nu} = 1290;$$

$$E = \frac{Q}{N} = \frac{\alpha F}{V_{\Sigma} \Delta p} = \frac{\alpha f_{уд} l F_{нас}}{V_{\Sigma} \Delta p} = \frac{\alpha f_{уд} l F_{нас}}{\lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2} V_{\Sigma}}$$

$$= \frac{\alpha f_{уд} l F_{нас}}{\lambda \frac{l}{d} 2 \left(\frac{V_{\Sigma}}{f_{ж} F_{нас}} \right)^2 V_{\Sigma}} =$$

$$= \frac{2 \alpha f_{уд} F_{нас}^3 f_{ж}^2 d_3}{\lambda \rho V_{\Sigma}^3} =$$

$$= \frac{0,036 \frac{\lambda_l}{0,045} Re^{0,8} f_{уд} F_{нас}^3 f_{ж}^2 d_3}{\frac{0,3164}{Re^{0,25}} \rho V_{\Sigma}^3} =$$

$$= 2,528 \frac{\lambda_l Re^{1,05} f_{уд} F_{нас}^3 f_{ж}^2 d_3}{\rho V_{\Sigma}^3} =$$

$$= 39,98 Re^{1,05} = 73784;$$

– насадка НК-2 с конструктивными параметрами $f_{уд} = 29,8$ м²/м³, $f_{ж} = 0,419$ м²/м², $d_3 = 0,055$ м

$$Re = 1054;$$

$$E = \frac{0,1248 \frac{\lambda_l}{0,055} Re^{0,74} f_{уд} F_{нас}^3 f_{ж}^2 d_3}{\frac{1,5}{Re^{0,285}} \rho V_{\Sigma}^3} =$$

$$= 1,513 \frac{\lambda_l Re^{1,025} f_{уд} F_{нас}^3 f_{ж}^2 d_3}{\rho V_{\Sigma}^3} =$$

$$= 78,375 Re^{1,025} = 98308;$$

– насадка БНИ-12-2 с конструктивными параметрами $f_{уд} = 33,7$ м²/м³, $f_{ж} = 0,335$ м²/м², $d_3 = 0,041$ м,

$$Re = 982,78;$$

$$E = \frac{3,66 \frac{\lambda_l}{0,041} Re^{0,14} f_{уд} F_{нас}^3 f_{ж}^2 d_3}{\frac{72,5}{Re} \rho V_{\Sigma}^3} =$$

$$= 1,2313 \frac{\lambda_l Re^{1,14} f_{уд} F_{нас}^3 f_{ж}^2 d_3}{\rho V_{\Sigma}^3} =$$

$$= 34,37 Re^{1,14} = 88629,79.$$

Поверхность теплообмена насадки НК-2 совершеннее с теплогидродинамической точки зрения.

Показатель эффективности может служить для сравнительной оценки эффективности насадок регенеративных теплообменных аппаратов. После анализа необходимо учесть E для второй половины цикла, эффект теплообмена излучением, экономические оценки массогабаритных характеристик и др.

Литература

1. Теплообменные аппараты и системы охлаждения ГТУ и комбинированных установок / В.А. Иванов, А.И. Леонтьев, Э.А. Манушин, М.И. Осипов. – М.: Изд-во МГТУ, 2004.
2. Определение размеров воздухонагревателей для печей большого объема / Ф.Р. Шкляр, В.М. Малкин, М.И. Агафонова, Э.А. Певная // *Металлургическая теплотехника (Тематический отраслевой сб. № 1)*. – М.: *Металлургия*, 1972. – С. 132–140.

Торопов Евгений Васильевич – д.т.н., профессор, зав. кафедрой «Промышленная теплоэнергетика» Южно-Уральского государственного университета.

Шашкин Владимир Юрьевич – к.т.н., доцент кафедры «Промышленная теплоэнергетика» Южно-Уральского государственного университета.