Записки Ленинградского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени горного института, том XXXII, вып. 3, 1956 г.

О ПОДАЧЕ ВОЗДУХА В КОНВЕРТЕР

Канд. техн. наук *Л. М. Шалыгин*

Подача воздуха в конвертер является одной из определяющих характеристик его работы. Производительность конвертеров при любых условиях определяется, в конечном счете, количеством воздуха, вдуваемого через фурмы.

Между тем вопрос о закономерностях воздушного дутья применительно к конвертерам цветной металлургии в современной литературе освещен слабо. До сих пор остаются неясными многие практические вопросы работы конвертеров. Например, существуют совершенно разноречивые мнения о рациональном диаметре фурм, нет определенного мнения об угле их наклона, режиме прочистки и, что наиболее существенно, нет каких-либо обоснований величины так называемой пропускной способности фурм на 1 $см^2$ сечения. Эта пропускная способность, условно рекомендуемая по практическим данным в пределах 0,8—1,0 $нм^3/см^2$ *мин*, является, собственно, единственной количественной характеристикой воздушного режима конвертера, принимаемой за исходную для расчетов при проектировании и эксплуатации конвертеров.

Очевидно, подобная пропускная способность фурмы недостаточна для характеристики воздушного дутья, так как она не позволяет выявить взаимной зависимости многих параметров дутья, условий работы конвертера и других факторов.

Для установления закономерностей подачи воздуха в конвертер нами были проведены опыты на моделях (рис. 1) и наблюдения на заводском конвертере. Модели изготовлялись в соответствии с требованиями теории подобия. При этом соблюдены условия геометрического подобия, подобия входа рабочей жидкости и приближенного подобия характера движения рабочей жидкости (воздуха). Во всех опытах достигалась «область автомодельности». Масштаб моделей 1 25 и 1 10.

Расплавленная штейновая масса, в которую в конвертере вдувается воздух, моделировалась жидкостями различного удельного веса и вязкости: водой, ртутью, растворами солей, коллоидами, «жидким стеклом».

В ходе опытов моделирования общая задача выявления закономерностей подачи воздуха в конвертер естественным образом расчленилась на два взаимосвязанных вопроса: 1) истечение струи воздуха через фурмы конвертера; 2) поведение жидкой ванны под действием воздушной струи.

Как видно из рис. 2, где изображено проникновение струи сжатого воздуха через фурменную трубку в жидкую ванну, струя воздуха по выходе из фурмы на протяжении расстояния l («вылет струи») сохраняет прямолинейное направление. В точке c динамический напор струи иссякает, и под действием архимедовых сил воздушный поток начинает

всплывать. Таким образом, участок bc можно приближенно считать каналом круглого сечения, как бы пробуравленным в толще жидкости струей воздуха. В точке c давление воздуха, очевидно, равно давлению столба

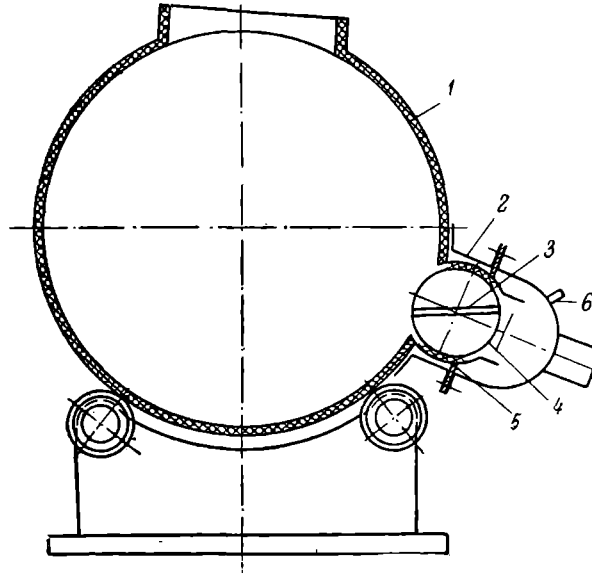


Рис. 1. Модель конвертера (поперечный разрез):
1 — корпус (органическое стекло); *2* — воздушная коробка (латунь); *3* — фурменная трубка (латунь); *4* — поворотный цилиндр (сталь); *5* — уплотнение (резина); *6* — штуцер для присоединения манометра

жидкости γh (γ — удельный вес жидкости, *кг/м*³; h — высота слоя жидкости над струей, *м*).

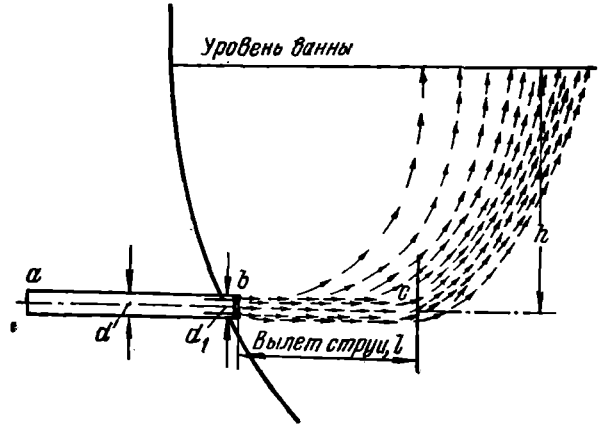


Рис. 2. Форма воздушной струи в модели конвертера

Если давление воздуха перед входом в фурменную трубку в точке a равно P_a, то гидравлическое сопротивление на участке ac будет

$$\Delta P = P_a - P_c = (P_a - \gamma h) \ кг/м^2.$$

Зависимость между гидравлическим сопротивлением некоторого участка канала, ΔP и скоростью газа в данном сечении W_t может быть выражена в критериальной форме

$$Eu = \frac{\Delta P}{W_t^2 \rho_t},$$

где Eu — критерий Эйлера;

ρ_t — плотность газа, *кг сек²/м⁴*.

Во всех опытах за контрольное принято сечение фурменной трубки в середине ее длины, и скорость W_t в дальнейшем относится именно к этому сечению.

Второй критериальной характеристикой движения газа в канале является критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{W_t d}{\nu},$$

где d — диаметр контрольного сечения, *м*;

ν — коэффициент кинематической вязкости газа, *м²/сек*.

Уравнение $Eu = f(Re)$ является критериальным уравнением, характеризующим закономерности движения воздуха в фурменной трубке модели, а следовательно — на основании теории подобия — и подлинного конвертера.

Нашей задачей и явилось получение на модели критериальной зависимости $Eu = f(Re)$. Для этого измерялись следующие переменные величины: 1) давление воздуха перед входом в фурменную трубку P_a — водяным U-образным манометром, *кг/м²*; 2) температура воздуха — ртутным термометром, °С; 3) количество воздуха, поданное в фурменные трубки Q_t, — сухим газовым счетчиком, *м³/сек*; 4) линейные размеры — диаметр фурменной трубки d и ее выходного отверстия d_1, *м*; высота слоя жидкости над струей воздуха h, *мм*, — обычными измерительными инструментами.

Скорость воздуха в контрольном сечении фурменной трубки определялась по формуле

$$W_t = \frac{4Q_t}{n \pi d^2} \text{ м/сек},$$

где n — число фурм модели.

Полученные величины объединялись в критерии Эйлера

$$Eu = \frac{P_a - \gamma h}{W_t^2 \rho_t}$$

и Рейнольдса

$$Re = \frac{W_t d}{\nu}.$$

Результаты опытов на двух моделях, приведенные на рис. 3, 4, относятся к частному, идеальному случаю работы фурм, когда на выходном конце фурменной трубки отсутствует настыль, т. е. $d_1 = d$ (рис. 2).

Данные полученных графиков приводят к следующему заключению:

1. Допущение о том, что струя воздуха, проникая в толщу жидкости, образует на некотором расстоянии как бы канал, являющийся ее продолжением, верно. Это находит выражение в одинаковом характере кривых $Eu = f(Re)$, полученных для разных жидкостей.

2. Модели разного масштаба дают одинаковый характер кривой $Eu = f(Re)$. Следовательно, числовые значения критерия Эйлера для

подобных условий равны как для любых масштабов моделей, так и для конвертера.

3. При сравнительно невысоких значениях критерия Рейнольдса (10000—20000) наступает явление автомодельности — кривая $Eu = f(Re)$ становится параллельной оси Re.

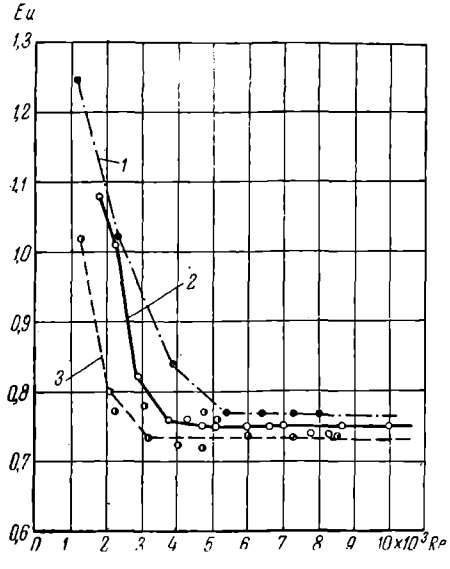


Рис. 3. Критериальная зависимость $Eu = f(Re)$ для модели масштаба 1 : 25 на разных жидкостях и различной высоте ванны над фурмами h:
1 — $ZnCl_2$, $\gamma = 2$, $h = 35$ *мм*; *2* — $ZnCl_2$ $\gamma = 2$, $h = 20$ *мм*; *3* — вода, $\gamma = 1$, $h = 20$ *мм*

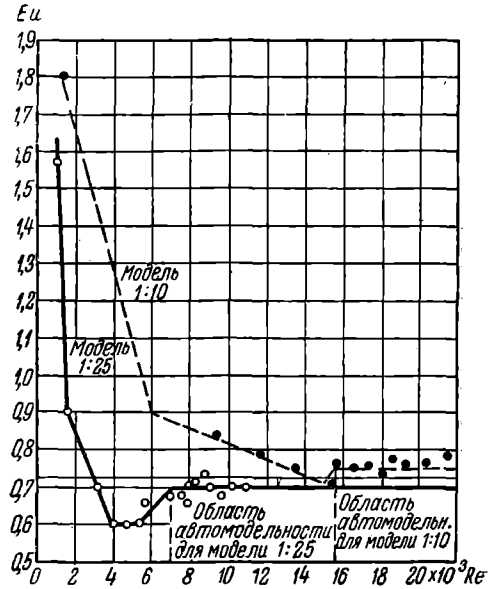


Рис. 4. Диаграмма $Eu = f(Re)$ для моделей конвертера

Таким образом, общий вид критериального уравнения истечения воздуха через фурменную трубку в жидкую среду:

$$Eu = \text{const} = C. \tag{1}$$

Поскольку для подобных явлений имеет место обязательное равенство определяющих критериев, уравнение (1) полностью справедливо для подлинного конвертера.

Преобразуя критериальное уравнение (1) в уравнение параметров, получим

$$\frac{\Delta P}{W_t^2 \rho_t} = C; \quad \frac{P_a - \gamma h}{W_t^2 \rho_t} = C, \tag{2}$$

$$(P_a - \gamma h) = C \rho W_t^2$$

или

$$W_t = \sqrt{\frac{Pa - \gamma h}{C\rho_t}}. \tag{3}$$

Заменим скорость расходом воздуха

$$W_t = \frac{q_t}{F},$$

где q_t — расход воздуха в одной фурме, $м^3/сек$;

F — площадь сечения фурменной трубки, равная $\frac{\pi d^2}{4}$, $м^2$.

Выразим q_t через q_0 (расход при нормальных условиях)

$$q_t = q_0 \frac{P_0 T}{273 (P_a + P_0)},$$

где P_0 — нормальное давление, равное 10300 $кг/м^2$;

T — абсолютная температура воздуха в фурменной трубке, равная $273 + t°$.

Выразим ρ_t через плотность при нормальных условиях

$$\rho_t = \rho_0 \frac{273 (P_a + P_0)}{P_0 T}$$

где $\rho_0 = 0{,}132$ $кг\ сек^2/м^4$.

После этих преобразований получим

$$q_0 = 273 \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{(P_a + 10300)(P_a - \gamma h)}{10300\, CT\, 0{,}132\ \ 273}}$$

или

$$q_0 = \frac{0{,}351}{\sqrt{CT}} d^2 \sqrt{(P_a + 10300)(P_a - \gamma h)}\ нм^3/сек. \qquad (4)$$

Уравнение (4) является уравнением расхода, устанавливающим зависимость количества воздуха, пропускаемого фурмой, от диаметра фурменной трубки, давления дутья, его температуры, противодавления ванны и безразмерной константы C — характеристики гидравлического сопротивления канала. Фактором, определяющим числовое значение константы C, является относительный размер выходного сечения фурменной трубки $\frac{d_1}{d}$ (рис. 5).

График построен по данным, полученным на специальной модели отдельной фурменной трубки. На основании этой зависимости построена кривая рис. 6, отчетливо выражающая зависимость критерия Eu от отношения $\frac{d_1}{d}$. В условиях реальной работы конвертера отношение $\frac{d_1}{d}$ определяется степенью зарастания конца фурменной трубки, вызывающего необходимость прочистки фурм.

Для выявления работы фурм в реальных условиях были проведены измерения на заводских конвертерах (рис. 7). С помощью пневмометрической трубки малого сечения измерялась скорость воздуха в фурменном рукаве. Скорость воздуха в фурменной трубке вычислялась по соотношению диаметра рукава и фурменной трубки. Измерялись также давление и температура воздуха. По данным измерений вычислялись значения критерия Эйлера в процессе продувки.

Как следует из рис. 8 и 9, прочищенной фурме, у которой выходное сечение приближается к размеру фурменной трубки, действительно соответствует низкое значение критерия Эйлера, вполне отвечающее данным моделирования, приведенным на рис. 5 и 6. Затем фурма начинает интенсивно зарастать, что выражается в резком повышении величины Eu в процессе продувки. Отсутствие прочистки, как видно из графиков, приведет к безграничному увеличению сопротивления фурмы — до полного зарастания. Такие случаи часто наблюдаются на практике.

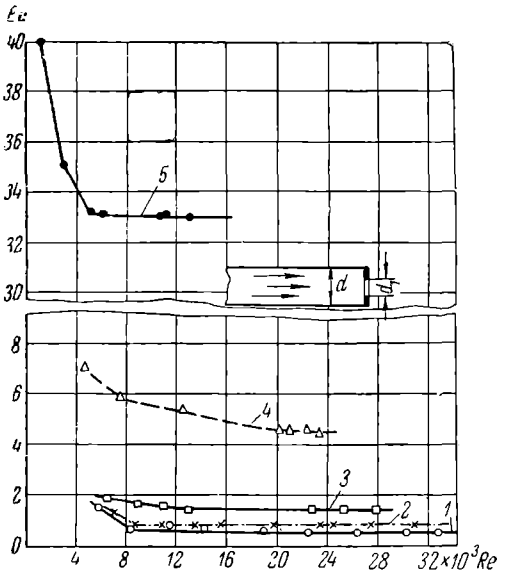


Рис. 5. Критериальная зависимость $Eu = f(Re)$ для модели фурменной трубки диаметром 14 *мм* (масштаб 1 : 3,6):
1 — d_1 = 14 *мм*; *2* — d_1 = 12 *мм*; *3* — d_1 = 10 *мм*; *4* — d_1 = 8 *мм*; *5* — d_1 = 55 *мм*

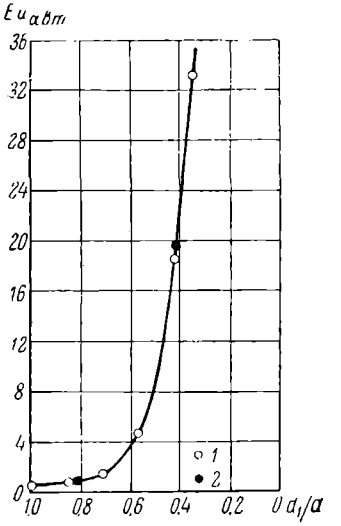


Рис. 6. Зависимость критерия Эйлера в области автомодельности $Eu_{авт}$ от выходного диаметра фурмы:
1 — точки, полученные при диаметре фурмы 14 *мм*; *2* — при диаметре фурмы 12 *мм*

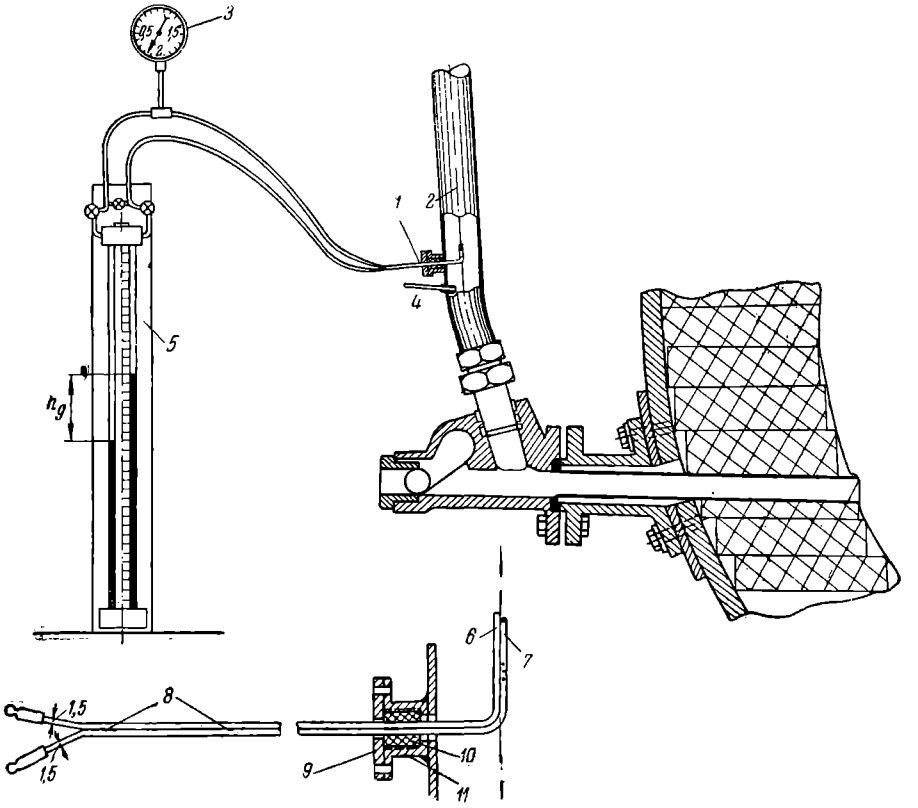


Рис. 7. Установка для измерений в фурме:
1 — пневмометрическая трубка (латунь); *2* — фурменный рукав; *3* — пружинный манометр; *4* — ртутный термометр; *5* — жидкостный дифманометр; *6* — трубка полного напора; *7* — трубка статического напора; *8* — пайка; *9* — крышка; *10* — резиновый сальник; *11* — втулка

Таким образом, сопротивление фурмы в безразмерной форме, выражаемое критерием Eu, определяется частотой ее прочистки. Максимальную кривизну кривая $Eu = f\left(\frac{d_1}{d}\right)$ имеет при $Eu \approx 4$ (рис. 6), и значение Eu, равное 4, является критическим. Дальнейшее зарастание фурмы ведет к весьма резкому повышению сопротивления фурмы и, следовательно, к недопустимому падению количества проходящего через нее воздуха. Прочистка фурм должна иметь такую частоту, которая бы обес-

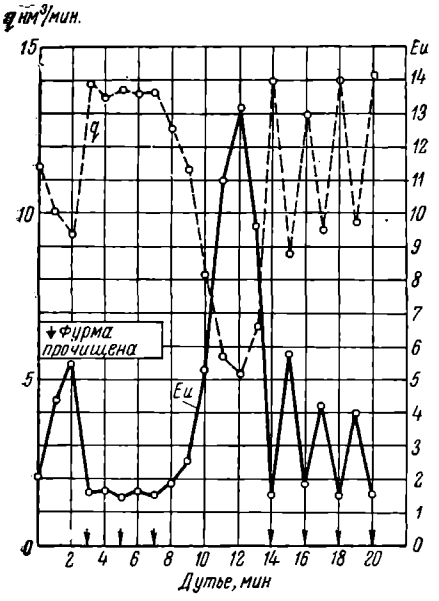


Рис. 8. Характеристика работы фурмы диаметром 38 *мм*

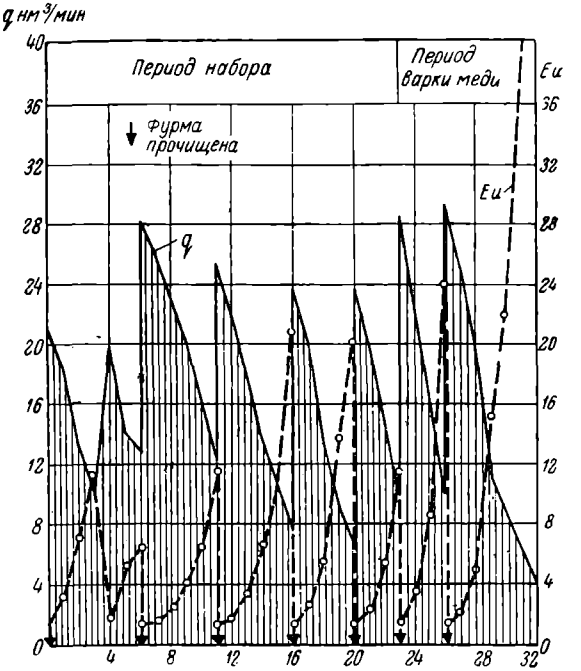


Рис. 9. Характеристика работы фурмы диаметром 51 *мм*

печила поддержание величины Eu не выше 4. Практически, как видно из графиков рис. 8 и 9, фурмы должны прочищаться не реже чем каждые 1—3 мин.

Обоснованной величиной константы C для уравнения (4), как следует из приведенных данных, можно считать приблизительно среднюю арифметическую минимального и критического значений Eu, т. е.

$$C = \frac{2+4}{2} = 3.$$

Возвращаясь к уравнению (4), получим для конвертера

$$q_0 = \frac{0{,}351}{\sqrt{3T}} d^2 \sqrt{(P_a + 10300)(P_a - \gamma h)} \quad нм^3/сек. \qquad (5)$$

Для удобства использования уравнения (5) в заводских условиях следует перейти к обычно принимаемым там единицам измерения: q_0 — *нм³/мин*, d — *мм*, P_a — *ати*, P_0 — *ати* (принимаем $P_0 = 1$ *ати*), γh — *кг/см²* (γ — *кг/см³*, h — *см*).

Коэффициент пересчета единиц измерения

$$\beta = \frac{10^{-6} \quad 10^{4} \cdot 60}{10^{2}} = 0{,}6 \quad 10^{-2}$$

Используем в уравнении вместо давления воздуха перед входом в фурменную трубку P_a обычно измеряемое на конвертере давление в воздухопроводе P Потеря давления на участке от воздухопровода до фурменной трубки может быть установлена по следующим данным, полученным измерениями на конвертере:

P	1,3; 1,2; 1,01; 0,95 *ати*
P_a	1,18; 1,08; 0,91; 0,85 *ати*
Потеря	9,2; 10; 9,9; 10,5%

Таким образом, можно принять $P_a = 0{,}9\ P$.

Произведя преобразования единиц и заменив P_a давлением P, получим

$$q_0 = \frac{0{,}190}{\sqrt{CT}}\, d^2 \sqrt{(P + 1{,}1)(P - 1{,}1\,\gamma h)}\ \text{нм}^3/\text{мин}, \tag{6}$$

причем для принятого условия $C = 3$

$$q_0 = \frac{0{,}109}{\sqrt{T}}\, d^2 \sqrt{(P + 1{,}1)(P - 1{,}1\,\gamma h)}\ \text{нм}^3/\text{мин}. \tag{7}$$

Множитель $\frac{1{,}109}{\sqrt{T}}$ представим в виде коэффициента K, в котором переменной является температура воздуха

$$T = t + 273.$$

Тогда

$$q_0 = Kd^2 \sqrt{(P + 1{,}1)(P - 1{,}1\,\gamma h)}, \tag{8}$$

где d — диаметр фурмы, *мм*;

P — давление воздуха в воздухопроводе, *ати*;

γ — удельный вес жидкой ванны, *кг/см*^{3};

h — высота ванны над фурмами, *см*.

Подсчитаем значения коэффициента K для разных температур:

$t°$	K	$t°$	K
30	0,0063	70	0,0059
40	0,0062	80	0,0058
50	0,0061	90	0,0057
60	0,0060	100	0,0056

Для конвертера с числом фурм n количество подаваемого воздуха определяется выражением

$$Q_0 = Knd^2 \sqrt{(P + 1{,}1)(P - 1{,}1\,\gamma h)}, \tag{9}$$

где Q_0 — количество воздуха, *нм*^{3}*/мин*;

n — число фурм.

Уравнение (9) определяет зависимость количества воздуха, подаваемого в конвертер, от числа и диаметра фурм, давления дутья, удельного веса и толщины слоя штейна над фурмами. Расчеты воздушных характеристик конвертера по предложенному уравнению явятся, бесспорно, более научно обоснованными, чем расчеты, исходящие из отвлеченной величины «пропускной способности» фурмы на 1 *см*^{2} ее сечения.

Уравнение (6) может найти практическое применение, например, при определении размеров конвертеров. Размер конвертера зависит от числа фурм n, которое можно определить из уравнения (9)

$$n = \frac{Q_0}{Kd^2\sqrt{(P+1,1)(P-1,1\gamma h)}},$$

где Q_0 — общее количество подаваемого в конвертер воздуха, определяемое технологическим расчетом по соответствующим реакциям окисления, *нм³/мин*.

Для практических расчетов можно рекомендовать следующие значения величин, входящих в формулу (7): d — 38—46 *мм*; P — 0,8—1,2 *ати*; γh — 0,20—0,30 *кг/см²*.

Заметим, что нижние пределы всех этих величин применимы для конвертеров меньшей производительности; верхние — для конвертеров большей производительности.

Рекомендованными практическими значениями величин далеко не ограничивается область применения предложенного уравнения. В принципе оно остается верным и для любых произвольных значений. Однако надо иметь в виду, что с увеличением диаметра фурм выше 44—46 *мм* для медных и медно-никелевых конвертеров величина $Eu^3 = C$, входящая в уравнение (7), возрастает. Так, измерено, что для фурм, где $d = 50$ *мм*, средняя величина Eu равна 6 (а не 3, как для фурм диаметром 38—44 *мм*). Это объясняется более резким зарастанием фурмы увеличенного диаметра, вызывающим в период между прочистками превышение установленного выше критического значения Eu (рис. 9).

Определив по формуле (8) число фурм, можно определить длину горизонтального конвертера, пользуясь эмпирической формулой

$$L = 0,15(n-1) + 2 \text{ м},$$

и затем подобрать соответствующий конвертер стандартных размеров.

В качестве иллюстрации практического применения полученных зависимостей рассмотрим следующий пример из заводской практики.

На одном из медно-никелевых комбинатов установлены конвертеры размером 4,039 × 8,534 *м*, имеющие 48 фурм, из которых работают обычно 42. Диаметр фурм 50 *мм*. Давление дутья 0,8—0,95 *ати*, температура 30—80°.

Общая площадь сечения фурм, таким образом,

$$42 \quad 5^2 \frac{3,14}{4} = 824 \text{ см}^2.$$

Если рассчитать пропускную способность такого конвертера, исходя из условной нагрузки на фурму 0,9 *нм³/мин/см²*, то

$$Q_0 = 824 \quad 09 = 740 \text{ нм}^3/\text{мин}.$$

Однако пропускная способность конвертера практически составляет в среднем 500 *нм³/мин*. Следовательно, производительность конвертера соответственно ниже рассчитанной.

Рассчитаем пропускную способность фурмы конвертера, пользуясь уравнением (7), приняв $t = 30°$, $P = 0,95$ *ати*, $\gamma h = 0,3$ *кг/см²* и учтя, что для фурм, где $d = 50$ *мм*, $Eu_{ср} = C = 6,0$

$$q_0 = \frac{0,190}{\sqrt{303 \quad 6}} \; 50^2\sqrt{(0,95+1,1)(0,95-0,33)} = 12,7 \text{ нм}^3/\text{мин},$$

$$Q_0 = 42 \quad 12,7 = 535 \text{ нм}^3/\text{мин},$$

что и соответствует действительности.

Каковы же пути увеличения пропускной способности конвертера в рассматриваемом случае? Уравнение (7) показывает, что количество воздуха, подаваемого через фурму, может быть повышено за счет увеличения диаметра фурмы d и давления дутья P и за счет снижения константы C, температуры T и противодавления ванны γh.

Как показано выше, увеличение d более чем до 44—46 *мм* приводит к усилению зарастания фурмы, что выражается в высоком значении константы C. Следовательно, увеличение d выше указанных пределов нерационально. Снижение температуры воздуха T и противодавления ванны γh не может быть осуществлено в широких пределах, так как T определяется режимом работы воздуходувки и внешними температурными условиями, а γh — эксплуатационными условиями продувки штейна.

Таким образом, следует идти по пути повышения давления и снижения константы C. Приняв диаметр фурм 44 *мм*, при оптимальной частоте фурмовки (каждые 1—3 мин.) можно поддерживать константу C равной 3.

Повысим давление дутья до 1,2 *ат*.

При этих условиях получим

$$q_0' = \frac{0{,}19}{\sqrt{303\ \ 3}} \cdot 44^2 \sqrt{(1{,}2 + 1{,}1)(1{,}2 - 0{,}33)} = 17\ \textit{нм}^3/\textit{мин}$$

или

$$Q_0 = 42\ \ 17 = 715\ \textit{нм}^3/\textit{мин}.$$

В заключение рассмотрим вопрос о допустимом количестве воздуха, которое можно подать в конвертер без нарушения его работы.

Наблюдениями, проведенными на моделях и заводском конвертере, установлено, что воздействие сил газовых струй на жидкую среду приводит при превышении определенного предела дутья к «катастрофическим» выбросам массы из конвертера. Исследование этого явления показало, что главным фактором, определяющим границу качественного изменения поведения ванны, является вязкость самой жидкости. С повышением вязкости снижается допустимый предел подачи воздуха. Рациональной характеристикой допускаемого количества дутья для жидкости определенной вязкости может служить объем воздуха, отнесенный к объему внутренней полости конвертера. Опытами с жидкостями различной вязкости определено, что для конвертерной массы при 1230—1300° (вязкость 2—5 пуаз) допустимое количество дутья на 1 $м^3$ объема внутренней плоскости конвертера

$$q_{доп} = 11 - 13\ \textit{нм}^3/\textit{мин}.$$

При снижении температуры до 1150—1180° $q_{доп}$ снижается до 8—10 $\textit{нм}^3/\textit{мин}$.

Следовательно, между температурой процесса и количеством воздуха существует теснейшая зависимость. Взаимная обусловленность этих факторов хорошо известна практикам-конвертерщикам.

При расчетах конвертеров, таким образом, помимо использования приведенных уравнений (3—8), следует рекомендовать проверку полученных по формулам размеров конвертеров на допустимую подачу воздуха. Возвращаясь к рассмотренному выше примеру с конвертером 4,039 $\times$ $\times$ 8,534 *м*, можно установить, что допустимая подача воздуха для него при внутреннем объеме около 55 $м^3$ составит $55 \times 13 = 705$ $\textit{нм}^3/\textit{мин}$, т. е. предложенный воздушный режим ($P = 1{,}2$ *ати*, $d = 44$ *мм*, $n = 42$) может быть выдержан.