

## ЭФФЕКТИВНОСТЬ И ЭНЕРГОЕМКОСТЬ СИСТЕМ АСПИРАЦИИ ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Докт. техн. наук, проф. ДЯЧЕК П. И.

*Белорусский национальный технический университет*

За последние годы произошли значительные изменения в оснащении технологическим оборудованием деревообрабатывающих предприятий. Объемный и требовательный спрос на стремительно развивающемся потребительском рынке привел к модернизации деревообрабатывающей промышленности. В настоящее время при наличии финансовых ресурсов можно приобрести строгальные станки с подачей 250–300 м в минуту, а производители оборудования уже готовят к производству комплексы с подачей древесины до 900 м в минуту. Существуют предприятия с практически полной робототизацией и автоматизацией технологического процесса обработки древесины с годовой программой на уровне 1000000 м<sup>3</sup>.

Высокая производительность оборудования, универсальность обрабатываемых узлов и т. п. предъявляют и высокие требования к аспирации отходов деревообработки. Приводимые в отечественной справочной литературе данные не могут служить основанием для разработки современных систем аспирации. Скорость воздуха в приемниках на уровне 17–18 м/с не обеспечивает полного удаления отходов (стружки, опилок, древесной муки или пыли), что влечет за собой снижение чистоты и других показателей качества обрабатываемой поверхности и понижение сортности изделий. Обрабатываемые узлы в отдельных случаях состоят из набора фрез, что приводит к увеличению размеров приемников. Увеличение размеров приемников, высокие скорости обработки древесины привели к повышению скорости и расхода аспирационного воздуха. В настоящее время диапазон изменения скорости воздуха в приемниках составляет 25–40 м/с, его расход на один станок иногда достигает 25000 м<sup>3</sup>/ч.

Следует отметить и изменения в аэродинамических параметрах приемников. Если в «тихоходных станках» коэффициент местного сопротивления приемника не превышал значения  $\zeta \leq 1,2$ , то для современных комплексов в одном из измерений на приемнике от нижнего строгального узла станка фирмы «Тайхей» (Япония) автором в рабочем режиме зафиксировано значение коэффициента местного сопротивления, равное 4,4. Превышают справочные данные и значения  $\zeta$  для других станков и обрабатываемых узлов. Некоторые приемники шлифовальных станков имеют аэродинамические потери свыше 3000 Па. Учет реального сопротивления приемников аспирационного воздуха позволяет получить эффективные в эксплуатации системы аспирации. Применение данных из устаревшей справочной литературы может привести к существенным ошибкам.

Приведенные факты свидетельствуют о необходимости тщательного и обоснованного подхода к решению вопросов аспирации деревообрабатывающего оборудования и организации вентиляции деревообрабатывающих предприятий в целом.

При очистке аспирационного воздуха с помощью циклонов ввиду низкой степени улавливания ими мелкодисперсных отходов аспирационный воздух полностью рассеивается в атмосфере. Не касаясь экологических факторов, оценим затраты на потери рассеиваемой в атмосфере теплоты. Количество рассеиваемой теплоты составляет

$$Q = Lc\rho\tau_{\text{см}}\tau_{\text{оп}}(t_{\text{вн}} - t_{\text{оп}}) \cdot 5/7. \quad (1)$$

Здесь  $L$  – производительность системы аспирации,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;  $c$  – теплоемкость воздуха,  $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;  $\rho$  – объемная масса воздуха,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $\tau_{\text{см}}$  – продолжительность эксплуатации системы в течение суток, ч;  $\tau_{\text{оп}}$  – то же отопительного периода, сут.;  $t_{\text{вн}}$  – температура внутреннего воздуха в обслуживаемом системой аспирации помещении,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{\text{оп}}$  – средняя температура отопительного периода,  $^{\circ}\text{C}$ .

Введение в (1) множителя  $5/7$  предназначено для учета числа рабочих дней при общей продолжительности рабочей недели.

Для расчетных параметров отопительного периода г. Минска и  $t_{\text{вн}} = +18^{\circ}\text{C}$  при односменной работе за отопительный сезон каждые  $3600 \text{ м}^3/\text{ч}$  ( $1 \text{ м}^3/\text{с}$ ) производительности системы аспирации при очистке воздуха в циклонах рассеивают в атмосфере  $\approx 23$  Гкал теплоты. Для восполнения этих потерь требуется сжечь (теплотворная способность древесины принята  $3000 \text{ ккал}/\text{кг}$ )  $7700 \text{ кг}$  древесных отходов при КПД системы теплоснабжения, равном  $100\%$ .

Приведенные материалы показывают высокий уровень затратности систем аспирации, связанный с потерями теплоты при очистке воздуха в циклонах.

Высокий уровень затратности объясняется и невнимательным отношением производителей к конструированию приемников аспирационного воздуха, приводящим к большим сопротивлениям данных узлов. Так, производитель одного из шлифовальных станков требует, чтобы в отводящем патрубке узла чистящего и шлифовального роликов обеспечивалась скорость  $28 \text{ м}/\text{с}$  ( $d = 160 \text{ мм}$ ). Заявленное сопротивление этих узлов, по данным производителя, составляет  $3100 \text{ Па}$ . При ресурсе рабочих дней в году  $250$  и односменной работе на преодоление сопротивления данных узлов будет израсходовано почти  $12500 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$  электроэнергии (КПД вентилятора принят  $0,56$ ). Следует отметить, что сопротивление в  $3100 \text{ Па}$  практически соответствует ресурсу пылевого вентилятора.

Обследование этих узлов и некоторые аэродинамические измерения показали, что производитель применил неэффективную конструкцию приемника и задачу вполне можно решать, обеспечив в приемнике скорость воздуха, равную  $13 \text{ м}/\text{с}$ , что приведет к снижению потребления электроэнергии при аспирации данных узлов более чем в четыре раза.

С участием автора разработаны и уже достаточно продолжительный период применяются замкнутые контуры циркуляции воздуха в системах аспирации (рис. 1). Такой подход позволяет полностью вернуть очищенный воздух в производственные помещения и исключить выбросы в атмосферу от систем аспирации.

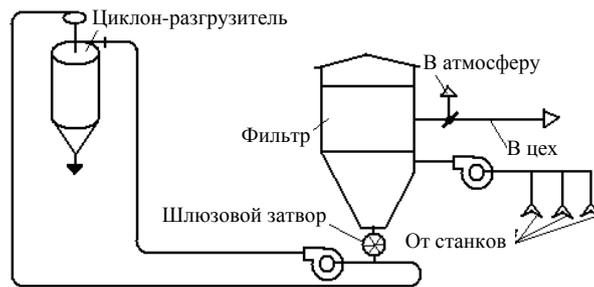


Рис. 1. Схема организации замкнутых контуров при аспирации деревообрабатывающих производств

Аспирационный воздух очищается в специальном фильтре, установленном вне производственных помещений, и возвращается в цех. Измерения показали, что в условиях климата Беларуси за счет теплопередачи к наружному воздуху в зимний период снижение температуры возвращаемого в цех воздуха находится в пределах  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ . В теплый период года очищенный воздух полностью или частично может рассеиваться в атмосфере. Концентрация пыли в очищенном воздухе ниже предельно допустимой. Через шлюзовой затвор собранные отходы пересыпаются в отдельную систему и транспортируются в место сбора или утилизации. При необходимом обосновании контур этой системы может быть замкнутым, и в этом случае исключаются выбросы отходов деревообработки в атмосферу.

Возврат очищенного воздуха в рабочую зону приводит к сокращению и производительности приточных установок. Затраты на приобретение оснащенных средствами автоматизации приточных установок составляют 1000–2500 руб. на каждый  $1\text{ м}^3/\text{ч}$  производительности установки. Таким образом, возврат в цех, например,  $3600\text{ м}^3/\text{ч}$  очищенного аспирационного воздуха снижает инвестиции в систему вентиляции деревообрабатывающих цехов минимум на 3,6 млн руб.

В Республике Беларусь длительное время выпускаются фильтры условно малой ( $2\text{--}4\text{ тыс. м}^3/\text{ч}$ ), средней ( $6\text{--}8\text{ тыс. м}^3/\text{ч}$ ) и большой производительности, предназначенные для очистки аспирационного воздуха, которые позволяют вернуть очищенный воздух в производственные помещения с соблюдением санитарно-гигиенических норм. Фильтры большой модификации имеют модульную конструкцию. Один модуль рассчитан на очистку до  $15\text{ тыс. м}^3/\text{ч}$  аспирационного воздуха. Использование требуемого числа заблокированных модулей позволяет получить установку с нужной производительностью. Фильтры разработаны в БНТУ совместно с ЗАО «Беллестехмонтаж» (первая серия фильтров средней и большой модификации совместно и с ПКТБМ «Минскпроектмебель»). Техническая характеристика фильтров последней серии представлена в табл. 1.

Применение фильтров вместо циклонов в зависимости от насыщенности технологическим оборудованием позволяет на деревообрабатывающих предприятиях в 2–5 раз снизить расход теплоты на отопление, на 30–50 % – расход электроэнергии на привод вентиляторов. Последнее возможно при комплексном подходе в применении фильтров различной производительности, высокой эффективности входящих в состав фильтров

выпускаемых в Республики Беларусь малых пылевых вентиляторов (ВРП № 2,5–4,0) с малым аэродинамическим сопротивлением самих фильтров. Сравнительная характеристика вентиляторов ВРП с наиболее употребляемыми в практике вентиляторами ВР-100-45 приведена в табл. 2.

Таблица 1

Наименование показателя	Ед. изм.	Фильтр				
		ФКДМ-2-2,5	ФРДМ-4-3,15	ФРДС-8-4	ФРДСр-8-4	ФРДБ-15*
Максимальная (в опт. режиме) производительность по воздуху	тыс. м <sup>3</sup> /ч	2	4	8	8	15
Разрежение во всасывающем патрубке	Па	1200–950	1700–1600	3000–2400	3000–2400	–
Масса	кг	115	170	550	378	1300
Габариты: длина	м	1100	1300	1710	2510	1705
ширина		700	960	1450	1890	2400
высота		2700	2850	3200	3960	6360
Номер установленного вентилятора		2,5	3,15	4,0	4,0	–
Мощность привода	кВт	1,5	4,0	7,5; 11	7,5; 11	–
Число оборотов электродвигателя (синхронное)	об/м	3000	3000	3000	3000	–
Мощность привода механизма регенерации	кВт	–	–	До 1,5	–	До 1,5
Емкость накопителя пыли (отходов)	м <sup>3</sup>	0,23	0,39	–	~1,0	–
Площадь рабочей поверхности фильтрующих элементов	м <sup>2</sup>	3,3	5,9	34	32	75
Диаметр/количество рукавов в фильтрующем элементе	мм/шт	630/1	220/7	200/30	220/16 370/2	200/45
Уровень шума	дБа	74	78	80	80	–

\* – Параметры одной секции.

Таблица 2

Параметр	ВР-100-45-8 $n = 1615$ об/м		ВРП-4 $n_c = 3000$ об/м	
	30 кВт	22 кВт	11 кВт	7,5 кВт
Максимальная производительность при установленной мощности, тыс. м <sup>3</sup> /ч (числитель); давление, Па (знаменатель)	$\frac{21,5}{2400}$	$\frac{14}{2900}$	$\frac{8}{2600}$	$\frac{6}{2900}$
Отношение установленной мощности к производительности вентилятора, кВт/1000 м <sup>3</sup> /ч	1,4	1,57	1,22	1,25

Расчеты показывают, что стоимость потребляемой в течение года при односменной работе вентилятором ВР-100-45-8 электрической энергии примерно в два раза выше его цены у производителя. В этих условиях выбор вентилятора прежде всего должен основываться по затратам на оплату потребляемой приводом электроэнергии.

Потребляемая приводом вентиляторов электроэнергия (кВт·ч) рассчитывается по формуле  $N = \tau p L / 1000 \eta$ . Здесь  $\tau$  – время эксплуатации вентилятора, ч;  $p$  – развиваемое вентилятором давление, Па;  $L$  – производительность, м<sup>3</sup>/с;  $\eta$  – коэффициент полезного действия. Следует учитывать также, что в условиях зависимости КПД от производительности ГОСТ 10616 ограничивает изменение КПД рамками  $\eta_d \geq \eta_{\max}$ . Чем больше КПД, тем экономичнее вентиляторная установка и система аспирации в целом.

Особого внимания при проектировании систем аспирации заслуживают отделения шлифовки изделий. Как правило, по степени опасности их относят к категории «Б». Между тем, например, станки типа ШЛПС-5П при производительности аспирационных приемников в 3000 м<sup>3</sup>/ч имеют максимально возможный мгновенный выход пыли 3,38 кг/ч [1]. Максимально возможная концентрация пыли в аспирационном воздухе в данном случае не будет превышать 1,13 г/м<sup>3</sup>. Нижний концентрационный предел распространения пламени в зависимости от вида обрабатываемой древесины и дисперсности пыли составляет  $\mu_{\text{нкрп}} = 12,6\text{--}62$  г/м<sup>3</sup> [1]. При существенно меньшей по сравнению с  $\mu_{\text{нкрп}}$  реальной концентрации пыли в аспирационном воздухе в случае принадлежности шлифовального отделения к категории «Б» рециркуляция нормами запрещается. Этот воздух рассеивается в атмосфере с вытекающими отсюда потерями теплоты.

При столь низкой концентрации пыли в приемниках нельзя считать оправданным рассеивание такого воздуха в атмосфере со следующей потерей дорогостоящей теплоты. Без нарушения требований безопасности в этом

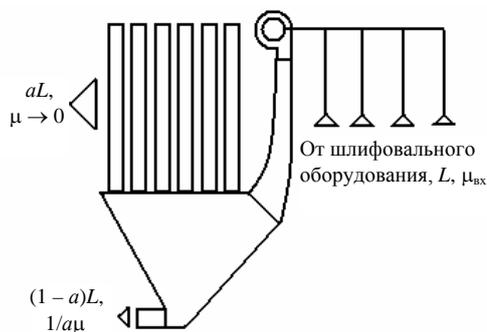


Рис. 2. Схема распределения потоков в фильтре-концентраторе

случае следует считать оправданным применение технических решений, позволяющих до безопасного предела повысить концентрацию пыли в аспирационном воздухе. Для этой цели можно применить фильтры-концентраторы ФРДС-8-4 (рис. 2). Аспирационный воздух в объеме  $L$ , м<sup>3</sup>/ч, с концентрацией пыли  $\mu$ , кг/м<sup>3</sup>, с помощью встроенного вентилятора ВРП-4 подается в

фильтр, где часть воздуха в объеме  $aL$  с концентрацией пыли  $\mu < \mu_{\text{пдк}}$  выводится в окружающую среду. Другая часть воздуха в объеме  $(1-a)L$  может транспортироваться далее в место сбора отходов. Концентрация пыли в этом потоке повышается в  $1/a$  раз.

Применение фильтров-концентраторов позволяет снизить потери теплоты с уходящим воздухом, определяемые объемом воздуха  $aL$ , и уменьшить затраты на устройство приточной вентиляции, тоже определяемые величиной  $aL$ .

Существенную экономию потребляемых энергоресурсов можно получить при децентрализации систем аспирации и применении местных фильтров (например, ФКДМ-2-2,5; ФРДМ-4-3,15; ФРДСр-8-4). Местные

фильтры устанавливаются рядом с технологическим оборудованием и накапливают отходы в специальных мешках.

Особенность эксплуатации систем аспирации заключается в том, что расход воздуха в воздуховодах должен обеспечивать скорости, гарантирующие устойчивый транспорт отходов. При эксплуатации только части станков, обслуживаемых системой, через неработающие станки должен осуществляться в обязательном порядке пропуск воздуха. Таким образом, если какой-то станок применяется только малую часть рабочего времени, пропуск через него воздуха в центральной системе аспирации должен быть обязательным. Наличие местных фильтров позволяет обслуживать их собственными установками. Снижение потерь энергии в этом случае можно оценить по формуле

$$N_m = (\tau_{\text{общ}} - \tau_m) p_m L_m / 1000 \eta. \quad (2)$$

Здесь  $N_m$  – величина снижения потребления электроэнергии за счет применения местной аспирационной системы, кВт·ч;  $\tau_{\text{общ}}$  – общее время эксплуатации оборудования, ч;  $\tau_m$  – время эксплуатации местной системы, ч;  $p_m$  – давление вентилятора, необходимое для преодоления сопротивления местной аспирационной системы, Па;  $L_m$  – производительность местной аспирационной системы, м<sup>3</sup>/с.

Децентрализация позволяет также выделить группы технологически и хронологически связанных станков и объединить их для обслуживания отдельных аспирационных установок. Как правило, такие группы состоят из небольшого количества станков. Применение малых аспирационных систем ведет к снижению потерь энергии и за счет применения в этом случае более эффективных вентиляторов и использования таких систем с пропуском воздуха только через приемники работающих станков.

При выборе конфигурации систем аспирации следует учитывать расстояние между производственным помещением, где «производятся отходы», и местом их складирования или утилизации. Если место складирования и производственное помещение находятся на малом расстоянии друг от друга, то следует применять фильтры с бункером-наполнителем. При транспортировке на значительные расстояния перемещение отходов следует осуществлять с помощью отдельной системы (рис. 1). Опыт реализации некоторых систем показал, что устойчивый транспорт отходов обработки высушенной древесины можно осуществлять с концентрацией до 2 кг/м<sup>3</sup> (концентрация отходов во внутрицеховых системах  $\approx 20$  г/м<sup>3</sup>). Пересыпка отходов из фильтра через шлюзовой затвор в отдельную систему позволяет существенно сократить объем транспортируемого воздуха, а следовательно, и энергетические затраты на перемещение отходов к месту складирования или утилизации.

## ВЫВОДЫ

1. Проведен анализ влияния различных факторов на эффективность и энергоемкость систем аспирации деревообрабатывающих предприятий.

2. Предложены пути совершенствования систем аспирации и снижения энергетических затрат при их эксплуатации.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Александров, А. Н. Пневмотранспорт и пылеулавливающие сооружения на деревообрабатывающих предприятиях / А. Н. Александров, Г. Ф. Козориоз. – М.: Лесная промышленность, 1988. – 248 с.

Представлена кафедрой  
теплогазоснабжения и вентиляции

Поступила 4.04.2008

УДК 681.575

### МОМЕНТНЫЙ КРИТЕРИЙ УСТОЙЧИВОСТИ ЗАМКНУТОЙ ЛИНЕЙНОЙ АСР

Канд. техн. наук, доц. НАЗАРОВ В. И.

*Белорусский национальный технический университет*

Для анализа линейных автоматических систем регулирования (АСР), все параметры которых известны, используют различные критерии устойчивости, определяющие условия, необходимые и достаточные для того, чтобы корни характеристического уравнения имели отрицательную вещественную часть. К таким критериям относятся критерии Раутса, Гурвица, Михайлова и т. д. Каждый из разработанных критериев имеет свою область использования и соответственно какие-то ограничения по применению. Цель данного исследования – разработка универсального критерия, позволяющего без громоздких расчетов оценить устойчивость линейной АСР.

Пусть передаточная функция линейной замкнутой АСР представлена в виде

$$W(p) = \frac{\sum_{i=1}^m b_i p^i + b_0}{\sum_{j=1}^n a_j p^j + a_0} = \frac{\varepsilon(p)}{g(p)}, \quad (1)$$

где  $\varepsilon(p)$  – изображение ошибки регулирования;  $g(p)$  – то же задающего воздействия.

Представим оригинал ошибки регулирования  $\varepsilon(p)$  в виде обобщенного ряда Фурье [1]

$$\varepsilon(t) = \sum_{i=1}^k C_i \varphi_i(t), \quad (2)$$

где  $\varphi_1(t), \varphi_2(t), \dots, \varphi_k(t)$  – система ортонормированных функций, для которых справедливо равенство

$$\int_0^{\infty} \varphi_i(t) \varphi_j(t) dt = \delta_{ij}.$$