

По данным теплового баланса, можно получить часто применяемый для сравнения и оценки эффективности работы ДСП показатель удельного расхода электроэнергии, приведенный в табл. 2.

Таблица 2

Удельный расход электроэнергии			
Показатель	ДСП-120 [традиционная технология]	ДСП-120 [по образцу НСММЗ]	ДСП-120 [жидкий полупродукт]
Удельный расход электроэнергии, кВт·ч/т	410	377,41	350,04

Из представленной таблицы видно, что загрузка жидкого полупродукта вводит в печь значительный избыток тепловой энергии. Используя это тепло, можно сократить удельный расход электроэнергии на 7,5 % по сравнению с работой печи на твердой завалке.

Составленный тепловой баланс рабочего пространства печи ДСП-120, возможно, нуждается в некотором уточнении, однако уже сейчас просматривается положительный технико-экономический эффект от использования жидкого полупродукта. За счет внедрения дополнительных усовершенствований в технологический процесс (завалка твердой шихты в один прием, заливка полупродукта без остановки печи и открытия свода), вполне возможно достичь еще большей экономии электроэнергии.

На ОАО «ЧМЗ» имеются хорошие перспективы и необходимые предпосылки, чтобы организовать современное высокотехнологичное и энергоэффективное производство. Техническое перевооружение позволит предприятию перейти на более высокий уровень своего развития.

Список использованных источников

1. Гудим Ю.А. Производство стали в дуговых печах. Конструкции, технологии, материалы: монография. Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2010. 547 с.
2. Годик Л.А., Козырев Н.А. Разработка технологии выплавки стали с повышенным расходом жидкого чугуна // Сталь. 2009. № 5. С. 30–33.
3. Зинуров И.Ю., Шумаков А.М., Овчинников С.Г. Проблемы использования жидкого чугуна в ДСП // Сталь. 2009. №7. С. 35–37.
4. Кацевич Л.С. Расчет и конструирование электрических печей. М.: Госэнергоиздат, 1959. 440 с.
5. Сойфер В.М., Кузнецов Л.Н. Дуговые печи в сталелитейном цехе. М.: Metallurgia, 1989. 176 с.

АНАЛИЗ И РАСЧЕТЫ ПРОЦЕССА АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО НАГРЕВА ВОЗДУХА В ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ ВЕНТИЛЯТОРАХ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПЕЧЕЙ

© А.С. Баютова, Е.Г. Дмитриева, 2012

ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург

В электрических конвейерных печах с принудительной циркуляцией воздуха более 50% затрачиваемой мощности может приходиться на аэродинамический нагрев воздуха в циркуляционных вентиляторах обычной конструкции. Если же нагревательные печи оборудованы специальными аэродинамическими теплогенераторами вихревого типа, то дополнительных затрат тепла вообще не требуется.

Так, например, печи типа «Печи аэродинамических потерь» (ПАП), производимые ОАО «Электромеханика», предназначены для закалки и искусственного старения алюминиевых сплавов и отпуска титана, а также для других технологических процессов, требующих качественного нагрева в интервале рабочих температур от 55 до 500 °С, оборудованы центробежными вентиляторами с ротором специальной конструкции. Калориферы дополнительного нагрева отсутствуют. В этих печах реализуется технология аэродинамического нагрева, суть которой состоит в преобразовании механической энергии центробежного вентилятора, создающего поток воздуха в закрытом объеме, в тепловую. Профиль лопаток ротора центробежного вентилятора выполнен в пределах 145–155 °С на внутренней поверхности и 20–25 °С на внешней окружности. Повышение температуры в агрегате производится за счет молекулярного трения в потоке воздуха,двигающегося по замкнутому объему. Аэродинамический нагрев обеспечивает высокую равномерность температурного поля по объему рабочей камеры. Конвективный теплообмен обеспечивает более равномерный прогрев изделий [1].

Как видно из примера, использование аэродинамического нагрева является весьма перспективной технологией.

Рассмотрим подробнее механизм аэродинамического нагрева. Аэродинамический нагрев – нагрев тел, движущихся с большой скоростью в воздухе, неразрывно связан с аэродинамическим сопротивлением. Энергия, затрачиваемая на преодоление сопротивления, частично передается телу в виде аэродинамического нагрева [2].

Если в поток газа поместить твердое тело, то в некоторой точке встречи потока с телом этот поток полностью затормозится, т.е. его скорость станет равна нулю. Такая точка называется критической. Остановка потока в критической точке приводит к изменению параметров набегающего потока T, p, ρ до параметров торможения T_0, p_0, ρ_0 . Для простоты рассмотрим случай, когда теплообмен в критической точке с окружающей средой отсутствует, т.е. изменение параметров потока происходит адиабатно.

Механизм торможения следующий. Сначала торможение происходит в ударной волне, образующейся перед телом. Дальнейшее торможение газа происходит непосредственно у самой поверхности тела, где оно вызывается силами вязкости, заставляющими молекулы «прилипать» к поверхности с образованием пограничного слоя.

При торможении потока газа его кинетическая энергия уменьшается, что, в соответствии с законом сохранения энергии, приводит к увеличению внутренней энергии газа и его температуры. Найдем связь между параметрами невозмущенного и адиабатно заторможенного потока газа. Максимальное теплосодержание (энтальпия) газа при его торможении у поверхности тела [3]:

$$h_0 = h_n + w^2/2, \quad (1)$$

где h_n – энтальпия набегающего потока;

w – скорость потока.

Уравнение первого закона термодинамики для потока газа будет иметь вид:

$$dh + \frac{w^2}{2} = c_p dT_i + d \frac{w^2}{2} = 0, \quad (2)$$

или после интегрирования при $c_p = \text{const}$:

$$c_p T_0 - c_p T_i + \frac{w_0^2 - w^2}{2c_p} = 0, \quad (3)$$

где T_0 – начальная температура потока;

T_i – температура заторможенного потока;

w_0 – начальная скорость потока.

Если скорость потока не слишком высока, то удельная теплоемкость при постоянном давлении c_p может считаться постоянной и соответствующая температура торможения газа может быть определена из выражения:

$$T_i = T_0 + \frac{w_0^2}{2c_p}. \quad (4)$$

Передача тепла из областей с повышенной температурой и приводит к аэродинамическому нагреву воздуха. Существуют две формы аэродинамического нагрева – конвективный нагрев и радиационный.

Конвективный нагрев происходит вследствие передачи теплоты теплопроводностью из «горячей» части пограничного слоя к потоку. Количественно конвективный тепловой поток q_K описывается соотношением, представляющим собой модифицированный закон Ньютона для теплообмена [4]:

$$q_K = \alpha(T_i - T_{cm}), \quad (5)$$

где T_i – равновесная температура (предельная температура, до которой могла бы нагреться поверхность тела, если бы не было отвода энергии);

α – коэффициент конвективного теплообмена;

cm – индекс, которым отмечаются параметры на поверхности.

T_i может быть определена из выражения (4). Величина α зависит от скорости потока, формы и размеров обтекаемого тела.

Теория подобия позволяет представить законы теплообмена в виде соотношений между основными безразмерными критериями – числом Нуссельта, числом Рейнольдса и числом Прандтля.

В нашем случае для турбулентного пограничного слоя критерий Нуссельта можно представить в виде:

$$Nu_K = 0,0296 Re_{cm}^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{T_{cm}}{T_i} \right)^{0,4} T_i^{0,11}. \quad (6)$$

Однако необходимо отметить, что вышеприведенные формулы расчета аэродинамического нагрева громоздки и требуют предварительного нахождения величин, которые на практике определить затруднительно. Поэтому для практических расчетов используют более простые выражения.

Принимая процесс повышения давления в вентиляторе адиабатическим (без учета потерь), температура воздуха на выходе из вентилятора будет [3]:

$$T_a = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (7)$$

где T_a – температура воздуха на выходе из вентилятора;

T_1 – температура воздуха на входе в вентилятор;

p_1 – начальное давление воздуха, принимается равным атмосферному;

p_2 – повышение давления в вентиляторе.

На самом деле повышение температуры воздуха в вентиляторе является политропным. Предварительно его можно определить по приближенной формуле, приведенной в ГОСТ 10921-90:

$$\Delta T_B = 0,8 \left(\frac{N_B}{Q_B} \right), \quad (8)$$

где N_B – потребляемая мощность вентилятора;

Q_B – производительность вентилятора;

0,8 – коэффициент, учитывающий теплоемкость воздуха.

Потребляемая вентилятором мощность:

$$N_B = Q_B \left(\frac{P_2}{\eta} \right), \quad (9)$$

где η – КПД вентилятора.

Однако представляет интерес значение показателя политропы и расчет величины нагрева воздуха по формулам политропного процесса, так, вышеприведенные формулы могут быть неточными, так как не учитывают температурный фактор.

Показатель политропы можно также вычислить по ГОСТ 10921-90:

$$n = \left(1 - \frac{(k-1)N_B}{kp_2 Q_B} \right)^{-1}, \quad (10)$$

Отсюда формула для расчета повышения воздуха с учетом температурного фактора будет иметь вид:

$$Tn = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \cdot \left(1 + \frac{T_1}{273} \right). \quad (11)$$

На основе вышеприведенных формул были проведены расчеты аэродинамического нагрева в вентиляторах Ц 9-55, установленных на конвейерных нагревательных печах № 4 и № 5 нагрева заготовок для прессы 30 000 тонн ОАО «КУМЗ». Аэродинамическая характеристика вентилятора представлена на рис. 1.

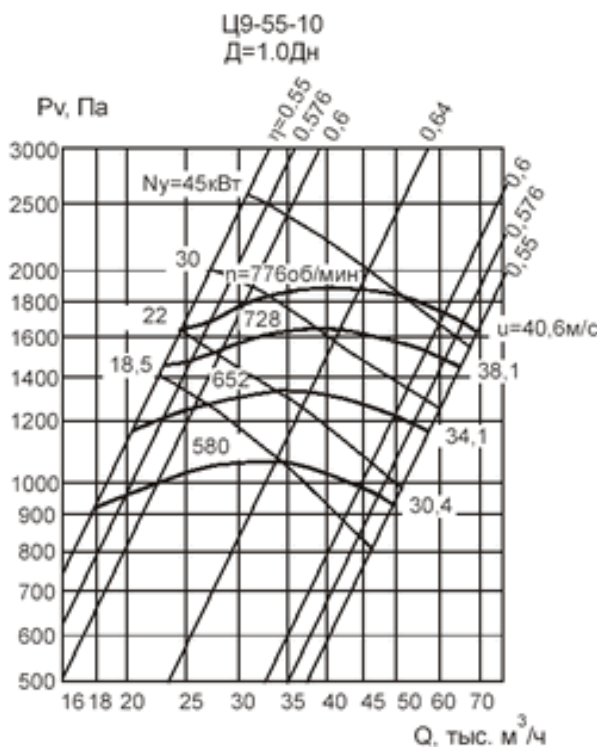


Рис. 1. Аэродинамическая характеристика вентилятора Ц 9-55

Расчеты производились для двух случаев:

1. Определение конечной температуры воздуха на выходе из вентилятора после 12 часов его непрерывной работы при одинаковой производительности, равной 50 000 м³/ч.
2. Определение конечной температуры воздуха на выходе из вентилятора после 12 часов его непрерывной работы при разной производительности, от 10 000 до 60 000 м³/ч.

Расчеты выполнялись по формулам (4), (7), (9), (11). Результаты расчетов представлены в табл. 1 и на рис. 2 и 3.

Результаты расчетов нагрева воздуха в вентиляторе по разным формулам

Время нагрева, ч	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Tп	32,89	35,82	38,77	41,75	44,75	47,79	50,85	53,95	57,07	60,22	63,41	66,62
Ti	30,47	30,94	31,41	31,88	32,35	32,82	33,30	33,78	34,26	34,74	35,22	35,70
Ta	31,44	34,35	37,29	40,25	43,25	46,27	49,32	52,40	55,50	58,64	61,81	65,01

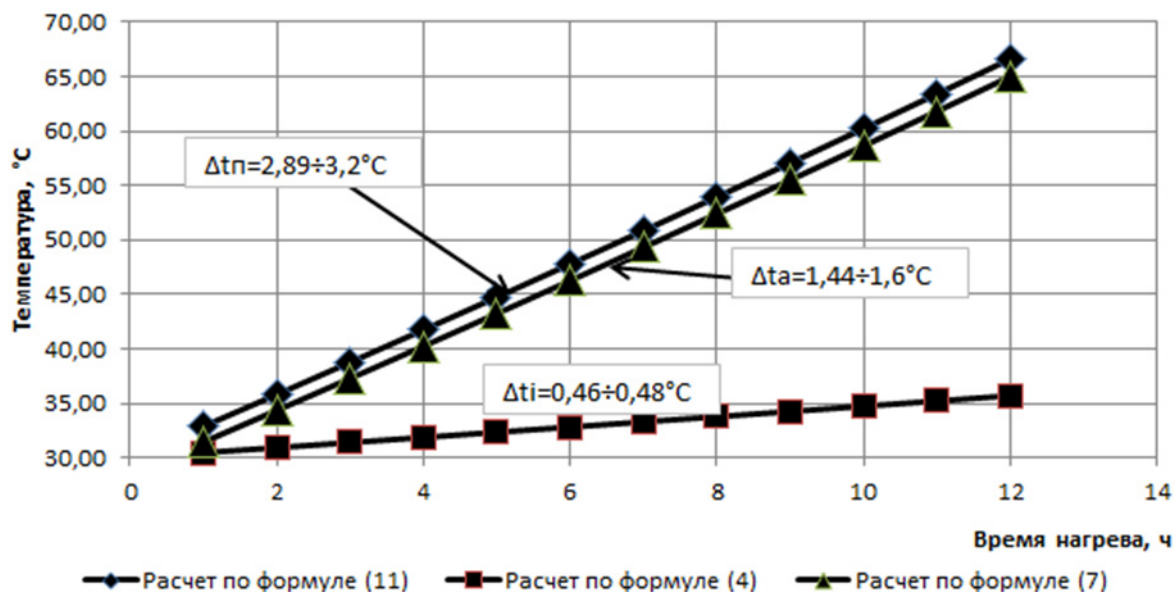


Рис. 2. Зависимость температуры воздуха на выходе из вентилятора от времени работы вентилятора при его эксплуатации в режиме рециркуляции

Как видно на рис. 2, среднее повышение температуры воздуха в вентиляторе за 1 час его работы составляет 1,4–3,2 °C. Разница в величине ΔT объясняется отличием реального процесса от адиабатического.

Значения полученного расчетного повышения температуры соответствуют практическим данным по работе вентиляторов указанного типа в цехах ОАО «КУМЗ» – при работе агрегатов повышение температуры воздуха за 1 час составляло 4,4–5,1 °C. Как показал опыт эксплуатации, только при работе печи без калориферов, т.е. на одних вентиляторах, температура воздуха в пустой печи за 12 часов поднялась от 40 до 110–120 °C.

Анализ результатов расчета показывает, что наиболее точным является расчет по формуле (11), расчет же по формуле (4) дает максимальную ошибку, так как не учитывает реальной работы вентиляторов, при которой скорость набегания потока на лопатки вентилятора есть величина постоянная, т.к. скорость его вращения не изменяется.

Если проанализировать расчетные данные на рисунке 3, то можно отметить, что зависимость величины нагрева воздуха от его производительности имеет два максимума – при 35 000 и 55 000 м³/ч. Наложение на указанный график кривой потребляемой мощности позволяет сделать вывод, что наиболее рациональным режимом работы вентилятора при аэродинамическом нагреве является работа при производительности 35 000 м³/ч.

Расчет мощности, даваемой аэродинамическим нагревом, показал, что ее величина составляет 52,2–57,8 кВт. При нагреве массивных изделий за счет аэродинамического нагрева можно получить от 1–2 % мощности в первом периоде нагрева, до 80 % – в период выдержки.

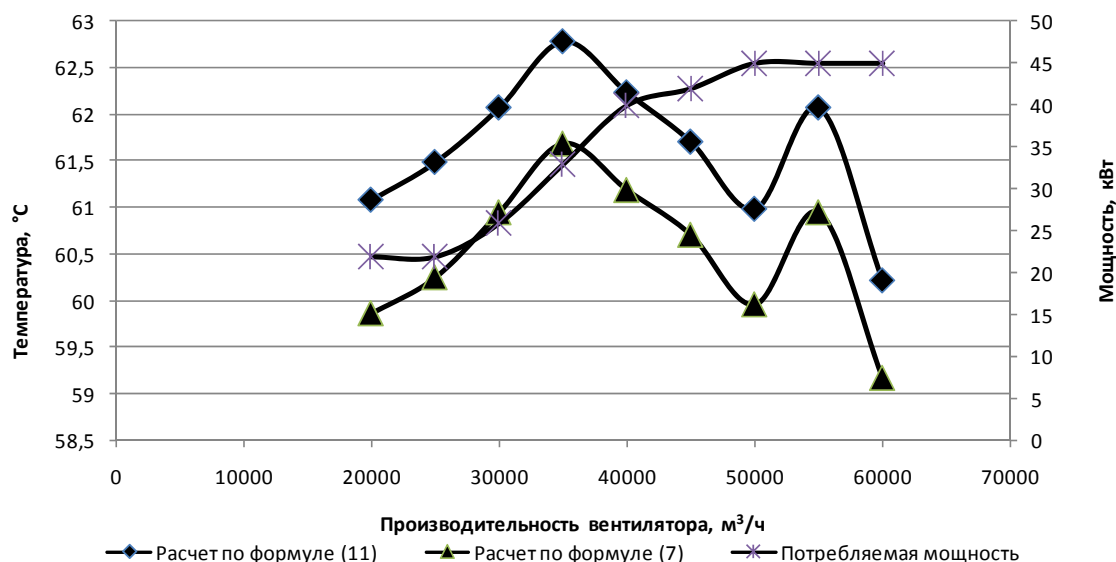


Рис. 3. Зависимость величины нагрева воздуха за 12 часов работы и потребляемой мощности от производительности вентилятора

Таким образом, аэродинамический нагрев воздуха в вентиляторах необходимо обязательно учитывать при проектировании нагревательных печей, работающих по режиму рециркуляции.

Список использованных источников

1. Термическое оборудование. Печь аэродинамических потерь [Электронный ресурс] / Официальный разработчик ОАО «Электромеханика». Продукция. Электр. дан.: Ржев: ОАО «Электромеханика», 2012. Реж. доступа: <http://www.el-mech.ru>.
2. Каменщиков В.А. Радиационные свойства газов при высоких температурах / Каменщиков В.А., Пластинин Ю.А., Николаев В.М., Новицкий Л.А. М.: «Машиностроение», 1971. 440 с.
3. Кудинов В.А. Техническая термодинамика : учеб. пособие / Кудинов В.А., Карташов Э.М. М.: Высшая школа, 2007. 261 с.
4. ГОСТ 10921-90. Вентиляторы радиальные и осевые. Методы аэродинамических испытаний. М.: ГК СССР по управлению качеством продукции и стандартам, 1990. 35 с.

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ НАЧАЛЬНОГО ПЕРИОДА ПРОЦЕССА СУШКИ ПРИ АГЛОМЕРАЦИИ ЖЕЛЕЗОРУДНЫХ МАТЕРИАЛОВ

© Б.А. Боковиков, В.И. Клейн, 2012

ООО «НПВП ТОРЭКС», г. Екатеринбург,

© В.И. Матюхин, А.Ю. Петрышев, 2012

ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург

В начальный период агломерации металлургического сырья на конвейерной машине в слое формируются основные зоны. Этот период – последний в технологической цепочке, в рамках которого можно оперативно реагировать на входные возмущения. Он характеризуется взаимодействием внешнего (продуктов сгорания газообразного/жидкого топлива в горне) и внутреннего (твердого топлива шихты) источников тепла и переменными температурными и газодинамическими условиями теплообмена в слое.