

пневмотранспорта на предприятиях пищевой промышленности и других отраслях народного хозяйства. Однако, на производстве по-прежнему остро стоит проблема выделения из воздуха мелкодисперсных частиц. Ее решение возможно на базе создания высокоэффективных пылеулавливающих аппаратов с закрученными потоками, а также выполнения оборудования комбинированным, реализующим несколько способов отделения взвешенных частиц. Причем, предпочтение отдается сухим способам пылеулавливания.

Создана принципиально новая конструкция комбинированного пылеуловителя, в котором в одном энергетическом поле осуществляется центробежное отделение взвешенных частиц в системе двух взаимодействующих потоков, закрученных в одном направлении и движущихся навстречу друг другу с последующей доочисткой газа фильтрованием.

Разработана и изготовлена модель пылеуловителя с диаметром корпуса 0,45 м и высотой 1,4 м, при этом диаметр камеры центробежной очистки 0,15 м, а высота 0,6 м. По окружности, вокруг камеры центробежной очистки, установлено 12 рукавных фильтров общей площадью фильтрования 1,35 м².

Создана лабораторная установка для исследования гидродинамики комбинированного пылеуловителя и проведен комплекс экспериментов.

Получены зависимости эффективности улавливания и коэффициента гидравлического сопротивления пылеуловителя от кратности расходов при общем расходе газа $Q_{\text{общ}} = 0,138 \text{ м}^3/\text{с}$ и плановой скорости 7,87 м/с. Найдена зависимость потерь давления в аппарате от расхода газа, который изменялся в интервале $Q_{\text{общ}} = 0,083-0,194 \text{ м}^3/\text{с}$.

Разработанный комбинированный пылеуловитель является аппаратом с управляемой гидродинамикой и может быть рекомендован для внедрения на предприятиях пищевой промышленности, а именно, в производстве хлебобулочных изделий, а также в других отраслях, где существует проблема улавливания мелкодисперсных частиц из воздуха.

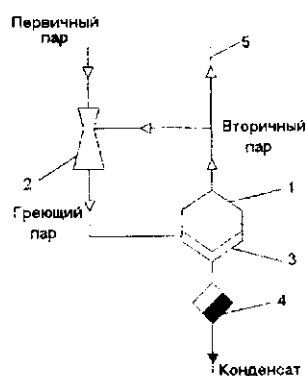
УДК 620.97; 536.7; 621.577; 663.4

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВТОРИЧНОГО ПАРА КИПЯЧЕНИЯ СУСЛА ТЕПЛОМ НАСОСОМ-ИНЖЕКТОРОМ. ВАРИАНТ I

Смоляк А.А., Галицкая М.Н., Нестерук М.А., Розум П.Б.
УО «Могилевский государственный университет продовольствия»
Могилев, Беларусь

Вторичный пар сушеварочного котла может быть снова использован после его сжатия в струйном компрессоре. Для этого необходимо иметь

первичный рабочий пар более высокого давления. В исследуемом варианте [схемы с тепловым насосом-инжектором струйный компрессор 2 подает в рубашку сушеварочного котла 3 необходимое количество греющего пара, забирая на сжатие только часть вторичного пара из котла 1. Остальной вторичный пар удаляется в атмосферу по паропроводу 5. Конденсат удаляется через конденсатоотводчик 4



Для оценки термодинамической эффективности схемы рассчитаны потоки энтальпии, потоки эксергии и потери эксергии в ней. Расчеты выполнены для 1 дал произведенного товарного пива 11% концентрации при следующих исходных данных:

- количество удаляемой влаги в процессе кипячения равно 12% от количества первоначального сусла;
- давление греющего пара – 3,5 бар (избыточное 2,5 бар);
- давление вторичного пара – 1 бар (атмосферное);
- давление первичного рабочего пара – 14 бар (избыточное 13 бар);
- температура конденсата греющего пара – 125°C.

Рабочий и вторичный пар считался сухим насыщенным. потери тепла в окружающую среду приняты равными 5%.

Для указанных давлений коэффициент инжекции струйного компрессора равен 0,14. Расход греющего пара определен с учетом того, что пар из инжектора при давлении 3,5 бар выходит перегретым с температурой 157°C.

Потери эксергии в струйном компрессоре (тепловом насосе) и в сушеварочном котле определены по балансам потоков эксергии.

Результаты расчета приведены в таблице.

Носитель	Расход, Кг/дал	Поток энтальпии		Поток эксергии	
		Обозначение	Величина, кДж/дал	Обозначение	Величина кДж/дал
Рабочий пар, 14 бар	1,462	H_{D1}	4076,6	E_{D1}	1309,5
Греющий пар, 3,5 бар	1,710	$H_{гр}$	4740,3	$E_{гр}$	1236,2
Конденсат, 125°C	1,710	H_k	897,8	E_k	110,2
Суло, 100°C до кипения	13,2	H_1	5227,2	E_1	486,3
после кипения	11,6	H_2	4593,6	E_2	427,3
Вторичный пар, 1 бар: всего	1,6	H_w	4282,1	E_w	833,2
возвращаемый	0,248	H_{w1}	663,7	E_{w1}	129,2
удаляемый	1,352	H_{w2}	3618,4	E_{w2}	704,0
Потери: в инжекторе				$D_{т.и}$	202,5
в аппарате				$D_{ап}$	295,8
в окруж. среду			194,0	$D_{в.с}$	56,0

Затраты эксергии в аппарате (суловарочном котле) рассматриваются далее как необходимые. Поэтому эффективность использования вторичного пара определяется степенью использования эксергии вторичного пара и потерями эксергии в инжекторе.

В данном варианте схемы с тепловым насосом-инжектором используется только часть эксергии вторичного пара (129,2 кДж/дал). остальная часть эксергии (704,0 кДж/дал) теряется с удаляемым вторичным паром. известно, что к.п.д. струйных аппаратов невелик. поэтому потери эксергии в инжекторе (202,5 кДж/дал) в 1,57 раза превышают эксергию использованного вторичного пара и составляют 15,5% эксергии первичного пара. суммарные потери эксергии (202,5+704,0 = 906,5 кДж/дал) составляют 69,0% от подводимой эксергии первичного пара (1309 кДж/дал).

Следовательно потенциал рабочего пара в такой схеме используется недостаточно эффективно. это объясняется двумя причинами: неполным использованием вторичного пара и низким к.п.д. струйных аппаратов.

Такая схема однако имеет и практическое преимущество она автономна, т. е. тепловой насос-инжектор работает только на суловарочный котел, что облегчает ее осуществление.