

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В СИСТЕМЕ ГИДРОСБИВА ОКАЛИНЫ

А. С. Игнатъев

Сумский государственный университет

В системах гидросбива окалины в последнее время стали применять трехплунжерные насосы. Такая система разработана Киевским институтом автоматики совместно с НПП „ИНДРИС” и внедрена на Алчевском металлургическом комбинате. Система включает пять трехплунжерных насосов (четыре рабочих и один запасной), параллельно подключенных к общему коллектору напорной коммуникации, гибкого резинового шланга, двух параллельно включенных траверс с пятью подвижными головками и байпаса, переключающего режимы работы системы (см. рис.1).

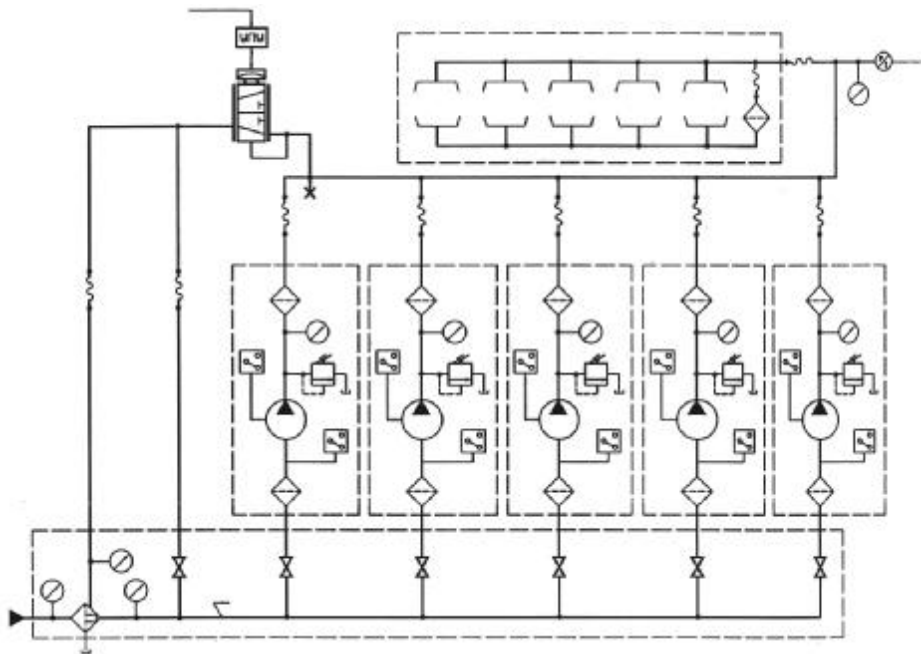


Рисунок 1

Каждая головка имеет два сопла диаметром 1 мм [1]. Кроме этого, в напорной линии между насосами и коллектором установлены фильтры. Во время рабочего хода, когда сляб находится в зоне сбива окалины, весь поток воды направлен на головки. Включение параллельно четырех насосов позволяет эффективно сбивать окалину со сляба при давлении в системе 60 МПа [2]. Когда сляба нет в зоне работы гидрослива, включается байпас и вода поступает во всасывающую магистраль. Эффективность работы системы во многом определяется скоростью истечения воды из сопел. Необходимо отметить, что в системе имеет место неустановившееся движение жидкости, когда скорость в каждой точке системы изменяется с течением времени. Как известно, это связано с особенностями подачи жидкости трехплунжерным насосом. Кроме того, в системе имеет место неравномерное движение жидкости при прохождении таких местных сопротивлений, как вытяжной тройник, сопло-насадок и т.д. В вытяжных тройниках, через которые к коллектору

подключаются все насосы, кроме первого, часть энергии потока в проходном канале тратится на подсос жидкости через боковые ответвления (эжекционный эффект). Неравномерное движение наблюдается при истечении жидкости через сопло. При исполнении сопла в виде резкого сужения и короткого трубопровода, длина которого соизмерима с длиной «начального участка» $l_n = (25 - 50)D$, впоследствии имеет место неравномерное движение жидкости [3]. Принимая коэффициент сжатия в выходном сечении $\varepsilon_{к.мп} = 1$, длину короткой трубы $l_{мп} = 25D$; коэффициент потерь по длине для турбулентного режима $\lambda = 0.02$ и коэффициент потерь на резкое сжатие $\zeta_{н.р.с} = 0.5$, получим коэффициент расхода и скорости

$$\mu_{к.мп} = \varphi_{к.мп} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{l_{мп}}{D} + \zeta_{н.р.с}}} = \frac{1}{\sqrt{1 + 0.02 \frac{85}{25} + 0.5}} = 0.707.$$

Если выполнить сопло в виде резкого сужения и насадка Вентури, с длиной цилиндрической части больше $(3.5 - 4.0)D$ и меньше $(6 - 7)D$, чтобы транзитная струя могла расширяться до полного сечения трубы, но можно было пренебречь потерями по длине [3]. При этом в насадке за резким сужением образуется зона вакуума, т.е. движение становится неравномерным. Коэффициент сжатия при истечении из насадка Вентури $\varepsilon_e = 1$, коэффициент потерь при резком сжатии $\zeta_{н.р.с} = 0.5$. Коэффициенты расхода и скорости будут равны

$$\mu_e = \varphi_e = \frac{1}{\sqrt{1 + 0.5}} = 0.82.$$

Если сопло выполнить в виде резкого сужения и короткой цилиндрической части ($l < 3D$), то наблюдается неустойчивое истечение. При этом вакуум в патрубке может сорваться от вибрации или встряхивания. В этом случае истечение происходит как через тонкую стенку с $\varepsilon = 0.63 - 0.64$, $\varphi = 0.97$, $\mu = 0.62$. Таким образом, насадок Вентури уступает отверстию в тонкой стенке по скорости истечения жидкости в атмосферу на 15 % и превосходит по расходу жидкости на 34 % [3]. Если применить в системе сопла, выполненные как резкое сужение и насадок Вентури, то при расчетной подаче одного насоса ($Q_1 = 1.22 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ [4]) напор, развиваемый насосом, составит

$$H_T = \frac{(4Q)^2}{\mu^2 (\omega \cdot z)^2 2g} = \frac{(4 \cdot 1.22 \cdot 10^{-3})^2}{0.82^2 \left(\frac{3.14 \cdot 0.001^2}{4} \right)^2 \cdot 2 \cdot 9.81} = 7323 \text{ м},$$

или $P = 71.8 \text{ МПа}$.

Однако измеренное давление в системе составляет 60 МПа. Такому давлению соответствует коэффициент расхода

$$\mu = \frac{4 \cdot Q}{\omega \sqrt{2g(H - h_f)}} = \frac{4 \cdot 1.22 \cdot 10^{-3}}{1.57 \cdot 10^{-3} \sqrt{\left(\frac{60 \cdot 10^6}{9.81 \cdot 1000} - 77.3 \right) 2 \cdot 9.81}} = 0.904,$$

где $h_f = h_{mp} + h_m = 77.3 \text{ м}$ - гидравлические потери в системе.

Тогда коэффициент потерь в сопле при $\varepsilon = 1$ будет равен

$$\zeta_c = \frac{1 - \mu^2}{\mu^2} = \frac{1 - 0.904^2}{0.904^2} = 0.226.$$

По предварительно проведенным расчетам для сопла, состоящего из конфузора и насадка Вентури диаметром 1 мм с шероховатостью поверхности $\Delta = 0.1 \text{ мм}$, скоростью течения $v = 311 \text{ м/с}$ [1], коэффициент сопротивления, вычисленный по параметрам входа в сопло в соответствии с формулой [5]:

$$\zeta_c' = \left(-0.0125n_0^4 + 0.0224n_0^4 - 0.00723n_0^2 + 0.0044n_0 - 0.00745 \right) \times \\ \times \left(\alpha_p^3 - 2\pi\alpha_p - 10\alpha_p \right) + \zeta_{mp} = 0.1235.$$

Если при определении коэффициента сопротивления принять среднее значение по длине конфузора значения скорости, числа Рейнольдса и коэффициента потерь на трение, то коэффициент сопротивления составит $\zeta_c'' = 0.298$.

ВЫВОДЫ

Как известно, если расстояние между препятствиями меньше $(20 - 30)D$ по ходу потока, их нельзя рассматривать как самостоятельные и суммировать при определении всего сопротивления системы [3]. Таким образом, учитывая что сопло состоит из нескольких сопротивлений, расположенных близко друг к другу, эту систему в целом можно рассматривать как фасонное сопротивление. Ранее значение коэффициентов местного сопротивления определялось по справочной литературе при условии равномерного распределения скоростей во входном сечении. В нашем случае течение в системе неустановившееся, неравномерное. Поэтому представляется целесообразным принимать осредненные параметры потока жидкости по длине конфузора сопла для вычисления коэффициента потерь.

SUMMARY

The article considers the problems of deletion of scale in the production of thick steel sheets, where water three-piston pumps are used. Capacity and pressure in the system are subjected to fluctuations.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Беляев Ю.Б., Грабовский Г.Г., Шевченко Т.Г. Автоматизация гидравлического удаления окалины при прокатке горячего металла /Автоматизация виробничих процесів. - 2002. -№2(15). -С.74-83.
2. Беляев Ю.Б., Грабовский Г.Г., Корбут В.Б., Ушаков А.В. Пути совершенствования гидравлической части системы автоматизированной очистки слэбов от окалины // Труды КНТУ, 2004. - №15. - С. 205-212.
3. Чугаев Р.Р. Гидравлика: Учебник для вузов. -4е изд., доп. и перераб. -Л.: Энергоиздат, 1982.- 672 с.
4. Паспорт. Установка насосов типа УНЛ100/63. -21с.
5. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям.-М.: Машиностроение, 1975. -559с.

А. С. Игнатъев, канд. техн. наук

Сумский государственный университет

Поступила в редакцию 14 сентября 2005 г.