جمهوری اسلامی ایران
وزارت تعاون، کار و رفاه اجتماعی
معاونت روابط کار

مرکز تحقیقات و تعلیمات
حفاظت فنی و بهداشت کار

تهویه صنعتی

تهیه شده در مرکز تحقیقات و تعلیمات حفاظت فنی و بهداشت کار

جمهوری اسلامی ایران

وزارت تعاون، کار و رفاه اجتماعی

معاونت روابط کار

تهویه صنعتی

گردآورندگان:

سمیه فرهنگ دهقان مرتضی ناصری نژاد

تهیه شده در مرکز تحقیقات و تعلیمات حفاظت فنی و بهداشت کار

با همکاری دانشگاه علوم پزشکی شهید بهشتی

مرکز تحقیقات و تعلیمات

حفاظت فنی و بهداشت کار

چاپ اول

۱۴۰۴

سرشناسه

فرهنگ دهقان، سمیه، ۱۳۶۰-.

گردآورنده عنوان و نام پدیدآور: تهویه صنعتی

گردآورندگان سمیه فرهنگ دهقان، مرتضی ناصری‌نژاد؛

تهیه شده در مرکز تحقیقات و تعلیمات حفاظت فنی و بهداشت کار با همکاری

دانشگاه علوم پزشکی شهید بهشتی. مشخصات نشر: تهران: مرکز تحقیقات و تعلیمات حفاظت

فنی و بهداشت کار، ۱۴۰۴. مشخصات ظاهری: ۴۶۴ص شابک: ۳-۲۶-۶۲۰۳-۶۰۰-۹۷۸ وضعیت

فهرست نویسی: فیپا موضوع: ساختمانهای صنعتی - گرمایش و تهویه Industrial buildings - Heating

and ventilation - تهویه مطبوع Air conditioning شناسه افزوده: ناصری‌نژاد، مرتضی، ۱۳۶۰-. گردآورنده

شناسه افزوده: مرکز تحقیقات و تعلیمات حفاظت فنی و بهداشت کار شناسه افزوده: دانشگاه علوم پزشکی و

خدمات بهداشتی درمانی شهید بهشتی Shahid Beheshti University of Medical sciences & Health

Services افزوده شناس رده بندی کنگره: TH ۷۳۹۲ رده بندی دیویی : ۶۵۸/ ۲۵ شماره کتابشناسی ملی:

۱۰۲۹۵۱۸۶ اطلاعات رکورد کتابشناسی: فیپا

تهویه صنعتی

تهیه شده در مرکز تحقیقات و تعلیمات حفاظت فنی و بهداشت کار

با همکاری دانشگاه علوم پزشکی شهید بهشتی

پدیدآورندگان: ..... سمیه فرهنگ دهقان، مرتضی ناصری‌نژاد

ناشر: ..... مرکز تحقیقات و تعلیمات حفاظت فنی و بهداشت کار

ویراستار فنی: ..... مرتضی ناصری‌نژاد

صفحه آرایی: ..... نشر برزان

نوبت چاپ: ..... اول / ۱۴۰۴

قیمت: ..... رایگان

شمارگان: ..... ۵۰ نسخه

شابک: ۳-۲۶-۶۲۰۳-۶۰۰-۹۷۸ ..... ISBN: 978-600-6203-26-3

مرکز پخش: تهران، بزرگراه آیت الله سعیدی، چهارراه یافت آباد، بلوارمعلم، نرسیده به میدان معلم

کد پستی:۵۱ ۱۳۷۱۶۱۳ /کلیه حقوق مادی و معنوی برای این مرکز محفوظ است

و هرگونه سوء استفاده و فروش به غیر پیگرد قانونی دارد.

https://crtosh.mcls.gov.ir

مرکز تحقیقات و تعلیمات حفاظت فنی و بهداشت کار

فهرست مطالب

عناوین | فهرست | صفحه

سخن معاون روابط کار ۱۷
مقدمه ناشر ۱۹
تعاریف ۲۳
فصل اول: ارزیابی ریسک آلاینده‌های هوابرد ۳۳
مقدمه ۳۳
تعریف مخاطره و ریسک ۳۳
ارزیابی ریسک ۳۴
فرایند ارزیابی ریسک ۳۴
پیش‌بینی، شناسایی و آنالیز مخاطرات ۳۶
ارزیابی مواجهه ۳۷
برآورد ریسک ۳۷
تعیین اقدامات کنترلی مناسب ۳۷
ثبت یافته‌ها ۳۹
نظارت ۳۹
شناسایی مخاطرات آلاینده‌های هوابرد ۳۹
شکل فیزیکی ۳۹
مکانیزم‌های تولید و پراکنش ۴۲
انواع مخاطرات ۴۵
درجه مخاطرات ۴۶
مشخصات مواجهه ۴۷
مقدار، مدت و دفعات مواجهه ۴۸
شرایط تولید و انتشار ۴۸
شکل فیزیکی ۴۹
فراریت ۵۰
قطر آئرودینامیک ۵۰
محتوای رطوبت ۵۱
ارزیابی مواجهه با مخاطرات بهداشتی ۵۱

عناوین | فهرست | صفحه

مشاهده و پایش ۵۲
داده‌های جایگزین ۵۳
مدلسازی ۵۴
حدود مجاز مواجهه شغلی ۵۴
ارزیابی مواجهه ۵۶
سلسله مراتب راهکارهای کنترلی ۵۶
حذف یا جایگزینی ۵۷
کنترل‌های مهندسی ۵۸
کنترل‌های مدیریتی ۵۹
تجهیزات حفاظت فردی ۵۹
فصل دوم: مبانی تهویه ۶۳
مقدمه ۶۳
ثبت مقادیر عددی ۶۷
واحدهای سیستم اینچ پوند (***IP***) ۶۷
واحدهای سیستم متریک (***SI***) ۶۹
مشخصات هوا ۷۰
دما ۷۰
فشار ۷۰
ترکیب هوا ۷۲
چگالی ۷۳
حجم مخصوص ۷۳
مشخصات جریان هوا ۷۳
سیال ایده‌آل ۷۳
سیال واقعی ۷۳
سیال تراکم‌ناپذیر ۷۳
سیال تراکم‌پذیر ۷۴
جریان پایدار ۷۴
جریان آرام ۷۴
جریان متلاطم ۷۵

جریان متغیر ۷۵
جریان یکنواخت ۷۵
جریان غیریکنواخت ۷۶
قانون گاز ایده‌آل ۷۶
فاکتور چگالی ۷۸
ضریب چگالی ناشی از ارتفاع از سطح دریا ۷۹
ضریب چگالی ناشی از فشار استاتیک کانال ۷۹
ضریب چگالی ناشی از دمای هوا ۸۰
ضریب چگالی ناشی از رطوبت هوا ۸۰
انواع فشار در سیستم تهویه ۸۱
فشار استاتیک ۸۱
فشار سرعت ۸۲
فشار کل ۸۳
اصل بقای جرم ۸۳
اصل بقای انرژی ۸۶
معادله برنولی ۸۷
پایستگی انرژی در سیالات واقعی ۸۸
کار انجام شده توسط فن ۹۰
انتقال حرارت به سیستم تهویه ۹۱
فصل سوم: طراحی هود ۹۵
مقدمه ۹۵
طراحی هود ۹۵
ناحیه اثر تلاطم ۹۶
انواع هود ۹۸
هودهای محصورکننده ۹۸
هودهای رایش‌کننده ۱۰۳
هودهای مکشی-دمشی ۱۲۰
هود دارای هوای جایگزین ۱۲۱
هودهای رایش‌کننده تحتانی ۱۲۲

هودهای دریافت‌کننده ۱۲۳
هودهای آزمایشگاهی ۱۲۴
هودهای شیمیایی آزمایشگاهی ۱۲۴
انواع هود شیمیایی آزمایشگاهی ۱۲۵
هود شیمیایی جریان ثابت ۱۲۵
هود شیمیایی جریان متغیر ۱۲۸
کابینت‌های ایمن بیولوژیک ۱۳۰
سطح ۱ ایمنی بیولوژیک ۱۳۱
سطح ۲ ایمنی بیولوژیک ۱۳۱
سطح ۳ ایمنی بیولوژیک ۱۳۲
سطح ۴ ایمنی بیولوژیک ۱۳۲
انواع کابینت ایمن بیولوژیک ۱۳۳
کابینت ایمن بیولوژیک کلاس ۱ ..... ۱۳۳
کابینت ایمن بیولوژیک کلاس ۲ ..... ۱۳۵
کابینت ایمن بیولوژیک کلاس ۳ ..... ۱۴۱
فصل چهارم: فن‌ها ۱۴۷
مقدمه ۱۴۷
انواع فن ۱۴۸
فن‌های سانتریفیوژ ۱۵۴
فن‌های آکسیال ۱۵۶
فن‌های خاص ۱۵۹
معیارهای انتخاب فن ۱۶۰
کاربرد جداول انتخاب فن ۱۶۳
راندمان فن ۱۶۴
انتخاب فن در چگالی غیراستاندارد ۱۶۶
نمودار عملکرد فن و سیستم تهویه ۱۶۷
منحنی عملکرد فن ۱۶۸
منحنی سیستم تهویه ۱۶۹
انطباق منحنی سیستم با منحنی فن ۱۷۰

قوانین همگونی ۱۷۰
روشهای کنترل جریان ۱۷۳
اثرات سیستم بر عملکرد فن ۱۷۷
تعیین افت اثر سیستم ۱۷۹
اثر سیستم در دهانه ورودی فن ۱۸۰
اثر سیستم در دهانه خروجی فن ۱۸۰
فصل پنجم: طراحی سیستم‌های تهویه صنعتی ۱۸۹
مقدمه ۱۸۹
مدیریت پروژه تهویه صنعتی ۱۸۹
مستندات طراحی مهندسی ۱۹۲
روند طراحی ۱۹۵
مراحل اولیه ۱۹۶
توزیع جریان هوا در شبکه کانال‌کشی ۲۰۰
روش متعادل‌سازی حین طراحی ۲۰۲
روش متعادل‌سازی با دمپر/ صفحه اریفیس ۲۰۲
اجزای سیستم تهویه موضعی ۲۰۳
هود ۲۰۳
کانال‌کشی ۲۰۴
دستگاه تصفیه‌کننده ۲۰۴
فن ۲۰۵
دودکش تخلیه ۲۰۵
اصول طراحی سیستم کانال‌کشی ۲۰۵
ملاحظات مهم در ساخت کانال‌ها ۲۰۶
اندازه کانال‌ها و حداقل سرعت انتقال ۲۰۶
استانداردهای ساخت ۲۰۹
دودکش تخلیه ۲۰۹
روند محاسبات در طراحی سیستم‌های تهویه موضعی ۲۱۵
انواع افت ۲۱۵
افت سایشی کانال ۲۱۶

افت هود ۲۲۱
افت زانویی ۲۲۸
افت اتصال ورودی ۲۳۱
افت محفظه ته‌نشینی ۲۳۲
افت ناشی از تبدیل کاهنده یا افزاینده قطر کانال ۲۳۲
ملاحظات محاسبات پایه در طراحی تهویه موضعی ۲۳۵
ترکیب گازهای دارای دمای متفاوت ۲۳۶
فصل ششم: رویه طراحی برگه محاسبات ۲۳۹
مقدمه ۲۳۹
روش فشار سرعت ۲۴۰
برگه محاسبات ۲۴۰
محاسبات و ورود داده‌های طراحی سیستم در برگه ۲۴۲
توزیع هواگذر در یک سیستم چندانشعابی ۲۵۵
بکارگیری روش متعادل‌سازی حین طراحی ۲۵۹
بکارگیری روش متعادل‌سازی با دریچه هوا/ صفحه اریفیس ۲۶۰
افزایش سرعت در اتصال ورودی (فشار سرعت میانگین) ۲۶۱
محاسبات فشار سیستم و فن ۲۶۴
فشار استاتیک سیستم (***SSP***) ۲۶۵
فشار کل فن (***FTP***) ۲۶۵
فشار استاتیک فن (***FSP***) ۲۶۶
تعیین مشخصات فن با فشار استاتیک سیستم ***(SSP)*** ۲۶۶
رابطه منحنی سیستم و فن ۲۶۸
محاسبات سیستم برای هوای غیراستاندارد ۲۹۰
طراحی دریچه تزریق هوا ۳۰۸
فصل هفتم: تهویه عمومی ۳۱۳
مقدمه ۳۱۳
تهویه ترقیقی ۳۱۴
تهویه انتقالی ۳۱۴
تولید گازها و بخارات ۳۱۸

اصول تهویه ترقیقی ۳۲۰
تهویه ترقیقی برای کنترل مخاطرات بهداشتی (سلامتی) ۳۲۴
معادلات تهویه ترقیقی ۳۲۵
محاسبات تهویه ترقیقی برای غلظت حالت پایدار ۳۲۹
تجمع غلظت آلاینده ۳۳۱
نرخ پاکسازی ۳۳۴
تعویض هوا در ساعت ۳۳۷
عملیات دوره‌ای ۳۳۹
مخلوط بخارات ۳۴۰
تهویه ترقیقی برای پیشگیری از وقوع حریق و انفجار ۳۴۴
تهویه فضای محصور ۳۴۸
ملاحظات کاهش احتمال مواجهه در فضای محصور ۳۵۰
مقایسه تهویه فضای محصور با فن دمنده و مکنده ۳۵۱
تامین هوای پاک فضای محصور ۳۵۳
تهویه برای کنترل حرارت ۳۵۴
تبادل و موازنه حرارت ۳۵۵
کنترل حرارت محسوس و نهان ۳۵۷
خنک سازی موضعی ۳۶۱
فصل هشتم: دستگاه‌های تصفیه‌کننده هوا ۳۶۵
مقدمه ۳۶۵
انتخاب غبارگیر ۳۶۶
کارایی غبارگیر ۳۶۶
مشخصات جریان گاز ۳۶۷
مشخصات آلاینده ۳۶۷
تخلیه و دفع ذرات ۳۶۸
انواع دستگاه‌های تصفیه‌کننده ۳۷۱
اتاقک‌های رسوب‌دهنده گرانشی ۳۷۱
جداکننده‌های گریز از مرکز (سیکلون) ۳۷۵
غبارگیرهای پارچه‌ای ۳۸۱

ملاحظات ایمنی فیلترخانه ۳۹۸
رسوب دهنده‌های الکترواستاتیک ۴۰۴
انواع رسوب دهنده‌های الکترواستاتیک ۴۱۳
اسکرابرها ۴۱۶
اسکرابر برج اسپری ۴۱۹
اسکرابر برج پرشده ۴۲۲
اسکرابر ونتوری ۴۲۷
فصل نهم: ارزیابی سیستم‌های تهویه صنعتی ۴۳۱
مقدمه ۴۳۱
اندازه‌گیری هواگذر و فشار استاتیک ۴۳۲
ارزیابی هودهای تهویه صنعتی ۴۳۴
سنجش فشار استاتیک هود ۴۳۴
سنجش سرعت جریان هوا ۴۳۵
سنجش هواگذر مکشی هود ۴۳۸
اندازه‌گیری فشار استاتیک کانال ۴۴۲
سنجش عملکرد هود شیمیایی آزمایشگاهی ۴۴۶
ارزیابی آزمایشگاه با سطوح ایمنی بیولوژیک ۳ و ۴ ..... ۴۵۱
سنجش عملکرد کابینت ایمن بیولوژیک ۴۵۳
ارزیابی عملکرد فن ۴۵۴
بررسی پروانه و سامانه انتقال قدرت فن ۴۵۴
بررسی جهت چرخش پروانه فن ۴۵۶
بررسی سرعت چرخش پروانه فن ۴۵۷
بررسی توان مصرفی الکتروموتور ۴۵۸
منابع و مراجع ۴۶۱

سخن معاون روابط کار

ارتقای فرهنگ ایمنی کار، همواره به‌عنوان مهم‌ترین راهبرد پیشگیری حوادث ناشی از کار شناخته‌شده و امروزه نقشی بی‌بدیل در کاهش هزینه‌های مستقیم و غیرمستقیم حوادث و بیماری‌های شغلی ایفاء می‌نماید. طبق نظر سازمان بین‌المللی کار، مهم‌ترین اصل در پیشرفت یکپارچه اصول ایمنی و بازتاب آن در محیط کار، توجه به تحقق شعار «انسان سالم محور توسعه پایدار» بوده که موجب ارتقای بهره‌وری و بهبود نظام اقتصادی نیز می‌گردد. در همین راستا، بهره‌مندی از تحقیقات کاربردی و تولید محتوی‌های آموزشی درزمینه حفاظت فنی و ایمنی کار یکی از مؤثرترین اقدامات در تحقق کار شایسته می‌باشد. بدین منظور معاونت روابط کار با اتخاذ سیاست‌های نوین و بروز آموزشی و پژوهشی از طریق مرکز تحقیقات و تعلیمات حفاظت فنی و بهداشت‌کار و به‌واسطه کارشناسان مجرب آن مرکز و نیز با بهره‌مندی از دانش تخصصی اساتید دانشگاهی و متخصصین مراکز علمی و پژوهشی کشور و نیز با حمایت‌های بی‌دریغ جناب آقای دکتر می‌دری وزیر محترم تعاون، کار و رفاه اجتماعی، با انجام پژوهش و تحقیق درزمینه حفاظت فنی، اقدام به تهیه و تدوین محتواهای آموزشی و دستورالعمل‌های کاربردی، یکپارچه، استاندارد و منطبق با نیازسنجی‌های آموزشی درزمینه حفاظت فنی و ایمنی کار نموده است. امید است نتایج و ثمرات این اثر که با بهره‌گیری از جدیدترین متون علمی داخلی و بین‌المللی و متناسب با علوم و فناوری‌های پیشرفته روز تدوین گردیده است، بتواند در ارتقای سطح دانش ایمنی و آگاهی جامعه کار و تولید کشور مؤثر واقع گردد.

پروانه رضایی بختیاری

معاون وزیر تعاون، کار و رفاه اجتماعی

مقدمه ناشر

بی‌شک یکی از نشانه‌های بارز توسعه پایدار و دستیابی به کار شایسته در هر کشور، ارتقای فرهنگ ایمنی کار می‌باشد که با حفظ منابع مادی و معنوی به‌عنوان یک ارزش اجتماعی در کلیه سطوح جامعه موردتوجه قرار می‌گیرد. به‌طور یقین، دستیابی به چنین هدفی نیازمند رشد همه‌جانبه علمی، فرهنگی و ارتقای بهره‌وری با ترویج فرهنگ ایمنی کار بوده که تهیه و انتشار کتب، دستورالعمل‌های فنی و استانداردهای ایمنی و حفاظت فنی، به‌ویژه اگر منطبق با پژوهش‌های مؤثر و نیازسنجی‌های علمی، دقیق و به‌روز انجام‌شده باشد، می‌تواند به‌عنوان یکی از راهکارهای مؤثر در ارتقای دانش علمی و تخصصی در این حوزه به شمار آید. در همین راستا مرکز تحقیقات و تعلیمات حفاظت فنی و بهداشت‌کار وزارت تعاون کار و رفاه اجتماعی اقدام به خدمت‌رسانی به جامعه کار و تلاش کشور می‌نماید. این مرکز در سال ۱۳۸۸ و در راستای وظایف قانونی آموزشی و پژوهشی خود و رفع خلاء ناشی از کمبود کتب فنی و تخصصی درزمینه ایمنی و بهداشت‌کار، اقدام به تأسیس واحد انتشارات با هدف هدایت، راهبری و انتشار این کتب در سطح کشور نمود. همچنین این مرکز استانداردسازی منابع آموزشی ایمنی و حفاظت فنی و تدوین دستورالعمل‌های حفاظت فنی و ایمنی را به‌عنوان یک حرکت پویا و نوین با تکیه‌بر آخرین دستاوردهای حوزه ایمنی و حفاظت فنی از طریق بهره‌گیری از دانش اساتید و متخصصان مراکز دانشگاهی، علمی و تحقیقاتی کشور در دستور کار خود قرار داده است.

امید است بهره‌مندی از محتواهای آموزشی، دستورالعمل‌ها و منابع علمی جدید بتواند در ترویج و ارتقای فرهنگ ایمنی کار، افزایش بهره‌وری، کاهش حوادث و بیماری‌های ناشی از کار نقش مؤثری ایفا نماید. در این میان بر خود لازم می‌دانم از گردآورندگان این اثر و نیز تلاش همکاران ارزشمند خود در مرکز تحقیقات و تعلیمات حفاظت فنی و بهداشت‌کار که در تولید و تدوین این محتوی آموزشی ما را یاری نموده‌اند، تشکر و سپاسگزاری نمایم. در پایان؛ مرکز تحقیقات و تعلیمات حفاظت فنی و بهداشت‌کار با چاپ اثر مزبور به‌عنوان نسخه اولیه منتشرشده؛ آمادگی بهره‌مندی مستمر از بازخوردها و نظرات و پیشنهادهای اصلاحی و سازنده کلیه اساتید، متخصصان و فعالین این عرصه؛ به‌منظور به‌روزرسانی و رفع نواقص احتمالی و هرچه پربارتر شدن محتوای آن را خواهد داشت.

محمود حیدری

رئیس مرکز تحقیقات و تعلیمات حفاظت فنی و بهداشت کار

تعاریف

آئروسل[1]: مجموعه‌ای از ذرات کوچک جامد یا مایع معلق در هواست. قطر ذرات ممکن است از ۱۰۰ میکرون تا ۰/۰۱ میکرون یا کمتر مانند غبار، فیوم و دود متفاوت باشد.

تصفیه‌کننده هوا[2]: وسیله‌ای است که به منظور حذف آلاینده‌های هوابرد موجود در هوا مانند غبار، گازها، میست، بخار، فیوم و دود طراحی می‌شود. (تصفیه کننده‌های هوا شامل اسکرابرها، فیلترهای پارچه‌ای و رسوب دهنده‌های الکترواستاتیک هستند)

فیلتر هوا[3]: نوعی تصفیه‌کننده هواست که برای حذف ذرات با بار آلودگی کم از جریان هوای نرمال قبل از ورود به ساختمان استفاده می‌شود. محدوده کاربری آنها برای بار آلودگی تا ۳ گرین[4] بر هزار فوت مکعب ($3\ Gr/1000\ ft^3$) [۰/۰۰۶۸۷ گرم بر متر مکعب ($0.00687\ g/m^3$)] هواست. شایان ذکر است که بار آلودگی هوای اتمسفریک مناطق صنایع سنگین و هوای داخل اکثر کارخانه‌ها بالاتر از این سطح است و لذا غبارگیرها برای تصفیه هوا ضروری خواهند بود.

توان اسب بخار هوا[5]: میزان توان تئوریک مورد نیاز برای فعالیت مطلوب فن چنانچه هیچ افتی در فن رخ ندهد. به عبارتی راندمان عملکردی فن معادل ۱۰۰ درصد باشد.

نسبت ابعاد[6]: نسبت عرض به طول هر دهانه چهارگوش را گویند. ($AR = W/L$).

---

1. Aerosol
2. Air cleaner
3. Air filter
4. Grain
5. Air Horsepower (AHP)
6. Aspect Ratio

نسبت ابعاد زانویی[1]: نسبت عرض (W) در امتداد محور خمش زانویی چهارگوش به عمق (D) آن در صفحه خمش می‌باشد.(AR= W/D).

سیستم تهویه صنعتی بالانس[2]: سیستمی که بعد از نصب و راه‌اندازی بطور مطمئن و مستمر با رعایت معیارهای زیر قادر به فعالیت باشد: ۱) حداقل هواگذر مکشی در کلیه هودها قادر به ربایش آلاینده‌های هوابرد جهت حفاظت اپراتور و محیط کارگاه باشد؛ ۲) سرعت انتقال جریان هوا در کلیه کانال‌های فرعی و اصلی حفظ شود؛ ۳) سیستم در حداقل فشار استاتیک و توان طراحی شده فعالیت نماید؛ ۴) فن در نقطه پایدار روی منحنی فشار–جریان هوا بطور مطلوب فعالیت نماید.

دریچه هوا[3]: دمپر کشویی.

دمش (پرتاب)[4]: در بحث توزیع هوا، فاصله‌ای که جریان هوا از یک دهانه پاشش حرکت می‌کند تا به موقعیتی برسد که سرعت حرکت هوا در امتداد آن محور به حدود ۵۰ فوت در دقیقه [۰/۲۵۴ متر بر ثانیه] کاهش یابد. برای یونیت هیترها، معادل فاصله‌ای است که جریان هوا از هیتر بدون تغییر جهت محسوس ناشی از اختلاف دما و کاهش سرعت طی می‌کند.

توان اسب بخار مکانیکی[5]: اسب بخاری واقعی مورد نیاز برای به حرکت در آوردن فن می‌باشد. این پارامتر در برگیرنده افت انرژی در فن بوده و صرفا با آزمایش عملکردی[6] قابل برآورد است. (این پارامتر شامل افت سامانه انتقال قدرت بین موتور و فن نمی‌شود).

سرعت ربایش[7]: میزان سرعت مکشی هوا در هر نقطه مقابل هود که جهت غلبه بر جریان‌های مزاحم ضروری است تا هوای آلوده در آن نقطه را با ایجاد جریان مکشی به سمت هود ربایش نماید.

---

1. Elbow
2. Balanced Industrial Ventilation System
3. Blast gate
4. Blow (throw)
5. Brake Horsepower – BHP
6. Performance Test
7. Capture Velocity – Vc

منطقه آسایش[1]: محـدوده‌ای از دمـای موثر که اکثریت بزرگسالان (۵۰ درصد یا بیشتر) احساس راحتی می‌کنند.

همرفت[2]: به حرکت سیـال ناشی از اختلاف چگـالی و اعمـال نیروی گرانشی اطلاق می‌شود. در مباحث انتقـال حرارت، این مفهوم برای هر دو حرکت (گردش) اجبـاری و طبیعی جریـان هوا قـابل تعمیم است.

چگالی[3]: نسبت جرم نمونه‌ای از یک ماده به حجم آن نمونه را گویند. به عبارتی معـادل جرم واحد حجم ماده است. چنانچـه وزن مترادف با جرم لحـاظ شود، چگالی معـادل وزن واحـد حجم مـاده خواهد بود.

فاکتور چگالی[4]: نسبت چگالی واقعی هوا به چگالی هوای استاندارد است. حاصل‌ضرب فاکتور چگالی و چگالی هوای استاندارد (۰/۰۷۵ پوند بر فوت مکعب [۱/۲ کیلوگرم بر متر مکعب]) معادل چگالی واقعی هوا بر حسب پوند بر فوت مکعب (Ib/ft^3) [کیلوگرم بر متر مکعب (kg/m^3)] است.

غبار[5]: ذرات جامد حاصل از خرد شدن ذرات بزرگتر توسط فرآیندهایی چون خردسازی، سنگ‌زنی، سوراخ‌کاری، انفجار و ... غیره را گویند. در عملیات بارگذاری با بیل مکانیکی، جابجایی با نوار نقاله، سرند، روبیدن مواد و ... غیره امکان انتشار ذرات غبار حاضر در مخلوط مواد وجود دارد.

غبارگیر[6]: نوعی تصفیـه‌کننده هواست که برای حـذف بار آلودگی بالای ذرات از سیستم تهویـه مکشی[7] کـاربرد دارد. دامنـه بـار آلودگی ذرات در جریـان عمومـا معـادل ۰/۰۰۳ گریـن در فوت مکعب ($0.003\ Gr/ft^3$) [۰/۰۰۶۸۷ گرم در متر مکعب ($0.00687\ g/m^3$)] یا بیشتر است.

---

1. Comfort zone
2. Convection
3. Density
4. Density Factor – dF
5. Dust
6. Dust collector
7. Exhaust systems

افت ورودی[1]: افت فشار ناشی از حرکت جریان هوا به داخل کانال یا هود را گویند.

فیوم‌ها (دمه‌های فلزی)[2]: ذرات ریز و جامد حاصل از کندانس بخارات مواد جامد به ویژه فلزات می‌باشد.

گازها[3]: سیالات بدون شکل که تمایل دارند در دما و فشار نرمال[4] کل فضا را بطور یکنواخت اشغال کنند.

هود[5]: دهانه مکشی با شکل هندسی مشخص است که برای ربایش آلاینده هوابرد و هدایت آن به شبکه کانال سیستم تهویه موضعی طراحی می‌شود.

ضریب جریان هود[6]: نسبت جریان حاصل از مقدار فشار استاتیک در یک هود معین به جریان تئوری می‌باشد، به نحوی که فشار استاتیک با راندمان ۱۰۰ درصد به فشار سرعت تبدیل شود.

رطوبت مطلق[7]: وزن بخار آب در واحد حجم است که بر حسب پوند بر فوت مکعب [گرم بر سانتی‌متر مکعب] تعریف می‌شود.

رطوبت نسبی[8]: نسبت فشار جزئی واقعی بخار آب در یک فضا به فشار اشباع آب خالص در همان دما می‌باشد.

اینچ ستون آب[9]: واحد بیان فشار در سیستم تهویه است و معادل با فشاری است که توسط ستون آب با ارتفاع یک اینچ در دمای استاندارد اعمال می‌شود.

---

1. Entry loss
2. Fumes
3. Gases
4. Normal (Ordinary) Temperature and Pressure (68°F & 407 in.w.g or 20°C & 760 mmHg)
5. Hood
6. Hood flow coefficient – Ce
7. Absolute humidity
8. Relative Humidity – RH
9. Inch of water – in.wg (1 in.wg = 250 Pa)

حد پایین انفجار[1]: حد پایین اشتعال‌پذیری یا انفجارپذیری گاز یا بخار در دمای نرمال محیط است که بر حسب درصد حجمی گاز یا بخار در هوا بیان می‌شود. این حد برای دمای کمتر از ۲۵۰ درجه فارنهایت [۱۲۱ درجه سلسیوس] معادل یک فرض می‌شود. برای دمای ۲۵۰ تا ۵۰۰ درجه فارنهایت [۱۲۱ تا ۲۶۰ درجه سلسیوس] باید حدود پایین انفجار با ضریب ۰/۷ کاهش یابد، زیرا قابلیت انفجار در دماهای بالاتر افزایش می‌یابد. لازم به ذکر است، برای دمای بالاتر از ۵۰۰ درجه فارنهایت [۲۶۰ درجه سلسیوس] ضروری است مقدار ضریب کاهشی دقیقا مطالعه و بررسی شود.

مانومتر: ابزاری برای اندازه‌گیری فشار است. اساسا یک لوله U شکل است که بخشی از آن با مایع همچون آب، جیوه یا روغن سبک پر می‌شود و طوری ساخته شده که میزان جابجایی مایع مقدار فشار اعمالی را نمایش می‌دهد.

میکرون[2]: واحد طول، معادل یک هزارم ۱ میلیمتر یا یک میلیونیم ۱ متر می‌باشد.

حداقل سرعت طراحی کانال[3]: حداقل سرعت مورد نیاز برای جابجایی ذرات در جریان هوای عبوری از کانال بر حسب فوت بر دقیقه [متر بر ثانیه] می‌باشد که اصطلاحا سرعت انتقال[4] نیز نامیده می‌شود.

میست‌ها[5]: به قطرات کوچک موادی گفته می‌شود که در دما و فشار نرمال عموما مایع هستند.

پلنوم[6]: محفظه یکنواخت‌کننده فشار است.

فشار استاتیک[7]: فشار پتانسیل که در تمام جهات توسط سیال (گاز یا مایع) ساکن اعمال می‌شود. برای سیال در حال حرکت، عموما در راستای قائم بر مسیر حرکت جریان اندازه‌گیری می‌شود. معمولا در

---

1. Lower Explosive Limi – LEL (Lower Flammable Limit – LFL)
2. Micron
3. Minimum duct design velocity
4. Transport (Conveying) velocity
5. Mists
6. Plenum
7. Static Pressure – SP

سیستم‌های تهویه این فشار بر حسب اینچ ستون آب [پاسکال] بیان می‌شود.

فشار کل[۱]: حاصل جمع جبری فشار سرعت و فشار استاتیک است (با توجه به علامت جبری).

فشار بخار[۲]: فشاری که توسط بخار مایعات اعمال می‌شود. چنانچه بخارات روی مایع محصور گردد به نحوی که در سطح مایع انباشته شود، با ثابت ماندن دما، فشار بخار به حد ثابتی به نام فشار بخار حداکثری یا اشباع نزدیک می‌شود که فقط به دما و ماهیت مایع بستگی دارد. در برخی موارد اصطلاح فشار بخار مترادف با فشار بخار اشباع استفاده می‌شود.

فشار سرعت[۳]: فشار جنبشی همراستا با جهت جریان که برای به حرکت در آوردن سیال در حال سکون با سرعت معین نیاز می‌باشد. عموما بر حسب اینچ ستون آب [پاسکال] بیان می‌شود.

حرارت تابشی[۴]: انتقال انرژی از طریق امواج الکترومغناطیس با طول موج بسیار بلند را گویند. انرژی تابشی با هر طول موجی در صورت جذب شدن می‌تواند تبدیل به انرژی حرارتی شده و سبب افزایش دمای جسم جاذب گردد.

هوای جایگزین[۵]: اصطلاح کاربردی در مباحث تهویه است که نشان می‌دهد حجم مشخصی از هوای بیرون[۶] جهت جایگزینی هوای تخلیه شده به داخل ساختمان تزریق شده است.

سرعت اسلات[۷]: میزان جریان خطی هوای آلوده عبوری از اسلات است که بر حسب فوت بر دقیقه [متر بر ثانیه] بیان می‌شود.

دود[۸]: ذرات معلق در هوا (آئروسل) که الزاما جامد نبوده و اغلب از یک هسته جامد حاصل از فرآیند

---

1. Total Pressure – TP
2. Vapor pressure
3. Velocity Pressure – VP
4. Thermal (Heat) radiation
5. Replacement air
6. Outdoor air
7. Slot Velocity – Vs
8. Smoke

احتراق یا تصعید سرچشمه می‌گیرد.

چگالی ویژه[1]: نسبت جرم واحد حجم ماده به جرم همان حجم از ماده استاندارد در دمای استاندارد است. برای مایعات آب در دمای ۳۹ درجه فارنهایت [۴ درجه سلسیوس] معمولا به عنوان ماده استاندارد شناخته می‌شود. برای گازها نیز هوای خشک اغلب در همان دما و فشار گاز به عنوان ماده استاندارد در نظر گرفته می‌شود.

هوای استاندارد[2]: هـوای خشک با دمـای ۷۰ درجـه فارنهـایت و فشـار ۲۹/۹۲ اینچ جیوه (۴۰۷ اینچ ستون آب) در سطح دریـا را گویند. چگـالی این هـوا معـادل ۰/۰۷۵ پوند بر فوت مکعب است، و گرمـای ویژه این هـوا برابر 0.24 BTU/Ib/F است. مقادیر معادل در سیستم بین المللی SI برای چگالی برابر ۱/۲ کیلوگرم بر متر مکعب در دمای ۲۱ درجه سلسیوس در ارتفاع سطح دریا و گرمای ویژه آن معادل 1.005 KJ/kg.K می‌باشد.

دمای موثر[3]: یک شاخص قراردادی است که اثرات دما، رطوبت و سرعت جریان هوا را در قالب یک مقدار ترکیب می‌کند و بیانگر احساس گرمایش یا سرمایشی است که بدن انسان حس می‌کند. مقدار عددی آن معادل دمای هوای آرام و اشباعی است که احساس مشابه‌ای را القا نماید.

دمای حباب تر[4]: دمای حباب تر معادل میزان دمای است که آب مایع یا جامد تبخیر شده در هوا قادر به ایجاد شرایط اشباع آدیاباتیک در همان دما باشد. دمای حباب تر همان دمایی است که دستگاه رطوبت‌سنج حباب تر نشان می‌دهد.

مقادیر حد آستانه[5]: مقادیر مواد سمی هوابرد که باید به عنوان مرجع در کنترل مخاطرات سلامتی (بهداشتی) استفـاده شود و معرف غلظت میانگین وزنی زمـانی[6] است که تقریبـا تمام کارگران قادرنـد

1. Specific gravity
2. Standard air
3. Temperature, Effective
4. Temperature, Wet-Bulb
5. Threshold Limit Values – TLVs
6. Time-weighted Concentration

با ۸ ساعت کار روزانه در طول مدت سنوات کاری بدون ایجاد عوارض جانبی با آن تماس داشته باشند.

بخار[1]: شکل گازی موادی است که معمولا به حالت جامد یا مایع هستند و امکان تغییر حالت آنها به جامد یا مایع با افزایش فشار یا کاهش دما میسر است.

1. Vapor

فصل اول:

ارزیابی ریسک

آلاینده‌های هوابرد

مقدمه

کنترل آلاینده‌های هوابرد توسط سیستم تهویه صنعتی از جمله راهکارهای اثربخش در بهبود شرایط ایمنی و بهداشتی محیط کار است. همانند هر اقدام اصلاحی دیگری جهت مدیریت ریسک مخاطرات، طراحی سیستم تهویه نیز باید مبتنی بر درک کامل صورت مسئله و متناسب با مقتضیات عملیاتی و الزامات طراحی انجام گیرد. تشخیص چالش و مشکل به منظور پیش‌بینی و شناسایی فراموجهه محتمل، ارزیابی و اولویت‌بندی ریسک و تدوین برنامه اقدامات اصلاحی در قالب اجرای کنترل‌های مؤثر ضروری است. در این فصل فرایند ارزیابی ریسک به عنوان چارچوب و ابزاری برای درک مطلوب مخاطرات مرتبط با آلاینده‌های هوابرد معرفی می‌شود، که می‌توان از طریق راهکارهای کنترلی مختلف از جمله سیستم تهویه صنعتی نسبت به مدیریت ریسک اقدام نمود.

تعریف مخاطره و ریسک

قبل از معرفی فرایند ارزیابی ریسک، درک تفاوت و رابطه بین اصطلاحات مخاطره[1] و ریسک[2] مهم است. مخاطره منشأ آسیب است. به عبارتی مخاطرات شامل جوانب مختلف (مانند عوامل فیزیکی، شیمیایی، بیولوژیکی یا رادیولوژیکی، تجهیزات و فناوری) گردیده و مسبب انواع مختلف آسیب‌ها هستند. از سوی دیگر، ریسک معرف احتمال آسیب ناشی از یک مخاطره با لحاظ نمودن میزان شدت آسیب است. مبتنی بر احتمال مواجهه با مخاطره (یا مخاطرات خاص)، ریسک را می‌توان احتمال درجات مختلف اثرات حاد یا مزمن بهداشتی (سلامتی)، جراحت افراد، آسیب زیست محیطی، صدمات

1. Hazard
2. Risk

تجهیزات، وقفه تولید، غرامت قانونی، یا سایر آسیب‌های قابل توجه در نظر گرفت. همانطور که پیشتر بیان شد، مخاطره همان منبع آسیب است و آسیب واقعی صرفا زمانی رخ می‌دهد که مواجهه صورت پذیرد. بنابراین ریسک، احتمال وقوع آسیب واقعی است و تابعی از شدت مخاطره و احتمال مواجهه می‌باشد که مطابق رابطه زیر تعریف می‌شود.

ریسک = (پیامد و شدت مخاطره) × (احتمال مواجهه) (معادله ۱-۱)

ارزیابی ریسک

ارزیابی ریسک[1] اساسا یک بررسی یا آنالیز دقیق از مخاطرات موجود و احتمال مواجهه است تا اطمینان حاصل شود که اقدامات پیشگیرانه/ کنترلی کافی لحاظ شده باشد. یا اینکه اقدامات بیشتری برای پیشگیری از آسیب ضروری است. هدف از ارزیابی ریسک، کمی‌سازی منطقی سطوح ریسک متناسب با پیامدهای محتمل و تصمیم‌گیری در خصوص امکان پذیرش آنهاست. به عبارتی تعیین راهکارهای مناسب به منظور حذف/ کنترل مخاطرات جهت به حداقل رساندن سطح ریسک می‌باشد.

فرایند ارزیابی ریسک

در حالی که تمرکز این کتاب بر کنترل مخاطرات آلاینده‌های هوابرد است، ضروری است هر مسئله به صورت یکپارچه مورد توجه قرار گیرد. هنگام طراحی سیستم تهویه صنعتی جهت اصلاح ریسک‌های غیرقابل قبول مخاطرات آلاینده‌های هوابرد، لازم است کلیه مخاطرات و ریسک‌های موجود شامل منابع انرژی خطرناک، نقاط آسیب‌رسان نیش‌گونی[2]، کار در ارتفاع، مخاطرات ارگونومیک، سر و صدا و استرس گرمایی ارزیابی شوند. همه موارد فوق در بکارگیری سیستم تهویه صنعتی به عنوان راهکار کنترلی تأثیرگذار بوده و ضروری است در فرآیند ارزیابی مخاطرات آلاینده‌های هوابرد در نظر گرفته شوند. عدم توجه به این موضوع می‌تواند بطور ناخواسته مخاطرات/ ریسک‌های مضاعفی را ایجاد کند، یا می‌تواند فرصت رسیدگی همگام و هماهنگ به مخاطرات/ ریسک‌های موجود را از بین ببرد. به عنوان مثال اگر مخاطرات ارگونومیک برای فعالیتی

1. Risk Assessment
2. Pinch Points

مانند پوسچر نامناسب[1] اپراتور در طراحی هود در نظر گرفته نشود، اپراتور ممکن است در راستای بهبود شرایط ارگونومیکی تغییراتی نسبت به طراحی صورت گرفته در هود یا رویه کاری ایجاد کند که منجر به کاهش عملکرد مؤثر سیستم تهویه صنعتی شود. ارزیابی ریسک باید با رویکرد پیشگیرانه و تا حد ممکن در اوایل پروژه در مرحله طراحی انجام شود. مرحله طراحی عملیات/ فرایند صنعتی، مناسب‌ترین زمان جهت به حداقل رساندن مخاطرات و ریسک‌ها به موثرترین شکل ممکن است. ارزیابی ریسک باید توسط کارگروهی متشکل از تخصص‌های مختلف و افراد با تجربه انجام شود که نسبت به ماهیت عملیات/ فرایند صنعتی، شرایط محیط کار، مخاطرات بالقوه و نحوه کنترل آنها آگاهی و دانش کافی داشته باشند. تعداد نفرات و ترکیب کارگروه متناسب با حجم پروژه و پیچیدگی مشکلات متفاوت خواهد بود. از آنجایی که اپراتورها اغلب بیشترین آگاهی را نسبت به شرایط فعالیت/ عملیات و محیط کار دارند، لازم است نماینده کارگران در کارگروه حضور داشته باشد. سایر کارشناسان مرتبط از جمله متخصصین و مهندسین ایمنی و بهداشت صنعتی، محیط زیست، فرآیند، برق، مکانیک و حتی کارشناس مالی و حقوقی باید در صورت نیاز در کارگروه حاضر شوند. هر زمان که احتمال وقوع خطری با پیامدهای شدید بر سلامت کارگران یا محیط زیست وجود داشته باشد، کارشناس بهداشت (سلامت)، ایمنی و محیط‌زیست (HSE) باید مداخله نماید. این موضوع به ویژه در خصوص مخاطرات آلاینده‌های هوابرد اهمیت دارد، زیرا بحث تهویه صنعتی در صلاحیت کارشناسان HSE است. بهتر است روند ارزیابی ریسک به مواد، تجهیزات و فرآیند قابل مدیریت محدود شود. عموما یک عملیات کاری به سطح وظایف[2] شکسته یا خرد می‌شود و ارزیابی برای هر وظیفه انجام می‌گیرد. تمام جوانب عملیات کاری که باید ارزیابی شود عبارتند از:

- فعالیت[3] معمول و غیرمعمول مانند ساخت مواد، نگهداشت، تعمیرات و پاکسازی،
- حالات شکست[4]، شامل بکارگیری صحیح و نادرست امکانات، مواد و تجهیزات،
- راهکارهای کنترلی موجود،

1. Poor work posture
2. Tasks
3. Activities
4. Failure Modes

- کلیه افراد و مواردی که احتمال مواجهه آنها وجود دارد (مانند کارگران، پرسنل پیمانکاران، توده مردم، محیط زیست اطراف و ... غیره).

برای انجام ارزیابی ریسک، باید اطلاعات مربوط به محیط کـار، نیروی کـار و مخـاطرات بطور جـامع جمع‌آوری شود. منابع اطلاعاتی مختلف باید مورد بررسی قرار گیرند، به عنوان مثال:

- بازدید و بررسی محیط کار،
- مصاحبه با اپراتورهای فعلی و آتی سیستم،
- بررسی رویه‌های عملیاتی استاندارد،
- بررسی وظایف‌کاری،
- طبیق و بررسی قوانین، مقررات، استانداردهای داخلی و الزامات/ توافقات کاربردی،
- بازنگری برگه‌های اطلاعات ایمنی[1]،
- بررسی مشخصات فنی سیستم،
- بررسی سوابق اطلاعات (شامل تجارب عملیاتی، داده‌های مواجهه، سوابق حادثه، گزارشات بررسی حادثه/ شبه‌حادثه و مقالات کاربردی سازندگان، نهادهای نظارتی و دولتی).

شایان ذکر است که روش مشخص و واحدی برای انجام ارزیابی ریسک وجود ندارد. کتابچه‌های استاندارد و راهنمای مختلفی برای دریافت جزئیات بیشتر موجود است و کلیه آنها شامل حداقل مراحل اصلی زیر هستند:

پیش‌بینی، شناسایی و آنالیز مخاطرات

یکی از مهمترین مراحل انجام ارزیابی ریسک است. زیرا مخاطرات ناشناخته قابل کنترل نخواهند بود. همه مخـاطرات بااهمیت باید در ارزیـابی لحـاظ شوند. مخـاطرات آلاینده‌هـای هوابرد و نحوه ارزشیابی آنها در بخش شناسایی مخاطرات آلاینده‌های هوابرد تشریح شده است.

1. Safety Data Sheets – SDS

ارزیابی مواجهه

امکان مواجهه بر اساس دانش و تجربه قابل تشخیص است. اما در برخی موارد، نیاز به جمع‌آوری اطلاعات بیشتری است. در هر حال، فرد یا آیتمی که مستعد آسیب است باید مشخص شود و احتمال مواجهه نیز باید برآورد گردد. فاکتورهای تأثیرگذار بر احتمال مواجهه با مخاطرات آلاینده‌های هوابرد و ارزیابی مواجهه با مخاطرات بهداشتی (سلامتی) در این فصل به تفصیل تشریح شده است.

برآورد ریسک

برای دستیابی به بهترین برآورد ریسک باید اطلاعات مخاطرات و مواجهه موجود مورد قضاوت حرفه‌ای قرار گیرد. ماتریس ارزیابی ریسک بر اساس شدت آسیب و احتمال مواجهه برای تعیین میزان ریسک استفاده می‌شود. نمونه یک ماتریس ارزیابی ریسک ابتدایی در جدول ۱-۱ ارائه شده است. این ماتریس را می‌توان مختص رسیدگی به ریسک‌های خاص (مانند اثرات حاد یا مزمن بهداشتی یا جراحات افراد، آسیب زیست محیطی، خسارت تجهیزات، وقفه تولید[1]، غرامت قانونی[2] و ... غیره) هر سازمانی با سطح ریسک قابل تحمل تنظیم نمود. همچنین این ماتریس می‌تواند برای خلاصه‌سازی و اولویت‌بندی یا رتبه‌بندی ریسک‌ها با هدف ارتباط‌پذیری و تسهیل روند تصمیم‌گیری در تخصیص منابع و بودجه استفاده شود.

تعیین اقدامات کنترلی مناسب

سطوح ریسک بالا (شامل 1A، 1B، 1C، 2A، 2B) یا جدی (مانند 1D، 2C، 3A، 3B) باید کنترل گردند. و سطح ریسک متوسط ممکن است به ارزیابی و پایش بیشتری نیاز داشته باشد. و در نهایت سطح ریسک کم، نیازی به اقدام فوری نخواهد داشت. رویکرد سلسله مراتب کنترل[3] مخاطرات به ترتیب باید با حذف، جایگزینی، کنترلهای مهندسی و مدیریتی برای کاهش احتمال شدت و یا احتمال مواجهه به منظور به حداقل رساندن سطوح ریسک باشد. تهویه صنعتی، یک روش کنترل مهندسی در میان گزینه‌های رویکرد سلسله مراتب کنترل مخاطرات در نظر گرفته می‌شود.

---

1. Business interruption
2. Legal liability
3. The hierarchy of controls

جدول ۱-۱: نمونه ماتریس ارزیابی ریسک (اقتباس از استاندارد وزارت دفاع امریکا MIL-STD-882E)

ماتریس ارزیابی ریسک				
شدت / احتمال	فاجعه بار (1)	بسیار شدید (2)	نسبتا شدید (3)	سطحی (4)
مکرر (A)	بالا	بالا	جدی	متوسط
محتمل (B)	بالا	بالا	جدی	متوسط
گهگاه (C)	بالا	جدی	متوسط	پایین
بعید (D)	جدی	متوسط	متوسط	پایین
غیر محتمل (E)	متوسط	متوسط	متوسط	پایین

طبقه‌بندی شدت		
توصیف	درجه شدت	معیار تعیین شدت
فاجعه بار	۱	می‌تواند به یک یا چند مورد زیر منجر شود: مرگ، ناتوانی دائمی کل بدن، اثرات زیست محیطی قابل توجه بازگشت‌ناپذیر
بسیار شدید	۲	می‌تواند به یک یا چند مورد زیر منجر شود: ناتوانی دائمی جزئی، آسیب‌ها و یا بیماری‌های شغلی که می‌تواند منجر به بستری شدن حداقل سه نفر در بیمارستان گردد. اثرات زیست محیطی قابل توجه بازگشت‌پذیر
نسبتا شدید	۳	می‌تواند به یک یا چند مورد زیر منجر شود: آسیب‌ها و یا بیماری‌های شغلی که می‌تواند منجر به از دست رفتن یک یا چند روز کاری گردد. اثرات زیست محیطی متوسط بازگشت‌پذیر
سطحی	۴	می‌تواند به یک یا چند مورد زیر منجر شود: آسیب‌ها و یا بیماری‌های شغلی که منجر به از دست رفتن روزهای کاری نگردد. اثرات زیست محیطی محدود

سطح بندی احتمال		
توصیف	سطح	معیار احتمال برای یک مورد خاص
مکرر	A	غالبا بسیار محتمل است که در طول عمر یک مورد خاص رخ دهد
محتمل	B	غالبا در طول عمر یک مورد خاص رخ می‌دهد
گهگاه	C	گاها محتمل است که در طول عمر یک مورد خاص رخ دهد
بعید	D	بعید است اما ممکن است در طول عمر یک مورد خاص رخ دهد
غیر محتمل	E	بسیار بعید است، می‌توان فرض کرد که در طول عمر یک مورد خاص رخ نمی‌دهد

ثبت یافته‌ها

فرایند ارزیابی باید مستندسازی شود، که شامل برآورد سطوح ریسک قبل و بعد از اجرای اقدامات اصلاحی پیشنهادی می‌شود. ریسک‌هایی که پس از اجرای اقدامات اصلاحی پیشنهادی همچنان وجود دارند را ریسک‌های باقیمانده می‌نامند. از یافته‌های حاصل از فرآیند ارزیابی ریسک می‌توان برای کنترل و مدیریت ریسک‌ها استفاده نمود. برای نمونه در جدول ۱-۲ نحوه درج مستندات ارزیابی ریسک برای فعالیت کاری تشریح جسد ارائه شده است، که بر اساس ارزیابی ریسک قبل از توسعه طرح تهویه موضعی انجام شده است. طرح هود استاندارد VS-99-09 در شکل ۱-۱ نمایش داده شده است.

نظارت

فرایند نظارت باید قبل و بعد از اجرای اقدامات اصلاحی صورت پذیرد تا اثربخشی واقعی کنترل‌های پیشنهادی ارزیابی و مشخص گردد. کار نظارت باید تا دستیابی به سطح ریسک قابل‌قبول ادامه یابد و همچنین جهت اطمینان از حفظ سطح ریسک در دامنه قابل تحمل باید بطور دوره‌ای تکرار شود.

شناسایی مخاطرات آلاینده‌های هوابرد

تهویه صنعتی برای کنترل مواجهه با مخاطرات آلاینده‌های هوابرد استفاده می‌شود. معیارهای مختلفی برای طراحی تهویه صنعتی و سایر تکنیک‌های کنترلی موجود است که انتخاب آنها مبتنی بر عوامل مختلفی همچون شکل فیزیکی، مکانیزم انتشار، نوع و سطح مخاطرات مورد نظر انجام می‌گیرد.

شکل فیزیکی

آلاینده‌های هوابرد به اشکال فیزیکی مختلف مانند بخار، گاز و آئروسل تولید می‌شوند. اشکال و حالات فیزیکی مختلف رفتار متفاوتی در هوا دارند که مستلزم رعایت الزامات خاص و بکارگیری استراتژی کنترلی متفاوتی در طراحی اجزای اصلی سیستم تهویه صنعتی می‌باشد. به عنوان مثال بخار حالت گازی موادی هست که در دما و فشار نرمال مایع یا جامد است. تبخیر فرایندی است که طی آن مایع به بخار تغییر حالت می‌دهد. تصعید فرایندی است که از طریق آن جامد مستقیما به بخار تغییر حالت می‌دهد. گاز به ماده‌ای گفته می‌شود که در دما و فشار نرمال، حالت گازی داشته

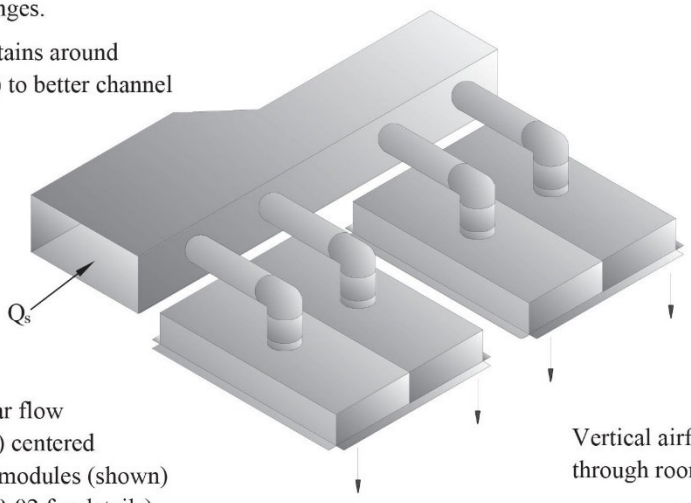
جدول ۱-۲: نمونه مثال فرم مستندسازی ارزیابی ریسک

برگه مستندات ارزیابی ریسک							
وظیفه	خطر	کنترل‌های موجود	قبل از اجرای اقدامات اصلاحی پیشنهادی		اقدامات اصلاحی پیشنهادی	بعد از اجرای اقدامات اصلاحی پیشنهادی	
			شدت/ احتمال	سطح ریسک		شدت/ احتمال	سطح ریسک
تشریح جسد نگهداری شده در فرمالین	خطر مواجهه با فرمالین از راه تنفس، پوست/ چشم و گوارش	تهویه عمومی، روپوش آزمایشگاه، دستکش لاتکس یکبار مصرف، کفش جلو بسته، ممنوعیت خوردن و آشامیدن در سالن تشریح، تخلیه محلول فرمالین مازاد توسط لوله ساکشن ، آموزش پرسنل و انجام فعالیت مطابق رویه‌کاری استاندارد	بسیار شدید/ مکرر	2A (بالا)	سیستم تهویه موضعی مطابق (VS-99-09)، عینک ایمنی، پیش‌بند ضد آب، محافظ سرآستین ضد آب، دستکش نیتریل یکبار مصرف، کفش جلو بسته، ممنوعیت خوردن و آشامیدن در سالن تشریح، تخلیه محلول فرمالین مازاد توسط لوله ساکشن، آموزش پرسنل و انجام فعالیت مطابق رویه‌کاری استاندارد	بسیار شدید/ بعید	2D (متوسط)
	مخاطرات ارگونومیکی شامل کار ایستاده، تمرکز شدید ، پوسچر خمیده به جلو برای بازه های طولانی در محیط خنک	لامپ فلورسنت سقفی	سطحی/ مکرر	3A (جدی)	میزکار با ارتفاع قابل تنظیم، میز تشریح باریک با لبه‌های رو به بالا و جایگاه استراحت پا، سیستم روشنایی مختص جراحی، لامپ فلورسنت سقفی، آموزش پرسنل و انجام فعالیت مطابق رویه کاری استاندارد	سطحی/ گاه‌به‌گاه	4C (پایین)
	خطر بریدگی با ابزار تیز	آموزش پرسنل و انجام فعالیت مطابق رویه کاری استاندارد	بسیار شدید/ گاه‌به‌گاه	2C (متوسط)	آموزش پرسنل و انجام فعالیت مطابق رویه کاری استاندارد	بسیار شدید/ گاه‌به‌گاه	2C (متوسط)
	خطر مواجهه با عوامل بیولوژیک عفونی	نگهداری مناسب فرمالین، آموزش پرسنل و انجام فعالیت مطابق رویه‌کاری استاندارد	بسیار شدید/ غیرمحتمل	2E (متوسط)	نگهداری مناسب فرمالین، ممنوعیت خوردن و آشامیدن در محل تشریح، آموزش پرسنل و انجام فعالیت مطابق رویه‌کاری استاندارد	بسیار شدید/ غیرمحتمل	2E (متوسط)

FIGURE VS-99-09a

Reduce ceiling height (9 ft [2.7 m]), if possible, to increase effective room air exchanges.

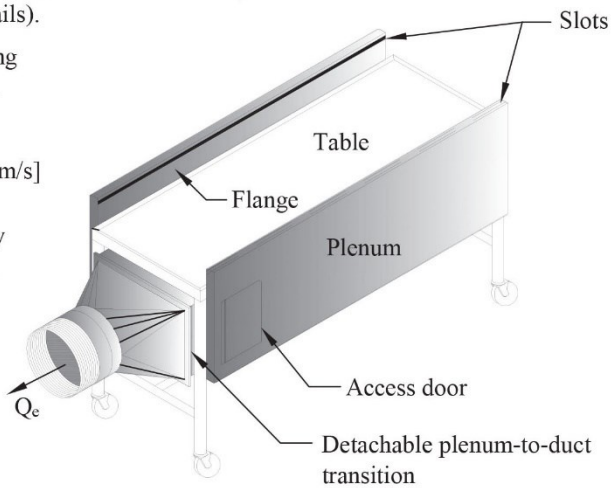
Consider installing short strip curtains around perimeter of supply air diffuser(s) to better channel laminar flow towards exhaust.



Make-up air through large laminar flow diffuser(s) (≥ 24 ft² [2.2 m²] total) centered directly above table from ducted modules (shown) or pressurized plenum (see VS-10-02 for details).

Integrate ceiling-mounted examination lighting within laminar flow diffuser area, if possible.

Slot Velocity = 2,000 fpm [10.2 m/s]
Duct Velocity = 1,000-2,000 fpm [5.1 - 10.2 m/s]
$F_h = 1.78\ VP_s + 0.25\ VP_d$
Maximum plenum velocity = 1/2 slot velocity
Large plenum essential for good distribution.



Flange H = 6 in [152 mm] above table top
Table L * W - approximately 16 ft² [1.5 m²]

Q_e body bag "Open" = 900 - 1,200 acfm [0.42 - 0.57 am³/s]
Q_e body bag "Closed" = 300 - 600 acfm [0.14 - 0.28 am³/s]
Q_s = 0.9 to 0.95 * Q_e to keep room under negative pressure.

ALTERNATE DESIGN: A fixed-in-place, horseshoe-shaped flanged, side-slot workstation, which accommodates a removable table, is a possible variation on the design.

	TITLE	FIGURE
ACGIH®	ANATOMY DISSECTION TABLE	VS-99-09a
		DATE 1-23

شکل ۱-۱: طرح هود استاندارد فعالیت تشریح جسد (VS-99-09)

باشد. آئروسل‌ها ذرات جامد یا مایعی هستند که در هوا معلق بوده و مطابق جدول ۱-۳ شامل میست، غبار، الیاف، دود، مه و فیوم می‌شوند.

جدول ۱-۳: انواع آئروسل

آئروسل	تعریف	دامنه اندازه (میکرون)
میست	قطرات زیر مایع معلق در هوا که از فرایندهای مکانیکی مانند ترکیدن حباب در سطح وان آبکاری یا اسپری کردن رنگ ایجاد می‌شود.	0.1 - 100
مه	آئروسلهای مایع که از کندانس بخارات ایجاد می‌شود.	
غبار	ذرات جامد که در برخی فرایندهای مکانیکی مانند برشکاری، سنباده زنی، خرد کردن ایجاد می‌شود. به غیر از اندازه ذرات، ماهیت ذرات غبار نسبت به ماده اولیه تغییر نمی‌کند.	0.001 - 100
الیاف	ذرات کشیده و دراز با نسبت ابعاد (طول به عرض) بزرگتر از سه به یک (۳:۱)	
دود	مخلوط مرکب از آئروسل‌های مایع و جامد به همراه گازها و بخارات که از احتراق ناقص مواد کربنی ایجاد می‌شوند.	0.001 - 1
فیوم	ذرات بسیار ریز جامد که از کندانس شدن جامدات تبخیر شده ایجاد می‌شوند. فیوم ها در اثر فرایندهای پرحرارت شکل می‌گیرند.	

مکانیزم‌های تولید و پراکنش

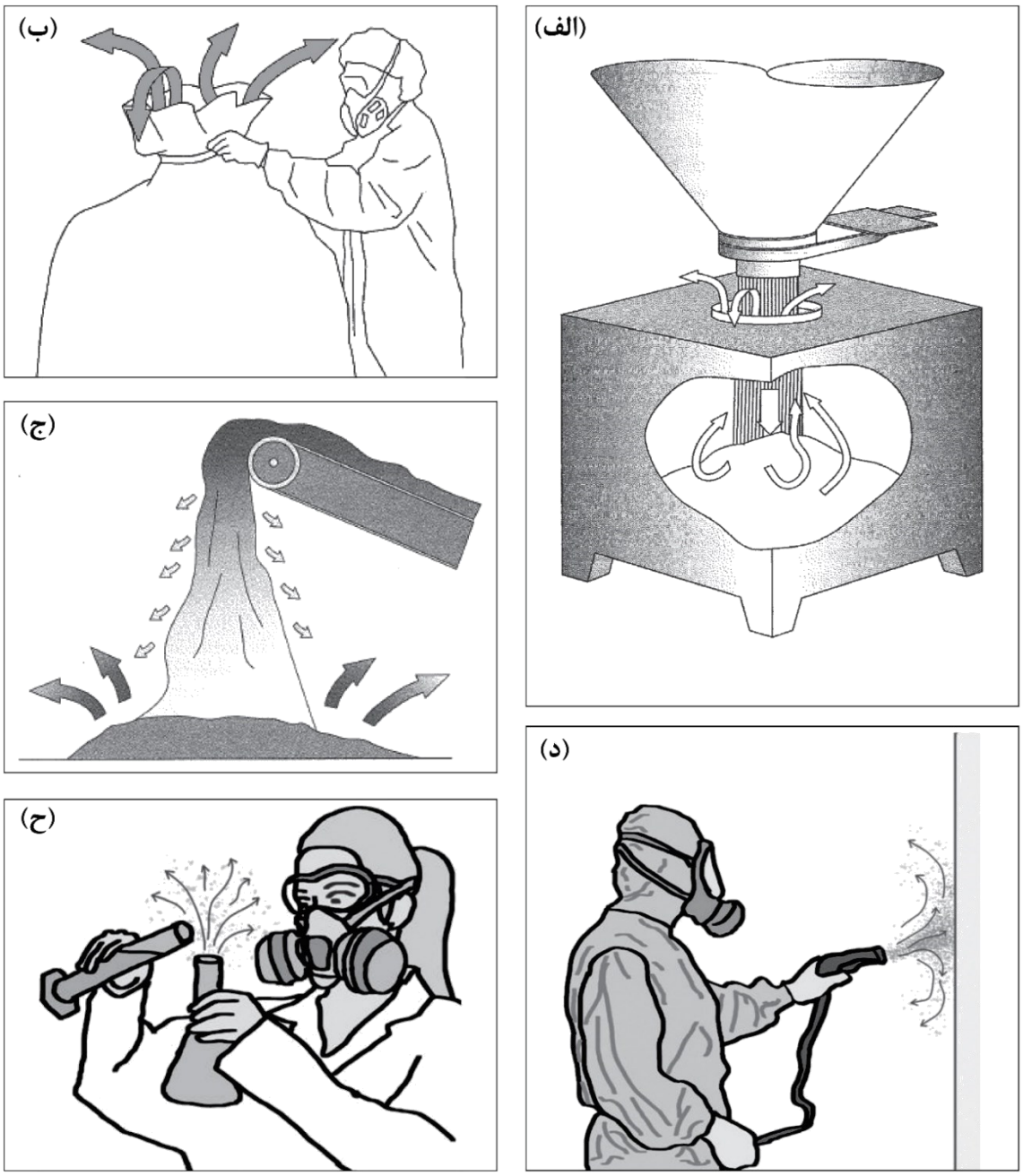
برای تولید و انتشار آلاینده‌های هوابرد انرژی نیاز است. ماهیت این انرژی می‌تواند حرارتی، مکانیکی و شیمیایی باشد. عموما بیش از یک حالت انرژی در روند تولید و انتشار آلاینده هوابرد دخیل است. انواع مکانیزم و فرآیند شناخته‌شده برای ایجاد آلاینده‌های هوابرد و حالتهای فیزیکی بالقوه آنها در جدول ۱-۴ ارایه شده است. شناخت روند ایجاد آلاینده‌های هوابرد به طراحی بهینه اجزای سیستم تهویه صنعتی به ویژه عملکرد اثربخش هودهای مکشی کمک می‌کند. تولید آلاینده‌های هوابرد در برخی عملیات صنعتی مانند جوشکاری، اسپری رنگ و سندبلاست مشهود است، و اغلب راهکار تهویه صنعتی مناسب‌ترین روش جهت کنترل این گروه مخاطرات می‌باشد. در ادامه انواع مکانیزم تولید و انتشار آلاینده‌های هوابرد مورد تجزیه و تحلیل قرار می‌گردد. همچنین برخی فعالیت کاری/ عملیات صنعتی در شکل ۱-۲ به عنوان نمونه ارایه شده است. رهایش گاز، تصعید و تبخیر (شکل ۱-۲-الف) از جمله مکانیزم‌های حرارتی هستند که سبب هوابردشدن گازها، بخارات، مایعات و حتی برخی

جدول ۱-۴: مکانیزم‌های تولید و پراکنش آلاینده‌های هوابرد

انرژی تولید/ پراکنش	شرایط تشدیدکننده	نمونه فرآیندهای ایجاد آلاینده هوابرد	شکل فیزیکی بالقوه آلاینده هوابرد
حرارتی	افزایش حرارت	تصعید، خروج گاز، تبخیر (شکل ۱-۲-ح)، حرارت دادن روی شعله باز، ذوب کردن، جوشیدن و سوختن	فیوم، بخار، گاز، دود و میست
	کاهش حرارت	کندانس شدن بخار موجود در هوا	فیوم و مه
مکانیکی	افزایش جنبش	مرتعش‌کردن، هم‌زدن، مخلوط‌کردن، پاشش، فشرده‌سازی (شکل ۱ -۲-ب) و جاروکردن	غبار، الیاف، بخار و میست
	افزایشی انرژی خرد سازی مکانیکی	اوراق‌کردن، شکستن، گودبرداری، سوراخ‌کاری، ماشین‌کاری، سنگ‌زنی، سنباده‌زنی، برش و خردکردن	غبار و الیاف
	افزایش ارتفاع سقوط مواد	سقوط جامدات و مایعات (شکل ۱-۲-ج)	غبار، الیاف، بخار و میست
	افزایش اختلاف فشار که منجر به حرکت سیال گردد	تولید گاز در سطح مایع، جابه‌جایی هوا (شکل ۱-۲-الف)، دمیدن، اسپری‌کردن، سندبلاست (شکل ۱-۲-د)، برش با جت سیال و انفجار	غبار، الیاف، بخار، میست، گاز و دود
شیمیایی	افزایش نرخ واکنش شیمیایی	واکنش‌های شیمیایی معین	بخار، گاز و دود

جامدات می‌شوند. افزایش حرارت باعث افزایش تولید مخاطرات هوابرد ناشی از این مکانیزم می‌شود. گرما می‌تواند منجر به احتراق یا اکسیداسیون مواد (واکنش شیمیایی) گردد، و متعاقبا باعث تغییر شکل فیزیکی و ترکیب شیمیایی آلاینده‌های هوابرد به گاز یا دود خواهد شد. علاوه بر این، حرارت از طریق جریان همرفت موجب حرکت رو به بالای آلاینده‌های هوابرد نیز می‌شود. در خصوص مایعات و ذرات جامد افزایش تحرک (جنبش) یک روش مکانیکی ایجاد مخاطرات آلاینده‌های هوابرد از نوع میست، غبار یا الیاف می‌باشد. نمونه عملیات مکانیکی توأم با این مکانیزم عبارت از ارتعاش، اختلاط، پاشیدن، فشرده‌سازی مواد (شکل ۱-۲- ب) و روبیدن مواد می‌باشد. افزایش تحرک عموما سبب افزایش تولید و پراکنش مخاطرات آلاینده‌های هوابرد می‌شود. خردسازی مکانیکی[1] نیز سبب ایجاد مخاطرات آلاینده‌های هوابرد می‌شود، چنانچه خردسازی مواد موجب هوابرد شدن ذرات می‌گردد. این حرکت

1. Mechanical breakdown



شکل ۱-۲: تصاویر مربوط به هوای جابه‌جا شده حاوی ذرات ریز (الف)، تخلیه غبار حاصل از فشرده‌سازی مکانیکی (ب)، انتشار غبار حاصل از سقوط مواد (ج)، غبار حاصل از فعالیت سند بلاست (د)، و تبخیر حلال فرار (ح)

نیز سبب تقویت انتشار آلاینده‌های هوابرد خواهد شد. روند انتشار اغلب در راستای مشخصی است و می‌تواند با سرعت قابل توجهی صورت پذیرد. عملیات تراشیدن، شکستن، سوراخ‌کاری، ماشین‌کاری، سنگ‌زنی، سنباده‌زنی، برشکاری و خردسازی نمونه‌هایی از فرآیندهای خردسازی مکانیکی هستند. نرخ خردسازی مکانیکی با ازدیاد میزان انرژی مورد استفاده افزایش می‌یابد. مواد ترد و شکننده بیشتر تحت

تأثیر خردسازی مکانیکی قرار دارند. سقوط آزاد مایعات و ذرات جامد (مانند غبار و الیاف) نیز می‌تواند باعث ایجاد مخاطرات آلاینده هوابرد گردد (شکل ۱-۲- ج). این مکانیزم نه تنها موجب رهایش آلاینده‌های هوابرد می‌شود، بلکه در اثر برخورد و سایش سبب ایجاد آئروسل‌های کوچک‌تر نیز خواهد شد. فشرده‌سازی آنی توده مواد در حال سقوط می‌تواند مانع از شکل‌گیری آئروسل در لحظه برخورد گردد. علاوه بر این، هوا می‌تواند به داخل توده مواد در حال سقوط نفوذ کرده و ذرات آئروسل موجود را هوابرد (ناشی از اختلاف فشار) نماید. در این مکانیزم، ارتفاع سقوط مواد در ایجاد و انتشار آلاینده‌های هوابرد (آئروسل) بسیار موثر است. اختلاف فشار می‌تواند باعث جنبش سیال (گاز یا مایع) شود. تولید گاز در سطح مایع[1]، جابجایی هوا (شکل ۱-۲-د)، دمیدن، اسپری کردن، سندبلاست (شکل ۲-۱-ح)، برش تحت فشار و انفجار برخی از فرآیندهایی هستند که در آنها جنبش سیال رخ می‌دهد. مشابه مکانیزم خردسازی مکانیکی، حرکت گاز (سیال) می‌تواند باعث تخلیه جهت‌دار آلاینده‌های هوابرد (آئروسل) شود و سرعت تخلیه قابل ملاحظه‌ای ایجاد کند. در نهایت، واکنش‌های شیمیایی خاص می‌تواند باعث ایجاد آلاینده‌های هوابرد شوند. مواد منتج از این واکنش‌ها، دارای ترکیب شیمیایی متفاوتی نسبت به مواد اولیه یا واکنش دهنده‌ها خواهند بود. آنها همچنین ممکن است اشکال متفاوتی نسبت به مواد اولیه داشته باشند. همچنین مخاطراتی با سطوح کاملا متفاوت ایجاد نمایند. سرعت واکنش‌های شیمیایی به عوامل زیادی از جمله شکل، غلظت، دما، فشار، کاتالیزورها، حلال‌ها، اختلاط و ... غیره بستگی دارد. در جدول ۱-۵ برخی فعالیت صنعتی متداول که منشأ تولید آلاینده‌های هوابرد هستند لیست شده است.

انواع مخاطرات

مواد معلق در هوا می‌توانند مبتنی بر ماهیت شیمیایی، بیولوژیکی یا رادیولوژیکی مخاطراتی را برای سلامتی به همراه داشته باشند. به عبارتی مواجهه با آنها می‌تواند اثرات حاد یا مزمن بهداشتی (سلامتی) ایجاد کند. تنفس، مسیر اصلی مواجهه با آلاینده‌های هوابرد ناشی از کار است. مواد معلق در هوا ممکن است دارای مخاطرات فیزیکی مانند اشتعال‌پذیری، واکنش‌پذیری یا انفجاری باشند، که البته سیستم تهویه صنعتی اغلب برای کنترل این گروه مخاطرات قابل استفاده است. مخاطرات فیزیکی ممکن است

1. Bubbling

جدول ۱-۵: برخی فعالیت صنعتی متداول در ایجاد آلاینده‌های هوابرد

فرایندهای احتراق	بارگیری، تخلیه، انتقال و بسته‌بندی مواد پودری
هوا برش، برش پلاسما و برش لیزر	بارگیری، تخلیه و انتقال مایعات
حرارت مستقیم سنگ معدن، ذوب ، اصلاح متالورژیک مواد و ریخته‌گری	گودبرداری و تخریب
تکلیس (کلسینه کردن) و زینترینگ (تف جوشی)	رنگکاری پاششی، غوطه‌وری و پودری
لحیم کاری نرم (قلع) و سخت (برنج) و جوشکاری	سندبلاست جهت زنگارزدایی
تقطیر، چربی‌زدایی، اسیدشویی و پاک‌سازی	فلزکاری
آبکاری	سنگ‌زنی، فرزکاری، پرداخت‌کاری، برشکاری و سوراخ‌کاری

به صورت آتش‌سوزی، انفجار، حرارت بالا، یا انتشار حجم زیادی از گازها و بخارات سمی یا قابل‌اشتعال مطرح باشند. سیستم تهویه صنعتی همچنین می‌تواند برای کنترل شرایط مرتبط با کیفیت هوا مانند دما و رطوبت بکارگرفته شود. این شرایط نه تنها بر آسایش و سلامت افراد تأثیرگذار است، بلکه باعث آسیب جسمی ایشان نیز خواهد شد. طبقه‌بندی مخاطرات آلاینده‌های هوابرد بر اساس گروه و نوع در جدول ۱-۶ ارائه شده است.

درجه مخاطرات

مخاطرات آلاینده‌های هوابرد شامل درجات (سطوح) مختلفی می‌شود. هر سطح مخاطرات دارای پتانسیل متفاوتی برای ایجاد آسیب است. نوع و سطح مخاطرات تعیین‌کننده شدت آسیب احتمالی می‌باشد. برای طبقه‌بندی درجه مخاطرات از ویژگی‌های مختلف فیزیکی، شیمیایی و سم‌شناسی استفاده می‌شود. به عنوان مثال، دوز متوسط کشنده[1] عموما برای تعیین سطوح مخاطرات با سمیت حاد استفاده می‌شود، ولی نقطه شعله‌زنه و محدوده اشتعال‌پذیری اغلب برای تشخیص سطوح مخاطرات اشتعال‌پذیری کاربرد دارد. سیستم هماهنگ جهانی برای طبقه‌بندی و برچسب‌گذاری مواد شیمیایی[2] سطوح مخاطرات مختلفی را برای مخاطرات شیمیایی تعریف می‌کند. مخاطرات بیولوژیکی و فیزیکی

1. Average Lethal Dose – LD50
2. United Nations' Globally Harmonized System of Classification and Labeling of Chemicals – GHS

جدول ۱-۶: طبقه‌بندی مخاطرات آلاینده‌های هوابرد

گروه مخاطره	نوع مخاطره	نمونه مخاطرات هوابرد
سلامتی (بهداشتی)	آئروسل‌ها، بخارات و گازهای شیمیایی	۱) گازها و بخارات و آئروسل‌های سمی (مانند مونوکسید کربن، متیل اتیل کتون و فیوم سرب)، ۲) گازها و بخارات و آئروسل‌های محرک (مانند گاز آمونیاک، بخارات متیل متاکریلات و غبار اکسید کلسیم)، ۳) گازها و بخارات و آئروسل‌های حساسیت‌زا (مانند گاز فرمالدئید، بخارات ایزوسیانات و غبار بریلیوم)، ۴) آئروسل‌های مسبب پنوموکونیوز (مانند غبار سیلیس و الیاف آزبست)
	آئروسل‌های بیولوژیک (بیوآئروسل‌ها)	آئروسل‌های حاوی باکتری، ویروس، اندوتوکسین، گلیکان، پریون، قارچ، اسپور قارچ، اسپور باکتری (مانند آنتراکس)، گرده و اجزای گیاهی (مانند پنبه)
	بخارات، گازها و آئروسل‌های رادیولوژیک	گاز رادون، ائروسل‌های فرزند رادون، و سایر گازها و بخارات و آئروسل‌های رادیواکتیو مصنوعی و طبیعی
فیزیکی	گازها، بخارات و آئروسل‌های قابل‌اشتعال و غبار قابل‌احتراق	۱) گازهای قابل‌اشتعال (مانند هیدروژن، استیلن، متان و پروپان)، ۲) بخارات قابل‌اشتعال (مانند اتیل اتر، استن، بنزن، اتانول، بنزین، تولوئن، متیل اتیل کتون و زایلن)، ۳) آئروسل‌های قابل‌اشتعال (مانند رنگ اسپری شده)، ۴) غبار قابل‌احتراق (مانند ذرات خاک اره، آرد، زغال سنگ، شکر، آلومینیوم، آهن، منگنز و روی)
	مواد واکنش‌پذیر	۱) گازهای اکساینده (مانند اکسیژن، کلر و فلور)، ۲) گازهای پیروفوریک (مانند سیلان و فسفین)، ۳) مواد خورنده فلزات (مانند بخارات اسید نیتریک، اسید هیدروکلریک و میست اسید سولفوریک)، ۴) مواد خود آتش‌گیر (مانند غبار بسیار ریز مولیبدن)، ۵) مواد واکنش‌پذیر با آب (مانند اسید استیک انیدرید)
استرس حرارتی	استرس گرمایی و سرمایی	دمای هوا، خنکی باد، رطوبت، حرکت هوا و حرارت تابشی

در گروه رادیولوژی بر اساس ویژگی‌هایی مانند دوز عفونی یا سطح فعالیت پرتوزایی دارای سطح مخاطرات متفاوتی هستند. موارد استرس و آسایش حرارتی نیز با شاخص‌های مختلفی مانند دما، رطوبت، تشعشع، گرما و ... غیره متمایز می‌شوند. لذا مخاطرات با سطوح و احتمالات مختلف ممکن است وجود داشته باشند که مستلزم انجام ارزیابی ریسک مناسب توسط افراد آگاه و متخصص می‌باشد.

مشخصات مواجهه

مواجهه شامل منبع مخاطرات، مسیر تماس و هدف (گیرنده) می‌شود. تهویه صنعتی به عنوان راهکار کنترلی از طریق کاهش احتمال مواجهه جهت جداسازی هدف (گیرنده) از منبع تولید آلاینده

هوابرد استفاده می‌شود. مواجهه با هر عامل مخاطره‌آمیز بستگی به میزان تماس (چقدر؟)، تعداد تماس (چند بار؟) و مدت زمان تماس (چه مدت؟) دارد. با توجه به مخاطرات بهداشتی (سلامتی)، دوز[1] برای توصیف میزان مواجهه استفاده می‌شود. دوز عبارت از مقدار آلاینده‌ای است که وارد بدن می‌گردد. ارزیابی مواجهه برای تخمین دوز تماسی کارگران یا سایر افراد بر اساس روش‌ها و شیوه‌های مختلف انجام می‌گیرد. بدیهی است عدم کنترل مطلوب مواجهه، احتمال وقوع مواجهه را بیشتر می‌کند. با این حال طی روند ارزیابی ریسک و بررسی ضرورت یا کفایت اقدامات کنترلی می‌توان مطابق جدول ۱-۷ مبتنی بر شرایط موجود یا ویژگی مواد، شاخص‌های احتمال مواجهه با آلاینده‌های هوابرد را بررسی نمود. برخی از آنها پیشتر اشاره شده است، اما لازم است مجدد یادآوری شود. گاهی اوقات وقوع یک ریسک مستلزم شرایط مستعدکننده (مانند لزوم حضور غلظت مشخصی از مواد قابل‌اشتعال/ احتراق در هوا به همراه منبع اشتعال جهت وقوع آتش‌سوزی یا انفجار) است. عموما شرایط، مقتضیات و ویژگی‌های مستعدکننده با استفاده از سلسله مراتب کنترل مخاطرات و کاهش احتمال مواجهه از طریق به حداقل رساندن ریسک مدیریت می‌شود.

مقدار، مدت و دفعات مواجهه

هر چه مقدار، مدت و دفعات مواجهه بیشتر باشد، احتمال مواجهه نیز بیشتر خواهد بود. مقدار نه تنها به مقدار مواد آلاینده موجود برای هوابرد شدن مربوط می‌شود، بلکه با غلظت مواد خطرناک در هوا نیز ارتباط دارد. شرایط انتشار، شکل فیزیکی، فراریت، قطر آیرودینامیک و رطوبت نسبی محیط برخی از عوامل موثر در احتمال هوابرد شدن یک ماده هستند. لذا کاهش مقدار مواد خطرناک مورد استفاده یک راهکار ساده و موثر برای کاهش احتمال مواجهه و مدیریت ریسک است.

شرایط تولید و انتشار

همانطور که پیشتر بیان شد، برای تولید و انتشار آلاینده‌های هوابرد انرژی نیاز است. انتشار می‌تواند همزمان با تولید آلاینده هوابرد اتفاق بیفتد یا در مورد آئروسل حاصل از مواد جامد زمانی رخ دهد که ذرات جامد ته‌نشین شده مجددا هوابرد شوند. هر چه انرژی اعمالی به فرایند بیشتر باشد، پتانسیل

1. Dose

جدول ۱-۷: شاخص‌های احتمال مواجهه با مخاطرات آلاینده‌های هوابرد

شاخص‌های مواجهه		احتمال مواجهه				
		کمتر ← بیشتر				
مقدار		مقادیر مواد قابل هوابرد موجود کم می‌باشد		مقادیر مواد قابل هوابرد موجود متوسط می‌باشد		مقادیر مواد قابل هوابرد موجود زیاد می‌باشد
		غلظت پایین در هوا		غلظت متوسط در هوا		غلظت بالا در هوا
مدت مواجهه		کوتاه		متوسط		طولانی
دفعات مواجهه		به ندرت		متناوب		مکرر
انرژی تولید و انتشار		پایین		متوسط		بالا
شکل فیزیکی		ذرات و قطرات درشت	میست، الیاف و غبار ریز		بخار، دود، مه، فیوم، الیاف و غبار بسیار ریز	گازها
خصوصیات مواد	فشار بخار mmHg [KPa]	< 1 [< 0.133]	1 – 10 [0.133 – 1.33]	10 – 100 [1.33 – 13.3]	100 – 760 [13.3 – 101.3]	> 760 [> 101.3]
	نقطه جوش °F [°C]	> 300 [> 150]		120 – 300 [50 – 150]	< 120 [< 50]	
	وسعت سطحی	کوچک		متوسط	بزرگ	
قطر آئرودینامیکی آئروسل‌ها (µm)		> 100	50 – 100		1 – 50	< 1
میزان رطوبت (غبار و الیاف)		مرطوب		نمناک		خشک

بیشتری برای تولید و انتشار آلاینده‌های هوابرد وجود خواهد داشت. مطابق جدول ۱-۴ افزایش حرارت، جنبش، انرژی خردسازی مکانیکی، ارتفاع سقوط مواد، تغییرات فشار محرک سیالات (گازها و مایعات) و افزایش نرخ واکنش‌های شیمیایی از جمله مواردی هستند که احتمال مواجهه را افزایش می‌دهد.

شکل فیزیکی

بطور کلی، هرچه ذرات هوابرد کوچکتر باشند احتمال بیشتری برای ایجاد و تداوم هوابرد شدن وجود خواهد داشت. در نتیجه احتمال مواجهه نیز افزایش پیدا می‌کند. برای مثال، احتمال مواجهه با آلاینده‌های هوابرد به شکل گازها، بخارات، دود، مه، فیوم و پودر ریز بیشتر از آئروسل‌های بزرگتر

مانند ذرات غبار یا قطرات بزرگ است. قطـر آیرودینامیک یک مشخصه توصیفـی برای آئروسل‌هاست که می‌تواند برای پیش‌بینی احتمال هوابرد شدن یک ماده و مدت معلق ماندن در هوا استفاده شود. جایگزینی مواد با شکل فیزیکی که احتمال کمتری برای هوابرد شدن دارند، نیز یک تکنیک موثر جهت کنترل ریسک آلاینده‌های هوابرد می‌باشد.

فراریت

فراریت یک ویژگی توصیفی برای مایعات و برخی از جامدات است که جهت پیش‌بینی احتمال هوابرد شدن استفاده می‌شود. گازها و بخارات از منبع انتشار خود حرکت می‌کنند و در هوا از نقطه‌ای با غلظت بیشتر به نقطه‌ای با غلظت کمتر مبتنی بر فشار بخارشان پخش می‌شوند. هر چه فشار بخار حلال (مایع) برای دمای مشخصی بیشتر باشد، غلظت حالت گازی (بخارات) آن بیشتر خواهد بود، و لذا مهار و کنترل آن دشوارتر است. چنانچه داده‌های فشار بخار حلالی در دسترس نبود، می‌توان از نقطه جوش به عنوان شاخص فراریت استفاده کرد. هر چه نقطه جوش کمتر باشد، فراریت و احتمال مواجهه بیشتر می‌شود. همچنین، هر چه سطح در معرض مواجـهه یک مـاده فرار (حلال) بیشتر باشد، میزان تبخیر آن نیز بیشتر خواهد بود.

قطر آئرودینامیک

انرژی مورد نیاز جهت هوابرد شدن آئروسل‌ها و ته‌نشینی در هوا توسط نیروی گرانشی مبتنی بر قطر آیرودینامیک[1] آنهاست. قطر آیرودینامیک، قطر کره فرضی با چگالی یک گرم بر سانتی‌متر مکعب است که صرفنظر از اندازه هندسی، شکل و چگالی واقعی، در هوای آرام دارای سرعت ته‌نشینی یکسانی با ذره مورد نظر دارد. قطر آیرودینامیک نه تنها تعیین‌کننده قابلیت هوابرد شدن یک آئروسل است، بلکه مدت هوابرد ماندن را مشخص می‌کند. همچنین قطر آیرودینامیک، احتمال استنشاق آئروسل و محل رسوب آن در دستگاه تنفسی را نیز تعیین می‌کند. هرچه آئروسل بزرگتر باشد، سریعتر در هوا ته‌نشین می‌شود. ذرات با قطر آیرودینامیک بزرگتر از ۱۰۰ میکرون بسته به شرایط محیط می‌توانند هوابرد شوند، اما به سختی در هوا معلق باقی می‌مانند. ذرات بزرگتر از ۵۰ میکرون و کوچکتر از ۱۰۰ میکرون

1. Aerodynamic Diameter

نمی‌توانند برای مدت طولانی هوابرد باشند. سرعت ته‌نشینی آنها بیشتر از ۷ سانتی‌متر بر ثانیه است. آئروسل‌های کوچک (با قطر آیرودینامیک کمتر از ۱ میکرون) مانند دود، فیوم، ویروس و نانو ذرات برای مدت طولانی‌تری هوابرد می‌مانند. سرعت ته‌نشینی آنها حدود ۰/۰۳ میلی‌متر بر ثانیه است و بیشتر شبیه گازها و بخارات رفتار می‌کنند. به عبارتی کاملا تحت تأثیر جریان هوای عبوری خواهند بود. آئروسل‌های کوچک که امکان هوابرد شدن دارند ممکن است استنشاق شوند. ذرات آئروسل با قطر آیرودینامیکی بیشتر از ۳۰ میکرون عمدتا در مجاری تنفسی سر (دهان و بینی) رسوب می‌کنند. آئروسل‌های کوچکتر در مجاری تنفسی ریه‌ها ته‌نشین می‌شوند. و ذرات کوچکتر از ۱۰ میکرون ممکن است به نواحی آلوئولی ریه‌ها (محل تبادل گازهای اکسیژن و دی اکسید کربن با جریان خون) نفوذ کنند. الیاف به دلیل شکل هندسی، قطر آیرودینامیک کمتری نسبت به طول خود دارند. با این حال برخی الیاف بلند ممکن است به نواحی آلوئولی ریه‌ها نیز برسند.

محتوای رطوبت

مواد مرطوب یا نمناک پتانسیل کمتری برای انتشار آئروسل‌های جامد (مانند غبار یا الیاف) و ایجاد فرامواجهه دارند. در خصوص موادی که اساسا خیس یا مرطوب نیستند، می‌توان افزودن رطوبت (اسپری آب) را برای جلوگیری یا به حداقل رساندن رهایش آئروسل‌ها لحاظ نمود. همچنین می‌توان از رطوبت برای فرونشاندن یا ربایش غبار یا الیاف معلق در هوا استفاده کرد. اسپری کردن آب، با/ بدون افزودن مواد شیمیایی کاهنده کشش سطحی[1]، موجب برخورد قطرات آب با ذرات هوابرد می‌شود. این رطوبت سبب افزایش قطر آیرودینامیک ذرات و نهایتا تسریع روند ته‌نشینی می‌گردد. افزودن رطوبت یک روش متداول در عملیات ساختمانی و تخریب برای کنترل مواجهه با آزبست، سرب و سیلیس کریستالی است.

ارزیابی مواجهه با مخاطرات بهداشتی

مواجهه تنفسی با آلاینده‌های هوابرد نگرانی اصلی در تهویه صنعتی است. ارزیابی مواجهه برای تعیین کمی یا تخمین میزان، مدت و دفعات مواجهه انجام می‌گیرد. مواجهه تنفسی را می‌توان با روش‌ها

1. Surfactant - Surface-active Agent

مختلف کمی‌سازی نمود. و نتایج را برای قضاوت در مورد پذیرش سطح مواجـهه با حـدود استاندارد مواجهه مقایسه کرد. ارزیابی مواجهه شغلی باید توسط متخصصین بهداشت صنعتی دارای صلاحیت[1] یا سایر متخصصان ذیصلاح که در زمینه ارزیابی مواجهه شغلی دارای گواهینامه معتبر هستند، انجام گیرد. دانش قبلی نسبت به مخاطرات آلاینده‌های هوابرد و شدت آسیب احتمالی، پیش‌نیاز ارزیابی مواجهه است. زیرا این دو موضوع، اجزای تفکیک‌ناپذیر فرایند ارزیابی ریسک محسوب می‌شوند.

مشاهده و پایش

مشاهده می‌تواند در شناسایی شرایط تولید و انتشار آلاینده‌های هوابرد و تعیین نقاط مناسب برای پایش مورد استفاده قرار گیرد. پایش عبارت از فرایند ارزشیابی و مستندسازی مواجهه با مخاطرات آلاینده‌های هوابرد است. پایش می‌تواند به صورت کیفی، نیمه‌کمی و کمی انجام شود. گاهی اوقات مواجهه افراد با مشاهدات بصری یا تحریک حس بویایی و سوزش مخاط صورت محسوس است که از طریق مقیاس‌های غربالگری یا نمونه‌گیری لحظه‌ای[2] برآورد می‌شوند. و در صورت لزوم با نمونه‌برداری طولانی مدت یا روش قرائت مستقیم به صورت دقیق‌تر مشخص می‌گردند. مشهود بودن مخاطرات آلاینده‌های هوابرد (مانند انتشار توده غبار) معمولا نشانگر مواجهه بیش از حد است. با این حال، فقدان شاخص بصری به معنای عدم یا ناچیز بودن مواجهه نیست. زیرا بسیاری از آلاینده‌ها قابل مشاهده نیستند. برای آلاینده‌های دارای بو یا محرک، سطح احساس را می‌توان با داده‌های منتشر شده مقایسه کرد و سطوح عمومی مواجهه را تخمین زد. از نمونه‌برداری لحظه‌ای و کوتاه مدت می‌توان برای ترسیم یک نمای کلی از مواجهه در یک زمان و مکان خاص استفاده کرد. این روش‌ها را می‌توان برای ارزیابی بدترین شرایط مواجهه بکار گرفت و به عنوان ابزار غربالگری برای قضاوت در خصوص قابل‌قبول بودن/ نبودن مواجـهه استفـاده نمود. ابزارهـای قرائت مستقیم قادرنـد غلظت مخـاطرات آلاینده‌های هوابرد را در لحظه بصورت کمی مشخص کنند که در ارزیابی حداکثر سطح مواجهه، تعیین منابع تولید آلاینده، و مشخص نمودن ارتباط بین فعالیت و سطوح مواجهه بسیار کاربرد دارند. مبتنی بر نتایج ابزارهای قرائت مستقیم، ممکن است اندازه‌گیری تکمیلی انجام پذیرد، که شاخص بهتری از

1. Certified Industrial Hygienist – CIH
2. Grab sampling

غلظت آلاینده در فضای محیط کار/ ناحیه تنفسی افراد (کره‌ای به شعاع ۱۲ اینچ [۳۰۰ میلیمتر] نسبت به دهان و بینی) ارائه می‌نماید. پایش مواجهه (نمونه‌برداری) فردی بهترین روش برای ارزیابی مواجهه اپراتور با آلاینده‌های هوابرد است. و نمونه‌برداری محیطی سطح غلظت آلاینده هوابرد در یک مکان خاص را نمایش می‌دهد. پایش طولانی مدت را می‌توان برای جمع‌آوری آلاینده‌های هوابرد روی بسترهای نمونه‌برداری جهت مطالعات تکمیلی در آزمایشگاه تخصصی مورد استفاده قرار داد. این روش‌های نمونه‌برداری برای ارزیابی میانگین مواجهه در یک بازه زمانی مشخص قابل استفاده هستند. میانگین وزنی زمانی[1] مواجهه را می‌توان استانداردسازی کرده و مستقیما با حدود مجاز مواجهه شغلی[2] مقایسه نمود. انجام فیلم‌برداری همزمان با اندازه‌گیری توسط ابزارهای قرائت مستقیم جهت تصویرسازی شفاف شرایط و منابع تولید آلاینده نیز توصیه می‌شود. پایش تصویری مواجهه[3] تکنیکی است که در آن مواجهه کارگران با ابزارهای قرائت مستقیم اندازه‌گیری می‌شود، در حالی که فعالیت ایشان در محیط کار بطور همزمان روی نوار ویدئویی ضبط می‌گردد. این روش برای شناسایی مناطق با بیشترین مواجهه و تعیین اثربخشی اقدامات کنترلی بسیار مفید است.

داده‌های جایگزین[4]

داده‌های عینی مبتنی بر پایش‌های پیشین و مطالعات صورت گرفته در صنایع مشابه را می‌توان برای پیش‌بینی مواجهه کارگران استفاده نمود. به استثنای مواردی که وظایف‌کاری، فعالیت‌کاری، فرایند، مواد یا موقعیت مواجهه مورد نظر منحصر به فرد باشد، احتمالا شرایط مشابه یا قابل‌قیاس پیشتر مورد ارزیابی قرار گرفته است. این اطلاعات ممکن است در دسترس، مرتبط و مفید باشد. مقالات علمی بنیادین، سازمان‌های دولتی، تولیدکنندگان، اتحادیه‌ها، سازمان‌های تجاری و ... غیره می‌توانند به عنوان منبع داده مفید برای ارزیابی مواجهه مورد استفاده قرار گیرند. اما ضروری است داده‌های مورد نظر از منابع معتبر تهیه شده باشند و باید دقیقا بیانگر شرایط مواجهه خاص باشند، یا با احتیاط تفسیر شوند.

1. Time-Weighted Average - TWA
2. Occupational Exposure Limits - OEL
3. Video Exposure Monitoring - VEM
4. Surrogate data

مدلسازی

مدل‌سازی ابزاری برای پیش‌بینی مواجهه از طریق پردازش عددی موقعیت‌های مواجهه فرضی بر اساس داده‌های ورودی و مفروضات سخت‌گیرانه در مورد عوامل زیان‌آور و یا شرایط محیط کار است. مدل‌سازی اغلب به عنوان ابزار غربالگری برای برآورد مواجهه‌های فعلی، پیش‌بینی مواجهه‌های بالقوه آتی یا شبیه‌سازی مواجهه‌های پیشین استفاده می‌شود. مدل‌های مواجـهه از روش نسبتا ساده برای ارائه یک تخمین سریع از سطح مواجهه، تا روشی که می‌تواند برآورد مواجهه را از نظر آماری اصلاح کند، متغیر هستند. مورد اول به عنوان ابزار غربالگری برای قضاوت در مورد مواجهه قابل‌قبول و اولویت‌بندی اقدامات برای جمع‌آوری اطلاعات بیشتر در خصوص مواجهه مفید است. و مورد دوم عموما برای تفسیر دقیق‌تر داده‌های محدود پایش استفاده می‌شود.

حدود مجاز مواجهه شغلی

حدود مجاز مواجهه شغلی[1] معادل میانگین مواجهه در یک بازه زمانی است که حداکثر سطح قابل‌قبول مواجهه شغلی با یک آلاینده هوابرد خاص یا کلاس مشخصی از مخاطرات را تعیین می‌کند. این حدود مجاز بر اساس داده‌های حاصل از مطالعات سم‌شناسی و اپیدمیولوژیک در حوزه سلامت به دست آمده است. در حالت ایده‌آل، چنانچه میزان مواجهه کمتر از حد OEL باشد، پیش‌بینی می‌شود اثرات نامطلوب بهداشتی (سلامتی) برای اکثر کارگران ایجاد نگردد. میانگین زمان‌های مواجهه که اغلب برای OELs استفاده می‌شود عبارت از ۱۵ دقیقه (حدود مجاز مواجهه کوتاه مدت[2])، ۸ ساعت (میانگین وزنی زمانی ۸ ساعته[3]) و ۱۰ ساعت (میانگین وزنی زمانی ۱۰ ساعته[4]) می‌باشد. با این حال، برخی از OELs از نوع حدود مجاز آنی[5] هستند. حدود مجاز رسمی برای تعداد نسبتا کمی از مواد شیمیایی متداول در صنعت وجود دارد، که مطابق لیست مندرج در جدول ۱-۸ عموما توسط سازمان‌های دولتی یا مراکز معتبر غیردولتی منتشر می‌شوند. در برخی موارد، زمانی که OELs نظارتی و معتبری وجود ندارند، تولیدکنندگـان مواد شیمیایی میزان OEL داخلی را لحـاظ می‌کنند. بسیـاری از کشورهـا دارای

1. Occupational Exposure Limits - OELs
2. Short-Term Exposure Limits - STEL
3. 8-hr Time-Weighted Average
4. 10-hr Time-Weighted Average
5. Ceiling Limits - C

جدول۱-۸ : سازمانهای معتبر تدوین حدود مجاز مواجهه شغلی در آمریکا

سازمان/ موسسه تدوین‌کننده شاخص	شاخص مواجهه شغلی
سازمان ایمنی و سلامت شغلی آمریکا Occupational Safety and Health Administration (OSHA) سازمان ایمنی و سلامت معادن آمریکا Mine Safety and Health Administration (MSHA)	حدود مواجهه مجاز Permissible Exposure Limits (PELs)
مجمع دولتی متخصصین بهداشت صنعتی آمریکا American Conference of Governmental Industrial Hygienists (ACGIH)	مقادیر حد آستانه Threshold Limit Values (TLVs)
موسسه ملی ایمنی و بهداشت شغلی آمریکا National Institute for Occupational Safety and Health (NIOSH)	حدود مواجهه پیشنهادی Recommended Exposure Limits (RELs)
سازمان بهداشت صنعتی آمریکا American Industrial Hygiene Association (AIHA) اتحادیه مشاغل در علم ریسک Occupational Alliance for Risk Science (OARS)	سطوح مواجهه محیط کار Workplace Environmental Exposure Levels (WEELs)
سازمان حفاظت محیط زیست آمریکا Environmental Protection Agency (EPA)	سطوح راهنمای مواجهه حاد Acute Exposure Guideline Levels (AEGLs)

حدود OELs هستند که از نظر قانونی رعایت آنها برای محافظت از سلامت شغلی پرسنل الزامی است. حدود مجاز رسمی برای بسیاری از مواد شیمیایی خطرناک مورد استفـاده در صنعت وجود ندارند. در این موارد، حـدود OEL توافقی[1] یا حـدود توافقی غیررسمی براساس داده‌های علمی محدود موجود تدوین و استفاده می‌شوند. برخی از حـدود OEL توافقی با استنـاد به تشابه شیمیایی با ترکیبات دارای حدود OEL رسمی تعیین می‌گردند. به دلیل کمبود داده‌های معتبر و عدم قطعیت، بر خلاف حدود

1. Working OEL

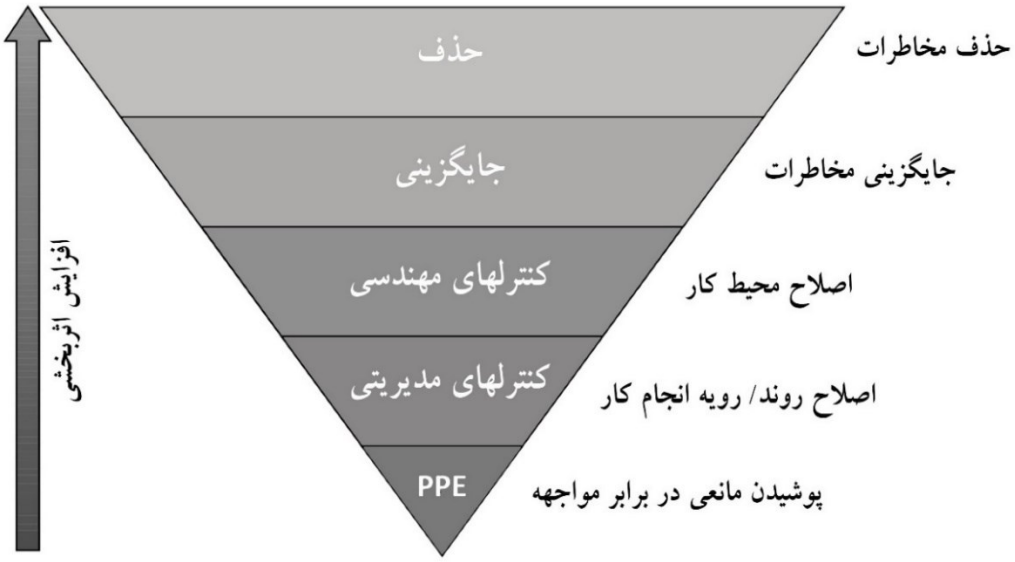
OEL رسمی که دارای مقادیر مشخص هستند، عموما حدود OEL توافقی به صورت دامنه (بازه) مواجهه بیان می‌شوند.

ارزیابی مواجهه

متخصص بهداشت حرفه‌ای باید میزان مواجهه برآوردشده با آلاینده هوابرد و سطح عدم قطعیت آن را با کمیت OEL انتخابی و سطح عدم قطعیت آن مقایسه کنند. بنابراین باید از داده‌های کمی و کیفی موجود، قضاوت کارشناسی و ابزارهای آماری برای تعیین قابل‌قبول بودن/ نبودن مواجهه استفاده شود. برخی از فرآیندهای صنعتی شامل موارد لیست شده در جدول ۱-۵ مستعد مواجهه غیر قابل‌قبول بوده و مستلزم کنترل موثر هستند. مشاهدات بصری، تحریک بویایی و سوزش مخاط صورت معمولا می‌تواند اطلاعات کافی جهت قضاوت در خصوص قابل‌قبول بودن/ نبودن مواجهه در اختیار متخصصین بهداشت حرفه‌ای باتجربه قرار دهد. برای موارد مواجهه مشکوک، داده‌های پایش کیفیت هوا بیشترین نقش را در قضاوت ارزیابی مواجهه خواهد داشت، به‌ویژه زمانی که با روش‌های مدل آماری ترکیب شوند. لازم به ذکر است، وزن و اعتبار داده‌های حاصل از مشاهدات عینی و پایش میدانی نسبت به داده‌های حاصل از مدل‌سازی تئوریک بیشتر است. برآورد مواجهه که صرفا بر اساس داده‌های جایگزین انجام می‌شود، باید با رعایت جانب احتیاط و مفروضات سخت‌گیرانه مورد قضاوت قرار گیرد. در نهایت مواجهه غیر قابل‌قبول باید بطور موثر کنترل گردد و در مورد مواجهه نامشخص نیز ضروری است اطلاعات بیشتری جمع‌آوری شود تا قضاوت بهتری در مورد پذیرش آنها صورت پذیرد.

سلسله مراتب راهکارهای کنترلی

با نگاهی به معادله ۱-۱، بدیهی است با حذف مخاطرات می‌توان از ریسک‌ها اجتناب کرد، یا با خفیف‌سازی مخاطرات و کاهش احتمال مواجهه، آنها را کنترل نمود. مطابق شکل ۱-۳، این اقدامات با در نظر گرفتن سلسله مراتب راهکارهای کنترلی انجام می‌شود. سلسله مراتب راهکارهای کنترلی یک رتبه‌بندی با ترتیب توالی برای اجرای اقدامات کنترلی مختلف، از موثرترین تا کم اثرترین، جهت حذف یا به حداقل رساندن مخاطرات می‌باشد. روش‌های کنترلی بالای هرم سلسله مراتب بطور بالقوه اثربخشی و حفاظت بیشتری را نسبت به روش‌های پایین هرم فراهم می‌کنند. تخصیص زمان و منابع کافی برای کنترل ریسک‌ها با در نظر گرفتن رویکرد سلسله مراتب، بازگشت سرمایه بهتر و راه‌حل



شکل ۱-۳: سلسله مراتب راهکارهای کنترل مواجهه

پایدارتری را به همراه خواهد داشت.

حذف یا جایگزینی[1]

اقدامات اولیه در روند رسیدگی به ریسک‌هـا باید بر اجتناب از وقوع ریسک با رویکرد حذف فیزیکی مخاطرات متمرکز گردد. در صورت عدم امکان اجرای آن، باید رویکرد جایگزینی مخاطرات از طریق جایگزینی با مواد یا فرایند کم خطرتر در نظر گرفته شود. برای مثال جایگزینی رنگ پایه حلال با رنگ پایه آبی، یا بکارگیری پوشش‌دهی قطعات به روش غوطه‌وری بجای روش اسپری رنگ جهت کـاهش احتمال مواجهه با حلالهای شیمیایی می‌باشد. به دنبال آن رویکرد اعمال کنترلهای مهندسی است که با در نظر گرفتن برخی کنترل‌های مدیریتی تکمیل می‌شود. تجهیزات حفاظت فردی صرفا زمانی لحاظ می‌شوند که سایر رویکردهای کنترلی از نظر فنی، عملیاتی یا مالی امکان‌پذیر نباشند، یا همراه با سایر راهکارهای کنترلی جهت ارتقای سطح حفاظت از اپراتور بکار گرفته می‌شوند. با این حال اگر رویکرد حذف ریسک عملی نباشد، عموما بکارگیری ترکیبی از راهکارهای مندرج در سلسله مراتب کنترل جهت کاهش اثربخش ریسک ضروری خواهد بود.

1. Elimination or Substitution

کنترل‌های مهندسی[1]

کنترل‌های مهندسی با هدف جداسازی افراد از مخاطرات و جلوگیری از خطای انسانی (رفتار و شرایط ناایمن) از طریق نصب تجهیزات یا دیگر تمهیدات فیزیکی بکار گرفته می‌شوند. نمونه‌های آن شامل محدودسازی، محصورسازی، ایجاد موانع فیزکی، اینترلاک ایمنی و سیستم تهویه صنعتی که موضوع این کتاب است می‌گردد. سیستم‌های تهویه صنعتی برای کنترل مخاطرات آلاینده‌های هوابرد در سه گروه تهویه موضعی[2]، تهویه انتقالی[3] و تهویه ترقیقی[4] دسته‌بندی می‌شوند. تهویه موضعی با محصورسازی حداکثری مواد، تجهیزات یا فرایند سعی در مکش هوای آلوده در منبع تولید دارد، به نحوی که اطمینان حاصل شود جهت حرکت هوا در کل سطح دهانه باز هود همواره به سمت داخل می‌باشد. تهویه انتقالی از طریق روبیدن (انتقال) افقی یا عمودی هوای آلوده محیط کار و پاشش هوای پاک سعی در انتقال آلاینده از اطراف کارگران به سوی نقاط مکشی دارد. تهویه ترقیقی با مکش هوای عمومی محیط کار سعی در اختلاط حداکثری هوای آلوده با هوای پاک پاششی/ نفوذی جهت ترقیق غلظت آلاینده هوابرد به سطوح ایمن قابل‌قبول در منطقه تنفسی اپراتورها دارد. با توجه به اینکه تهویه موضعی در کنترل مواجهه با مواد بسیار سمی[5] (مواد شیمیایی با حدود مجاز مواجهه شغلی کمتر از ۱۰۰ پی‌پی‌ام[6]) موثرتر و مطلوب‌تر است، عموما به عنوان روش برتر تهویه توصیه می‌گردد. برای کنترل بیوآئروسل‌ها ناشی از منابع پویا، متحرک و گاها متعدد در محیط کار، بکارگیری تهویه انتقالی می‌تواند در کاهش ریسک مواجهه موثرتر باشد. تهویه ترقیقی معمولا جهت کنترل مخاطرات گازها و بخارات با سطح سمیت پایین[7] بکار گرفته می‌شود و برای کنترل مخاطرات با سطح سمیت بالا یعنی توصیه نمی‌شود. کنترل‌های مهندسی نسبت به کنترل‌های مدیریتی و تجهیزات حفاظت فردی دارای اثربخشی بسیار بیشتری می‌باشند زیرا به همکاری اپراتور کمتر وابسته هستند. متأسفانه، کارگران در معرض مسائل و ضعف‌هایی مانند فراموشی، مشغله فکری، دانش ناکافی می‌باشند که می‌تواند برای هر انسانی پیش آید.

---

1. Engineering Controls
2. Local Exhuast Ventilation – (LEV)
3. Displacement Ventilation
4. General Exhaust/ Dilution Ventilation – (GEV)
5. High toxicity materials (e.g. TLV < 100 ppm)
6. Part Per Million – (ppm)
7. Low toxicity

کنترل‌های مدیریتی[1]

کنترل‌های مهندسی مؤثر مستلزم اعمـال برخی کنترل‌های مدیریتی نیز هستند، که علاوه بر تأمین لایه‌های کنترلی تکمیلی نسبت به بهره‌برداری، نگهداشت و تعمیرات صحیح کنترل مهندسی اطمینان حاصل می‌شود. کنترل مدیریتی مخاطرات شامل اقدامات مدیریتی جهت کاهش ریسک است. این اقدامات می‌تواند شامل برنامه‌ریزی، آگاه‌سازی و آموزش (مانند اطلاع‌رسانی مخاطرات)، تدوین خط‌مشی و رویه‌های عملیاتی[2]، روال فعالیت ایمن[3]، و نظارتهای محیطی و پزشکی (مانند بازرسی محیط کار، تعمیرات پیشگیرانه تجهیزات و پایش مواجهه پرسنل) باشد. با توجه به اینکه کنترلهای مدیریتی عمدتا روی فاکتورهای انسانی متمرکز هستند، از اهمیت خاصی برخوردار بوده و باید در برنامه اقدامات اصلاحی جهت کنترل مخاطرات مدنظر قرار گیرند.

تجهیزات حفاظت فردی[4]

تجهیزات حفاظت فردی شامل طیف گسترده‌ای از وسایلی است که توسط کارگران برای ایزوله کردن خود از مخاطرات استفاده می‌شود. این تجهیزات شامل اقلامی برای محافظت از چشم‌ها (مانند عینک و حفاظ صورت)، پوست (همچون دستکش، پیش‌بند و روپوش) و دستگاه تنفسی (مانند ماسک) می‌شوند. در برخی شرایط، PPE ممکن است تنها گزینه منطقی قابل استفاده برای کنترل مخاطرات باشد، اما به دلایل بسیاری نامطلوب‌ترین روش برای کنترل مخاطرات است. به همین دلیل باید به عنوان آخرین انتخاب در نظر گرفته شود. تجهیزات حفاظت فردی، مخاطرات را از بین نمی‌برد بلکه صرفا احتمال مواجهه را کاهش می‌دهد. بدیهی است اثربخشی PPE به شدت به همکاری اپراتور بستگی دارد، و پوشیدن PPE اغلب دست و پا گیر و اذیت‌کننده است. هر PPE دارای کاربردها، مزایا، محدودیت‌ها و مشکلات ثانویه ناشی از کاربری نادرست می‌باشد. بنابراین کسانی که از PPE استفاده می‌کنند باید کاملا نسبت به این ملاحظات آگاه باشند. تجهیزات حفاظت فردی باید با مخاطرات و شرایط استفاده مطابقت داشته باشد و به درستی نگهداری شود تا موثرتر واقع گردد. استفاده نادرست ممکن است بطور مستقیم یا غیرمستقیم به افزایش مواجهه با مخاطرات منجر شود یا مخاطرات جدیدی

---

1. Administrative Controls
2. Standard Operating Procedures – (SOP)
3. Safe Work Practices – (SWP)
4. Personal Protective Equipment – (PPE)

ایجاد کند. همچنین ماهیت مواد مورد استفاده در ساخت تجهیزات حفاظت فردی باید با مخاطرات موجود سازگار باشد و بیشترین سطح حفاظت، مهارت و راحتی را تأمین نماید.

فصل دوم:

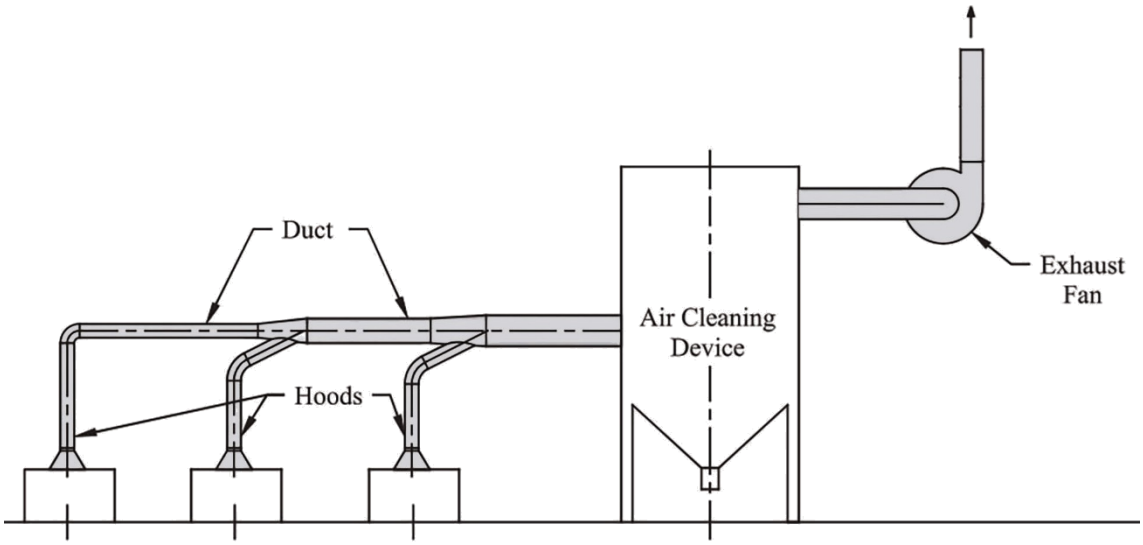
مبانی تهویه

مقدمه

امروزه اهمیت هوای پاک و عاری از آلاینده برای حفظ سلامت کارگران در محیط کار کاملا ملموس و شناخته شده است. دامنه گسترده‌ای از ترکیبات و مواد شیمیایی به صورت گاز، مایع و جامد در فعالیت، عملیات و فرآیند مختلف صنایع استفاده می‌شود که ممکن است سمی باشند، یا سمیت آنها ناشناخته باشد. بکارگیری این ترکیبات شیمیایی موجب انتشار گازها، بخارات و آئروسلها با غلظتهای فراتر از حدود ایمن در محیط کار می‌شود. همچنین تنش حرارتی نیز می‌تواند منجر به شرایط‌کاری نامطلوب و ناایمن گردد. در طراحی سیستم تهویه اثربخش باید علاوه بر کنترل مخاطرات آلاینده‌های هوابرد، بهبود شرایط نامطلوب محیطی همچون رطوبت و بوی نامطبوع در نظر گرفته شود. سیستم‌های تهویه از نظر هدف طراحی در ۲ گروه دسته‌بندی می‌شوند، ۱) سیستم‌های تأمین کننده آسایش حرارتی، رطوبتی و بو که عموما تحت عنوان سیستم‌های تهویه مطبوع[1] شناخته می‌شوند و کاربرد آنها عموما برای فضاهای مسکونی و تجاری است. و ۲) سیستم‌هایی که جهت کنترل مخاطرات آلاینده‌های هوابرد کاربرد دارند و تحت عنوان سیستم‌های تهویه صنعتی شناخته می‌شوند. تهویه طبیعی یک فضای مشخص از طریق طراحی و جانمایی دریچه‌های باز (مانند پنجره و بادخور سقفی) امکان پذیر است. از آنجایکه تهویه طبیعی مبتنی بر شرایط جوی محل همچون دما، سرعت و جهت وزش باد متغیر می‌باشد به عنوان راهکاری مستقل و مطمئن در تأمین تهویه مطلوب قابل دفاع نیست. لذا تهویه مکانیکی مبنای این کتاب است که از نظر عملیاتی به ۲ دسته دمشی[2] و مکشی[3] تقسیم می‌شود. برای کاربری صنعتی، سیستم تهویه مکشی با حذف آلاینده‌های هوابرد ناشی از عملیات صنعتی و کنترل

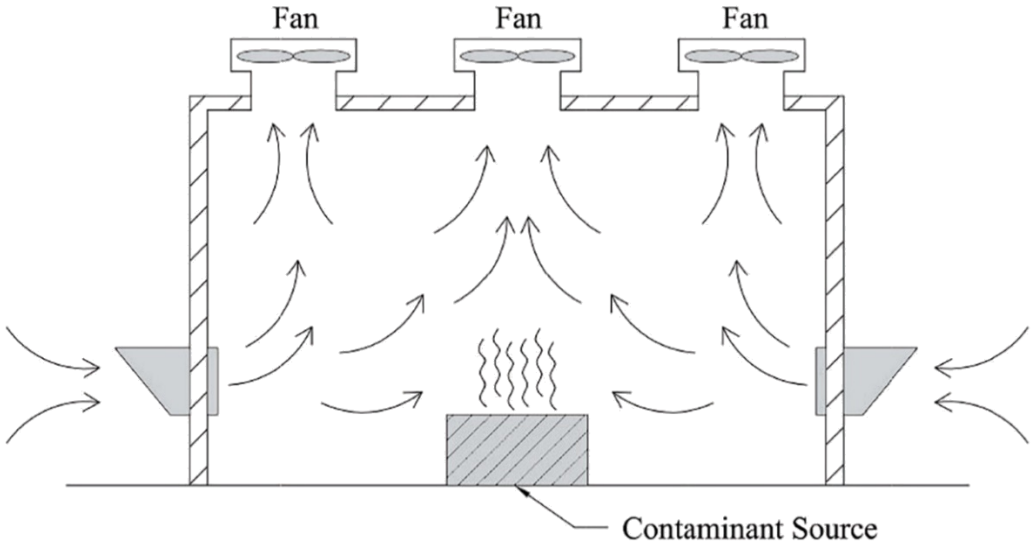
1. Heating, Ventilation, and Cir Conditioning – HVAC
2. Supply
3. Exhaust

گرمای مضاعف محیط، شرایط ایمن را فراهم می‌کند. تهویه مکشی هم از طریق حذف موضعی آلاینده هوابرد در منبع تولید و هم از طریق مکش عمومی هوای محیط کار انجام‌پذیر است. تهویه دمشی هوای جایگزین مورد نیاز جهت متعادل‌سازی حجم و دمای هوای مکش‌شده را فراهم می‌نماید. به عبارتی سیستم تهویه مکانیکی جامع باید شامل تهویه مکشی و دمشی گردد. چنانچه مجموع هواگذر مکشی از محیط کار بیشتر از مجموع هواگذر دمشی به آن فضا باشد، محیط کار فشار کمتری را نسبت به فشار اتمسفریک بیرون تجربه می‌کند و اصطلاحا محیط کار تحت فشار منفی قرار گرفته است. این شرایط در مواردی که کنترل یا جداسازی آلاینده در بخشی مشخصی از کل فضای محیط کارگاه مدنظر باشد، مطلوب است. از آنجاییکه طراحی و اجرای سیستم تهویه مکشی معمولا بدون لحاظ نمودن سیستم تأمین هوای جایگزین انجام می‌گیرد، عموما شرایط فشار منفی به سادگی ایجاد می‌شود، و هوا بدون هیچ نظارت و کنترلی از طریق درز و روزنه دیوارها، پنجره‌ها و دریچه‌های باز وارد فضای کارگاه می‌شود. که متعاقبا منتج به ۱) نارضایتی پرسنل حاضر در پیرامون محیط کارگاه نسبت به کاهش دمای محیط در ماه‌های سرد سال، و ۲) افت عملکرد سیستم مکشی و احتمال فرار آلاینده از هودهای مکشی و مواجهه اپراتورها با مخاطرات بهداشتی بالقوه، و ۳) افزایش هزینه‌های سیستم گرمایشی و سرمایشی می‌شود. چنانچه مجموع هواگذر مکشی از محیط کار کمتر از مجموع هواگذر دمشی به آن فضا باشد، محیط کار فشار بیشتری را نسبت به فشار اتمسفریک بیرون تجربه می‌کند، که اصطلاحا محیط کار تحت فشار مثبت قرار گرفته است. این شرایط برای جداسازی و حفاظت فضای مشخصی از کل فضای محیط کارگاه نسبت به نفوذ آلاینده‌های هوابرد یا جهت دستیابی به اختلاط بهتر و نهایتا ترقیق و انتشار کمتر آلاینده هوابـرد در محیط کارگاه مطلوب است. همانطور که پیشتر مطرح گردید، سیستم‌های تهویه مکشی در ۲ گروه تهویه موضعی (LEV) و تهویه عمومی (GEV) طبقه‌بندی می‌شوند. سیستم تهویه موضعی بر اساس ربایش آلاینده در/ نزدیک منبع تولید/ انتشار عمل می‌کند. در این روش نه تنها آلاینده از محیط کار حذف می‌شود، بلکه از بازگشت آن به فضای محیط کار جلوگیری خواهد شد. لذا این روش تهویه در کنترل آلاینده‌های هوابرد دارای بالاترین اولویت است. همچنین کوچکتـر بودن حجـم هواگـذر مکشی در تهویه موضعـی هزینـه تأمین و مطبوع‌سازی هوای جایگزین را کاهش می‌دهد. مطابق شکل ۲-۱ سیستم تهویه موضعی از پنج بخش اصلی هود، کانال‌کشی (شامل کانالهای مکش و گردش هوا)، دستگاه تصفیه‌کننده، فن و دودکش تشکیل می‌شود. هدف از هود جمع‌آوری آلاینده



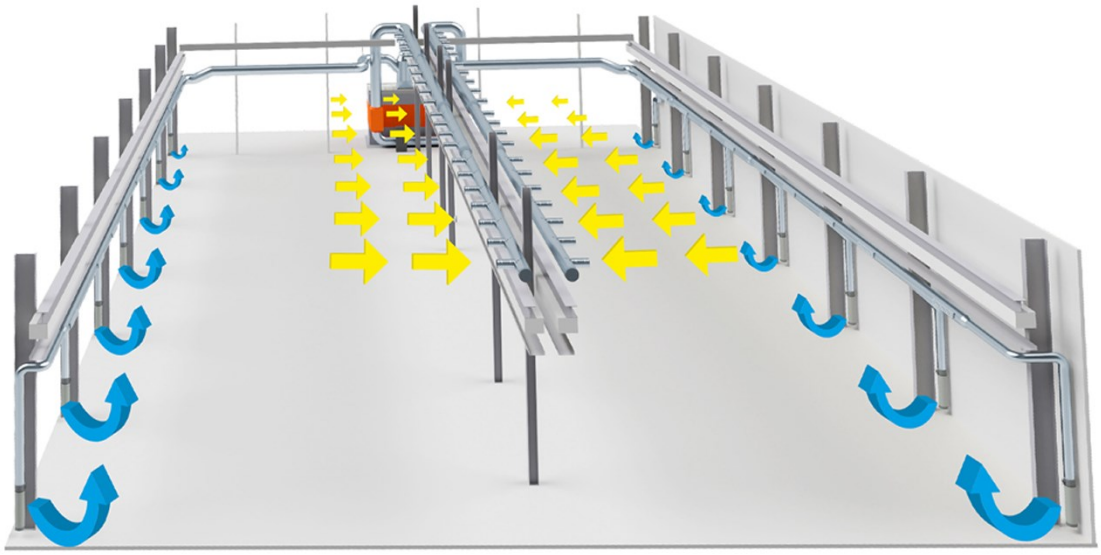
شکل ۲-۱: اجزای اصلی سیستم تهویه موضعی

هوابرد از طریق محصورسازی و محدودسازی منبع انتشار و مکش (ربایش) آلاینده توسط جریان هـوا به سمت هود می‌باشد. سپس هوای آلوده توسط شبکه کانال به سمت تصفیه‌کننده (در صورت وجود)، و نهایتا فن انتقال داده می‌شود. در تصفیه‌کننده، آلاینده مکشی از جریان هوا جداسازی/ خنثی‌سازی شده و نهایتا حذف/ بازیافت می‌شود. فن باید علاوه بر تأمین هواگذر مورد نیاز بر کلیه افتهای سایشی و دینامیک شامل ورودی هود، اتصالات و تصفیه‌کننده غلبه نماید. تخلیه هوا توسط دودکش (کانال مرتفع پایین‌دست دهانه خروجی فن) باید به گونه‌ای باشد که از بازگشت آلاینده از طریق هوای دمشی/ جایگزین/ تهویه مطبوع جلوگیری شود. در برخی موارد، هوای عبوری از تصفیه‌کننده را می‌توان به عنوان هوای گردشی پاک مجددا به داخل کارگاه/ کارخانه هدایت و تزریق نمود. تهویه ترقیقی جهت کنترل حرارت/ آلاینده انتشاری در فضای محیط کار از طریق مکش حرارت/ هوای آلوده محیط کار و جایگزینی هوای پاک بیرون کاربرد دارد. همچنین جهت کنترل مخاطرات اشتعال و انفجار در تجهیزات فرایندی یا شبکه کانال‌کشی که خارج از دسترس کارگران است از اصول تهویه ترقیقی استفاده می‌شود. مطابق شکل ۲-۲ در صورت بکارگیری تهویه ترقیقی جهت کنترل آلاینده‌های هوابرد باید حجم مناسبی هوای پاک بطور اثربخش با آلاینده هوابرد انتشاری مخلوط شود تا غلظت متوسط آلاینده به حدود ایمن کاهش یابد. عموما سیستم تهویه ترقیقی برای کنترل آلاینده‌هایی لحاظ می‌شود که طراحی و اجـرای سیستم تهویـه موضعی امکـان‌پذیر نباشد، و غلظت نسبتـا پایین آلاینده با سمیت کـم بصورت



شکل ۲-۲: نحوه عملکرد تهویه ترقیقی

غیریکنواخت و پراکنده در محیط کار انتشار یابد و همچنین اپراتورها از نقاط انتشار فاصله داشته باشند. در تهویه انتقالی[1] مطابق شکل ۲-۳ طراحی الگو و جهت پاشش جریان هوای پاک به گونه‌ای است که آلاینده انتشاری از منطقه تنفسی کارگران روبیده[2] و به سمت دریچه‌های مکشی هدایت می‌گردد. برخلاف سیستم تهویه موضعی که آلاینده هوابرد از محیط کار حذف می‌شود، در سیستم تهویه



شکل ۲-۳: نحوه عملکرد تهویه انتقالی

1. Displacement Ventilation
2. Sweep

عمومی (ترقیقی یا انتقالی) آلاینده هوابرد ابتدا در فضای محیط کار منتشر می‌شود و سپس از طریق اختلاط موثر یا انتقال اثربخش کنترل می‌گردد. معیارهـای انتخاب سیستم‌های تهویه موضعـی و عمومـی در جدول ۲-۱ ارائه شده است. در این فصل علاوه بر اطلاعات پایه، اصطلاحات و روابط محاسباتی و مبانی کاربردی در طراحی سیستم‌های تهویه صنعتی به بیان مشخصات هوا، قوانین گاز کامل و روابط بین سرعت، فشار استاتیک، فشار سرعت، فشار کل و اصول سایکرومتریک پرداخته خواهد شد. آشنایی با نمـادها و تعـاریف علمی پایه در طراحی و محاسبات سیستم‌های تهویه صنعتی ضروری است. بدین منظور در جدول ۲-۲ برخی علائم، تعاریف و مقادیر ثابت پایه پرکاربرد در روابط تهویه در هر دو سیستم امپریال (IP) و بین‌المللی (SI) به تفکیک ارائه شده است.

ثبت مقادیر عددی

به منظور یکپارچه‌سازی دقت محاسبات در هنگام ثبت داده‌ها و مشخصات سیستم تهویه رعایت قوانین زیر در خصوص اعشارگذاری مقادیر ضروری می‌باشد.

واحدهای سیستم اینچ پوند (IP)

- مساحت کانال (فوت مربع، ft^2) ۳ رقم اعشار، مثال: 0.196 ft^2
- فشارهای کل و استاتیک (اینچ آب، in.wg) ۱ رقم اعشار، مثال: 1.4 in.wg
- فشار سرعت (اینچ آب، in.wg) ۲ رقم اعشار، مثال: 1.37 in.wg
- سرعت (فوت بر دقیقه، fpm) عدد صحیح، مثال: 3562 fpm
- دما (فارنهایت، °F): عدد صحیح، مثال: 77 °F
- جریان هواگذر حجمی (فوت مکعب واقعی بر دقیقه، acfm): عدد صحیح، مثال: 21456 acfm
- ضرایب افت (بدون بعد): ۲ رقم اعشار، مثال: 1.78
- طول (فوت، .ft): عدد صحیح، مثال: 5 ft

جدول ۲-۱: معیارهای انتخاب سیستم‌های تهویه موضعی و عمومی

سیستم تهویه عمومی هنگامی مناسب است که:
۱- منابع انتشار آلاینده شامل مواد با سطح مخاطرات پایین باشد، (مبتنی بر سمیت، نرخ مواجهه و حساسیت فردی اپراتورها)
۲- منابع انتشار آلاینده عموما شامل گازها و بخارات یا آئروسل بسیار ریز قابل استنشاق باشد، (یعنی احتمال ته نشینی ثقلی آنها محتمل نیست)
۳- انتشار آلاینده هوابرد به صورت یکنواخت باشد،
۴- انتشار آلاینده هوابرد در نقاط مختلف و پراکنده باشد،
۵- شرایط جوی منطقه نسبتا معتدل باشد،
۶- امکان جایگزینی/ پاشش هوای بیرون به محیط کار فراهم باشد،
۷- کاهش غلظت بخارات/ آلاینده هوابرد انتشاری در فضای کاری محصوری (محدودی) مدنظر باشد،
۸- کنترل منابع انتشار متحرک مدنظر باشد.
سیستم تهویه موضعی هنگامی مناسب است که:
۱- منابع انتشار آلاینده شامل مواد با سطح مخاطرات بالا باشد،
۲- مواد انتشاری عموما حاوی ذرات نسبتا درشت باشد، (به عبارتی احتمال ته نشینی ثقلی آنها محتمل است)
۳- میزان انتشار آلاینده هوابرد در طول زمان متغیر باشد،
۴- منابع انتشار آلاینده هوابرد به صورت نقطه‌ای و نسبتا کوچک باشند،
۵- اپراتورها در نزدیکی منابع انتشار آلاینده هوابرد فعالیت نمایند،
۶- شرایط جوی منطقه نامساعد باشد، (برای مثال بسیار گرم و مرطوب، یا بسیار سرد و خشک)
۷- کاهش گردش هوا در فضای محیط کار الزامی باشد.

جدول ۲-۲: مقادیر ثابت فیزیکی متداول در روابط تهویه

Quantity	Symbol	Physical Dimensions	Magnitude (IP Units)	Magnitude (SI Units)
Specific heat of air	C_p	$\frac{\text{Energy}}{\text{m} - \text{T}}$	$0.24 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}_m\,\text{F}}$	$1{,}006 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$
Specific weight of water	ə		$62.4 \frac{\text{lb}_f}{\text{ft}^3}$	$1{,}000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Standard air	ρ_{std}	$\frac{\text{m}}{\text{L}^3}$	$0.075 \frac{\text{lb}_m}{\text{ft}^3}$	$1{,}204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
	T_{std}	T	70°F, 530°R	21.2°C, 294°K
	P_{std}	$\frac{\text{F}}{\text{L}^2}$	14.7 psi, 407 in "wg	101,325 Pa
	ω	$\frac{\text{m} - \text{water}}{\text{m} - \text{dry air}}$	0	0
Static pressure in exit plane of duct	SP_{exit}	$\frac{\text{F}}{\text{L}^2}$	0 in "wg	0
Earth's standard gravity	g	$\frac{\text{F}}{\text{t}^2}$	$32.2 \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}$	9.8 m/s²

واحدهای سیستم متریک (SI)

- مساحت کانال (متر مربع،m^2) ۳ رقم اعشار، مثال: 0.221 m^2
- فشارهای کل ، استاتیک و سرعت (پاسکال، Pa) عدد صحیح، مثال: 247 Pa
- سرعت (متر بر ثانیه، m/s) ۲ رقم اعشار، مثال: 24.05 m/s
- دما (سلسیوس، ^oC): عدد صحیح، مثال: 21 ^oC
- جریان هواگذر حجمی (متر مکعب واقعی بر ثانیه، am^3/s): ۲ رقم اعشار ، مثال: 14.84 am^3/s
- ضرایب افت (بدون بعد): ۲ رقم اعشار، مثال: 1.78
- طول (متر، m): ۱ رقم اعشار، مثال: 4.2 m

مشخصات هوا

دما[1]

دما یک مشخصه ترمودینامیکی است که نماینده محتوای انرژی یک جریان گازی مشخص می‌باشد. با افزایش یا کاهش محتوای انرژی، دما نیز افزایش یا کاهش می‌یابد. چنانچه دو جریان گازی در تعادل حرارتی باشند، بدان معناست که دمای یکسانی دارند. در طراحی سیستم‌های تهویه صنعتی، دمای هوای استاندارد معادل ۷۰ درجه فارنهایت [۲۱ درجه سلسیوس] در نظر گرفته می‌شود.

در سیستم IP، دمای مطلق مورد نظر در مقیاس رانکین[2] از رابطه زیر قابل برآورد است:

$$\text{Rankine (R)} = 460 + \text{F} \qquad \text{(معادله ۲-۱)}$$

در سیستم SI، دمای مطلق مورد نظر در مقیاس کلوین[3] از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\text{Kelvin (K)} = 273 + \text{C} \qquad \text{(معادله ۲-۲)}$$

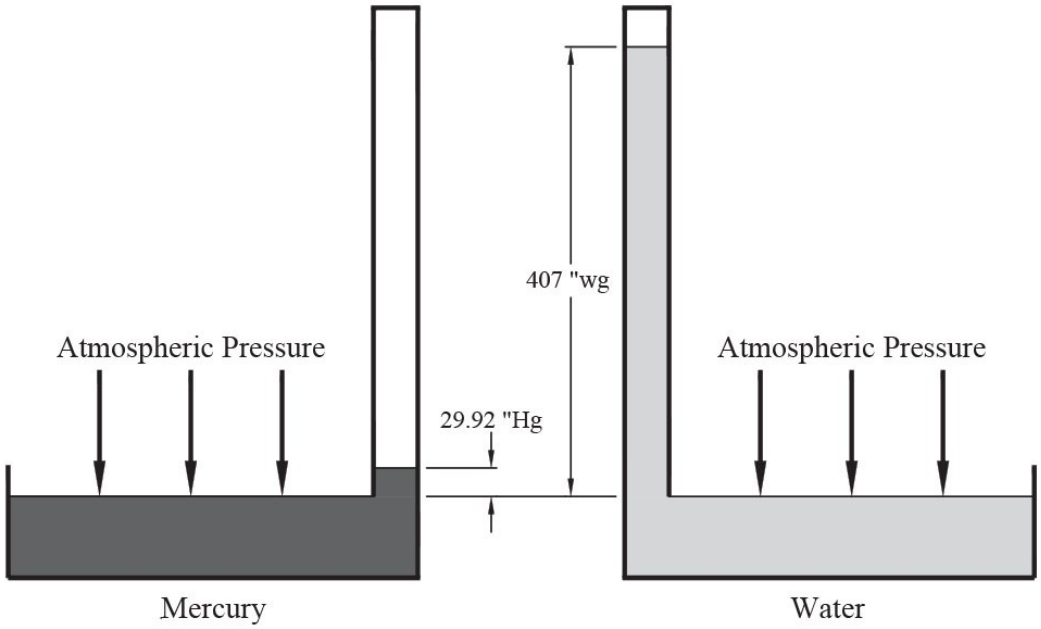
فشار[4]

چنانچه یک ستون عمودی از هوا با سطح مقطع یک اینچ مربع در ارتفاع آبهای آزاد (سطح دریا) وزن گردد، فشار مطلق حاصل از ستون هوا معادل ۱۴/۷ پوند نیرو بر اینچ مربع[5] در سیستم IP یا ۱۰۱۳۲۵ پاسکال[6] در سیستم SI خواهد بود. این فشار تحت عنوان فشار اتمسفریک استاندارد شناخته می‌شود. البته فشار اتمسفریک واقعی ثابت نیست و متناسب با ارتفاع از سطح دریا (موقعیت جغرافیایی) و شرایط جوی محل نصب سیستم تهویه متغیر می‌باشد. دیگر یکاهای متداول برای بیان فشار اتمسفریک استاندارد عبارت از ۱ اتمسفر[7]، ۴۰۷ اینچ ستون آب[8]، ۲۹/۹۲ اینچ جیوه[9] و ۷۶۰ میلیمتر جیوه[10] می‌باشد. از ابزار بارومتر[11] برای اندازه‌گیری فشار اتمسفریک[12] استفاده می‌شود. شکل ۲-۴ بارومتری را نمایش

---

1. Temperature
2. Rankine
3. Kelvin
4. Pressure
5. Pounds of force per Square Inch Absolute - psia
6. Pascals - Pa or N/m2
7. Atmosphere - atm
8. Inches of water gauge or column – in.wg
9. Inches of mercury – in.Hg
10. Millimeters of mercury – mm.Hg
11. Barometer
12. Atmospheric Pressure – Patm

می‌دهد که هوای فضای انتهای مسدودشده فوقـانی آن جهت اندازه‌گیری فشار اتمسفریک هوا، خلاء گردیده است. در این آرایش، فشار اتمسفریک صرفا بر سطح مایع داخل ظرف اعمال می‌شود و در نتیجه مایع در لوله مسدود بارومتر آنقدر بالا می‌رود تا وزن ستون مایع معادل نیروی حاصل از فشار اتمسفریک اعمالی بر سطح مـایع داخل ظرف گردد. مقدار فشار اعمالی بر سطح مایع داخل لوله مسدود از رابطه ۲-۳ قابل محاسبه است:



شکل ۲-۴: نحوه اندازه‌گیری فشار بارومتریک

$$P = \rho_{liquid} \times L \qquad \text{(معادله ۲-۳)}$$

در این رابطه، P فشار هوا بر حسب psig [Pa]، ρ_{liquid} چگالی مایع داخل لوله برحسب Ibf/in^3 $[g/cm^3]$، L ارتفاع ستون مایع بر حسب in [cm] می‌باشد.

اندازه‌گیری فشار نسبت به فشار اتمسفریک را فشار مانومتری[1] می‌نامند. چنانچه فشار اندازه‌گیری شده بیش از فشار اتمسفریک باشد، فشار مانومتری مثبت و اگر کمتر از فشار اتمسفریک باشد، فشار مانومتری منفی خواهد بود. برای اندازه‌گیری فشار مانومتری در سیستم‌های تهویه از انواع مانومتر[2]

1. Gauge Pressure – Pg
2. Manometer

آنالوگ و دیجیتال استفاده می‌شود. مطابق رابطه زیر، فشار مطلق[1] معادل حاصلجمع فشار اتمسفریک و فشار مانومتری برای نقطه/ مقطع مشخص می‌باشد.

$$P_{abs} = P_g + P_{atm} \qquad \text{(معادله ۲-۴)}$$

ترکیب هوا[2]

هوا یک مخلوط مکانیکی متشکل از چندین نوع گاز است که وزن مولکولی آن معادل 28.9 gmol می‌باشد. رابطه بین حجم و وزن مولکولی هوای استاندارد خشک (فاقد رطوبت) در جدول ۲-۳ ارائه شده است. شایان ذکر است، وزن و حجم ذرات غبار موجود در هوا در طراحی تجهیزات تصفیه‌کننده لحاظ نمی‌شود. این موضوع در طراحی سیستم تهویه صنعتی معمولی با غلظت ذرات جامد کمتر از ۲۵ گرین بر فوت مکعب هوای خشک استاندارد[3] (25 Gr/dscf) معادل 0.004 lbm/ft^3 [57 g/m^3] (به عبارتی حدود ۵ درصد وزنی) مجاز است. برای غلظت ذرات بیش از 25 Gr/dscf [57 g/dscf] و یا وجود مقدار قابل توجه‌ای گازها و بخارات در جریان هوای مکشی باید اصلاحات چگالی مربوطه لحاظ شود.

جدول ۲-۳: ترکیب هوای خشک

گازهای ترکیب هوای خشک	سهم حجمی گازها (A)	وزن مولکولی گازها (B)	سهم وزنی گازها (A x B)
نیتروژن (N2)	0.781	28	21.868
اکسیژن (O2)	0.210	32	6.720
آرگون (Ar)	0.009	40	0.360
هوای خشک (Dry air)	1.000		28.948

1. Absolute pressure – Pabs
2. Air composition
3. Grains per dry standard cubic feet (dscf) of air

چگالی[1]

چگالی معادل جرم ماده در واحد حجم است. چگالی هوا در شرایط استاندارد (دمای خشک ۷۰ درجه فارنهایت [۲۱ درجه سلسیوس]، فاقد رطوبت و فشار 407 in.wg [101325 Pa] سطح دریا) معادل 0.075 lbm/ft^3 [1.20 kg/m^3] می‌باشد.

حجم مخصوص[2]

حجم مخصوص هوا با چگالی رابطه عکس دارد. حجم مخصوص هوای استاندارد معادل 13.35 ft^3/lbm [0.17 m^3/kg] است.

مشخصات جریان هوا

سیال ایده‌آل

سیال ایده‌آل (شامل هوا) دارای چگالی ثابت اما فاقد گرانروی[3] است. معادله برنولی[4] اساس رابطه انرژی برای حرکت هواست، که مبتنی بر سیالی ایده‌آل با شرایط جریان ثابت و پایدار می‌باشد. اما در واقعیت با عبور جریان هوا در شبکه کانال سیستم تهویه افت انرژی رخ خواهد داد.

سیال واقعی

سیالات واقعی دارای گرانروی هستند یعنی میان لایه‌های مجاور سیال مقاومت برشی[5] وجود دارد. وقتی سیالی مانند هوا در یک سیستم تهویه در جریان است، گرانروی عامل افت فشار سایشی ناشی از تنشهای برشی موجود بین جریان هوا و دیواره کانال است. در عمل، معادله برنولی با افزودن مولفه افت انرژی برای یک سیال واقعی مانند هوا قابل استفاده می‌شود.

سیال تراکم‌ناپذیر

در این نوع سیال، چگالی همواره ثابت است. آب به عنوان یک سیال تراکم‌ناپذیر شناخته می‌شود.

---

1. Density - ρ
2. Specific volume
3. Viscosity - μ
4. Bernoulli’s equation
5. Shear resistance

در کاربردهای تهویه صنعتی، چنانچه فشار سیستم معادل یا کمتر از ±20 in.wg [±5000 Pa] باشد، هوای درون سیستم تراکم‌ناپذیر در نظر گرفته می‌شود. در صورتی که فشار از این حد فراتر رود، ضروری است هوای درون سیستم تراکم‌پذیر در نظر گرفته شده و تصحیح چگالی ناشی از فشار سیستم اعمال گردد.

سیال تراکم‌پذیر

تمام گازهـای واقعـی از جمله هـوا تراکم‌پذیر هستند. با این حال، مکانیک حرکت سیال تراکم‌پذیر یک واژه تخصصی است که عموما برای شرایط با سرعت بسیار بالا همچون هواپیمای پر سرعت یا درون موتور جتـهای پر سرعت و کمپرسورها کاربرد دارد. عموما هنگامیکه سرعت گاز کمتر از ۳۰ درصد سرعت صوت (21000 fpm یا 0.3 Mach) باشد، تغییرات چگالی دینامیک ناشی از سرعت کمتر از ۵ درصد خواهد بود. بدیهی است این تغییرات چگالی برای سرعتهای پایین‌تر بسیار ناچیز و قابل چشم‌پوشی بوده و بدین ترتیب هوا به صورت تراکم‌ناپذیر لحاظ می‌شود. این موضوع سبب تسهیل بسیاری از محاسبات افت انرژی در شبکه کانال سیستم تهویه می‌گردد. اگرچه در خصوص افتهای درون سیستم تهویه، هوا تراکم‌ناپذیر در نظر گرفته می‌شود، اما ضروری است در مورد محاسبات طراحی برخی بخشهای سیستم از جمله تعیین توان عملیاتی فن اصلاحات مربوط به چگالی انجام پذیرد.

جریان پایدار[1]

به شرایطی اطلاق می‌شود که هواگذر عبوری از کانال یا سایر اجزای سیستم تهویه نسبت به زمان ثابت باشد. شرایط جریان ناپایدار به گونه‌ایست که هواگذر عبوری نسبت به زمان دچار تغییرات و نوسان گردد.

جریان آرام[2]

معرف شرایطی است که تمام اجزای جریان گاز (هوا) در برابر هر نوع آشفتگی پایدار بوده و خطوط جریان بصورت موازی با جداره کانال حرکت نمایند. جریان آرام در سرعتهای پایین عموما کمتر از 100 fpm [0.5 m/s] برای کانال‌هایی با قطر بزرگتر از ۶ اینچ [۱۵۰ میلیمتر] رخ می‌دهد. در

1. Steady state flow
2. Laminar flow

مکانیک حرکت سیالات، عدد رینولدز[1] یک مقدار بدون بعد است که بیان‌کننده نسبت سرعت سیال به گرانروی سیال می‌باشد. عدد رینولدز کوچک معرف جریان بسیار منظم و یکنواخت است که تمام مولکولهای سیال بدون تغییر جهت جانبی یا چرخشی در یک راستا حرکت می‌کنند. عدد رینولدز بزرگ توصیف‌کننده جریان آشفته با خطوط جریان چرخشی و گردابی متعدد است. جریان آرام هنگامی ایجاد می‌شود که عدد رینولدز کمتر از ۱۸۰۰ باشد. از جمله موقعیتهای کاربرد جریان آرام در سیستم تهویه صنعتی می‌توان به عبور هوا از بستر پارچـه‌ای غبارگیرها اشاره نمود.

جریان متلاطم[2]

چنین جریانی در شرایط سرعت بالاتر به ویژه در سیستم‌های تهویه موضعی که عدد رینولدز معادل یا بالاتر از ۳۰۰۰ است، رخ می‌دهد. مولفه‌های سرعت در جریان متلاطم بی‌نظم و متغییر هستند و می‌توانند گاها در راستای عمود بر جریان و عموما موازی با جریان تشکیل شوند. از آنجایی که سیستم‌های تهویه صنعتی عموما در سرعت‌های بالاتر از 1000 fpm [5 m/s] بهره‌برداری می‌شوند، جریان درون کانال متلاطم در نظر گرفته می‌شود. شایان ذکر است، جریان متلاطم عامل افت انرژی دینامیک (موضعی) در مقاطع مختلف کانال‌کشی از جمله ورودی هود، اتصالات و تبدیل‌ها می‌باشد.

جریان متغیر[3]

محدوده جریانی مابین جریان آرام و جریان متلاطم را اصلاحا جریان متغیر می‌نامند. هنگامی که عدد رینولدز کمتر از ۱۸۰۰ باشد جریان همواره آرام و هنگامی که بیش از ۳۰۰۰ باشد جریان همواره متلاطم است.

جریان یکنواخت[4]

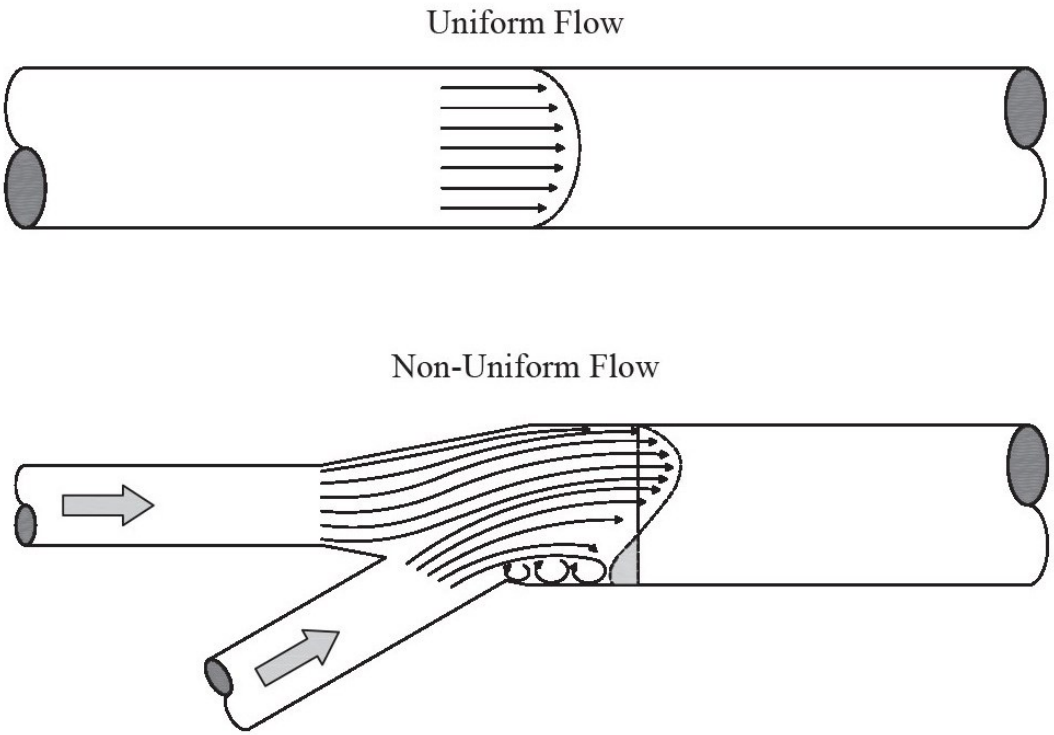
جریان یکنواخت زمانی در مسیر کانال رخ می‌دهد که مطابق شکل ۲–۵ بردارهای سرعت پایدار و موازی با جهت جریان هوای باشند. جریان یکنواخت می‌تواند در هر ۲ شرایط جریان آرام و متلاطم ایجاد شود. چنین جریانی نمایانگر الگوی جریان بهینه جهت ربایش آلاینده‌های هوابرد هنگام طراحی

1. Reynolds number
2. Turbulent flow
3. Transitional flow
4. Uniform flow

هودهای مکشی در سیستم تهویه موضعی می‌باشد.

جریان غیریکنواخت[1]

جریان غیریکنواخت هنگامی رخ می‌دهد که مطابق شکل ۲-۵ بردارهای سرعت جریان ناپایدار، آشفته، چرخشی یا ناموازی با جهت جریان هوا باشند. شکل‌گیری و پیدایش جریانهای گردابی از مشخصه‌های جریان غیریکنواخت است. وجود چنین جریان‌هایی می‌تواند مانع از ربایش مناسب هودهای مکشی و کنترل موثر آلاینده‌های هوابرد گردد.



شکل ۲-۵: الگوی جریان یکنواخت و غیریکنواخت

قانون گاز ایده‌آل

رفتار گازها عموما توسط قانون گاز ایده‌آل (کامل) بیان می‌شود. به کمک معادله حالت[2] می‌توان نحوی متاثرشدن پارامترهای فشار و حجم یک گاز ناشی از تغییرات دمای آن گاز را توصیف نمود. در دما و فشار استاندارد، یک مول گاز ایده‌آل دارای حجمی معادل ۲۴/۱ لیتر (۳۸۷ فوت مکعب)

1. Non-uniform flow

۲. رابطه بین پارامترهای فشار، حجم و دما در علم فیزیک و ترمودینامیک با معادله حالت (equation of state) بررسی می‌شود.

می‌باشد که تحت عنوان حجم مولار[1] گاز ایده‌آل شناخته می‌شود. تعداد مول‌های هر گاز ایده‌آل از تقسیم جرم گاز بر جرم مولکولی آن گاز مطابق رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$n = m/M_w \qquad \text{(معادله ۲-۵)}$$

در این رابطه، m جرم گـــاز بر حسب Ibm [g]، M_w وزن مولکولی گـــاز برحسب Ibm/Ibmol [g/gmol] می‌باشد.

قانون گاز ایده‌آل در تهویه صنعتی برای محاسبه چگالی یک گاز یا برای تبدیل جرم یک گاز به حجم و بلعکس کاربرد فراوانی دارد. این قانون به صورت رابطه زیر بیان می‌شود:

$$PV = n R_u T \qquad \text{(معادله ۲-۶)}$$

در این رابطه، P فشار هوا بر حسب Ibf/ft^2 [Pa]، V حجم بر حسب ft^3 [m^3]، n مقدار مولی گاز بر حسب lbmol [gmol]، R_u ثابت عمومـی گـازهای کـامل معـــادل 1545.33 ft-lbf /lbmol-R [8.314 J/gmol-K] و T دمای گاز بر حسب °R [°K] می‌باشد.

لازم به یادآوری است که $1\ Pa = 1\ N/m^2$ و $1\ J = 1\ Nm$ می‌باشد. از آنجاییکه تعداد مول (n) هر گاز معادل تقسیم جرم (m) آن گاز بر جرم مولکولی (Mw) آن است، بنابراین می‌توان نوشت:

$$PV = m R_g T \qquad \text{(معادله ۲-۷)}$$

در این رابطه، R_g ثابت اختصاصی گاز کامل معادل $R_g = R_u/M_w$ و بر حسب ft-lbf /lbmol-R [J/gmol-K] می‌باشد.

حال چگالی $(\rho = m/V)$ هر گازی از رابطه زیر قابل برآورد است:

$$\rho = P/(R_g T)$$

---

1. Molar volume

بر اساس قانون بویل[1]، در صورت ثابت بودن دما، حجم و فشار یک گاز کامل دارای رابطه معکوس می‌باشند.

$$P_1V_1 = P_2V_2$$

بر اساس قانون چارلز[2]، در صورت ثابت بودن فشار، تغییرات حجم یک گاز ایده‌آل متناسب با دمای آن خواهد بود:

$$V_1/T_1 = V_2/T_2 \qquad \rightarrow \qquad V_1T_2 = V_2T_1$$

و نهایتا مطابق قانون آوگادرو[3]، تعداد مولکول‌های موجود در کلیه گازهای کامل چنانچه دارای حجم، فشار و دما یکسان باشند، برابر خواهد بود. این قانون به صورت زیر بیان می‌شود:

$$R_u = PV/T$$

فاکتور چگالی[4]

شرایط هوای استاندارد به ندرت در طراحی سیستم‌های تهویه صنعتی مدنظر است و اثرات تجمعی ناشی از تغییرات کوچک مشخصات هوا می‌تواند منجر به تغییرات قابل توجه در چگالی شود. محاسبه چگالی هوا در طراحی سیستم تهویه موضعی بسیار حیاتی است. افتهای فشار سایشی و دینامیک (موضعی) محاسبه‌شده برای کانال‌کشی سیستم تهویه متناسب با چگالی جریان گاز عبوری از کانال‌ها می‌باشند. در صورت مرطوب بودن جریان هوا و مشروط به عدم وجود هیچ نوع گاز کامل دیگری می‌توان از فاکتور چگالی برای محاسبه چگالی هوا استفاده نمود. فاکتور چگالی توسط معادله زیر به دست می‌آید:

$$dF = \rho_{act}/\rho_{std} \qquad \text{(معادله ۲-۸)}$$

1. Boyle's Law
2. Charles' Law
3. Avogadro's Law
4. Density Factor – dF

در این رابطه، dF فاکتور چگالی (بدون واحد)، ρ_{act} چگالی در شرایط واقعی بر حسب lbm/ft^3 $[kg/m^3]$، ρ_{std} چگالی در شرایط استاندارد معادل $0.075\ lbm/ft^3$ $[1.20\ kg/m^3]$ می‌باشد.

فاکتور چگـالی برای جریان هوای عبوری از سیستم تهویـه خود شامل چهـار ضریب مطابق رابطه زیر است که عبارتند از:

$$dF = (df_e) \times (df_p) \times (df_t) \times (df_m) \qquad \text{(معادله ۲-۹)}$$

در این رابطه، df_e ضریب چگالی ناشی از ارتفاع از سطح دریا، df_p ضریب چگالی ناشی از فشار استاتیک کانال، df_t ضریب چگالی ناشی از دمای هوا و df_m ضریب چگالی ناشی از رطوبت هواست که هر کدام بر روی چگالی تأثیرگذار می‌باشد.

ضریب چگالی ناشی از ارتفاع از سطح دریا

$$df_e = [1 - ((6.73)(10^{-6})(z))]^{5.258} \qquad \text{(IP)} \qquad \text{(معادله ۲-۱۰)}$$

$$df_e = [1 - ((22.08)(10^{-6})(z))]^{5.258} \qquad \text{(SI)} \qquad \text{(معادله ۲-۱۱)}$$

در این روابط، z ارتفاع سیستم از سطح دریا[1] بر حسب ft [m] می‌باشد.

ضریب چگالی ناشی از فشار استاتیک کانال

فشار هوای استاندارد معادل 407 in.wg [101325 Pa] است. بنابراین:

$$df_p = [407 + (SP_{duct})] / 407 \qquad \text{(IP)} \qquad \text{(معادله ۲-۱۲)}$$

$$df_p = [101325 + (SP_{duct})/ 101325 \qquad \text{(SI)} \qquad \text{(معادله ۲-۱۳)}$$

در این روابط، SP_{duct} فشار استاتیک جریان هوای عبوری از کانال بر حسب in.wg [Pa] می‌باشد.

---

1. Above Sea Level - ASL

ضریب چگالی ناشی از دمای هوا

دمـای هوای استاندارد ۷۰ درجه فارنهـایت [۲۱ درجـه سلسیوس] است که معـادل مقدار مطلق ۵۳۰ درجه رانکین [۲۹۴ درجه کلوین] می‌باشد. بنابراین:

$$df_t = 530 / (T + 460) \qquad (IP)$$ (معادله ۲-۱۴)

$$df_t = 294 / (T + 273) \qquad (SI)$$ (معادله ۲-۱۵)

در این روابط، T دمای خشک هوا بر حسب °F [°C] می‌باشد.

ضریب چگالی ناشی از رطوبت هوا

هوای استاندارد کاملا خشک و فاقد رطوبت در نظر گرفته می‌شود. چنانچه هوا رطوبت به خود جذب کند، چگالی آن به دلیل پایین‌تر بودن چگالی آب نسبت به هوا کاهش خواهد یافت. بنابراین ضروری است تغییرات چگالی ناشی از رطوبت موجود در هوا مطابق رابطه زیر لحاظ گردد:

$$df_m = (1 + \omega) / (1 + 1.607\ \omega)$$ (معادله ۲-۱۶)

در این رابطه، ω نسبت رطوبت هوا است، که معادل جرم رطوبت موجود در هوا به ازای واحد جرم هوای خشک بر حسب $Ibm_{H2O}/Ibm_{dry\ air}$ [$kg_{H2O}/kg_{dry\ air}$] می‌باشد.

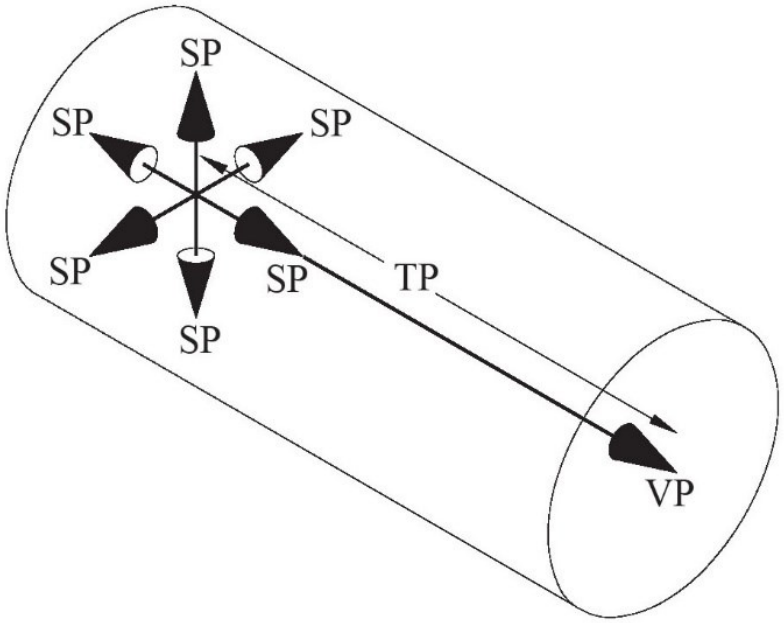
چنانچه اختلاف چگالی واقعی با چگالی استاندارد کمتر از ۵ درصد (٪۵±) باشد، یا فاکتور چگالی کمتر از ۵ درصد (٪۵±) با عدد یک اختلاف داشته باشد، می‌توان شرایط هوا را استاندارد در نظر گرفت. همچنین هر یک از ضرایب موثر در فاکتور چگالی نیز در شرایط زیر استاندارد لحاظ می‌شوند، یعنی کمیت آنها معادل یک فرض می‌گردد:

- موقعیت نصب سیستم تهویه در ارتفاع کمتر از ۱۴۴۰ فوت [۴۴۰ متر] از سطح دریا باشد.
- فشار مقطع سیستم کمتر از ±20 in.wg [±5000 Pa] باشد.
- دمای جریان هوا بین ۴۵ تا ۱۰۰ درجه فارنهایت [۷ تا ۳۸ درجه سلسیوس] باشد.

- نقطه شبنم[۱] جریان هوا کمتر از ۸۰ درجه فارنهایت [۲۷ درجه سلسیوس] باشد، به عبارتی نسبت رطوبت هوا کمتر از ۰/۰۲ باشد ($\omega < 0.02$ Ibm_{H2O}/Ibm_{da} [kg_{H2O}/kg_{da}]).

انواع فشار در سیستم تهویه

برای جریان هوای عبوری از سیستم تهویه سه نوع فشار استاتیک (SP)، سرعت (VP) و کل (TP) مطرح است. راستای اعمال این فشارها برای جریان هوای عبوری از کانال در شکل ۲-۶ نمایش داده شده است.



شکل ۲-۶: انواع فشار در یک نقطه از کانال تهویه

فشار استاتیک[۲]

فشار استاتیک، فشاری است که بر تمام جهات اعمال شده و باعث مچاله شدن یا ترکیدن کانال می‌شود. این فشاری (انرژی کار جریان) است که صرف غلبه بر مقاومت جریان ناشی از افت سایشی، افت دینامیک شبکه کانال سیستم تهویه (مانند افت حاصل از آشفتگی اتصالات زانویی و سه‌راهی)، و سایر افتهای سیستم از هود مکشی تا کانال دودکش (همچون افت ناشی از دستگاه تصفیه‌کننده) می‌شود.

---

۱. نقطه شبنم (Dew point) نمایانگر دمایی است که هوا بطور کامل از رطوبت اشباع شده باشد.

2. Static Pressure - SP

فشار استاتیک در مقطع برش عرضی کانال تغییر نمی‌کند اما در راستای جریان در طول کانال با قطر ثابت همواره کاهش می‌یابد. در طراحی سیستم تهویه صنعتی، فشار استاتیک توسط مانومتر اندازه‌گیری می‌شود. در سیستم امپریال (IP) از واحد اینچ ستون آب (in.wg)، و در سیستم بین‌المللی (SI) از واحد پاسکال (Pa) برای بیان فشار استاتیک استفاده می‌شود. فشار استاتیک می‌تواند نسبت به فشار اتمسفریک محیط مثبت یا منفی باشد و باید عمود بر راستای جریان هوا اندازه‌گیری شود. روزنه‌های روی جداره لوله پیتوت[1] یا سوراخ کوچک دریل شده روی جداره کانال برای اندازه‌گیری فشار استاتیک استفاده می‌شوند.

فشار سرعت[2]

این فشار معرف نیروی جنبشی لازم جهت شتاب بخشیدن به جریان هوا از حالت سکون به سرعت طراحی است. این فشار فقط در راستای جریان هوا اعمال می‌شود و از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$VP = (\rho V^2 / 2g_c) \qquad \text{(معادله ۲-۱۷)}$$

در این رابطه، VP فشار سرعت بر حسب in.wg [Pa]، ρ چگالی بر حسب lbm/ft^3 [kg/m^3]، V سرعت بر حسب fpm [m/s]، g_c فاکتور تبدیل جرم-نیرو بر حسب Ibm-ft/Ibf-s^2 32.174 [1] می‌باشد.

با انجام تبدیل واحد لازم و لحاظ نمودن فاکتور چگالی، می‌توان روابط بالا را به شکل زیر بازنویسی نمود:

$$\mathrm{VP} = \mathrm{dF}\,(\mathrm{V}/4005)^2 \rightarrow \mathrm{V} = 4005\sqrt{\mathrm{VP}/\mathrm{dF}} \quad \text{(IP)} \qquad \text{(معادله ۲-۱۸)}$$

$$VP = \mathrm{dF}\,(V/1.29)^2 \rightarrow \mathrm{V} = 1.29\sqrt{\mathrm{VP}/\mathrm{dF}} \quad \text{(SI)} \qquad \text{(معادله ۲-۱۹)}$$

از آنجایی که فشار سرعت بیانگر میزان انرژی جنبشی موجود در جریان هواست، مطابق روابط فوق

1. Pitot tube
2. Velocity Pressure - VP

نمی‌تواند از نظر جبری منفی باشد. شایان ذکر است فشار سرعت را نمی‌توان بطور مستقیم اندازه‌گیری کرد. بدین منظور باید ابتدا فشار کل و فشار استاتیک را اندازه‌گیری نمود، و سپس با کسر فشار استاتیک از فشار کل مقدار فشار سرعت تعیین خواهد شد.

فشار کل

فشار کل عبارت از جمع جبری فشار استاتیک و فشار سرعت می‌باشد:

$$TP = SP + VP \qquad \text{(معادله ۲-۲۰)}$$

فشار کل نسبت به فشار اتمسفریک محیط می‌تواند مثبت یا منفی باشد و بیانگر انرژی کل موجود در جریان هواست. هوا همانند سایر سیالات همواره از منطقه با فشار کل بالاتر به منطقه با فشار کل پایین‌تر جریان می‌یابد. بطور مشابه، فشار کل در مقطع برش عرضی کانال تغییر نمی‌کند، اما در طول کانال‌کشی سیستم تهویه با حرکت هوا به سوی پایین‌دست کاهش خواهد یافت. فشار کل صرفا حین عبور از فن به دلیل افزودن انرژی خارجی به جریان هوا افزایش می‌یابد.

اصل بقای جرم

در تهویه صنعتی، اصل بقای جرم بیان‌کننده این موضوع است که میزان جریان جرمی حاصل از کلیه جریانهای ورودی به یک مقطع مشخص از شبکه کانال سیستم تهویه با میزان جریان جرمی حاصل از کلیه جریانهای خروجی از آن مقطع برابر است. که برای جریان پایدار بدین صورت بیان می‌شود:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \qquad \text{(معادله ۲-۲۱)}$$

در این رابطه، $\dot{m}$ جریان جرمی بر حسب Ibm/min [kg/sec] می‌باشد.

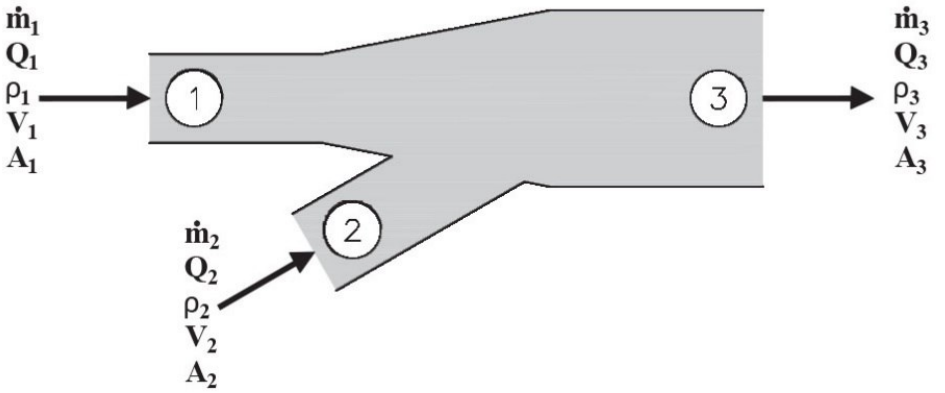
جریان جرمی را می‌توان به صورت زیر نیز بیان کرد:

$$\dot{m} = \rho Q = \rho VA \qquad \text{(معادله ۲-۲۲)}$$

در این رابطه، V سرعت بر حسب fpm [m/s]، ρ چگالی بر حسب lbm/ft^3 $[kg/m^3]$، A مساحت

بر حسب $[m^2]$ $ft.^2$ می‌باشد.

بقای جرم یک اصل عمومی بوده و دارای هیچ نوع ثابت فیزیکی نیست. از این رو برای تمام سیالات (هوا، آب، بخار، گاز و غیره) صادق است. مطابق شکل ۲–۷، دو جریان هوا با مشخصات مختلف وارد اتصال ورودی شده و در قالب یک جریان تجمیع یافته از آن خارج می‌شود.



شکل ۲–۷: بقای جرم در اتصال ورودی

می‌توان بر اساس تعریف اصل بقای جرم، رابطه فوق را بر حسب چگالی هوا، سرعت و مساحت بدین صورت بازنویسی کرد:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad \rightarrow \quad \rho_1 V_1 A_1 + \rho_2 V_2 A_2 = \rho_3 V_3 A_3$$

و برای هوای استاندارد:

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = \rho_{std} \quad \rightarrow \quad V_1 A_1 + V_2 A_2 = V_3 A_3$$

علاوه بر این، جریان هواگذر حجمی عبوری از سیستم تهویه بدین صورت برآورد می‌شود:

$$Q = VA \qquad \text{(معادله ۲–۲۳)}$$

در این رابطه، Q جریان هواگذر حجمی بر حسب $[m^3/s]$ ft^3/min می‌باشد.

و بدین ترتیب، صورت کلاسیک رابطه پیوستگی جریان در سیستم تهویه به دست می‌آید:

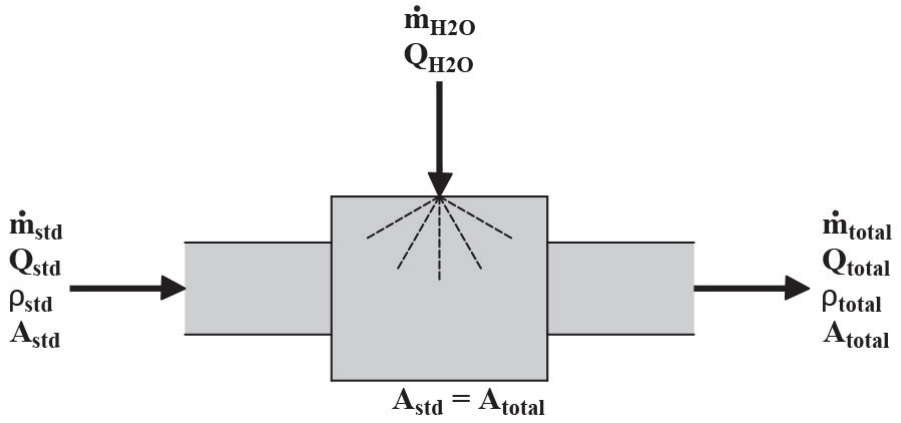
$$Q_1 + Q_2 = Q_3$$

شکل ۲-۸ سیستمی را نمایش می‌دهد که هوای استاندارد ($\dot{m}_{std}$) و رطوبت ($\dot{m}_{H2O}$) ترکیب شده و مخلوط نهایی آنها از سیستم خارج می‌شود. مطابق اصل بقای جرم، ابتدا از $\dot{m}_{std}$ فاکتور گرفته و سپس عبارت ω (نسبت رطوبت) جایگزین می‌شود:

$$(\dot{m}_{total}) = (\dot{m}_{std}) + (\dot{m}_{H2O}) = (\dot{m}_{std})[\,1 + (\dot{m}_{H2O}/\dot{m}_{std})]$$

$$(\dot{m}_{total}) = (\dot{m}_{std})[\,1 + \omega\,] \qquad \text{(معادله ۲-۲۴)}$$

در این رابطه، ω نسبت رطوبت هوا بر حسب $Ibm_{H2O}/Ibm_{dry\ air}$ [$kg_{H2O}/kg_{dry\ air}$] می‌باشد.



شکل ۲-۸: بقای جرم برای مخلوط هوا و بخار آب

جریان هواگذر خروجی دارای حجم جدید (Q_{act}) و چگالی جدید (ρ_{act}) خواهد بود. با در نظر گرفتن معادله ۲-۲۴ و ثابت بودن سطح مقطع ($A_{act} = A_{std}$)، روابط زیر حاصل می‌شود:

$$Q_{act} = (Q_{std})[(1 + \omega)/dF] \qquad \text{(معادله ۲-۲۵)}$$

$$Q_{std} = (Q_{act})[dF\,/(1 + \omega)] \qquad \text{(معادله ۲-۲۶)}$$

اصل بقای انرژی

بقای انرژی در سیستم تهویه مبنای معادلات و فرمولهای کاربردی جهت محاسبه افتهای فشار در مقاطع شبکه کانال سیستم است. این اصل همچنین در تعیین میزان کار لازم توسط فن جهت به حرکت درآوردن هوا در سیستم تهویه مطابق قانون اول ترمودینامیک کاربرد دارد. با وجود ساده‌سازی اصول فوق برای بکارگیری در طراحی سیستم تهویه صنعتی، همچنان اساس رویه‌های طراحی سیستم تهویه می‌باشد. قانون بقای انرژی بر این اصل بنا شده است که انرژی نه به وجود می‌آید و از نه از بین می‌رود بلکه از حالتی به حالت دیگر تبدیل می‌شود. اصل بقای انرژی هر دو حالت انرژی مکانیکی و انرژی حرارتی را در نظر می‌گیرد. بر خلاف کاربرد اصل بقای جرم، انرژی از طریق جریان هوا به سیستم وارد یا از آن خارج می‌شود. برای نمونه می‌توان با ادوات بدون جریان[1] (مانند مبدل حرارتی یا منبع حرارتی) یا منابع مکانیکی (مثل کار ایجاد شده توسط فن) انرژی وارد سیستم نمود. معادله پایستگی انرژی در سیستم تهویه صنعتی بدین صورت قابل بیان است:

$$\sum(\text{"Energy"}_{in}) = \sum(\text{"Energy"}_{out}) \qquad \text{(معادله ۲-۲۷)}$$

$$\sum(\dot{m} \times e)_{in} + q_{in} + W_{fan} = \sum(\dot{m} \times e)_{out} \qquad \text{(معادله ۲-۲۸)}$$

در این رابطه،

$$e \cong (\text{انرژی فشار}) + (\text{انرژی درونی}) + (\text{انرژی جنبشی}) + (\text{انرژی پتانسیل})$$

و عبارات انرژی به شرح زیر هستند:

$(VP): (V^2/2g_c)$ انرژی جنبشی

$(SP): (SP/\rho)$ انرژی پتانسیل

(g_z) انرژی پتانسیل (هد گرانشی)

(U) انرژی درونی

(W_{fan}) انرژی مکانیکی (کار)

(q_{in}) انرژی حرارتی

1. Non-flow means

چنانچه چگالی گاز عبوری از سیستم تهویه صنعتی مشابه هوا باشد، مقدار انرژی پتانسیل ورودی و خروجی یکسان بوده و قابل چشم پوشی است. بنابراین، معادله پایستگی انرژی را می‌توان برای سهولت استفاده در تهویه صنعتی به شکل زیر بازنویسی کرد:

$$(\dot{m}_1)[(SP_1/\rho) + (V_1^2/2g_c) + U_1] + q_{in} + W_{fan} = (\dot{m}_2)[(SP_2/\rho) + (V_2^2/2g_c) + U_2] \quad \text{(معادله ۲-۲۹)}$$

معادله برنولی[1]

فرض کنید که جـریان هوا یک سیال ایـده‌آل (بدون گرانروی با چگـالی ثابت، یعنی $U = 0$ و $\rho_1 = \rho_2$) است که از نقطه ۱ به نقطه ۲ در شبکه کانال سیستم تهویه جریان می‌یابد. حال با فرض این که هیچ منبع نیروی مکانیکی یا حرارتی درون این سیستم نباشد ($q_{in} = W_{fan} = 0$)، معادله پایستگی انرژی برای این شرایط بدین صورت تغییر می‌کند:

(معادله ۲-۳۰)

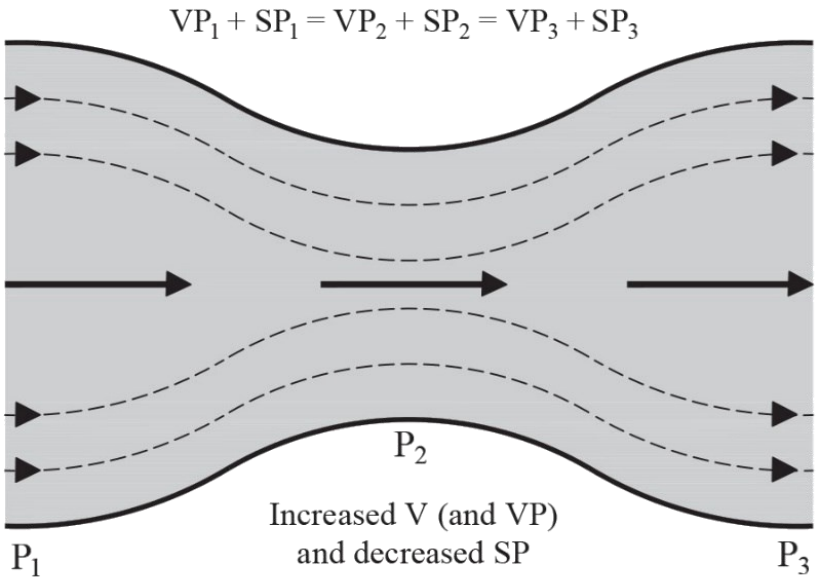
$$(\dot{m}_1)[(SP_1/\rho) + (V_1^2/2g_c)] = (\dot{m}_2)[(SP_2/\rho) + (V_2^2/2g_c)]$$

با توجه به اینکه جریان جرمی در این سیستم ثابت $(\dot{m}_1 = \dot{m}_2)$ است، مطابق تعاریف بالا می‌توان به معادله برنولی رسید که در واقع معادله انرژی برای یک سیال تراکم‌ناپذیر و فاقد گرانرویست:

$$SP_1 + VP_1 = SP_2 + VP_2 \quad \text{(معادله ۲-۳۱)}$$

بر اساس رابطه فوق، انرژی کل سیال عبوری از شبکه کانال سیستم تهویه متشکل از انرژی جنبشی (VP) و استاتیک (SP) است. برای سیال ایده‌آل، عبارات انرژی VP و SP در معادله برنولی قابل تبدیل به یکدیگر هستند. شکل ۲-۹ جریان هوایی را نمایش می‌دهد که از نقطه ۱ جریان می‌یابد و وارد تبدیل انقباضی[2] نقطـه ۲ می‌شود و در ادامـه، با عبور از تبدیل انبسـاطی[3] به نقطـه ۳ می‌رسـد. با

1. Bernoulli's Equation
2. Contraction
3. Expansion



شکل ۲-۹: قابلیت تبدیل انرژی VP و SP به یکدیگر در شبکه کانال سیستم تهویه (معادله برنولی)

عبور جریان هوا از منطقه تنگ‌شدگی (از نقطه ۱ به نقطه ۲)، سرعت و فشار سرعت (VP) به دلیل کوچک شدن سطح مقطع نقطه ۲ افزایش می‌یابد. افزایش میزان VP در نتیجه کاهش میزان SP جریان هوا حاصل شده است (نمونه تبادل انرژی). عکس این حالت با عبور جریان هوا از منطقه گشادشدگی (از نقطه ۲ به نقطه ۳) رخ می‌دهد، جاییکه میزان سرعت و فشار سرعت (VP) کاهش یافته و میزان فشار استاتیک (SP) افزایش می‌یابد. شایان ذکر است برای سیال واقعی، تبدیل VP به SP یا بالعکس با راندمان ۱۰۰ درصد انجام نمی‌شود، زیرا هوا دارای گرانروی بوده و اساسا افت فشار ناشی از آشفتگی جریان اجتناب‌ناپذیر خواهد بود.

پایستگی انرژی در سیالات واقعی

حال جریان هوایی را فرض کنید که مانند سیال واقعی دارای گرانروی است. در سیستمهای تهویه، حرکت جریان هوای درون کانال از نقطه ۱ به نقطه ۲ با مقاومت مواجه می‌شود. این مقاومت به شکل اصطکاک سایشی (افت سایشی) و آشفتگی جریان (افتهای دینامیک یا موضعی) نمایان می‌گردد. حرارت داخلی افزوده شده به هوا در نتیجه یک فرایند برگشت‌ناپذیر ناشی از انتقال انرژی مکانیکی در جریان هوا و ذخیره به شکل حرارت داخلی رخ می‌دهد. می‌توان نشان داد که افتهای شبکه کانال سیستم

همانند فرایند کنترلی[1] عمل کرده و در نتیجه دما ثابت می‌ماند. در کانال‌کشی سیستم‌های تهویه صنعتی، دمای جریان هوا صرفا حین عبور از کویل‌های حرارتی/ برودتی، کانال فاقد عایق‌بندی، یا فن تغییر خواهد نمود. پایستگی انرژی برای یک سیال واقعی بدین صورت بیان می‌شود:

(معادله ۲-۳۲)

$$(\dot{m}_1)[(SP_1/\rho) + (V_1^2/2g_c) + U_1] = (\dot{m}_2)[(SP_2/\rho) + (V_2^2/2g_c) + U_2]$$

با توجه به اینکه جریان جرمی در این سیستم ثابت $(\dot{m}_1 = \dot{m}_2)$ است، مطابق تعاریف بالا می‌توان به معادله پایستگی انرژی برای سیستم تهویه موضعی دست یافت:

$$SP_1 + VP_1 = SP_2 + VP_2 + \rho\,(U_2 - U_1)$$

$$SP_1 + VP_1 = SP_2 + VP_2 + \sum Losses_{1-2} \quad \text{(معادله ۲-۳۳)}$$

در این رابطه، $\sum Losses_{1-2}$ افتهای انرژی (فشار) که در شبکه کانال سیستم تهویه موضعی از نقطه ۱ الی ۲ رخ می‌دهد.

عموما افتهای فشار شبکه کانال سیستم ناشی از موارد زیر می‌باشند:

- ساختار و شکل هندسی هود،
- سطح زبری یا اصطکاک سایشی جداره کانال،
- ساختار اتصالات زانویی (تغییر مسیر جریان هوا)،
- ساختار اتصالات ورودی (تغییر جهت مسیر جریان هوا توأم با ترکیب جریانهای موازی)،
- ساختار اتصالات تبدیل کاهنده (فشردگی جریان جهت هدایت به کانال یا دریچه کوچکتر) و تبدیل افزاینده (جهت هدایت جریان به کانال یا دریچه بزرگتر)،

و همچنین از جمله سایر افتهای موجود در سیستم تهویه می‌توان به افت فشار ناشی از دستگاه‌های

1. Throttling process

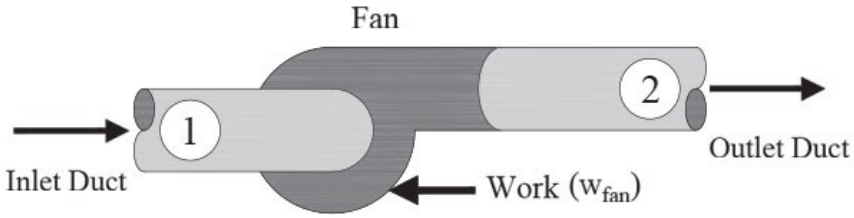
تصفیه‌کننده، دمپرها و دیگر اتصالات خاص اشاره نمود. نهایتا با توجه به اینکه میزان TP معادل حاصلجمع جبری مقادیر VP و SP است، می‌توان به معادله زیر رسید:

$$TP_1 = TP_2 + \sum Losses_{1-2} \quad \text{(معادله ۲-۳۴)}$$

این معادله بیانگر این مفهوم بنیادی است که در هر شبکه کانال بدون فن، مقدار فشار کل (TP) همواره در راستای جریان کاهش پیدا می‌کند.

کار انجام شده توسط فن

شکل ۲-۱۰ مقطعی از کانال سیستم تهویه را نشان می‌دهد که در آن یک فن جهت انجام کار روی جریان هوا قرار داده شده است.



شکل ۲-۱۰: کار انجام شده توسط فن

اصل بقای انرژی در این حالت به صورت زیر بیان می‌شود:

$$(\dot{m}_1)[(SP_1/\rho) + (V_1^2/2g_c) + U_1] + W_{fan}$$
$$= (\dot{m}_2)\left[(SP_2/\rho) + (V_2^2/2g_c) + U_2\right]$$

برای محاسبه کار انجام شده توسط فن و افتهای ناشی از آن، می‌توان با ترکیب مقادیر VP و لحاظ تعاریف بالا معادله را به صورت ساده‌تر بازنویسی کرد:

$$W_{fan} = Q\,[(SP + VP)_2 - (SP + VP)_1] + \sum Losses_{1-2}$$

$$W_{fan} = Q\,[\Delta TP] + \sum Losses_{1-2}$$

عبارت W_{fan} بیانگر کار انجام شده توسط فن جهت جابجایی هوا درون شبکه کانال است. W_{fan} شامل انرژی شفت پروانه فن می‌شود که توسط الکتروموتور برای جابه‌جایی هوا تأمین می‌شود. این مقطع مهمی در سیستم تهویه است که سطح انرژی جریان هوا افزایش پیدا می‌کند (مگر آنکه منابع حرارتی/ برودتی در سیستم لحاظ شده باشد). افزایش انرژی جریان هوا ناشی از افزایش فشار کل (TP) در فن یا افزایش انرژی درونی جریان هواست. شایان ذکر است افزایش انرژی درونی مربوط به عدم کارایی بهینه فن در روند افزایش TP می‌باشد. از آنجایی که راهی برای اندازه‌گیری مستقیم کار انجام شده توسط فن وجود ندارد، از یک ضریب راندمان (η) استفاده می‌شود:

$$W_{fan} \cong Q\,[\Delta TP]\,/\eta_{Mechanical} \qquad \text{(معادله ۲-۳۵)}$$

هنگامی که سطح مقطع دهانه ورودی و خروجی فن یکسان باشد (VP ورودی برابر VP خروجی)، میزان کار انجام شده توسط فن بدین صورت قابل بیان است:

$$W_{fan} \cong Q\,[\Delta SP]\,/\eta_{Static} \qquad \text{(معادله ۲-۳۶)}$$

انتقال حرارت به سیستم تهویه

مطابق شکل ۲-۱۱، عبارت q_{in} بیانگر میزان انتقال گرما به سیستم تهویه بین نقطه ۱ و ۲ می‌باشد. در این شرایط، هیچ کاری توسط فن صورت نگرفته و انرژی جنبشی سیال در دهانه ورودی و خروجی برابر است. معادله پایستگی انرژی در این حالت بدین صورت بیان می‌شود:

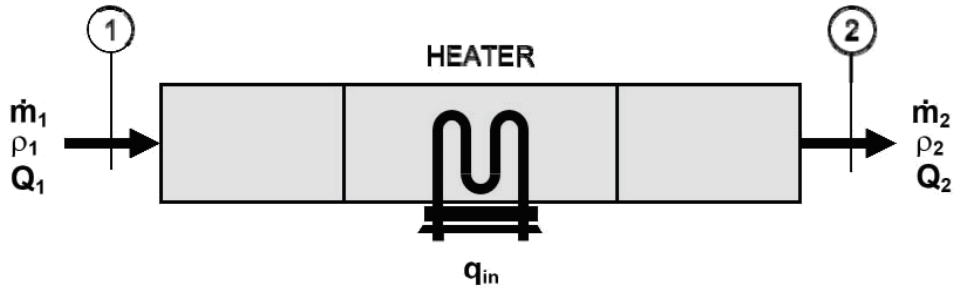
$$\left(\frac{SP_1}{\rho} + u_1\right) + q_{in} = \left(\frac{SP_2}{\rho} + u_2\right)$$

و انرژی حرارتی (q_{in}) از رابطه زیر قابل برآورد است.

$$q_{in} = \dot{m}\,\Delta h_{1-2} \qquad \text{(معادله ۲-۳۷)}$$

$$h_{1-2} = \left((SP_2/\rho) + U_2\right) - \left((SP_1/\rho) + U_1\right)$$

برای یک گـاز ایده‌آل با جـریان جرمی lbm/min [kg/sec]، چنانچه تنهـا دلیل تغییر انتـالپی ناشی از



شکل ۲-۱۱: انتقال حرارت توسط کویل حرارتی به جریان هوا

تغییرات حرارت محسوس باشد، نرخ انتقال گرما بدین صورت بیان می‌شود:

(معادله ۲-۳۸)

$$q_{in} = \dot{m}\, C_p\, (T_2 - T_1) \times (60\ \text{min/hr}) = \dot{m}\, C_p\, \Delta T \times (60\ \text{min/hr})$$

در این رابطه، q_{in} میزان انتقال حرارت بر حسب BTU/hr [KJ/sec]، $\dot{m}$ جریان جرمی بر حسب lbm/min [kg/sec]، C_p حرارت ویژه هوا (گاز کامل) در فشار ثابت بر حسب BTU/Ibm-°F [KJ/kg-°K]، ΔT تغییر دمای جریان گازی بر حسب °F [°C] می‌باشد.

شایان ذکر است، میانگین حرارت ویژه ترکیب چند گاز کامل ($C_{p(avg)}$) را می‌توان از رابطه زیر محاسبه نمود:

(معادله ۲-۳۹)

$$C_{p(avg)} = \frac{\dot{m}_1\, C_{p(1)} + \dot{m}_2\, C_{p(2)} + \cdots + \dot{m}_n\, C_{p(n)}}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \cdots + \dot{m}_n}$$

فصل سوم:

طراحی هود

مقدمه

نقطه آغازین طراحـی سیستم تهویـه موضعی و وجـه مشترک مابین منطقه تنفسی اپراتور با منبع انتشـار آلاینده هوابرد در سیستم تهویه صنعتی به عنوان راهکار کنترل مهندسی هود می‌باشد. این نقطه مشخص می‌کند که آیا می‌توان بطور موفقیت‌آمیزی کنترل آلاینده را فراهم نمود. به عبارتی طراحی و مشخصات فنی مابقی اجزای سیستم مبتنی بر سطح عملکرد هود تعیین می‌شود. وجه مشترک انسانی با آلاینده هوابرد، مهمترین بخش طراحی سیستم تهویه صنعتی است. هود نه تنها مهمترین بخش طراحی سیستم است، بلکه سخت‌ترین بخش نیز می‌باشد. هود مکشی نقطه ورودی به سیستم تهویه بوده و فارغ از ساختار هندسی و فیزیکی شامل تمام دهانه‌های مکشی می‌شود، و وظیفه ایجاد الگوی مطلوب جریان هوا جهت ربایش اثربخش آلاینده و انتقال آن به سیستم تهویه را دارد. توانایی سیستم تهویه موضعی در کاهش مواجهه با آلاینده‌های هوابرد به سه عامل بستگی دارد:

- هود دارای هواگذر مکشی مناسب باشد تا آلاینده را بطور اثربخش جمع‌آوری و ربایش کند.
- فن و شبکه کانال سیستم تهویه قادر به تأمین هواگذر کافی برای کلیه هودهای مکشی باشند.
- فعالیت کاری (منبع تولید آلاینده) در مجاورت هود باشد.

طراحی هود

هواگذر مکشی هود باید مواجهه اپراتور با آلاینده هوابرد را بطور قابل ملاحظه‌ای کاهش دهد. سطح مواجهه متناسب با معیارها و استانداردهای ملی (از جمله شاخص OEL وزارت بهداشت، درمان و آموزش پزشکی ایران) یا بین‌المللی (مانند TLV سازمان ACGIH آمریکا) لحاظ می‌شود. طراحی

صحیح و اثربخش هود مستلزم رعایت موارد زیر است:

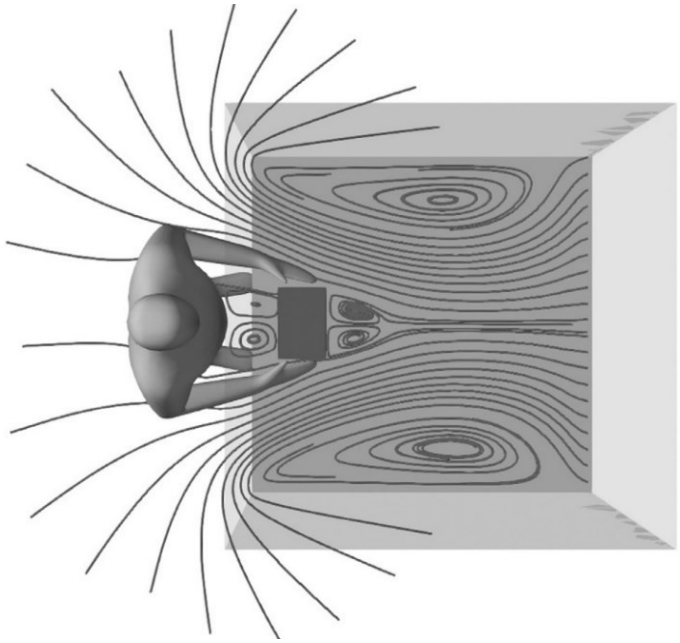
- حداقل هواگذر مورد نیاز برای محافظت از کارگران/ اپراتورها لحاظ شود.
- اصول ارگونومی و مهندسی فاکتورهای انسانی در طراحی مورد توجه باشد.
- با روند جریان مواد/ عملیات در محیط کار سازگار و هماهنگ باشد.
- امکان بازدید و بازرسی بخشهای داخلی هود میسر باشد.
- مستلزم حداقل تعمیرات و دیگر فعالیتهای مختل‌کننده عملیات/ فرایند تولید باشد.

ناحیه اثر تلاطم[1]

شناخت ناحیه اثر تلاطم در طراحی و بهره‌برداری از هودها بسیار مهم است. مطابق شکل ۳-۱، با عبور جریان هوا از موانع حجیم[2] (از جمله بدن انسان) یک جریان متقابل[3] پیچیده در پایین‌دست مانع ایجاد می‌گردد که به عنوان ناحیه اثر تلاطم شناخته می‌شود، که شامل الگوهای پایدار چرخشی جریان هوا با عنوان گردبادها[4] و نیز جریان برگشتی به سمت مانع می‌گردد. نواحی اثر تلاطم باید حین طراحی هود مدنظر قرار گیرند. چنانچه آلاینده در ناحیه اثر تلاطم در پایین‌دست بدن اپراتور رها شود، می‌تواند در آن ناحیه پخش شده و در اثر ترقیق و حرکت ناگهانی گردبادها به تدریج پراکنده و ناپدید شود. با این حال، جریان‌های برگشتی قادرند آلاینده انتشاری در فاصله چندین فوت پایین‌دست اپراتور را متأثر کرده و به منطقه تنفسی ایشان برساند. اگر راستای حرکت جریان هوا از طرفین یا روبروی بدن اپراتور باشد، ناحیه اثر تلاطم در طرف مقابل یا پشت بدن تشکیل خواهد شد. بنابراین با توجه به قرارگیری دهان و بینی (مرکز ناحیه تنفسی اپراتور معادل کره‌ای به شعاع ۱۲ اینچ [۳۰۰ میلیمتر]) به سمت جلو، در ناحیه اثر تلاطم قرار نمی‌گیرند، مگر اینکه راستای جریان هوا از سمت پشت بدن اپراتور باشد. منوط به نحوه انتشار آلاینده در هوا، قرارگیری اپراتور با زاویه ۹۰ درجه نسبت به راستای جریان مزاحم عرضی[5]، کمترین احتمال مواجهه را ایجاد می‌کند. اگر توده آلاینده انتشاری پایین‌تر از ارتفاع کمر باشد،

1. Wake zone
2. Blunt obstructions
3. Counter flow
4. Vortices
5. Cross draft

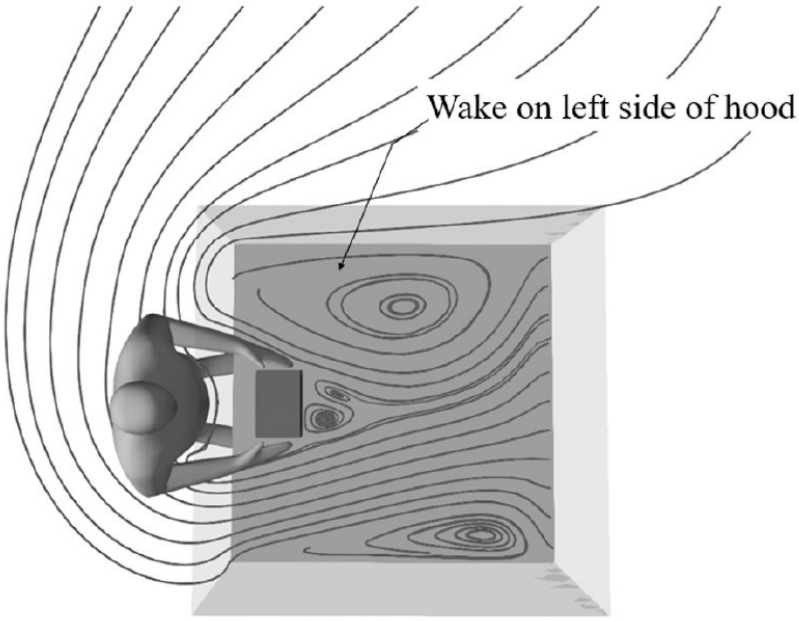
از نظر تئوری قرارگیری اپراتور رو به جریان بالادست، مواجهه کمتری نسبت به استقرار رو به جریان پایین‌دست ایجاد خواهد نمود. اما در شرایط واقعی، قراگیری رو به جریان بالادست توصیه نمی‌گردد، زیرا تغییرات جزئی در فعالیت کاری منجر به انتشار بخشی از آلاینده در ناحیه تنفسی خواهد شد. اگرچه موانع حجیم‌تر دارای نواحی اثر تلاطم بزرگتری هستند، عموما بدن اپراتور مهمترین موضوع مورد توجه طراح می‌باشد. زیرا جریان برگشتی ناشی از ناحیه اثر تلاطم می‌تواند آلاینده را به ناحیه تنفسی منتقل کند. هودهای محصورکننده دارای نواحی انفصال[1] جریان در اطراف دیواره‌های جانبی هود هستند. معمولا آلاینده‌ای که نزدیک نواحی انفصال می‌شود، مشروط به قرارگیری اپراتور در مرکز هود (همانند شکل ۳-۱)، یا عدم تماس آلاینده با دیواره‌های جانبی از نظر مواجهه شغلی مشکلی برای اپراتور ایجاد نخواهد کرد.



شکل ۳-۱: تشکیل نواحی انفصال در هود (بدون وجود جریان مزاحم عرضی)

با این حال، اگر یک جریان مزاحم عرضی مطابق شکل ۳-۲ با سرعت بالا از زاویه ۹۰ درجه به هود نزدیک شود، اندازه ناحیه انفصال در آن سمت هود ممکن است به قدری بزرگ شود که ناحیه اثر تلاطم ناشی از بدن اپراتور را قطع کرده و آلاینده مابین این ۲ ناحیه منتقل و منتشر گردد.

1. Separation zones



شکل ۳-۲: تشکیل ناحیه اثر تلاطم در سمت چپ اپراتور در اثر جریان مزاحم عرضی

انواع هود

هودها از نظر ساختار فیزیکی/ هندسی بسیار متنوع هستند، با این حال به دو گروه اصلی محصورکننده و ربایش‌کننده تقسیم می‌شوند. در ادامه به بررسی بیشتر هودهای متداول در تهویه صنعتی پرداخته می‌شود.

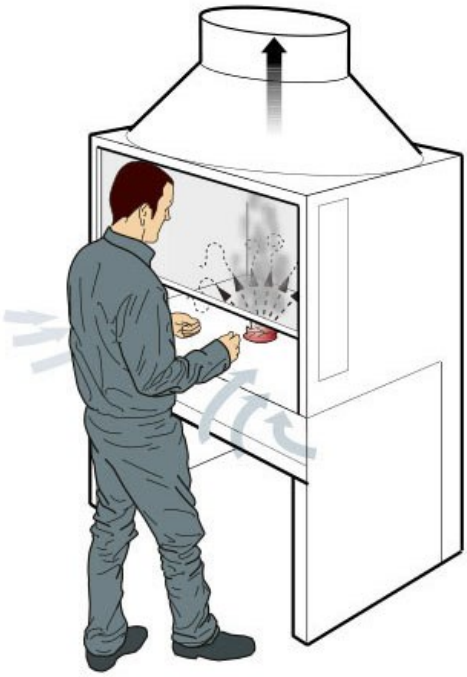
هودهای محصورکننده[1]

هود محصورکننده یک محفظه مورد تهویه است که منبع تولید آلاینده را بطور کامل یا نسبی محصور[2] می‌کند. این هودها مطابق شکل ۳-۳ بطور فیزیکی مسیرهای فرار آلاینده هوابرد را محدود می‌کنند. و مشروط به طراحی دقیق و صحیح، اپراتور می‌تواند درون برخی هودهای محصورکننده نیز حضور داشته باشد. جریان هواگذر مورد نیاز برای هود محصورکننده از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$Q = V_f \times A_f \qquad \text{(معادله ۳-۱)}$$

در این رابطه، Q جریان هواگذر بر حسب acfm [am^3/s]، V_f میانگین سرعت دهانه هود بر حسب

1. Enclosing hoods
2. Completely or Partially enclosing



شکل ۳-۳: نمونه هود محصورکننده

A_f [m/s] fpm، کل سطح باز دهانه هود بر حسب $ft.^2$ [m^2] است.

از جمله کاربردهـای این نوع هود برای رنگ‌آمیزی قطعـات بزرگ توسط نـازل پاشش رنگ است کـه مطابق شکل ۳-۴، اصطلاحا به اتاقک اسپری رنگ[1] معروف هستند. همچنین در آزمایشگاه شیمیایی نیز کاربرد فراوانی دارند و در واقع هود آزمایشگاهی نوعی هود رومیزی محصورکننده محسوب می‌شود. برای پایین نگه داشتن نرخ هواگذر مکشی هود باید سطح دهانه باز در کمترین میزان ممکن مطابق الزامات فعالیت/ عملیات/ فرایند کاری حفظ شود. سرعت دهانه هود[2] باید بر اساس میزان اثربخشی مورد نیاز (نسبت غلظت خارج هود به غلظت داخل) برای حفاظت از اپراتور برآورد شود. بطور کلی حداقل سرعت دهانه بر اساس موارد زیر تعیین می‌شود:

سمیت آلاینده هوابرد

عموما سطح مخاطرات بالاتر مستلزم بکارگیری سرعت بالاتر در محدوده پیشنهادی خواهد بود.

1. Spray booth
2. Face velocity - Vf

شکل ۳-۴: نمونه اتاقک اسپری رنگ (هود نیمه محصور)

نرخ تولید آلاینده

نرخ تولید بالاتر مستلزم لحاظ نمودن میزان سرعت بالاتر در دامنه پیشنهادی می‌باشد.

سطح محصورسازی هود

در صورتی که منبع آلاینده بطور مناسب محصورسازی نگردد، در راستای غلبه بر جریانهای مزاحم عرضی ضروری است سرعت دهانه بالاتری در نظر گرفته شود. شایان ذکر است که ضعف ناشی از محصورسازی نامناسب بطور کامل توسط افزایش سرعت دهانه جبران نخواهد شد.

ابعاد هود

به دلیل کوچکی هودهای رومیزی، بخش قابل توجه‌ای از دهانه هود توسط اپراتور مسدود می‌شود. اثربخشی هود رومیزی که سرعت دهانه آنها در بازه 75 – 130 fpm [0.38 – 0.66 m/s] و یا حتی بالاتر است، افزایش چشمگیری دارد. در هودهایی که جریان هوا بدون اختلال از دهانه هود به درون پلنوم گذر می‌کند (مانند اتاقک اسپری رنگ)، بازه مناسب سرعت دهانه برای فعالیتهای عمومی در شرایط معمول معادل 100 – 150 fpm [0.51 – 0.76 m/s] می‌باشد.

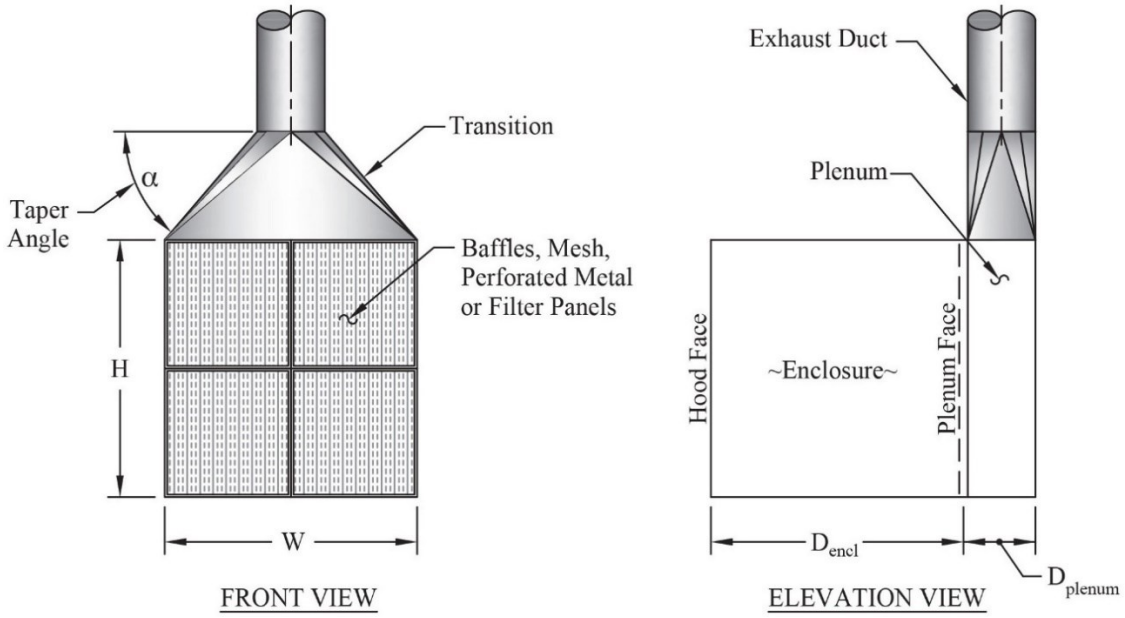
افزایش یکنواختی سرعت دهانه در هودهای محصورکننده باعث ارتقای اثربخشی آنها می‌شود، که به روشهای زیر امکان‌پذیر است:

افزایش عمق هود

مطابق شکل ۳-۵ باید حداقل عمق محفظه (D_{encl}) معادل ۷۵ درصد ارتفاع (H) یا عرض (W) دهانه هود (کمیت بزرگتر) تعیین گردد. حتی اگر سرعت هوا در انتهای هود یکنواخت نباشد، لحاظ نمودن عمق مناسب موجب یکنواختی نسبی سرعت در دهانه هود خواهد شد.

لحاظ نمودن پلنوم

مطابق شکل ۳-۵ محفظه پلنوم فشار یکسانی را در کلیه نقاط محفظه حفظ می‌کند و باعث ورود جریان هواگذر یکسانی از کلیه سطوح باز موجود در سطح پلنوم خواهد شد. این محفظه عموما در بخش انتهایی هود به وسیله دیواره‌ای از فیلترها، بافل‌ها، یا اسلاتها[1] شکل می‌گیرد. فیلترها و بافل‌ها باعث توزیع یکنواخت و یکسان هوا در انتهای محفظه هود می‌شوند. در صورت بکارگیری فیلترها، میزان افت فشار استاتیک طرفین فیلتر تمیز و نو باید بیش از 0.1 in.wg [25 Pa] لحاظ گردد.



شکل۳-۵: اجزای هود محصورکننده دارای پلنوم

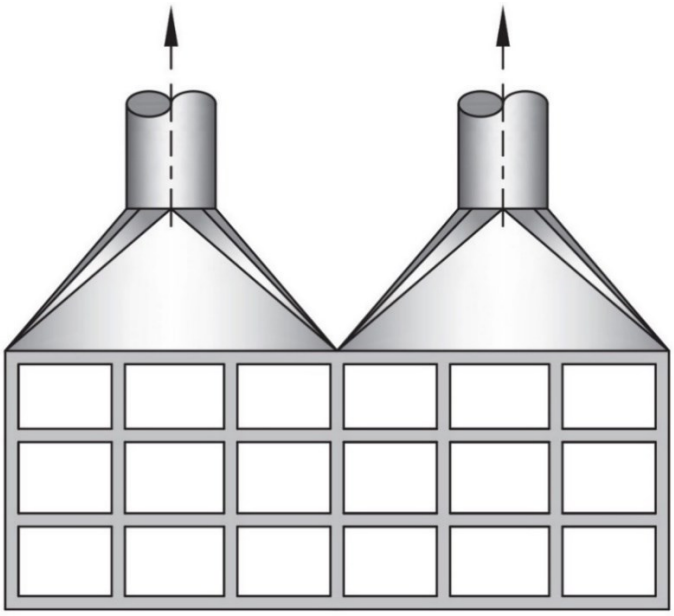
1. Filters, Baffles & Slots

کاهش تشکیل نواحی اثر تلاطم

بدین منظور مطابق شکل ۳-۵ باید دهانه هود در امتداد ابعاد محفظه محصورسازی لحاظ شود.

لحاظ نمودن تبدیل چهارگوش به گرد جهت اتصال هود به کانال

مطابق شکل ۳-۵ برای خروج هوا از پلنوم بهتر است تبدیل چهارگوش به گرد با زاویه ۴۵ درجه[1] در نظر گرفته شود. در صورت عدم وجود فضای عمودی کافی برای جانمایی تبدیل فوق می‌توان از چندین تبدیل چهارگوش به گرد در امتداد عرض محفظه پلنوم مطابق شکل ۳-۶ استفاده نمود.



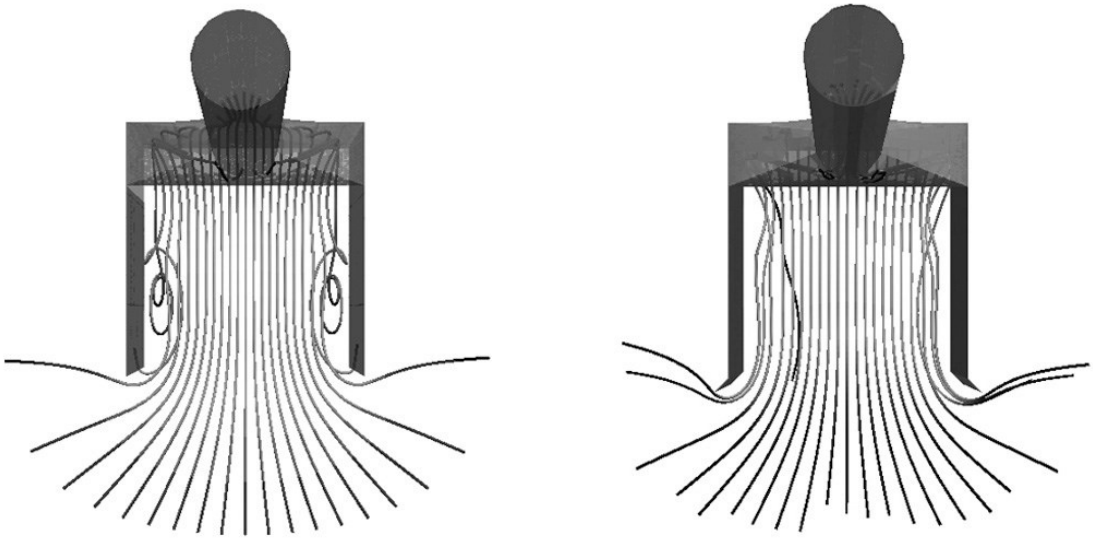
شکل ۳-۶: بکارگیری چندین چهارگوش به گرد برای هود با دهانه عریض

لحاظ نمودن لبه منحنی شکل در دهانه هود

مطابق شکل ۳-۷ لحاظ نمودن لبه با شعاع گردش بیش از ۲ اینچ [۵۰ میلیمتر] می‌تواند احتمال تشکیل ناحیه انفصال درون هود را کاهش دهد. چنانچه اثربخشی بالایی از هود انتظار برود و احتمال انتشار آلاینده در نزدیک دیواره‌های جانبی و سقف وجود داشته باشد، نصب ساش[2] یا بکاگیری لبه‌های ایرفویل[3] برای کل محیط دهانه هود پیشنهاد می‌شود.

---

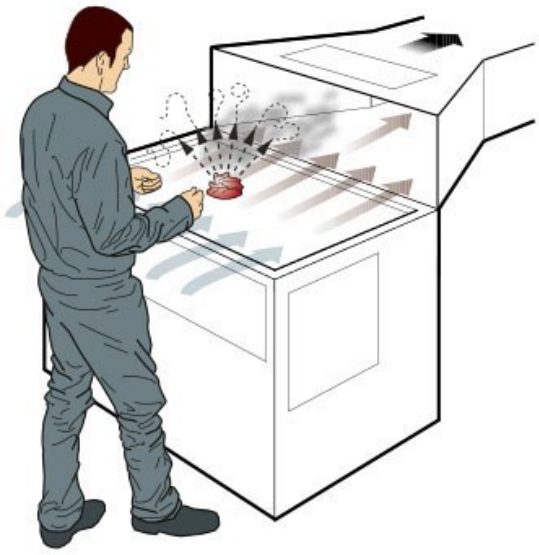
1. Take-off (Taper angle of 45 degree)
2. Sash
3. Airfoils



شکل۳-۷: بکارگیری لبه مخطروطی شکل برای دهانه هود

هودهای ربایش‌کننده[1]

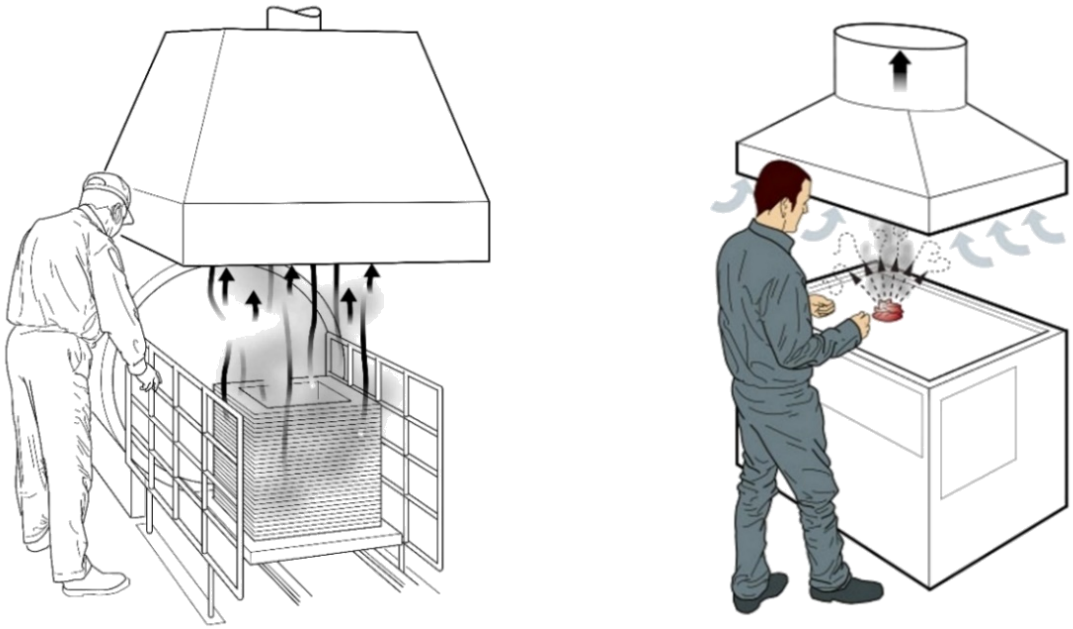
در این گروه هودها منبع انتشار آلاینده توسط هود احاطه نمی‌شود، بلکه مطابق شکل ۳-۸ آلاینده هوابرد مبتنی بر هواگذر مکشی از مقابل هود ربایش خواهد شد. شایان ذکر است سرعت جریان هـوای مکشی با نزدیک شدن به سمت دهـانه هود افزایش می‌یابد، در نتیجه اثربخشی هود در ربایش آلاینده



شکل ۳-۸: نمونه هود ربایش‌کننده

1. Capturing hoods (External hoods)

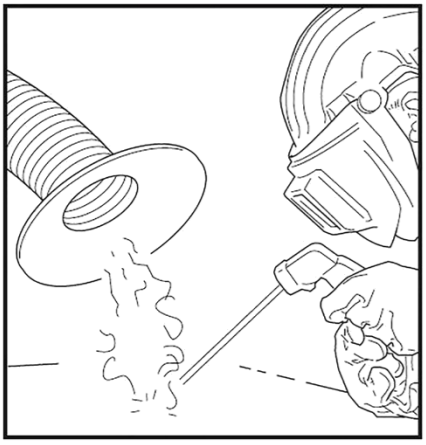
هوابرد با کاهش فاصله از دهانه به شدت بهبود خواهد یافت. در فاصله‌ای از دهانه هود که سرعت رباییش اندکی بالاتر از سرعت جریان‌های مزاحم محیطی (مانند تردد اپراتورها، پرتاب هوای پنکه ایستاده، عملکرد ماشین‌آلات صنعتی) می‌شود، اثربخشی عملکرد هود کاهش چشمگیری خواهد داشت. بنابراین هر چه سرعت رباییش هود بالاتر و جریانهای مزاحم محیطی کمتر باشد، راندمان رباییش آلاینده و اثربخشی عملکرد هود بیشتر خواهد بود. چنانچه آلاینده هوابرد توسط هوای پاششی، نیروی شناوری فرآیند پرحرارت، یا شتاب حرکتی ناشی از رهایش به سمت دهانه هود رباییشی هدایت شود، اصطلاحا به آن هـود دریافت‌کننده[1] اطلاق می‌شود. مطابق شکل ۳-۹، هود کنوپـی[2] مورد استفاده برای فرایندهـای

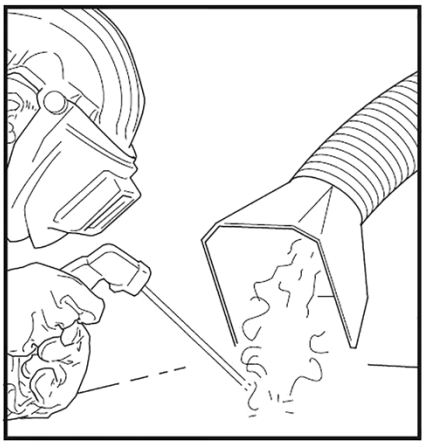


شکل ۳-۹: نمونه هود دریافت‌کننده

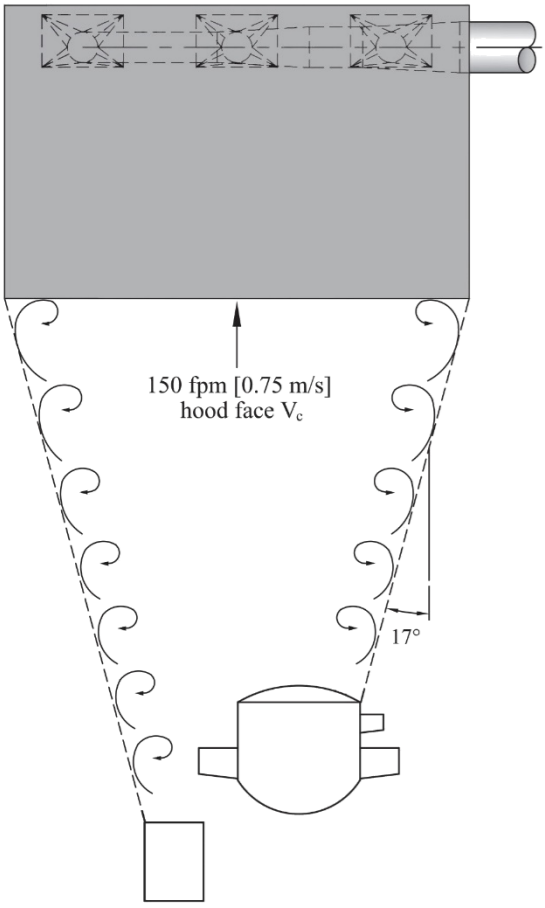
پرحرارت نمونه‌ای از هود دریافت‌کننده است. مطابق شکل ۳-۱۰ متناسب با شرایط و مقتضیات فعالیت/ عملیات/ فرایند صنعتی برخـی هودهـای رباییش‌کننده مانند هود جوشکـاری در فاصلـه بسیار نزدیک نسبت به اپراتـور (شکل ۳-۱۰-الف) استفـاده می‌شوند، و بعضی دیگر همـانند هود کنوپـی مرتـفع مستقر در بالای کـوره ذوب به منظور کـاهش غلظت محیطی آلاینده‌هـای انتشـاری با فـاصله نسبتـا زیادی (شکل ۳-۱۰-ب) بکار گرفته می‌شوند.

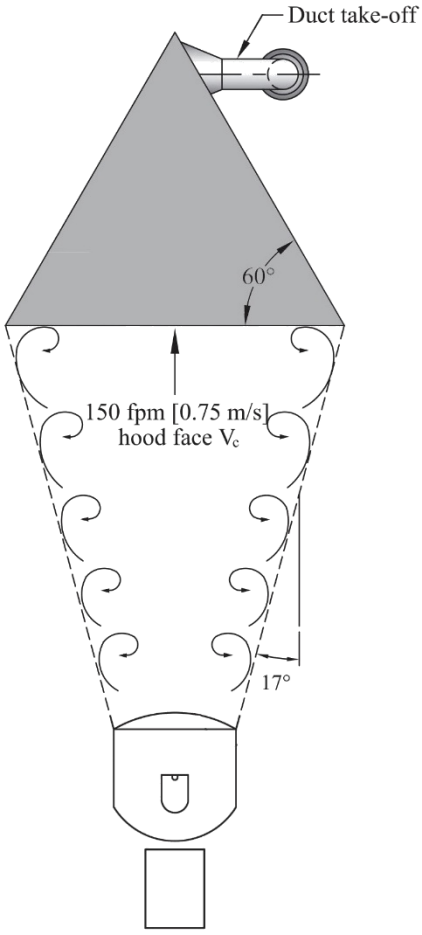
1. Receiving hood
2. Canopy hood





الف: جانمایی هود جوشکاری در فاصله نزدیک به اپراتور





ب: جانمایی هود کنوپی مرتفع بالای کوره ذوب فلزات

شکل ۳-۱۰: تنوع جانمایی هودهای رباییش کننده متناسب با شرایط انتشار آلاینده هوابرد

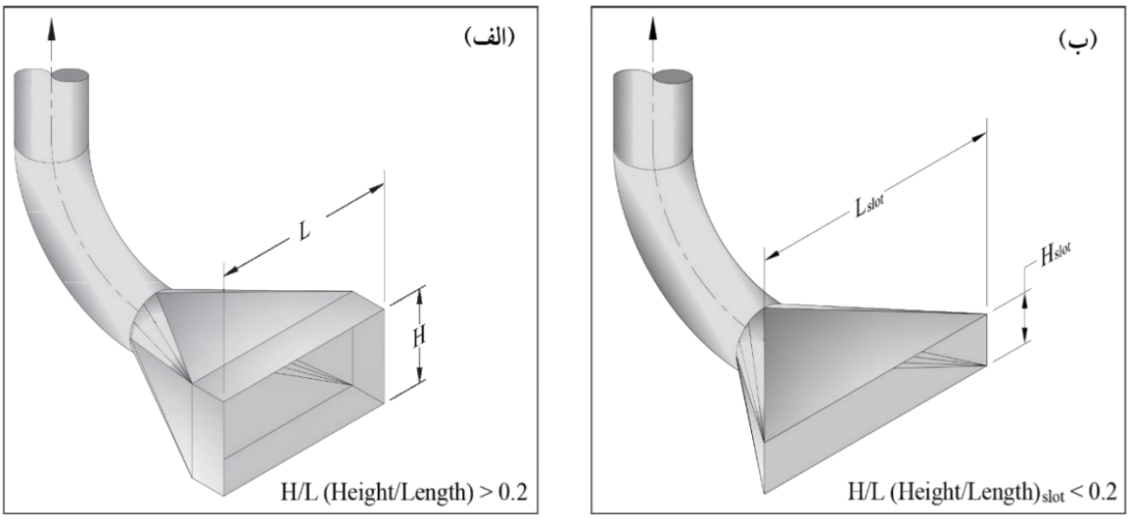
هودهای رباییش‌کننده متناسب با نیاز و فضای موجود با ساختار فیزیکی بسیار متنوع قابل طراحی هستند، که در ادامه به بررسی مشخصات آنها پرداخته می‌شود:

دهانه ساده[1]

مطابق شکل ۳-۱۱-الف، هودهایی با دهانه گرد یا چهارضلعی هستند که نسبت ابعاد ارتفاع به طول دهانه بیش از ۲۰ درصد ($H/L > 0.2$) باشد. دهانه باز هود می‌تواند تا عمق مشخصی دارای سطح مقطع ثابت باشد، یا بدون هیچ فاصله‌ای از طریق اتصال تبدیل مخروطی‌شکل/ هرمی‌شکل به کانال پایین‌دست متصل شود.

هود اسلات[2]

مطابق شکل ۳-۱۱-ب دهانه هود زمانی همانند اسلات عمل می‌کند که ارتفاع دهانه باز نسبت به طول آن کمتر از ۲۰ درصد ($H/L_{slot} < 0.2$) باشد. این هود می‌تواند بدون هیچ فاصله‌ای یا از طریق اتصال تبدیل مخروطی‌شکل/ هرمی‌شکل به کانال پایین‌دست متصل شود. باید توجه داشت که در عمل الگوی جریان هوا با تغییر ابعاد دهانه اسلات تغییر می‌یابد.

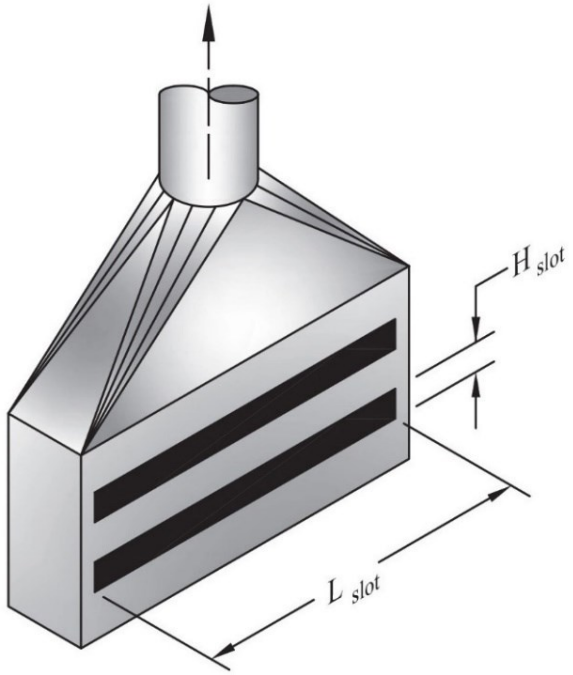


شکل۳-۱۱: مشخصات هود با دهانه ساده (الف) و اسلات (ب)

1. Plain Opening
2. Slot hood

هود اسلات دارای پلنوم

هودی که دارای یک یا چند دهانه باریک اسلات بوده و بلافاصله به محفظه پلنوم متصل می‌شود. مطابق شکل ۳-۱۲ مشخصات جریان هوای مکشی مقابل این هود مشابه هود اسلات لبه‌دار[1] فاقد پلنوم است. شایان ذکر است مبتنی بر ساختار فیزیکی و شکل هندسی هود عموما دارای تبدیل مخروطی‌شکل/



شکل۳-۱۲: هود اسلات دارای پلنوم

هرمی‌شکل جهت اتصال به کانال می‌باشند. این تبدیل تأثیری بر هواگذر مکشی ندارد، اما از نظر ملاحظات فشار استاتیک باید در نظر گرفته شود. حداقل سرعت مکشی مورد نیاز جهت ربایش و انتقال آلاینده هوابرد به داخل هود را سرعت ربایش[2] گویند. بطور کلی، اثربخشی هودهای ربایش‌کننده با افزایش هواگـذر حجمی و متعاقبا افزایش سرعت ربایش بهبود می‌یابد. افزایش سرعت ربایش ممکن است اثرات جریان‌های مزاحم همچون نیروی شناوری و شتاب حرکتی آلاینده را خنثی نماید. بنابراین برای شرایط با جریانهای مزاحم بیشتر بکارگیری سرعت ربایش بالاتر توصیه می‌شود. محدوده سرعت ربایش توصیه‌شده با چندین مثـال کاربردی/ عملیـــاتی به همراه سطح انرژی عوامـل پراکنش آلاینـده در جدول ۳-۱ ارائه شده است. این بازه‌ها برای شرایط مورد اشاره کاملا گسترده هستند. و مقادیر بالاتر

1. Flanged slot
2. Capture velocity - Vx

جدول ۳-۱: سرعت رایش پیشنهادی

انرژی پراکنش	نمونه فرآیند	سرعت رایش fpm [m/s]
جنبش کم	بخارات وان‌های روباز و چربی‌زدایی	75 – 100 [0.38 – 0.51]
جنبش متوسط	عملیات متناوب پرکردن مخازن، جابجایی با نقاله‌های کم‌سرعت، جوشکاری، آبکاری، اسیدشویی	100 – 200 [0.51 – 1.02]
جنبش بالا	پرکردن بشکه، بارگزاری نقاله، خردکن‌ها	200 – 500 [1.02 – 2.54]
جنبش بسیار بالا	سنگ‌زنی، زنگار زدایی، پرداخت/ آسیاب چرخشی	500 – 2000 [2.54 – 10.2]

بازه باید برای شرایط نامطلوب زیر استفاده شوند:

- سرعت بالای جریان‌های مزاحم،
- حرکت شدید جریان هوای مزاحم[1] ناشی از تردد اپراتورها، پنکه ایستاده و عملکرد ماشین‌آلات،
- سطح سمیت آلاینده، میزان تولید و مدت زمان مواجهه احتمالی.

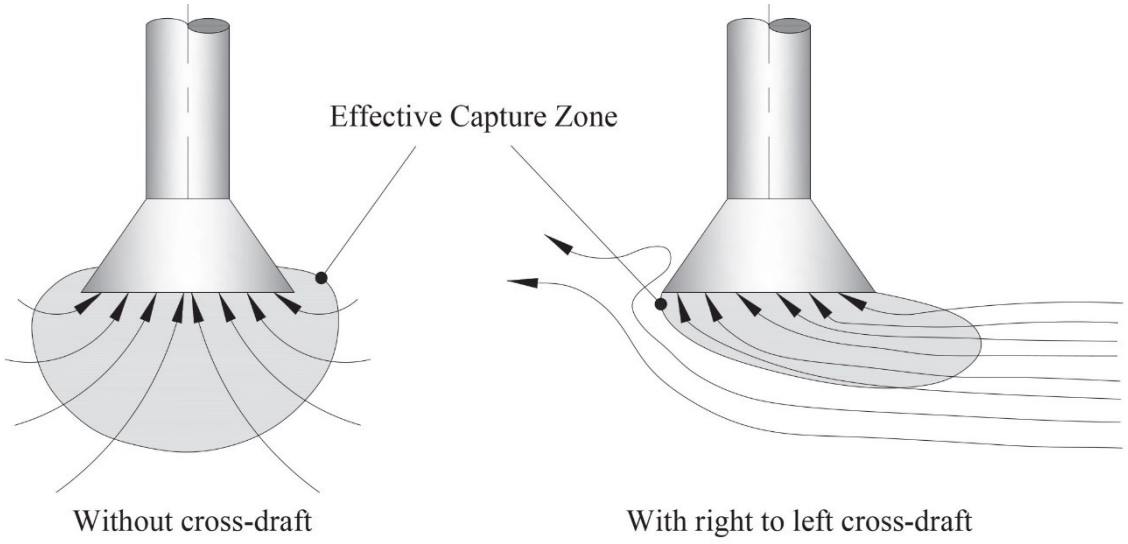
مطابق شکل ۳-۱۳ ناحیه موثر هودهای رایش‌کننده عبارت از منطقه‌ای مقابل دهانه هود است که کنترل مطلوب آلاینده توسط جریان هوای مکشی تأمین می‌گردد. مرز این ناحیه تا جایی امتداد می‌یابد که سرعت هوای مکشی به سمت دهانه با حداقل سرعت رایش پیشنهادی برابر باشد.

در راستای افزایش اثربخشی عملکرد هودهای رایش‌کننده ضروری است موارد زیر مورد توجه طراح قرار گیرد:

فاصله از منبع انتشار آلاینده

سرعت جریان هوای مکشی با فاصله گرفتن از دهانه هود به شدت کاهش می‌یابد.

1. Competing air motions



شکل۳-۱۳: نمایش ناحیه موثر هود رباییش‌کننده

موقعیت منبع انتشار آلاینده

نقطه انتشار آلاینده باید دقیقا در وسط دهانه هود و مقابل آن جانمایی گردد.

اجسام و سطوح مسدودکننده مسیر جریان هوای مکشی مابین منبع انتشار و دهانه هود

قرارگیری اجسام بین منبع انتشار و دهانه هود منجر به تغییرات ناخواسته در الگوی جریان هواگذر مکشی می‌شود و راندمان رباییش موثر آلاینده کاهش خواهد یافت.

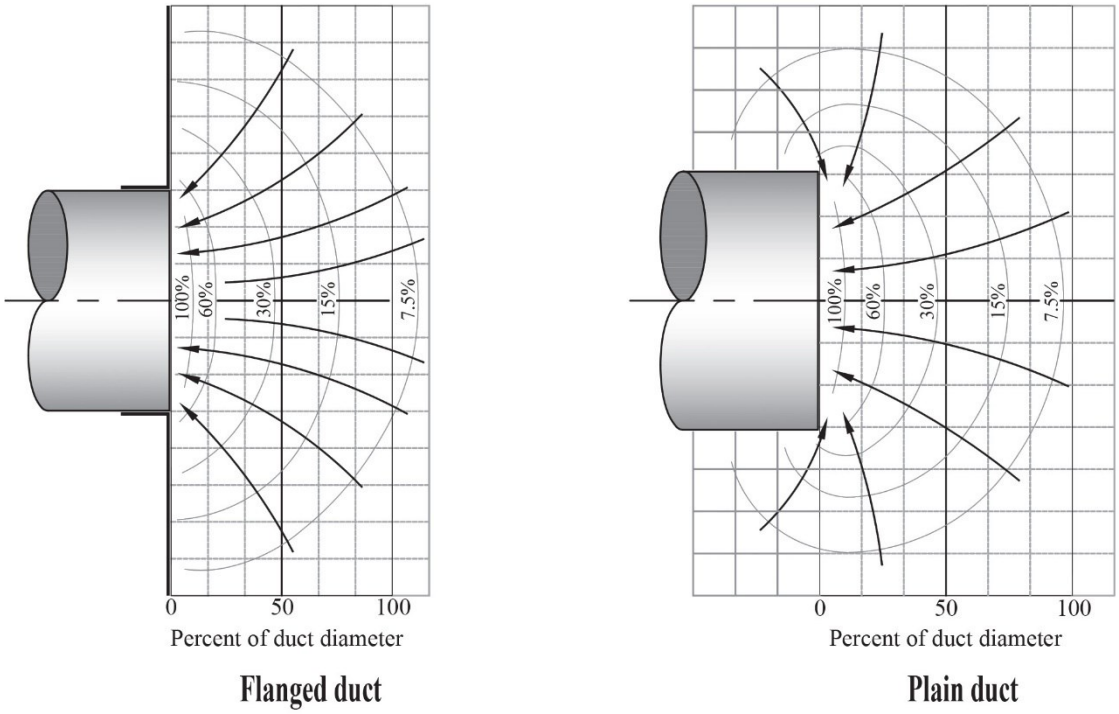
جریان هوای مزاحم

جریان مزاحم با سرعت بالا (بیشتر از ۲۵ درصد سرعت رباییش) می‌تواند ناحیه موثر هود را کاملا منحرف کند، مگر آنکه توسط سطوح یا دیگر موانع ممانعت شود. بطور مشابه، جریانهای رقابتی اطراف هود ناشی از پنجره باز، پنکه ایستاده، تردد افراد یا ماشین‌آلات و ... نیز می‌تواند ناحیه موثر را منحرف و محدود نمایند.

وجود سطوح در نزدیکی هود بدون اختلال در جریان

بسته به موقعیت جانمایی و نصب، اینگونه سطوح باعث هدایت بیشتر جریان مکشی از روی منبع انتشار آلاینده می‌شوند. در نتیجه میزان هواگذر مورد نیاز کاهش می‌یابد. برای مثال، مطابق

شکل ۳-۱۴، با بکارگیری فلانج یا لبه[1] تا حدی جریان مکشی از پشت دهانه هود محدود می‌شود، و در عوض سرعت ربایش مقابل هود بهبود می‌یابد. به همین ترتیب، جانمایی دهانه هود روی میز کار موجب هدایت جریان به سمت هود و کاهش میزان هواگذر مکشی مورد نیاز خواهد شد.

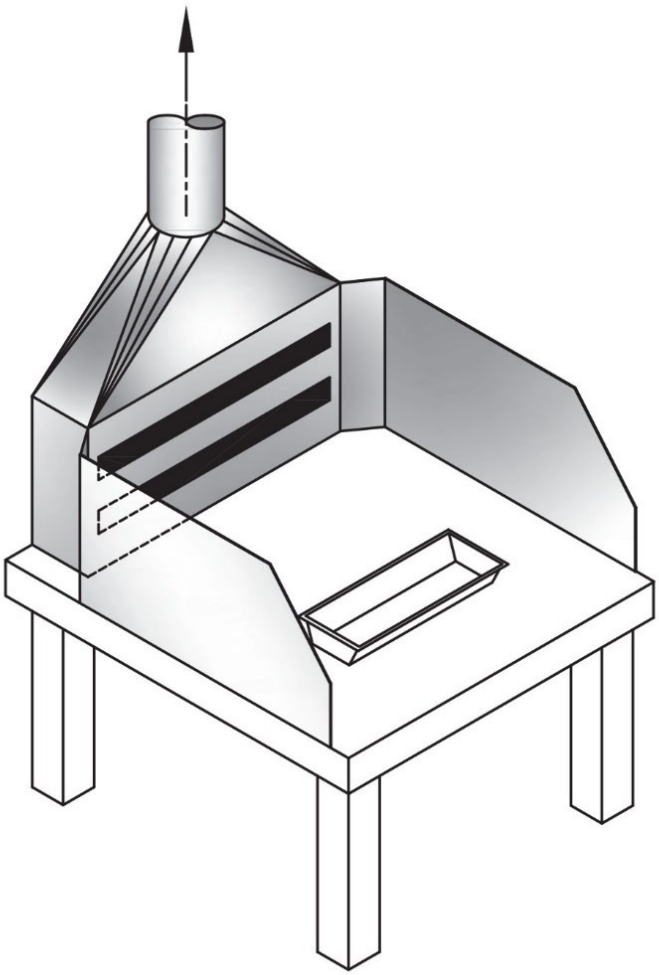


شکل ۳-۱۴: نمایش خطوط هم سرعت برای کانال مکشی با دهانه ساده و لبه‌دار

بافل‌های جانبی[2]

بکارگیری بافل جانبی، هدایت جریان هوا به سمت دهانه هود را بهبود بخشیده و میزان هواگذر مکشی مورد نیاز را کاهش می‌دهد. مطابق شکل ۳-۱۵، بافل‌های عمود بر دهانه هود معمولا برای محدودسازی جریان‌های مزاحم استفاده می‌شوند. مشروط به پایین‌بودن سرعت جریان مزاحم، بافل‌های عمودی در هدایت جریان هوای مکشی از روی منبع انتشار موثر خواهند بود. با این حال چنانچه سرعت جریان مزاحم بالا باشد، امکان تشکیل ناحیه اثر تلاطم شدید توسط بافل بالادست دهانه هود وجود دارد که نهایتا منجر به کاهش اثربخشی هود می‌شود.

1. Flang
2. Side baffles



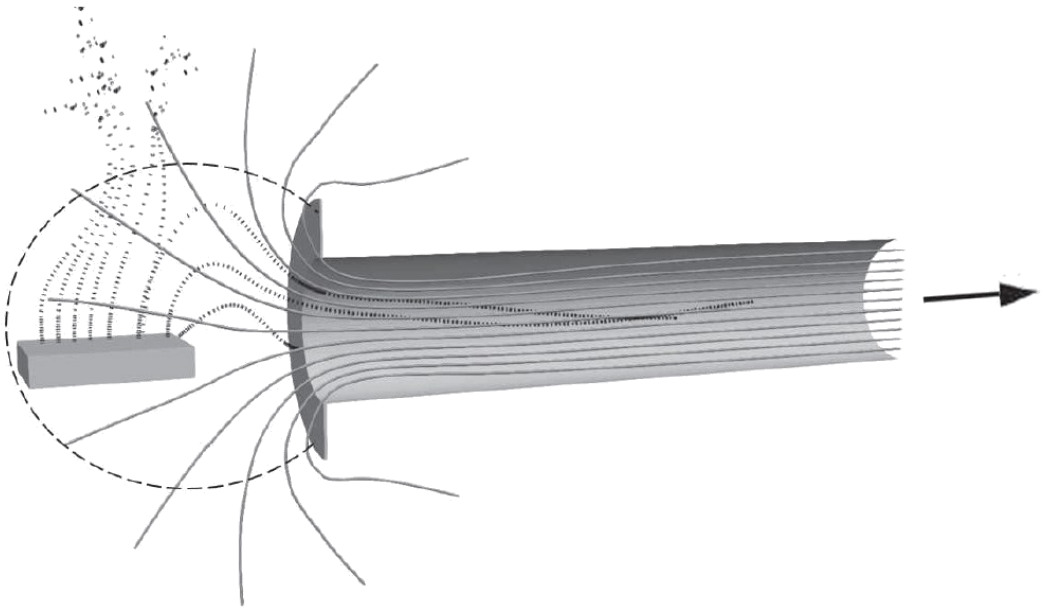
شکل ۳-۱۵: هود اسلات دارای بافل جانبی

حرکت آلاینده

چنانچه آلاینده با سرعت بالا انتشار یابد، امکان فرار آلاینده با وجود جریان مکشی مقابل هود وجود دارد. که علاوه بر تشدید سرعت انتشار ذرات باعث ایجاد یک جریان رقابتی نیز می‌گردد.

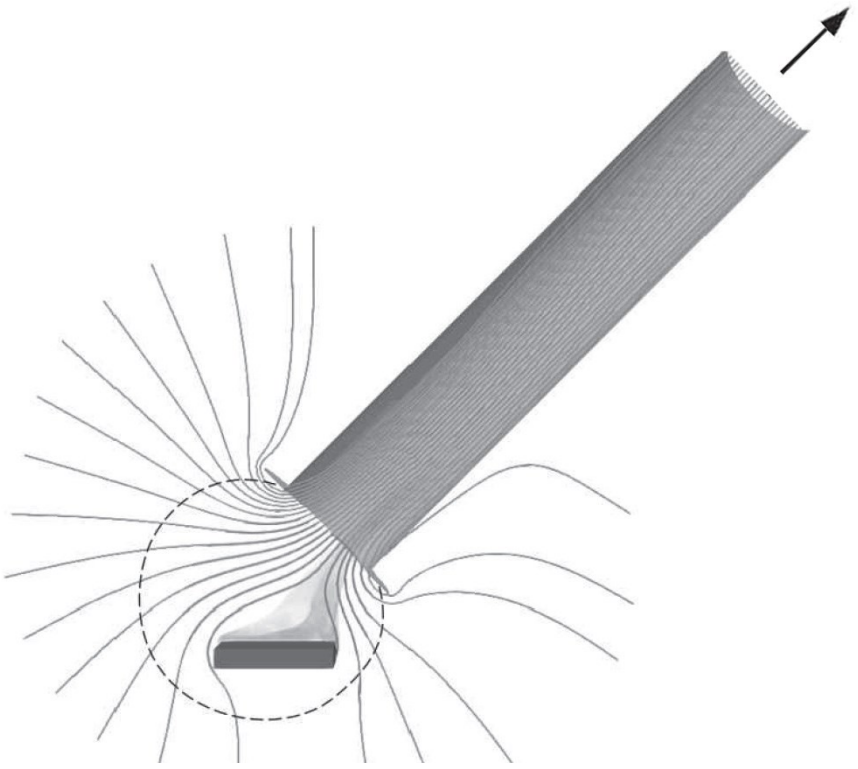
قابلیت شناوری آلاینده هوابرد

در صورتیکه توده هوای آلوده به دلیل دارا بودن دمای بسیار بالا نسبت به دمای اتاق سریعا به سمت بالا حرکت کند، مسیر حرکت آن تابع پیچیده‌ای از مولفه‌های سرعت در راستای جریان مکشی هود و مسیر هوای شناور رو به بالا خواهد بود. در این شرایط چنانچه جریان مکشی هود صرفا در راستای افقی لحـاظ شود، هوای شناور مطابق شکل ۳-۱۶ از منطقه ربـایش هود فرار خواهد نمود. به



شکل۳-۱۶: فرار آلاینده شناور از ناحیه موثر هود

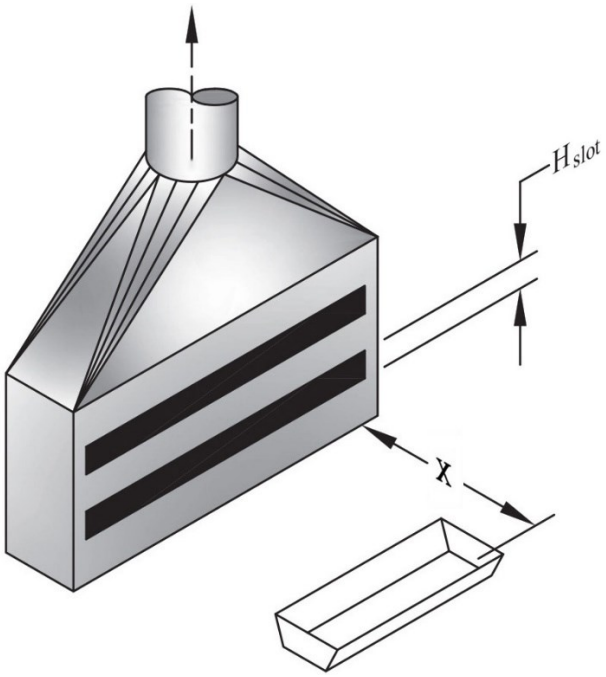
منظور پیشگیری از فرار هوای آلوده شناور توصیه می‌شود مطابق شکل ۳-۱۷ هود مکشی در بالای منبع انتشار به گونه جانمایی گردد که دهانه آن با راستای عمودی تقریبا ۴۵ درجه زاویه داشته باشد.



شکل ۳-۱۷: مکش رو به بالای هود متمایل برای آلاینده شناور

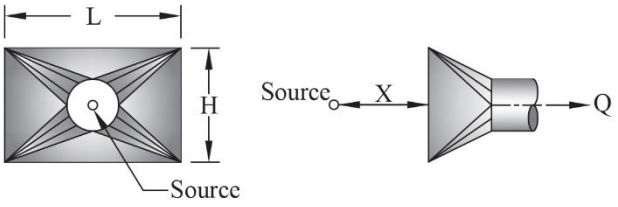
شکل هندسی هود

پروفایل سرعت[1] برای فاصله مشخصی در جلوی دهانه هود تحت تأثیر شکل دهانه (اسلات یا ساده) تغییر می‌کند. پروفایل سرعت حاصل از اسلات با طول زیاد در مقایسه با دهانه ساده تا فاصله بیشتری از دهانه هود گسترش می‌یابد. ناحیه موثر هود با دهانه ساده در راستای عمودی بیشتر است. با فاصله گرفتن از دهانه هود، پروفایل عملکرد کلیه هودها مشابه هود با دهانه ساده خواهد شد. در فواصل نزدیک به هود، یک اسلات باریک تا فاصله مشخصی خطوط هم سرعت استوانه شکل[2] تشکیل می‌دهد. فاصله اثربخشی دهانه اسلات در راستای افقی نسبت به راستای عمودی (تراز بالاتر یا پایین‌تر) بیشتر است. بهره‌گیری از ۲ یا چند اسلات افقی موازی، مشابه شکل ۳-۱۸، باعث افزایش کارایی هود در راستای عمودی می‌شود. چنانچه آرایش و چیدمان اسلات‌ها با فاصله نسبتا مناسب (مثلا بیشتر از شعاع ناحیه مؤثر مطلوب در راستای افق) از یکدیگر نباشد، عملکرد ۲ اسلات مجاور بیشتر شبیه یک دهانه مستطیل شکل خواهد بود. روابط بین سرعت ربایش و هواگذر مکشی برای انواع هودهای ربایش‌کننده در شکل ۳-۱۹ بطور شماتیک برای انواع مختلف دهانه هود نمایش داده شده است.



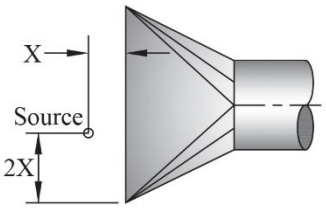
شکل۳-۱۸: هود دارای چند اسلات

1. Velocity profile
2. Cylinderical velocity contures



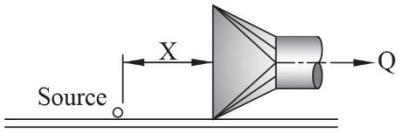
FREELY SUSPENDED HOOD

$Q = V_X(10X^2 + A_f)$



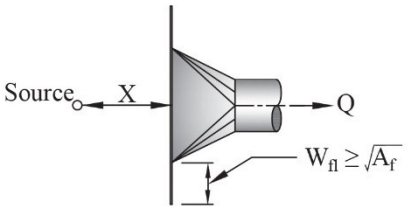
LARGE HOOD

Large hood, X small - measure X perpendicular to hood face, not less than 2X from hood edge.



HOOD ON BENCH OR FLOOR

$Q = V_X(5X^2 + A_f)$



HOOD WITH WIDE FLANGE

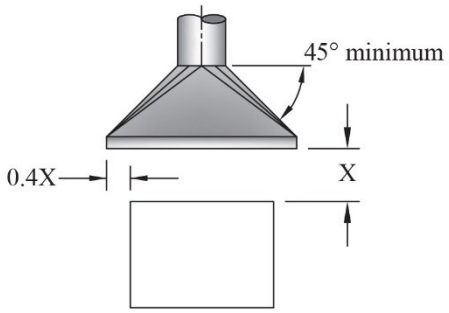
$Q = V_X\ 0.75(10X^2 + A_f)$

Q = Required exhaust airflow, acfm [am^3/s]
X = Distance from hood face to farthest point of contaminant release, ft [m]
A_f = Hood face area, ft^2, [m^2]
Vx = Capture Velocity, fpm [m/s], at distance X

Note: Airflow rate must increase as the square of the distance of the source from the hood. Baffling by flanging or by placing on bench, floor, etc. has a beneficial effect.

RECEIVING / CAPTURE HOODS

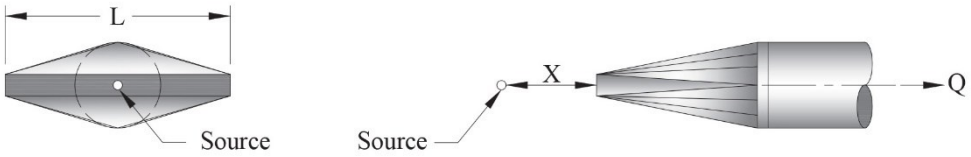
(Small side-draft hoods)



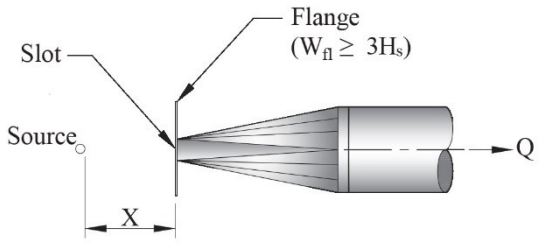
Q = 1.4 PXV (P = Perimeter of tank, ft [m])
V = Capture velocity at perimeter
Not recommended if workers must bend over source
V ranges from 50 to 500 fpm [0.25 to 2.50 /s] depending on crossdrafts
Side curtains on two or three sides to create a semi-booth or booth are desirable.

CANOPY HOODS

شکل ۳-۱۹: روابط بین سرعت رباییش و هواگذر مکشی برای برخی هودهای رباییش‌کننده

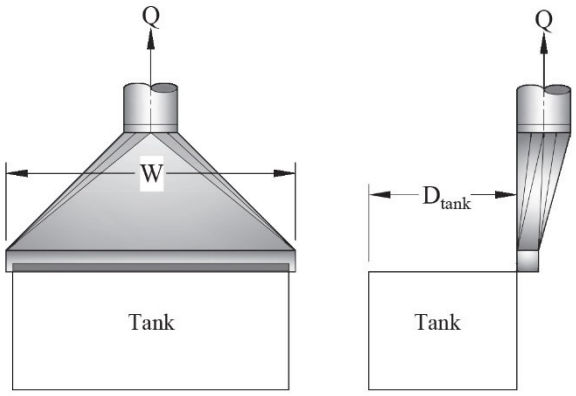


FREELY SUSPENDED SLOT
$Q = 3.7LV_xX$

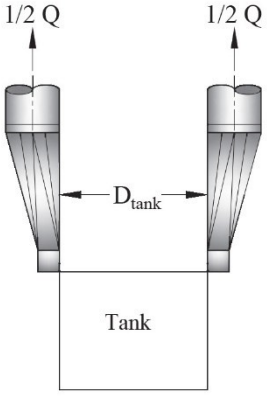


FLANGED SLOT
$Q = 2.6LV_xX$

W_{fl} = Minimum width of the flange [m]
Q = Required exhaust airflow, acfm [am^3/s]
X = Distance from hood face to farthest point of contaminant release (usually on centerline of hood), ft [m]
A_f = Hood face area, ft^2, [m^2]
V_x = Capture velocity, fpm [m/s], at distance X
L = Length of hood, slot, table, tank, etc., ft [m]
D_{tank} = Depth of tank, ft [m]
V_t = Velocity at tank surface, varies from 50 to 500 fpm [0.25 to 2.5 m/s], typical choice is 150 to 250 fpm [0.75 to 1.25 m/s].
Flanged slots require lowest exhaust.
See Section 13.70
H_s = Height of slot [m]



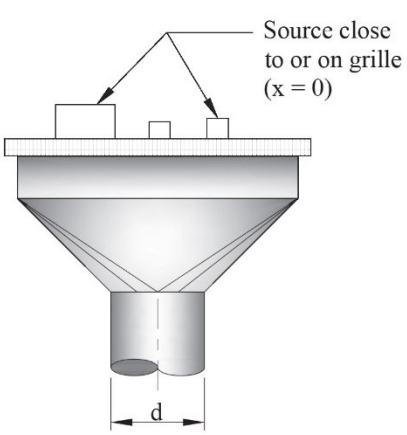
FLANGED SLOT ON TANK
$Q = V_tD_{tank}W$



FLANGED SLOT ON TANK
$Q = V_tD_{tank}W$

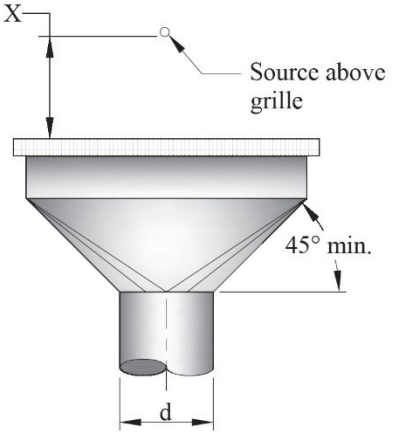
One-half Q in each slot if slots on both sides of tank

شکل ۳-۱۹: روابط بین سرعت ربایش و هواگذر مکشی برای برخی هودهای ربایش‌کننده (ادامه)



SIMILAR TO BOOTH

$Q = V_f A_f$

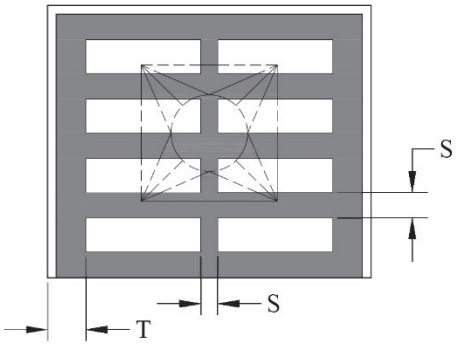


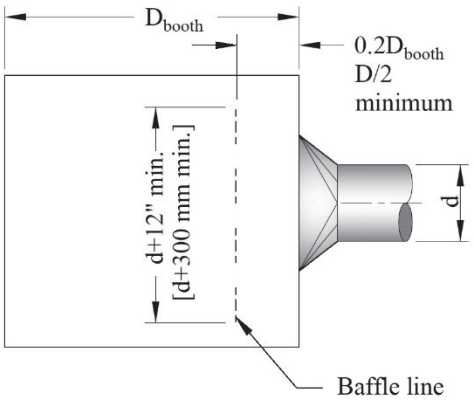
SIMILAR TO SUSPENDED HOOD

$Q = V_X(10X^2 + A_f)$

Not recommended for hot or heat-producing operations if downdraft area is large. See "Capture Velocity", V_x (Section 6.6.2)

DOWNDRAFT HOODS





$Q = A_f V_f$ (A_f = Face area, ft^2 [m^2]; V_f = Face Velocity, fpm [m/s])
Baffles are for air distribution
Baffles are not required if a water wall or other means of distribution is provided.
S varies from 4 to 8 inches [100 to 200 mm], depending on size of booth.
T varies from 6 to 12 inches [150 to 300 mm], depending on size of booth.
Increase the number of panels with size of booth.

BOOTH-TYPE HOODS

شکل ۳-۱۹: روابط بین سرعت ربایش و هواگذر مکشی برای برخی هودهای ربایش‌کننده (ادامه)

ساختار و موقعیت قرارگیری هودهای ربایش‌کننده

تأثیر جریان‌های مزاحم یا دیگر عوامل مختل‌کننده در ناحیه موثر هود باید مورد توجه قرار گیرد. بطور کلی، اندازه دهانه هود ربایش‌کننده باید حداقل ۵۰ درصد بزرگتر از قطر توده آلاینده انتشاری لحاظ شود. همچنین حداقل عرض هود باید با فاصله X (حداکثر فاصله منبع انتشار آلاینده تا دهانه هود) برابر باشد. چنانچه منبع انتشار آلاینده روی میز کار قابل جانمایی باشد، باید عرض هود با عرض میز کار یکسان باشد. برای مثال، اگر نیاز باشد منبع انتشار آلاینده‌ای در محدوده‌ای به عرض ۲۴ اینچ [۶۰۰ میلیمتر] روی میز کار کنترل گردد و پهنای توده آلاینده انتشاری کمتر از ۲۴ اینچ [۶۰۰ میلیمتر]، و طول مقدار X نیز کمتر از ۲۴ اینچ [۶۰۰ میلیمتر] باشد، آنگاه عرض دهانه هود باید ۵۰ درصد عریض‌تر و معادل ۳۶ اینچ [۹۰۰ میلیمتر] در نظر گرفته شود. ارتفاع مورد نیاز هود ربایش‌کننده نیز به عواملی چون نوع هود، ارتفاع عمودی توده آلاینده انتشاری، شناوری یا شتاب رو به بالای هوای آلوده بستگی دارد. در شرایط با هواگذر مکشی یکسان، ارتفاع ناحیه موثر دهانه هود با چندین اسلات افقی نسبت به هود با دهانه ساده کمتر خواهد بود. در صورتی که منبع آلاینده تا فواصل عمودی زیادی منتشر یا جابجا شود، بکارگیری بیش از یک اسلات ضروری است. چنانچه از هود اسلات دارای پلنوم استفاده شود، باید ارتفاع پلنوم متناسب با تعداد اسلات لحاظ گردد. باید توجه داشت چنانچه اسلات‌ها با فاصله نزدیک به هم جانمایی گردند (فاصله خطوط میانی ۲ اسلات مجاور کمتر از مقدار X باشد) نواحی موثر اسلاتها با هم ادغام شده و مشابه یک هود دهانه ساده عمل خواهند نمود. در هودهای دهانه ساده، ناحیه موثر هود در راستای عمودی تقریبا متناسب با ارتفاع طراحی دهانه هود می‌باشد. اگر منبع انتشار آلاینده نسبتا نزدیک دهانه هود باشد، ابعاد ناحیه موثر در راستای افقی و عمودی متناسب با افزایش حجم هوای مکشی بزرگتر می‌گردد. در شرایطی که آلاینده هم دمای محیط بوده و شتاب قابل توجهی نداشته باشد، باید منبع انتشار آلاینده در مرکز دهانه هود جانمایی شود. اگر منبع آلاینده روی سکو یا میز کار باشد، می‌توان هود را کمی بالاتر از توده ابر انتشاری جانمایی نمود، به ویژه اگر لبه هود با سطح کار تماس داشته باشد. اگر توده آلاینده، شناوری یا شتاب رو به بالا داشته باشد باید هود کمی بالاتر از ارتفاع منبع انتشار و تا حد امکان نزدیک به آن بدون اختلال در عملکرد اپراتور جانمایی گردد. دلیل اصلی بکارگیری اسلات در دهانه هود ایجاد یکنواختی جریان در امتداد دهانه اسلات است. طول اسلات باید فراتر از ابعاد منبع انتشار آلاینده لحاظ شود و در صورت افزایش فاصله

آلاینده از دهانه هود، ضروری است طول اسلات نیز بیشتر شود. هود مکشی دارای پلنوم و اسلات اصطلاحا هود مرکب (ترکیبی)[1] نامیده می‌شود. برخی هودهای مرکب بیش از یک اسلات دارند که عموما موازی با ضلع بزرگتر پلنوم لحاظ می‌شود. از آنجایی که ناحیه موثر یک هود اسلات در راستای عمودی محدود است، برای کنترل اثربخش منبع آلاینده در دو ارتفاع مختلف باید از دو اسلات مجزا در ارتفاع‌های مدنظر استفاده شود. برای یک محفظه پلنوم معین، با افزایش سرعت اسلات میزان یکنواختی سرعت در امتداد دهانه اسلات افزایش یافته و متعاقبا جریان مکشی در مقابل هود نیز یکنواخت‌تر می‌شود. با این حال، طراحی سرعت اسلات بسیار بالا منجر به ایجاد نواحی آشفته و توزیع غیریکنواخت جریان هوا در امتداد اسلات می‌گردد. مشروط به رعایت موارد زیر، سرعت اسلات نسبتا پایین در حدود 1000 fpm [5 m/s] قادر به ایجاد یکنواختی مطلوب خواهد بود:

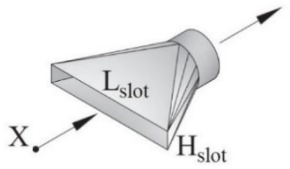
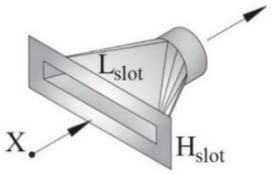
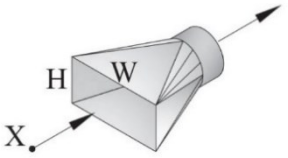
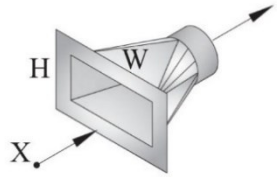
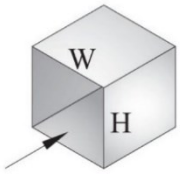
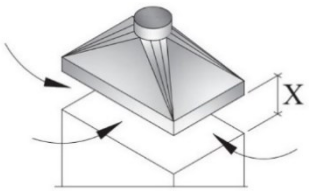
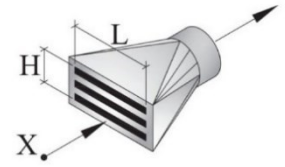
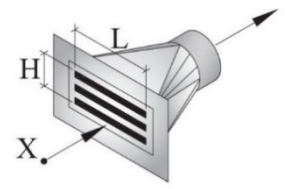
- سرعت پلنوم[2] حداکثر معادل نصف سرعت اسلات باشد.
- موقعیت جانمایی اتصال هود به کانال در مرکز اسلات و عمود بر آنها جانمایی شود (یعنی هوا با عبور از اسلات یک چرخش ۹۰ درجه داشته باشد) یا پلنوم با عمق زیاد (حداقل معادل طول اسلات) در نظر گرفته شود.
- زاویه شیب اتصال تبدیل مخروطی/ هرمی خروجی هود ۴۵ درجه یا کمتر باشد.
- فاصله نزدیک‌ترین اسلات تا تبدیل مخروطی/ هرمی خروجی معادل نصف طول اسلات باشد.

در صورت فراهم نبودن شرایط فوق، سرعت اسلات می‌تواند افزایش یابد. با این حال سرعت اسلات بیش از 2000 fpm [10 m/s] توصیه نمی‌شود، زیرا اثربخشی آن در مقایسه با افزایش قابل توجه افت فشار استاتیک بسیار ناچیز است. چنانچه بهبود راندمان ربایش آلاینده در هود اسلات ضروری باشد، افزایش میزان هواگذر مکشی هود همراه با افزایش ابعاد اسلات جهت حفظ سرعت در محدوده 2000 fpm [10 m/s] بسیار اثربخش‌تر خواهد بود. روابط کاربردی جهت محاسبه هواگذر برخی هودهای مکشی متداول در تهویه صنعتی در جدول ۳-۲ ارائه شده است.

---

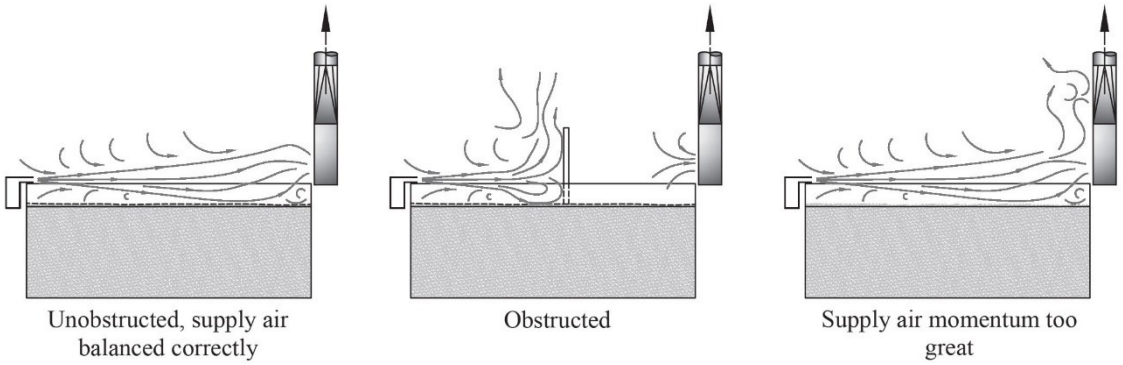
1. Compound hood
2. Plenum Velocity - Vp

جدول ۳-۲: روابط برآورد هواگذر هودهای مکشی

نوع هود	شرح	نسبت ابعاد دهانه	روابط برآورد جریان هواگذر
	اسلات	۰/۲ یا کمتر	$Q = 3.7\ L\ V_x\ X$ V_x: سرعت ربایش هود در فاصله X از دهانه
	اسلات لبه‌دار	۰/۲ یا کمتر	$Q = 2.6\ L\ V_x\ X$
	دهانه ساده	۰/۲ یا بیشتر و گرد	$Q = V_x\ (10X^2 + A_f)$ $A_f = W\ H$ A_f: سطح دهانه هود
	دهانه ساده لبه‌دار $(W_F \geq \sqrt{A_f})$	۰/۲ یا بیشتر و گرد	$Q = 0.75\ V_x\ (10X^2 + A_f)$ $A_f = W\ H$
	اتاقک (Booth)	متناسب با شرایط کار	$Q = V\ A = V_f\ W\ H$ V_f: سرعت دهانه هود
	کنوپی (Canopy) (برای عملیات پرحرارت)	متناسب با شرایط کار	$Q = 1.4\ P\ V\ X$ P: محیط دهانه مخزن
	هود مرکب چند اسلات	۰/۲ یا بیشتر	$Q = V_x\ (10X^2 + A_s)$ $A_s = H\ L$ A_s: سطح دهانه اسلات
	هود مرکب چند اسلات لبه‌دار	۰/۲ یا بیشتر	$Q = 0.75\ V_x\ (10X^2 + A_s)$ $A_s = H\ L$

هودهای مکشی-دمشی[1]

پاشش هوا با سرعت بالا در دهانه کانال یا نازل می‌توانـد تا مسافتـی معادل ۳۰ برابر قطر دهانـه پاشش پرتاب شود. البته سرعت جریان هـوای پاششی پس از طی این مسافت در اثر آشفتگی و انبسـاط جریان به حدود ۱۰ درصد مقدار اولیه خود می‌رسد. و از طرفی جریان هوای مکشی به سمت دهانه هود در فاصله معادل قطر دهانه دارای سرعتی حدود ۱۰ درصد سرعت دهانه می‌باشد. با توجه به مطالب فوق، سیستم‌های دمشی-مکشی با محدودسازی و رانش هوای آلوده به سمت هود رباییش‌کننده فعالیت می‌کنند. تضعیف (تغییر) الگوی جریان هوا در فواصل پاشش کوتاه کمتر محتمل است، اما در فواصل بلندتر می‌تواند بسیار شدید رخ دهد. مطابق شکل ۳-۲۰، وجود مانع بزرگ به ویژه در نزدیکی نازلهای پاشش موجب برگشت هوای پاششی و فـرار آلاینده از هود رباییش‌کننده می‌شود. عموما هوا در اطراف جسم با ابعاد متوسط می‌تواند جریان یابد، به خصوص اگر در فاصله نسبتا دور (مثلا بیش از پنج برابر ضلع کوچکتر مانع) از نازلهای پاشش قرار داشته باشد. در صورت بکارگیری هود دمشی-مکشی، استفـاده از طرح سیستم پایلوت جهت کنترل و تنظیم بهینه جریان توصیه می‌شود. تعیین حجم جریان هواگذر سیستم دمشی-مکشی بسیار حیاتی است و بهتر است قابل تنظیم طراحی شود. زیرا جریان هوای پاششی ضعیف رانش مطلوب آلاینده را فراهم نمی‌کند و از طرفی جریان هوای پاششی شدید نیز باعث آشفتگی و پراکنش آلاینده گردیده و کارایی هود در جمع‌آوری و رباییش موثر کاهش می‌یابد. برای توضیحات تکمیلی و محاسبات سیستم هود دمشی-مکشی به راهنمای طراحی تهویه صنعتی سازمان ACGIH آمریکا مراجعه نمایید.

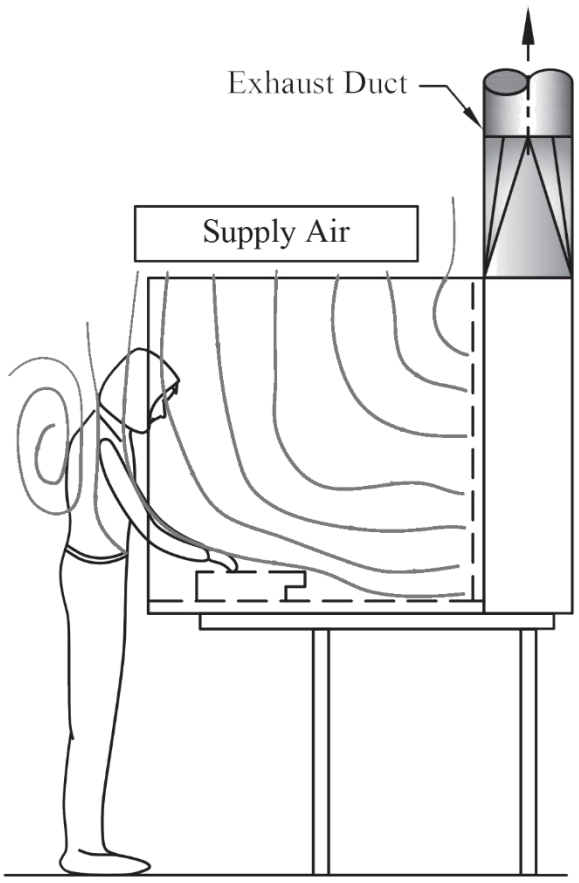


شکل ۳-۲۰: تهویه دمشی-مکشی برای حوضچه غوطه‌وری

1. Push-Pull hoods

هود دارای هوای جایگزین[1]

مطابق شکل ۳-۲۱، در این نوع هود با پاشش آرام هوای پاک در جلوی هود رباییش‌کننده سطح اثربخشی بهبود می‌یابد. این استراتژی در صورت طراحی و اجرای صحیح می‌تواند راندمان عملیاتی هود رباییش‌کننده را افزایش دهد. این شیوه در صورتی موثر است که سرعت جریان‌های مزاحم پایین (35 fpm [0.17 m/s]) باشد. و میزان هواگذر جایگزین به گونه‌ای تنظیم شود که هوای پاششی از هود عبور نکند. میزان هواگذر مکشی باید حداقل ۳۰ درصد بیشتر از هواگذر جایگزین باشد و سرعت رهایش[2] هوای پاششی نیز باید کمتر از 50 fpm [0.25 m/s] لحاظ گردد. این نوع هود بطور اثربخشی در فرایند ریخته‌گری از جمله طراحی هود رباییش‌کننده جانبی[3] برای ایستگاه ماسه‌گیری لرزشی و ایستگاه ذوب‌ریزی استفاده شده است.



شکل ۳-۲۱: هود دارای هوای جایگزین

1. Compensating air hood
2. Release velocity
3. Side-draft hood

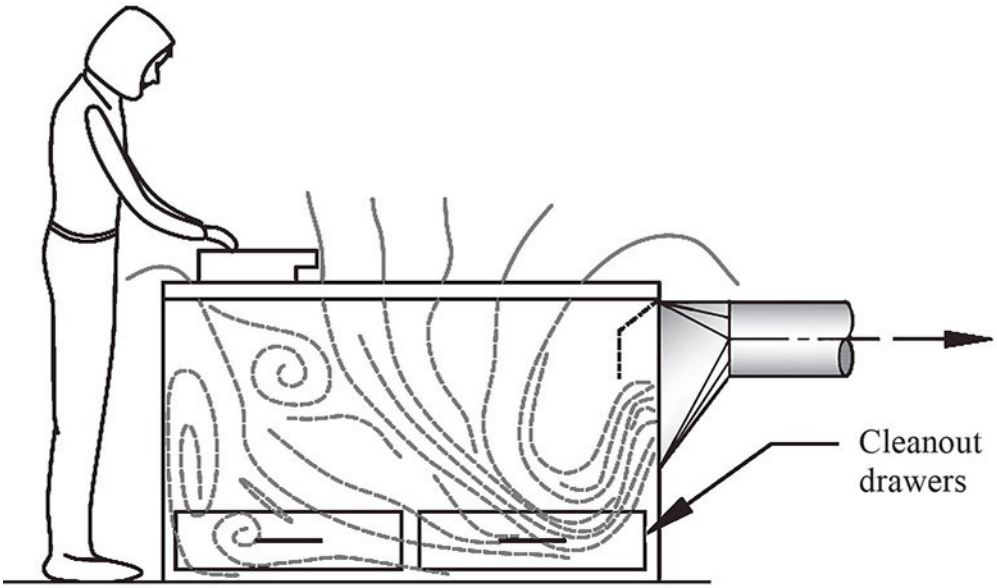
هودهای رابش‌کننده تحتانی[1]

نوعی هود رابش‌کننده است که مطابق شکل ۳-۲۲ جریان هوای رو به پایین از طریق دهانه افقی وارد بدنه هود می‌شود. سقوط ذرات درشت از صفحه مشبک دهانه به داخل بدنه هود و جمع‌آوری آنها درون کشوهای قابل پاکسازی از مزایای این هود می‌باشد. با توجه به کاهش فاصله هود تا منبع تولید آلاینده، هواگذر مورد نیاز می‌تواند اندکی کمتر لحاظ شود. به عنوان یک هود رابش‌کننده، میزان هواگذر آن از رابطه زیر قابل محاسبه خواهد بود:

$$Q = (V_x)\,(5\,X^2 + A_f) \qquad \text{(معادله ۳-۲)}$$

در این رابطه، X حداکثر فاصله از سطح هود تا ارتفاع انتشار آلاینده بر حسب ft [m] می‌باشد.

شایان ذکر است در صورت آشفتگی هوا توسط فعالیت/ عملیات کاری باید ارتفاع X از نقطه انتشار آلاینده بالاتر لحاظ شود. برای مثال در فعالیت سنگ‌زنی دستی قطعات، چرخش سریع صفحه سنگ موجب آشفتگی هوا می‌شود. اپراتورها گاهی مجبور به خواباندن قطعات و ابزار روی صفحه مشبک دهانه هود می‌شوند که موجب مسدودسازی دریچه‌های باز دهانه و افت کارایی هود در رابش موثر آلاینده می‌گردد.

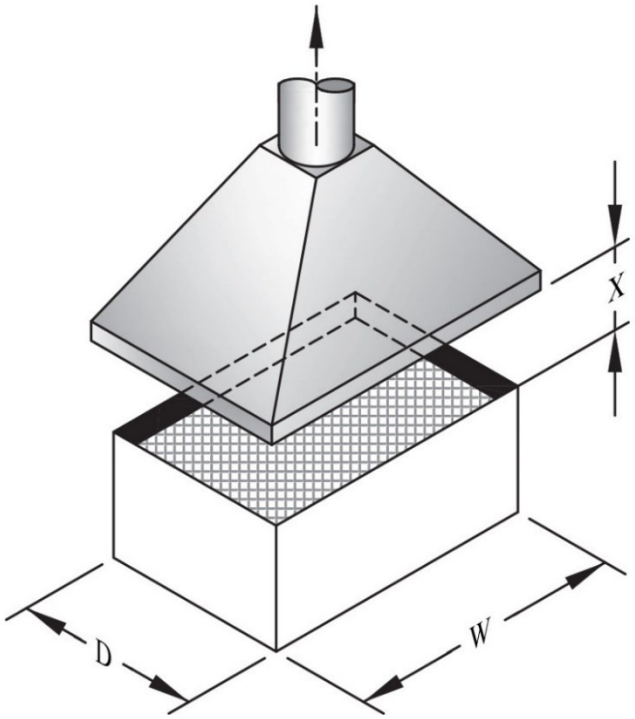


شکل ۳-۲۲: هود رابش‌کننده تحتانی

1. Downdraft hoods

هودهای دریافت‌کننده[1]

همان هود ربایش‌کننده است که جهت مکش موثر جریان‌های همرفتی (شناوری) رو به بالای حاصل از گازها/ بخارات عملیات/ فرایند پرحرارت باید دهانه هود بالای منبع انتشار آلاینده جانمایی گردد، یا جهت مکش اثربخش ذرات آلاینده پرتابی توسط منبع انتشـار در فاصله مشخصی جانمـایی شود. مطابق شکل ۳-۲۳، هودهای کنوپی که بالای منابع آلاینده قرار می‌گیرند، عموما برای دریافت آلاینده‌هـای مخلوط‌شده با هوای داغ فرایندهـای پرحرارت کـاربرد دارند. اثربخشی هود کنوپـی برای



شکل ۳-۲۳: هود کنوپی

هوای نسبتا گرم یا هم دما با محیط به دلایل زیر به شدت کاهش خواهد یافت و لذا به هیچ عنوان توصیه نمی‌شود:

- توزیع هواگذر مکشی در صورت عدم بکارگیری شیوه مناسب جهت توزیع یکسان جریان هوا در دهانه هود ضعیف می‌شود. در این حالت بجای ایجاد جریان هوا در نزدیکی منبع آلاینده، هوا

1. Receiving hoods

بیشتر در بالای دهانه هود جریان خواهد داشت.

- دهانه‌های باز هود صفحاتی هستند که از محیط منبع آلاینده و محیط هود کنوپی شکل می‌گیرند. هواگذر مکشی از چهار جهت وارد هود می‌شود، بنابراین به همان نسبت حجم هوای مورد نیاز بسیار افزایش خواهد داشت:

$$Q = 1.4\ (P)\ (X)\ (V_x)$$ (معادله ۳-۳)

در این رابطه، P و X به ترتیب محیط دهانه و ارتفاع آزاد بالای تانک بر حسب ft [m] می‌باشد.

- در صورت حضور اپراتور کنار منبع آلاینده، امکان انتشار هوای آلوده در ناحیه تنفسی وجود دارد.
- با توجه به باز بودن هر چهار طرف، راندمان عملکردی هود نسبت به جریان‌های مزاحم عرضی از هر چهار طرف بسیار آسیب‌پذیر است.

هودهای آزمایشگاهی[1]

با توجه به اهمیت و ضرورت فعالیت تحقیقاتی و بررسی آزمایشگاهی در بخشهای مختلف صنایع (همچون استخراج معادن زیرزمینی، آب و فاضلاب، پالایشگاه نفت، گاز و پتروشیمی)، بهداشت و درمان (مانند پاتولوژی، ویروس‌شناسی و داروسازی) و آموزش عالی (از جمله مراکز دانشگاهی) احتمال فرامواجهه اپراتور با ترکیبات شیمیایی سمی، رادیونوکلوئید[2]، آئروسل‌های بیولوژیکی بسیار بالاست. در راستای کنترل ریسک مخاطرات بالقوه مواجهه با آلاینده‌های هوابرد فوق می‌توان از هودهای شیمیایی و کابینتهای ایمن بیولوژیک با سطح حفاظت مطلوب استفاده نمود.

هودهای شیمیایی آزمایشگاهی[3]

هودهای شیمیایی مطابق اصول عملکرد هود محصورکننده صرفا برای حفاظت اپراتور در برابر مواجهه با گازها، بخارات و آئروسلهای شیمیایی در نظر گرفته می‌شوند. به عبارتی بخارات انتشاری

1. Lab hoods
2. Radionuclides
3. Lab fume hoods

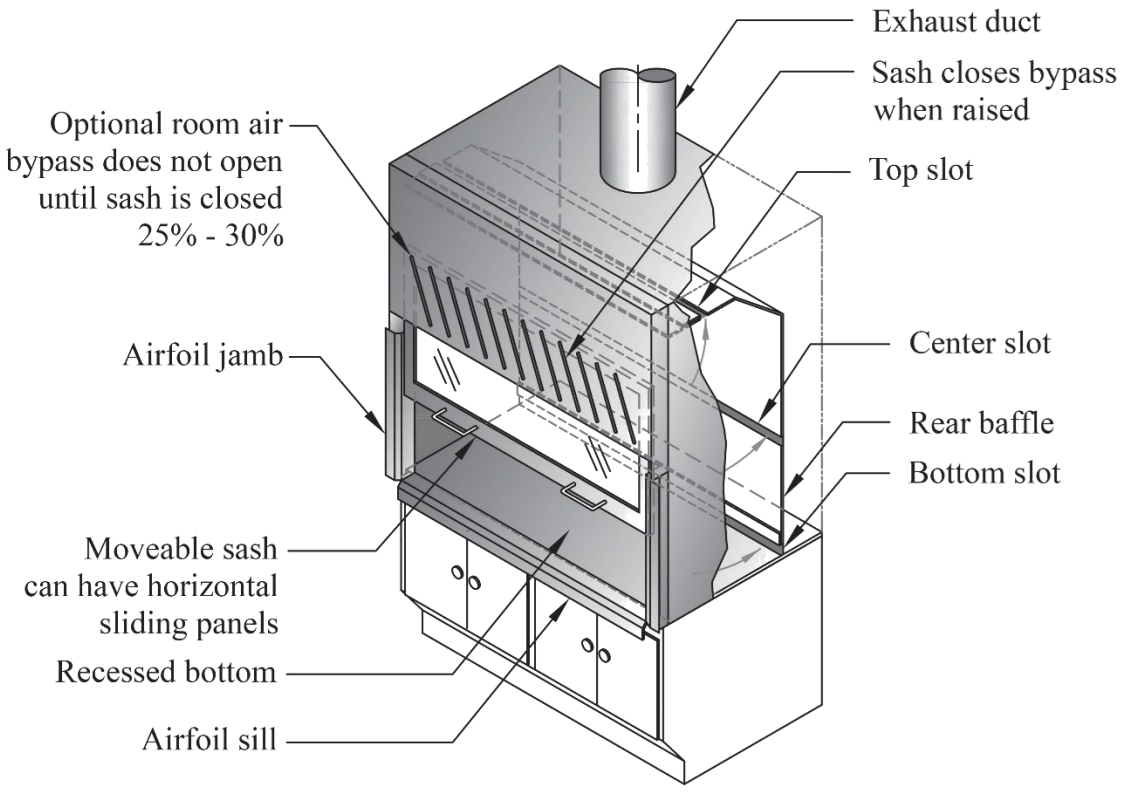
حین فعالیت آزمایشگاهی داخل هود توسط جریان هوای مکشی جمع‌آوری شده و اجازه خروج از دهانه هود را پیدا نمی‌کنند. مشخصات کلی هود شیمیایی استاندارد در شکل ۳-۲۴ ارائه شده است.

انواع هود شیمیایی آزمایشگاهی

هودهای شیمیایی آزمایشگاهی در ۲ گروه کلی هودهای جریان ثابت و جریان متغیر به شرح زیر دسته‌بندی می‌شود:

هود شیمیایی جریان ثابت[1]

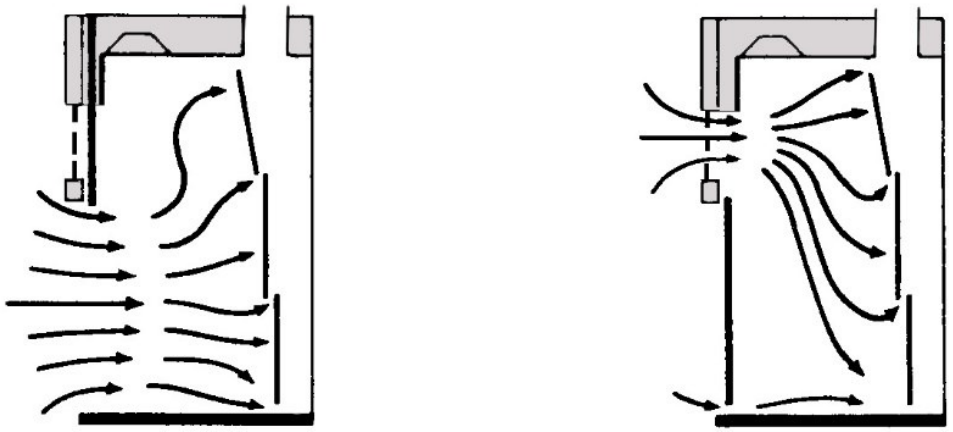
در این گروه هود آزمایشگاهی میزان هواگذر تقریبا ثابت است ولی سرعت دهانه مبتنی بر موقعیت تنظیم ساش متغیر است. ساش هود مذکـور می‌تواند عمودی، افقـی یا ترکیبی باشد. سرعت دهـانه در حالتی که ساش پایین باشد، حدود سه تا چهـار برابر حالتی است که ساش کاملا باز است. این گروه



شکل ۳-۲۴: هود شیمیایی آزمایشگاهی

1. Constant Air Volume - CAV

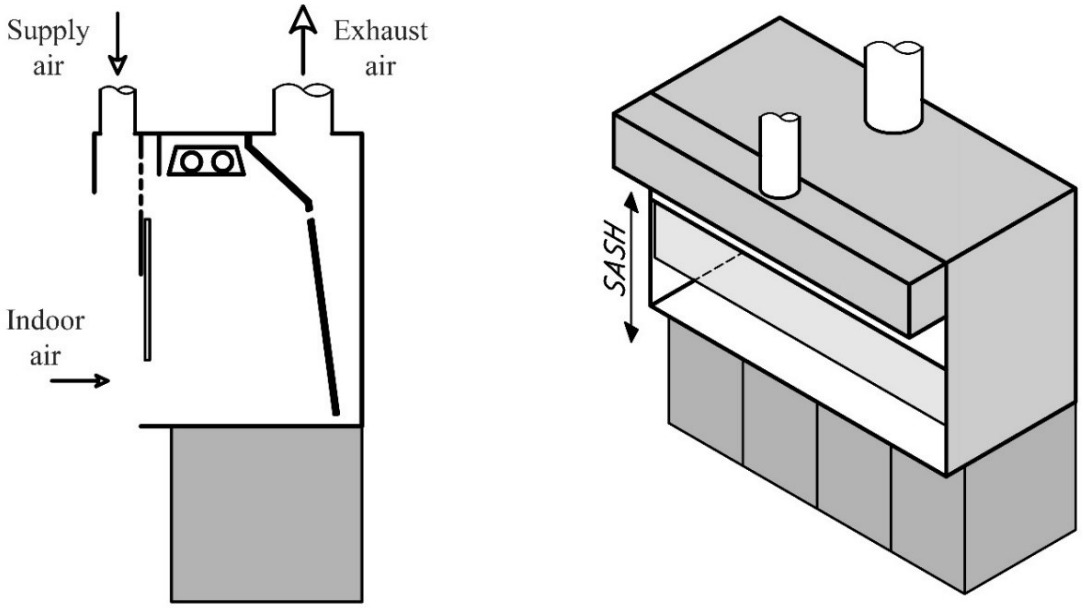
هودهـا عموما برای فعالیت و عملیات کاری مکرر با سطح ریسک مخاطرات متوسط و بالا کاربرد دارند. برای اجتناب از سرعت بالای دهانه حین پایین آوردن ساش، مطابق شکل ۳-۲۵ از دریچه میان‌بر[1] به صورت صفحه مشبک روی پیشانی بدنه هود استفاده می‌شود. بدین ترتیب هنگامی که ساش در حالت باز باشد، دریچه میان‌بر مسدود شده و کل جریان هوای مکشی با سرعت طراحی از دهانه هود وارد می‌شود. با پایین‌آوردن ساش، در موقعیتی که تقریبا یک‌سوم آن بسته شده باشد، دریچه کنارگذر از حالت مسدود خارج شده و بخشی از جریان از طریق آن وارد هود می‌شود، با ادامه حرکت ساش به سمت پایین سطح باز دریچه میان‌بر افزایش یافته و حجم هوای بیشتری از طریق آن وارد هود می‌شود، اما سرعت طراحی دهانه هود تقریبا ثابت حفظ می‌گردد. از آنجایکه اکثر فضاهای آزمایشگاهی مجهز به سیستم تهویه مطبوع هستند، با فعالیت هودهای آزمایشگاهی بخش قابل توجهی از هوای مطبوع شده از محیـط آزمایشگـاه تخلیه و آسـایش حـرارتی مختـل می‌گردد. برای حـل این معضل و



شکل ۳-۲۵: نحوه عملکرد دریچه میان‌بر هنگام پایین‌آوردن ساش

همچنین مدیریت بهینه انرژی، بکـارگیری هود آزمایشگـاهی دارای هوای جـایگزین[2] توصیه می‌شود. کـاربرد این نوع هود جهت کـاهش حـداکثری مکش هوای مطبوع در طول فصول گـرم و سـرد سال است. نمای شماتیک این هود در شکل ۳-۲۶ نمایش داده شده است. سامانه هوای جایگزین برای هود آزمایشگـاهی دارای ساش عمودی توصیه می‌شود و بکارگیری آن با ساش افقـی باعث ایجاد آشفتگی

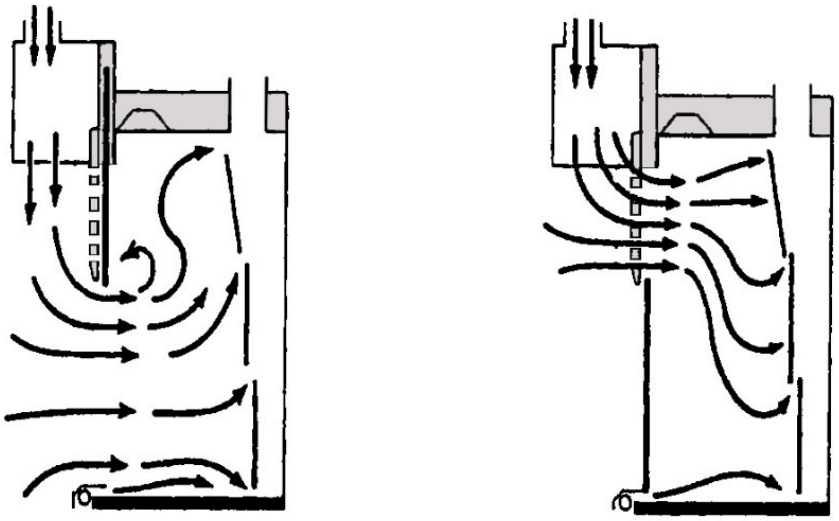
1. By-pass grille
2. Axillary (Supply) air



شکل ۳-۲۶: هود آزمایشگاهی دارای هوای جایگزین

جریان در دهانه هود می‌گردد. میزان جریان هوای جایگزین معادل ۶۰ تا ۶۵ درصد کل هواگذر مکشی هود توصیه می‌شود. به این ترتیب صرفا ۳۵ تا ۴۰ درصد جریان از هوای مطبوع شده محیط آزمایشگاه برداشت می‌شود. اگر اختلاف دمای هوای جایگزین با هوای محیط آزمایشگاه کمتر از ۱۳ درجه فارنهایت [۷ درجه سلسیوس] باشد، نیازی به مطبوع‌سازی هوای جایگزین نیست. صرفه اقتصادی این دسته هودها در فصول گرم کاملا ملموس است، زیرا هوای مطبوع‌نشده/ نسبتا مطبوع‌شده بیرون، بخش عمده جریان هواگذر مکشی هود را تشکیل می‌دهد. اما در فصول سرد، جهت آسایش اپراتور و پیشگیری از مشکلات ناشی از کندانس‌شدن بخار آب در هود، بهتر است هوای جایگزین توسط کویل حرارتی تا حدودی پیش گرم شود. در صورت امکان می‌توان بخشی از جریان هوای جایگزین را از هوای مسیر برگشت سیستم تهویه مطبوع تأمین نمود. به منظور توزیع یکنواخت و آرام هوای جایگزین مقابل دهانه هود باید پاشش هوا توسط محفظه پلنوم با سطح مشبک در امتداد طول هود انجام گیرد. در صورت طراحی اصولی سامانه هوای جایگزین علاوه‌بر کاهش هزینه مطبوع‌سازی، راندمان عملکرد هود مکشی نیز افزایش می‌یابد. بزرگترین ایراد این نوع هود، هزینه اولیه بالاتر، مخارج تعمیرات و نگهداری بیشتر، امکان نفوذ ذرات خارجی به داخل آزمایشگاه و عدم رضایت اپراتور در طول فصول سرد سال می‌باشد. شایان ذکر است فضای مورد نیاز جهت کانال‌کشی و جانمایی محفظه پلنوم بالای

سر اپراتور از دیگر معایب لاینفک این هودهاست. نحوه عمکرد الگوی جریان هوای در این دسته هودها در شکل ۳-۲۷ نمایش داده شده است.



شکل ۳-۲۷: جانمایی و نحوه عملکرد سامانه هوای جایگزین

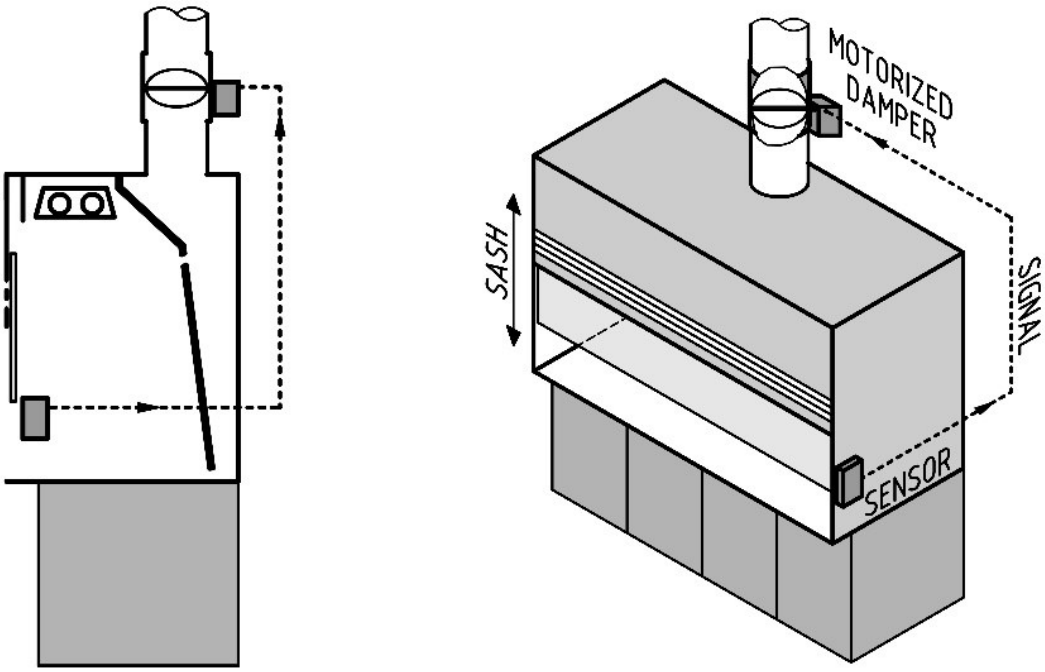
هود شیمیایی جریان متغیر[1]

هود جریان متغیر با هدف صرفه‌جویی مضاعف در مصرف انرژی وارد صنعت تهویه گردید. در این گروه هود آزمایشگاهی با حفظ سرعت دهانه در بازه مشخص، میزان هواگذر مکشی متناسب با موقعیت قرارگیری ساش تغییر می‌کند. کنترل جریان هواگذر مکشی از طریق دمپر برقی جانمایی‌شده در مسیر کانال خروجی هود انجام می‌گیرد که متناسب با موقعیت قرارگیری ساش باز و بسته می‌شود. کاهش چشمگیر اتلاف انرژی گرمایشی و سرمایشی از مزایای این دسته هودهاست. همچنین به منظور تأمین حداقل هواگذر مورد نیاز فن در حالت پایین‌بودن کامل ساش، باید از دریچه میان‌بر استفاده شود. در صورت بکارگیری سامانه هوای جایگزین باید سیستم کنترلی یکپارچه برای تنظیم حجم هوای جایگزین متناسب با تغییرات جریان هوای مکشی لحاظ شود. تنظیم دمپر برقی از طریق سیگنال دریافتی از سنسور ردیاب موقعیت قرارگیری ساش انجام می‌شود. بنابراین با پایین‌آوردن ساش، دمپر به سمت بسته‌شدن حرکت کرده و میزان جریان هواگذر مکشی کاهش می‌یابد. اگر الکتروموتور فن مکنده مجهز به ادوات کنترل فرکانس مانند اینورتر باشد، می‌توان از سیگنال ردیاب موقعیت قرارگیری ساش به جای

1. Variable Air Volume - VAV

فرمان تغییر وضعیت دمپر، جهت فرمان مستقیم به الکتروموتور فن استفاده نمود. جزئیات هود جریان متغیر به‌طور شماتیک در شکل ۳–۲۸ نمایش داده شده است. در بکارگیری و بهره‌برداری از هود جریان متغیر باید ملاحظات زیر مورد توجه قرار گیرد:

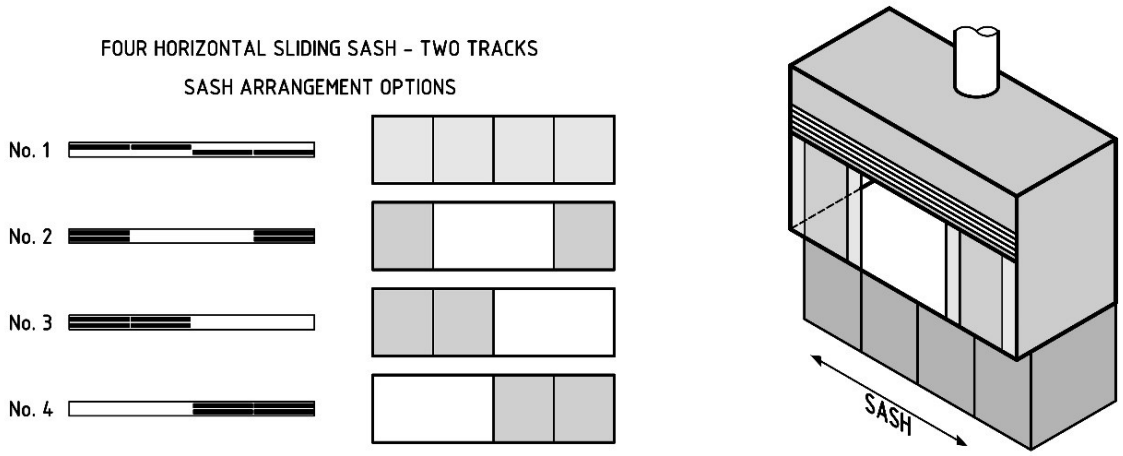
- فشار نسبی محیط آزمایشگاه نسبت به سایر فضای اطراف باید همواره ثابت حفظ شود.
- کانال انشعابی سایر هودهای مکشی نباید به هود جریان متغیر متصل شود. به عبارت دیگر کلیه هودهای جریان متغیر باید دارای فن مکنده مجزا باشند.
- بکارگیری سامانه جریان متغیر برای کابینت ایمن بیولوژیک توصیه نمی‌شود.
- دفعات تعویض هوای محیط آزمایشگاه در کمترین حالت فعالیت هود جریان متغیر باید بین ۶ تا ۸ تعویض در ساعت باشد.
- جهت حفاظت اپراتور از فرامواجهه ناشی از نقص سامانه جریان متغیر، تعبیه سامانه پایشی و اعلان هشدار (دیداری/ شنیداری) توصیه می‌شود.
- علاوه بر فعالیت اتوماتیک سیستم جریان متغیر، قابلیت تنظیم دستی سیستم نیز ضروری است.



شکل ۳–۲۸: هود شیمیایی جریان متغیر

- سامانه پایش جریان هواگذر مکشی هود باید در نظر گرفته شود.
- تدوین برنامه تعمیرات و نگهداری منظم توسط پرسنل آموزش‌دیده لحاظ شود.

اکثر هودهای آزمایشگاهی از نظر ساختاری دارای ساش عمودی هستند. اما از دهه ۱۹۹۰ میلادی بکارگیری هودهای دارای ساش افقی نیز متداول شد. قابلیت تنظیم سطح باز دهانه هود متناسب با فضای کاری مورد نیاز و متعاقبا کاهش جریان هواگذر و هزینه‌های مرتبط، از مزایای ساش افقی است. دیگر مزیت این نوع ساش، تأمین سطح ایمنی بالاتر در برابر پاشیده‌شدن مواد، پرتاب ذرات و انفجارهای کوچک است. با این وجود، به دلیل پیچیدگی رویه بهره‌برداری از ساش افقی از سوی اپراتورها استقبال نمی‌شوند. همچنین امکان حذف ساش افقی توسط اپراتور می‌تواند از نظر ملاحظات ایمنی و بهداشتی شرایط ناایمنی را ایجاد کند. در شکل ۳-۲۹، نمای هود دارای ساش افقی به همراه حالات قرارگیری پانل‌ها نمایش داده شده است.



شکل ۳-۲۹: نمای هود دارای ساش افقی و حالات قرارگیری پانل‌های ساش

کابینت‌های ایمن بیولوژیک[1]

به دلیل ریسک ابتلای اپراتورها به بیماری‌های عفونی در آزمایشگاه‌های بیولوژیکی، ضروری است کابینت ایمن بیولوژیکی با مشخصات فنی خاص مورد استفاده قرار گیرد. موارد فراوانی از سوابق ابتلای

1. Biosafety cabinets - BSC

اپراتورها به بیماری‌های حصبه، وبا، کزاز، هپاتیت و سل توسط نشریات علمی گزارش شده است. در طول چند دهـه گذشته، محققـان بسیاری در مورد مخاطرات و ریسک مرتبط با آزمایشگـاه‌های میکروبیولوژیکی مطالعه نموده و آن‌ها را دسته‌بندی کرده‌اند. فعالیت آزمایشگـاهی متناسب با عوامل بیولوژیکـی و عفونـی، توسط مؤسسه ملی ایمنی و بهداشت شغلی آمریکا[1] در چهـار سطح ایمنی بیولوژیک[2] به شرح زیر دسته‌بندی می‌شود:

سطح ۱ ایمنی بیولوژیک

این سطح برای مراکز آموزشی و تحقیقاتی صادق است که عوامل میکروبیولوژیک مورد استفاده عامل ایجاد بیماری شناخته‌شده‌ای برای افراد بزرگسال نباشد. در این سطح نیازی به جداسازی آزمایشگاه از سایر بخشهای ساختمان نیست، و عموما فعالیت آزمایشگاهی روی میز کار، بدون نیاز به هود آزمایشگاهی انجام می‌گیرد.

سطح ۲ ایمنی بیولوژیک

این سطح برای مراکـز درمانگاهـی، تشخیص پزشکـی و آموزشـی قابل تعریف است، که عوامـل میکروبیولوژیکی با ریسک متوسط همراه با امکان بروز بیماری انسانی با شدت مختلف محتمل باشد. حداقل الزامات طراحی سیستم تهویه برای این سطح عبارتند از:

- تأمین هوای تازه باید ۱۰۰ درصد باشد. استفاده از هوای برگشتی آزمایشگاه مجاز نیست.
- حداقل تعداد تعویض هوا بین ۶ تا ۱۵ بار در ساعت است.
- جهت نفوذ هوا به سمت داخل آزمایشگاه باشد، یعنی آزمایشگاه باید دارای فشار نسبی منفی باشد.
- حداقل سرعت دهانه مکشی هود بین 80 - 100 fpm [0.4 – 0.56 m/s] لحاظ شود.

لازم به ذکر است که اکثر آزمایشگاه‌هـای بیولوژیک متناسب با الزامـات سطح ۲ طراحی می‌شوند. با این وجود، سطح ایمنی بیولوژیکی آزمایشگـاه، باید تحت نظارت سرپرست آزمایشگـاه مورد ارزیابی

1. National Institute for Occupational Safety & Health - NIOSH
2. Bio-safety level – BSL

ریسک بیولوژیکی قرار گیرد.

سطح ۳ ایمنی بیولوژیک

این سطح برای مراکزی قابل تعمیم است که دارای پتانسیل بالایی برای مواجهه با آئروسل‌های عفونی حاصل از مواد بیولوژیک هستند. تنفس آئروسل‌های عفونی، می‌تواند باعث بیماری‌های شدید و کشنده شود. علاوه بر الزامات سطح ۲، سیستم تهویه این آزمایشگاه باید اختصاصی و بدون گردش مجدد هوا در نظر گرفته شود. همچنین فشار نسبی محیط آزمایشگاه نسبت به سایر فضاهای اطراف باید منفی باشد. در صورت احتمال تغییر فشار نسبی آزمایشگاه از منفی به مثبت، تعبیه و تأمین سیستم هشدار (شنیداری و دیداری) توصیه می‌شود. آزمایشگاه سطح ۳ باید به صورت فیزیکی از طریق اتاقک هوابند دارای دربهای خودبند از سایر اماکن اطراف بطور فیزیکی ایزوله شود. پرسنل باید پیش از ورود به آزمایشگاه لباس ویژه بپوشند، و کلیه فعالیت‌های کاری شامل مواد عفونی باید درون کابینت ایمن بیولوژیک استاندارد انجام گیرد. هوای مکشی از کابینت‌های ایمن بیولوژیک یا محیط آزمایشگاه باید قبل از تخلیه به فضای آزاد توسط فیلتر HEPA [1] پاکسازی شود.

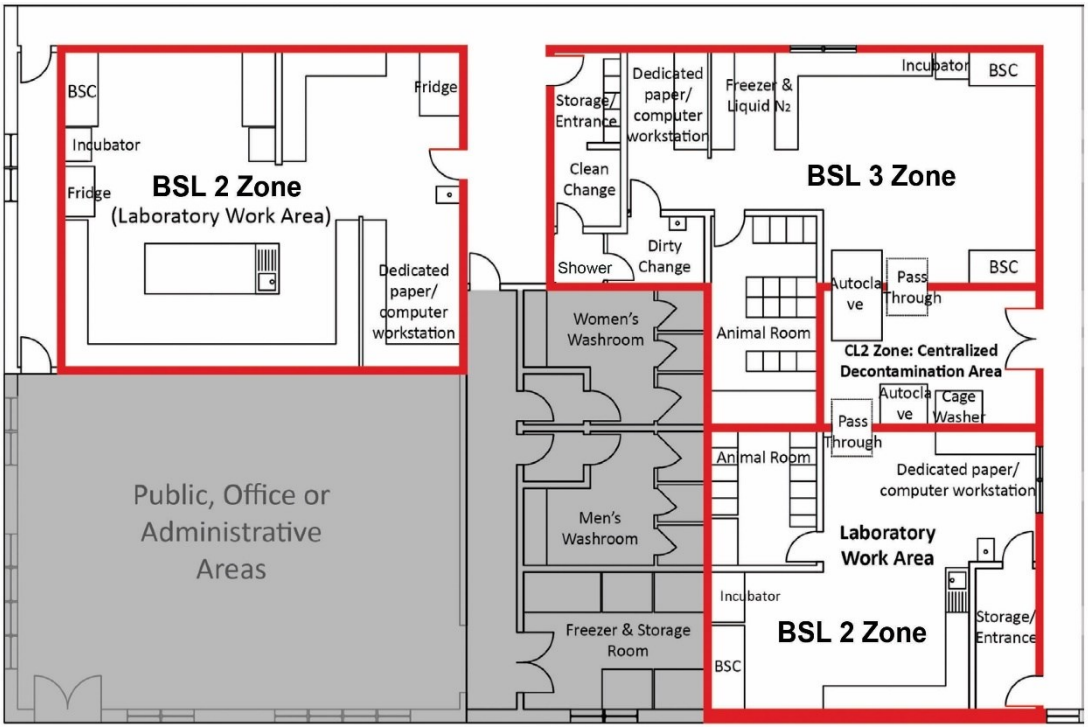
سطح ۴ ایمنی بیولوژیک

این سطح برای مراکزی صادق است که ریسک بالایی برای بروز بیماری تهدیدکننده زندگی در اثر مواجهه با مواد بیولوژیکی خطرناک و غیر بومی وجود دارد. این دسته مواد بیولوژیک دارای ریسک بالای عفونت آزمایشگاهی بوده که معمولا موجب مرگ می‌شود. علاوه‌بر الزامات سطح ۳، پرسنل باید پیش از ورود به آزمایشگاه لباس ویژه بپوشند و هنگام خروج نیز دوش بگیرند. همچنین کلیه ضایعات آزمایشگاه باید مطابق رویه استاندارد خارج شود.

با توجه به مطالب بیان شده، آرایش معماری فضاهای آزمایشگاهی با سطوح ایمنی بیولوژیک مختلف در کنار یکدیگر باید با رعایت ملاحظات مرتبط انجام گیرد. به منظور آشنایی با کلیات طراحی آزمایشگاه و اهمیت مشخصات سطوح ایمنی بیولوژیک مختلف، در شکل ۳-۳۰ نقشه پلان معماری و چیدمان آزمایشگاه با سطوح ایمنی بیولوژیک ۲ و ۳ ارائه شده است.

---

1. High Efficiency Particulate Air – HEPA



شکل ۳-۳۰: نمونه نقشه پلان معماری و چیدمان آزمایشگاه با سطوح ایمنی بیولوژیک ۲ و ۳

انواع کابینت ایمن بیولوژیک

هود مخصوص آزمایشگاه بیولوژیکی را اصطلاحا کابینت ایمن بیولوژیک می‌نامند که براساس سطح ایمن بیولوژیک دارای مشخصات فنی خاصی هستند. در ادامه به معرفی انواع کابینت و تشریح مشخصات فنی آنها پرداخته می‌شود.

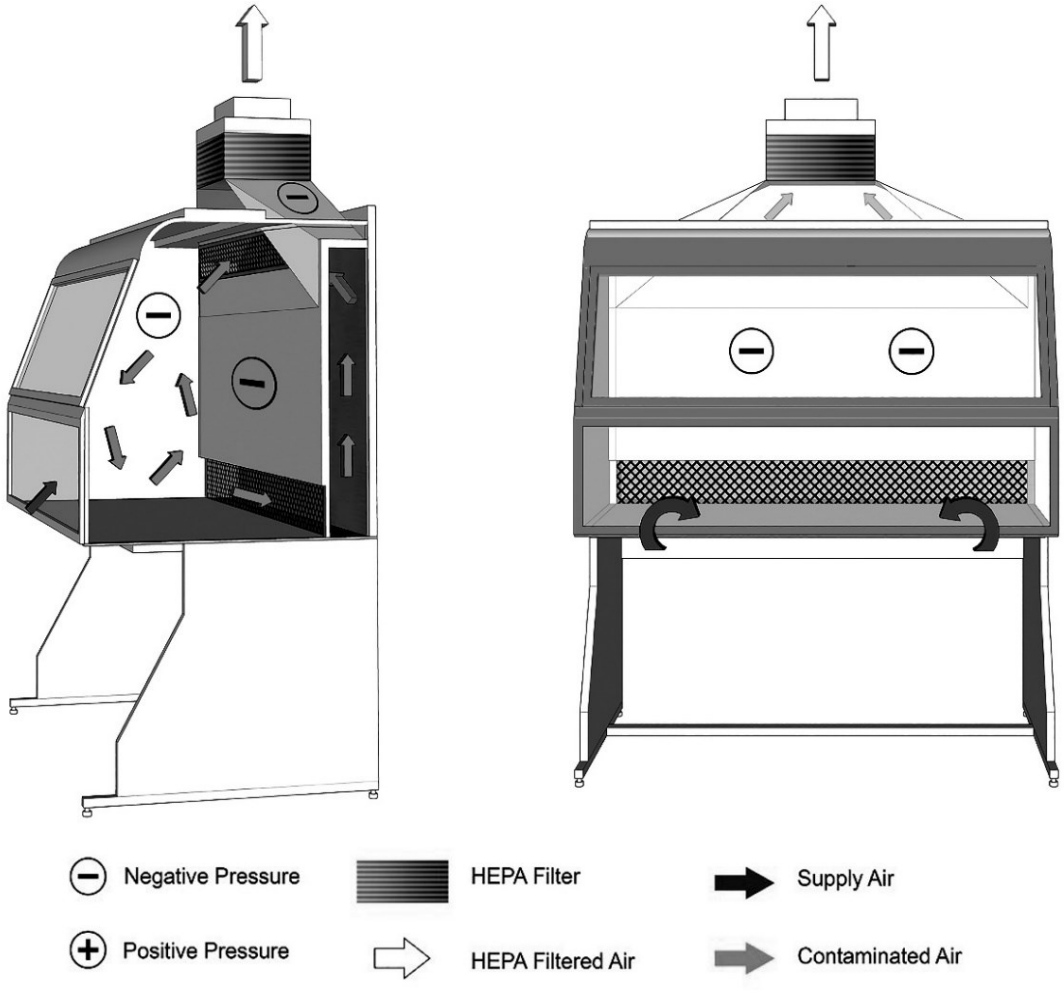
کابینت ایمن بیولوژیک کلاس ۱[1]

هودی است که حداقل سرعت جریان مکشی دهانه آن 75 – 100 fpm [0.38 – 0.51 m/s] می‌باشد. هوای مکشی هود باید قبل از تخلیه توسط فیلتر HEPA پاکسازی شود. کابینت‌های کلاس ۱ در دو حالت قابل استفاده هستند:

- دهانه کاملا باز،
- دهانه بسته با حداقل ۲ دریچه دسترسی برای عبور دست‌ها و بازوها به منظور فعالیت اپراتور.

1. Class I BSC

مطابق تصویر شماتیک نمایش داده شده در شکل ۳-۳۱، کابینت کلاس ۱ صرفا برای حفاظت پرسنل مبتنی بر رعایت ملاحظات زیست‌محیطی طراحی می‌شود، و برای حفاظت محصول کارایی ندارد. این کابینت از نظر الگوی جریان هوا مشابه هود آزمایشگاهی است، با این تفاوت که جریان هوای خروجی از هود به منظور رعایت ملاحظات زیست محیطی از فیلتر HEPA عبور داده می‌شود. در کابینت کلاس ۱، هوای فیلترنشده محیط آزمایشگاه از دهانه کابینت مکش شده و به آرامی وارد آن می‌شود. و بدین ترتیب حفاظت اپراتور توسط حداقل سرعت دهانه تأمین می‌گردد. با توجه به عدم حفاظت محصول، کاربری عمومی این کلاس کاهش یافته است. با این حال در بسیاری از موارد، کابینت کلاس ۱ جهت محصورکردن تجهیزات (همچون دستگاه سانتریفیوژ، تجهیزات کشت و ظروف تخمیر کوچک)، فعالیت/ عملیات کاری دارای پتانسیل تولید آئروسل (همچون ایستگاه تخلیه ضایعات قفس‌ها و هموژناسیون نسج و هوادهی بستر کشت) استفاده می‌شود. کابینت کلاس ۱ معمولا دارای کانال‌های



شکل ۳-۳۱: نمای شماتیک کابینت ایمن بیولوژیک کلاس ۱

سخت و غیرارتجاعی هستند که به سیستم تهویه موضعی آزمایشگاه متصل می‌شوند. هوای مکشی کابینت قبل از خروج باید از فیلتر HEPA عبور داده شود. همچنین دومین فیلتر HEPA ممکن است در انتهای کانال اصلی سیستم تهویه موضعی قبل از فن در نظر گرفته شود. بدیهی است استفاده از ۲ فیلتر باعث افزایش فشار استاتیک فن خواهد شد. به منظور افزایش سطح حفاظت اپراتور، می‌توان پانلی که دارای دریچه‌های دسترسی جهت عبور دست‌ها و بازوهاست را در سطح دهانه کابینت کلاس ۱ اضافه نمود. بدین ترتیب با محدودشدن سطح باز دهانه هود میزان سرعت دهانه و متعاقبا حفاظت از اپراتور افزایش می‌یابد.

کابینت ایمن بیولوژیک کلاس ۲ [1]

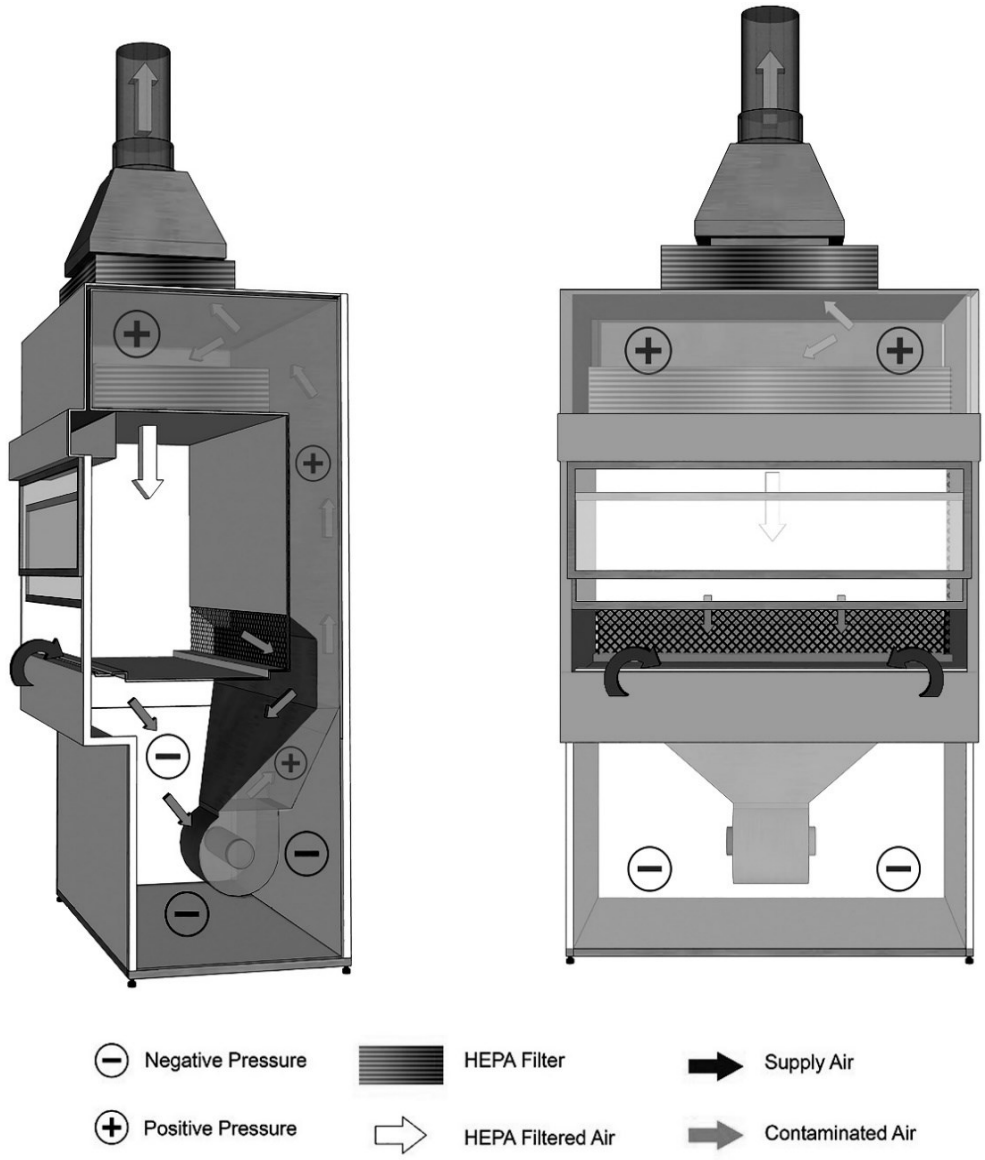
کابینت کلاس ۲ در چهار سری متنوع جهت حفاظت اپراتور، محیط زیست و محصول طراحی می‌شود. جریان هوای مکشی توسط دریچه مشبک درون کابینت، تأمین‌کننده حفاظت اپراتور بوده و جریان پاششی عبوری از فیلتر HEPA با به‌حداقل‌رساندن احتمال آلودگی محدوده سطح کار از محصول حفاظت می‌کند. با توجه به اینکه هوای خروجی از کابینت از روی فیلتر HEPA عبور می‌کند، عاری از هرگونه ذرات مغایر با الزامات زیست‌محیطی خواهد بود. بازگشت هوای خروجی از کابینت به محیط آزمایشگاه، صرفا برای انواع سری A1 و A2 مجاز است و هوای خروجی از کابینت سری B1 و B2 باید از طریق شبکه کانال‌کشی به فضای بیرون آزمایشگاه هدایت و تخلیه شود.

کابینت کلاس ۲ سری A1 [2]

مطابق شکل ۳-۳۲، این کابینت دارای یک فن مکنده داخلی است که هوای محیط آزمایشگاه را با سرعت دهانه 75 fpm [0.38 m/s] از طریق دریچه‌های مشبک مکش می‌کند. تقریبا ۳۰ درصد از جریان هوای خروجی این فن با عبور از فیلتر HEPA فوقانی، وارد شبکه کانال سیستم تهویه موضعی شده و به فضای بیرون آزمایشگاه هدایت و تخلیه می‌شود، و ۷۰ درصد جریان خروجی فن، با عبور از فیلتر HEPA تحتانی، از عوامل عفونی عاری شده و دوباره به منطقه عملیاتی کابینت پاشیده می‌شود. سرعت پایین جریان هوای برگشتی مانع از ایجاد آشفتگی در سطح کار می‌گردد. توصیه می‌شود پاشش

---

1. Class II BSC
2. Class II – A1 BSC

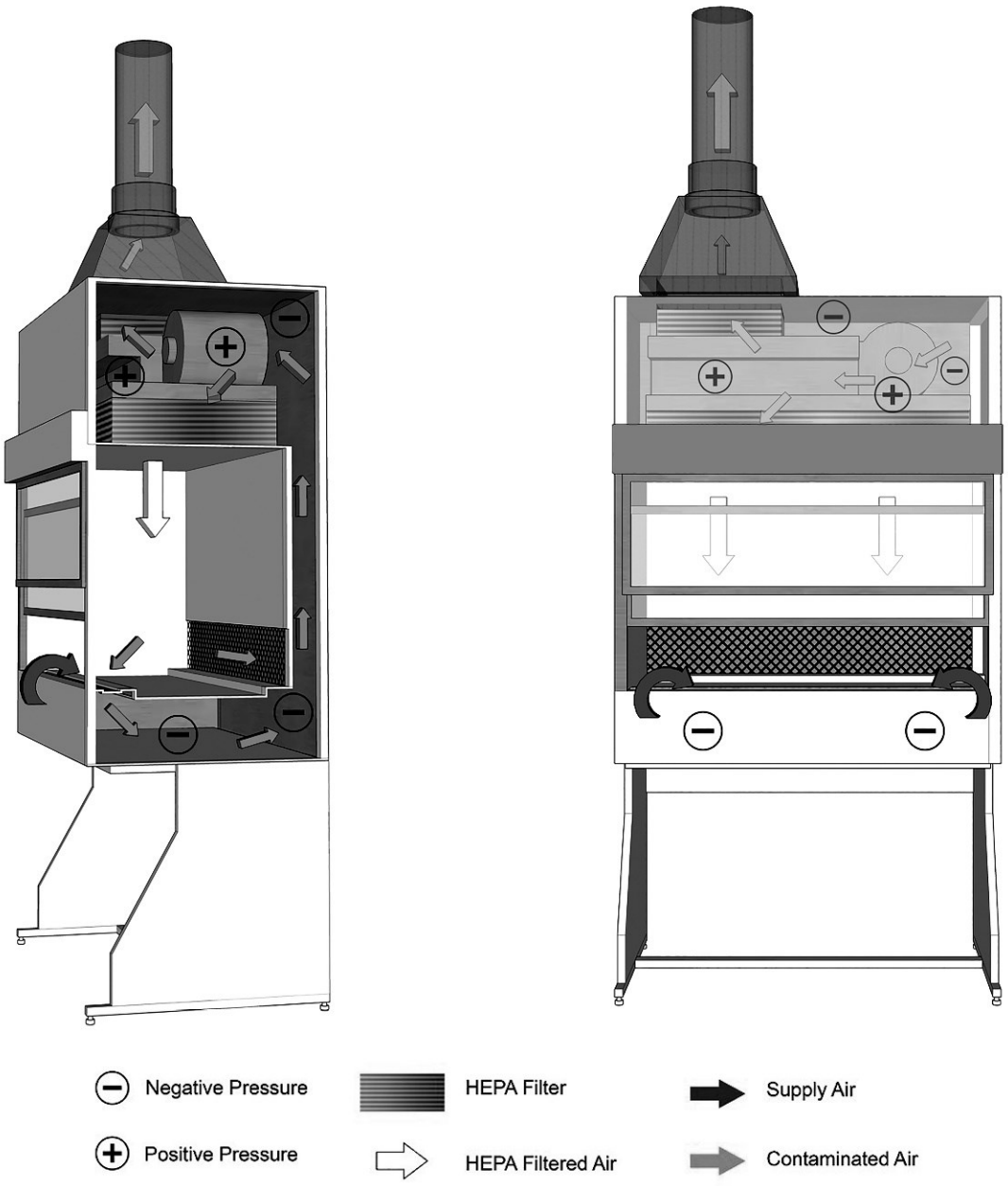


شکل ۳-۳۲: نمای شماتیک کابینت ایمن بیولوژیک کلاس ۲ سری A1

هـوای برگشتی در محـدوده بین دریچـه مشبک جلویـی و انتهایـی، تا ارتفـاع ۳ الـی ۷ اینچ [۷۰ الـی ۱۸۰ میلیمتر] از سطح کار صورت پذیرد. ۶۰ درصد هوای برگشتی توسط دریچه مشبک انتهایی و ۴۰ درصد دیگر از طریق دریچه مشبک جلویـی دوباره توسط فن مکش خواهد شد. همچنین ۳۰ درصد هوای تخلیه‌شده به فضای آزاد، از طریق دهانه ورودی کابینت برای حفاظت اپراتور جایگزین می‌شود. لازم به ذکر است که فیلتر HEPA صرفا در جداسازی ذرات یعنی عوامل عفونی مؤثر است و برای جداسازی گازها و بخارات شیمیایی کارایی ندارد. بنابراین از کابینت سری A1 نباید برای فعالیت/ عملیات کاری حاوی گازها و بخارات سمی و فرّار استفاده شود.

کابینت کلاس ۲ سری A2 [1]

این کابینت، نیز مشابه سری A1 است، با این تفاوت که حداقل سرعت دهانه کابینت معادل 100 fpm [0.51 m/s] طراحی می‌شود. مطابق شکل ۳-۳۳، هوای مکشی از طریق دریچه‌های مشبک جلویی و انتهایی وارد فن داخلی شده و سپس به محفظه بین فیلترهای HEPA فوقانی و تحتانی هدایت



شکل ۳-۳۳: نمای شماتیک کابینت ایمن بیولوژیک کلاس ۲ سری A2

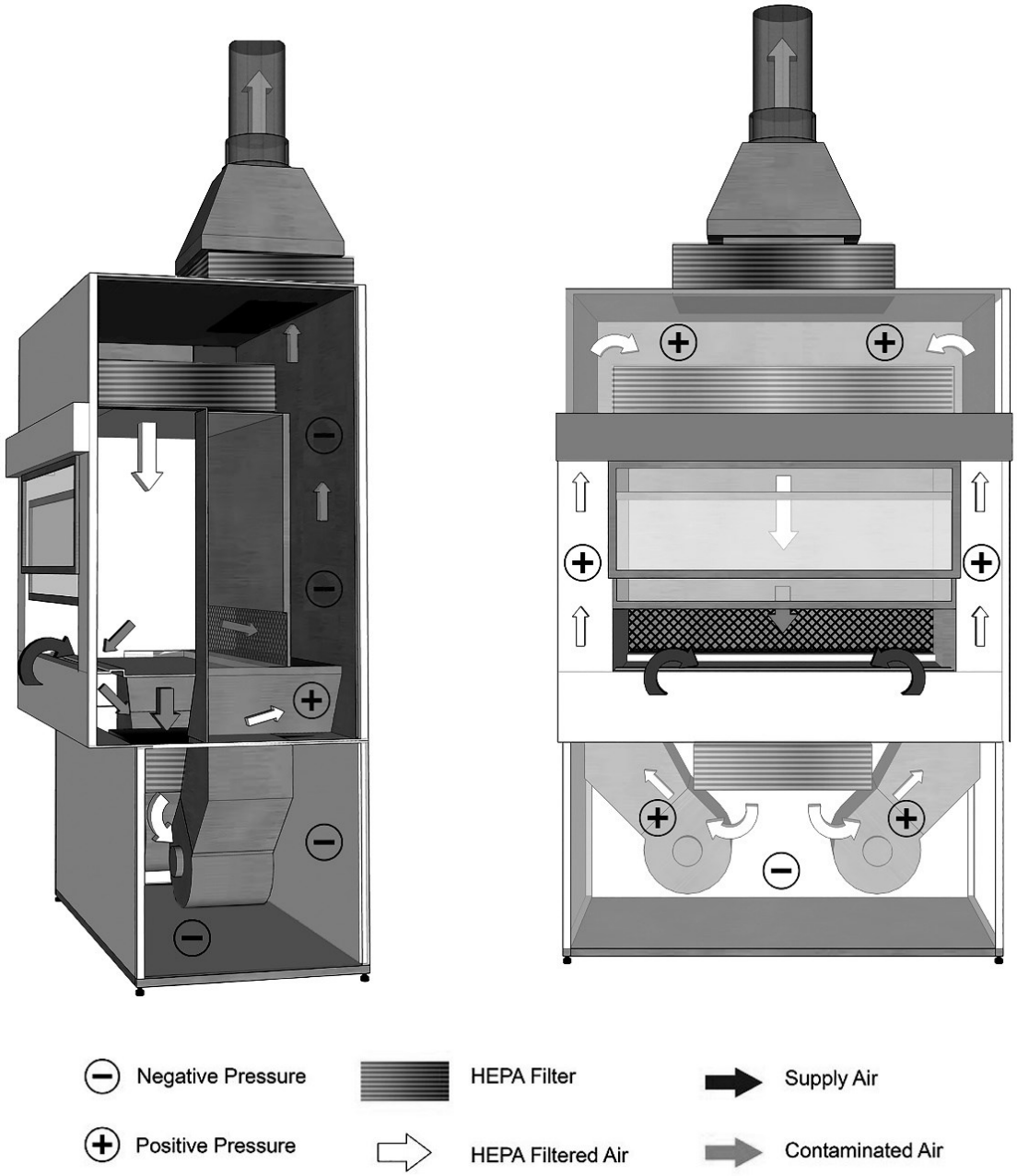
1. Class II – A2 BSC

می‌گردد. با توجه به اندازه نسبی این دو فیلتر، حدود ۳۰ درصد هوای خروجی فن با عبور از فیلتر فوقانی وارد شبکه کانال سیستم تهویه موضعی شده و به فضای بیرون آزمایشگاه هدایت و تخلیه می‌شود و ۷۰ درصد مابقی با عبور از فیلتر HEPA تحتانی مجددا به سطح کار برگشت داده می‌شود. اکثر کابینت‌های سری A1 و A2 مجهز به دمپر تنظیم نسبت جریان هواگذر هستند. کلیه بخش‌های فشار مثبت کابینت که در تماس با آلاینده می‌باشد، توسط بخش‌های فشار منفی احاطه شده است. و بدین‌ترتیب در صورت نشت آلودگی از بخش‌های فشار مثبت، از ورود آلودگی به محیط آزمایشگاه پیشگیری خواهد شد. بنابراین استفاده از مقادیر ناچیز مواد شیمیایی فرّار، سمی و رادیونوکلوئید در کابینت سری A2 مجاز است.

کابینت کلاس ۲ سری B1 [1]

این نوع کابینت برای فعالیت و تحقیقات بیوپزشکی که مستلزم استفاده از مقادیر محدود مواد شیمیایی خطرناک همچون حلال‌های آلی یا سرطان‌زاست، کاربرد دارد. مواد سرطان‌زای مورد استفاده برای کشت سلولی یا میکروبی مستلزم محدودسازی بیولوژیکی و شیمیایی هستند. مطابق شکل ۳-۳۴، هوای محیط آزمایشگاه با سرعت دهانه 100 fpm [0.51 m/s] به داخل کابینت مکش می‌شود و از طریق دریچه مشبک جلویی با عبور از فیلتر HEPA زیر سطح کار، وارد فن‌های زیرین می‌گردد. این هوای فیلتر شده از طریق کانال پلنوم اطراف کابینت به محفظه بخش فوقانی هدایت شده و با عبور مجدد از فیلتر HEPA جهت حفاظت محصول به سطح کار پاشش می‌شود. ۷۰ درصد هوای برگشتی توسط دریچه مشبک انتهایی مکش می‌شود که با عبور از فیلتر HEPA فوقانی وارد شبکه کانال سیستم تهویه موضعی گردیده و به فضای بیرون آزمایشگاه هدایت و تخلیه می‌شود. بنابراین فعالیت حاوی بخارات و ذرات شیمیایی خطرناک باید در عمق سطح کار و نزدیک دریچه انتهایی انجام گیرد. ۳۰ درصد هوای برگشتی به همراه هوای مکشی محیط آزمایشگاه مجددا از طریق دریچه مشبک جلویی با عبور از فیلتر HEPA زیر سطح کار وارد فن‌های زیرین می‌گردد. به منظور پیشگیری از جانمایی کانال با فشار مثبت داخل ساختمان، باید فن مکنده سیستم تهویه موضعی در خارج ساختمان جانمایی شود. همچنین برای اطمینان از فعالیت فن مکنده مذکور باید ادوات ابزار دقیق مستقل از فشار، مانند فلومتر

1. Class II – B1 BSC

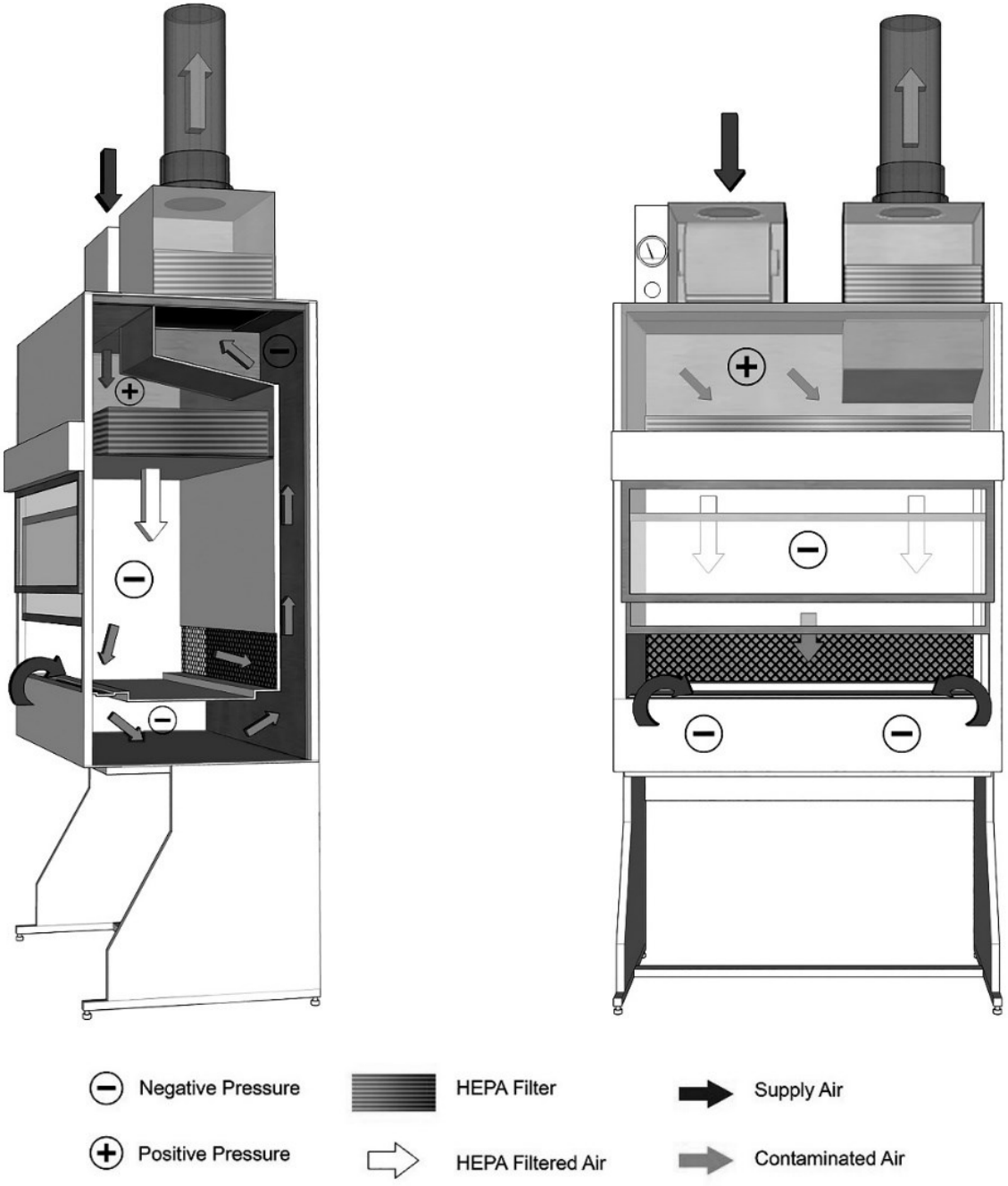


شکل ۳-۳۴: نمای شماتیک کابینت ایمن بیولوژیک کلاس ۲ سری B1

و آژیر هشدار (شنیداری و دیداری) استفاده شود تا در صورت نقص فنی به اپراتور هشدار لازم داده شود. برای حفظ فعالیت کابینت در شرایط قطع برق شهری، الکتروموتور فن مکنده سیستم تهویه موضعی باید توسط برق اضطراری پشتبانی و تغذیه گردد.

کابینت کلاس ۲ سری B2 [1]

مطابق شکل ۳-۳۵، کل جریان هوای مکشی این کابینت با عبور از فیلتر HEPA وارد شبکه کانال سیستم تهویه موضعی و متعاقبا به بیرون آزمایشگاه هدایت و تخلیه می‌شود. به عبارتی هوای برگشتی



شکل ۳-۳۵: نمای شماتیک کابینت ایمن بیولوژیک کلاس ۲ سری B2

1. Class II – B2 BSC

جهت پاشش در سطح کار لحاظ نشده است. جریان هواگذر مورد نیاز کابینت با مکش هوای محیط آزمایشگاه از طریق دهانه ورودی و پاشش هوای عبوری از فیلتر HEPA توسط فن دمنده مستقر در بخش فوقانی کابینت تأمین می‌شود، که به ترتیب جهت حفاظت اپراتور و محصول می‌باشند. به عبارت دیگر محدودسازی بیولوژیکی و شیمیایی بطور همزمان فراهم می‌شود. مجموعه هوای وارد شده به کابینت از طریق دریچه‌های مشبک جلویی و انتهایی وارد پلنوم پشت کابینت شده و پس از عبور از فیلتر HEPA وارد شبکه کانال سیستم تهویه موضعی می‌شود. ۱۰۰ درصد جریان هواگذر مکشی بعد از عبور از فیلتر HEPA یا دیگر تجهیزات پالایشی به فضای بیرون آزمایشگاه هدایت و تخلیه می‌شود. سرعت جریان هوای دهانه کابینت باید حداقل 100 fpm [0.51 m/s] لحاظ شود. کابینت سری B2 تقریبا می‌تواند هوای مطبوع‌شده محیط آزمایشگاه را با نرخ 1200 cfm [0.57 m^3/s] مکش و تخلیه کند. همچنین فن مکشی مورد نیاز جهت فعالیت این سری کابینت مستلزم تولید فشار استاتیک بیشتری است که هزینه ساخت و بهره‌برداری این سری کابینت را افزایش می‌دهد. شایان ذکر است اگر سیستم تهویه موضعی کابینت سری B2 از کار بیفتد، کابینت تحت فشار مثبت قرار خواهد گرفت که سبب انتشار آلاینده به فضای آزمایشگاه می‌شود. جهت پیشگیری از چنین شرایطی با تعریف سامانه اینترلاک کنترلی[1] می‌توان در صورت کافی‌نبودن جریان مکشی سیستم تهویه موضعی، علاوه بر متوقف کردن فن دمنده نسبت به اعلان هشدار (شنیداری و دیداری) اقدام نمود. توصیه می‌شود حرکت جریان هوای مکشی سیستم تهویه موضعی توسط ادوات مستقل از فشار، همچون فلومتر پایش شود. مشخصات سرعت و الگوی جریان هوا در انواع کابینت کلاس ۲ به صورت خلاصه در جدول ۳-۳ ارایه شده است.

کابینت ایمن بیولوژیک کلاس ۳[2]

این نوع کابینت برای فعالیت با مواد میکروبیولوژیک بسیار عفونی و انجام عملیات کاری بسیار خطرناک کاربرد دارد. این کابینت بیشترین حفاظت از پرسنل و محیط زیست را فراهم می‌کند. محفظه کابینت باید کاملا درزگیری شده و فاقد روزنه باشد. دسترسی برای انتقال مواد به داخل کابینت از طریق اتاقک هوابند مجهز به اتوکلاو امکان‌پذیر است. هوای ورودی و خروجی در کابینت کلاس ۳ از روی

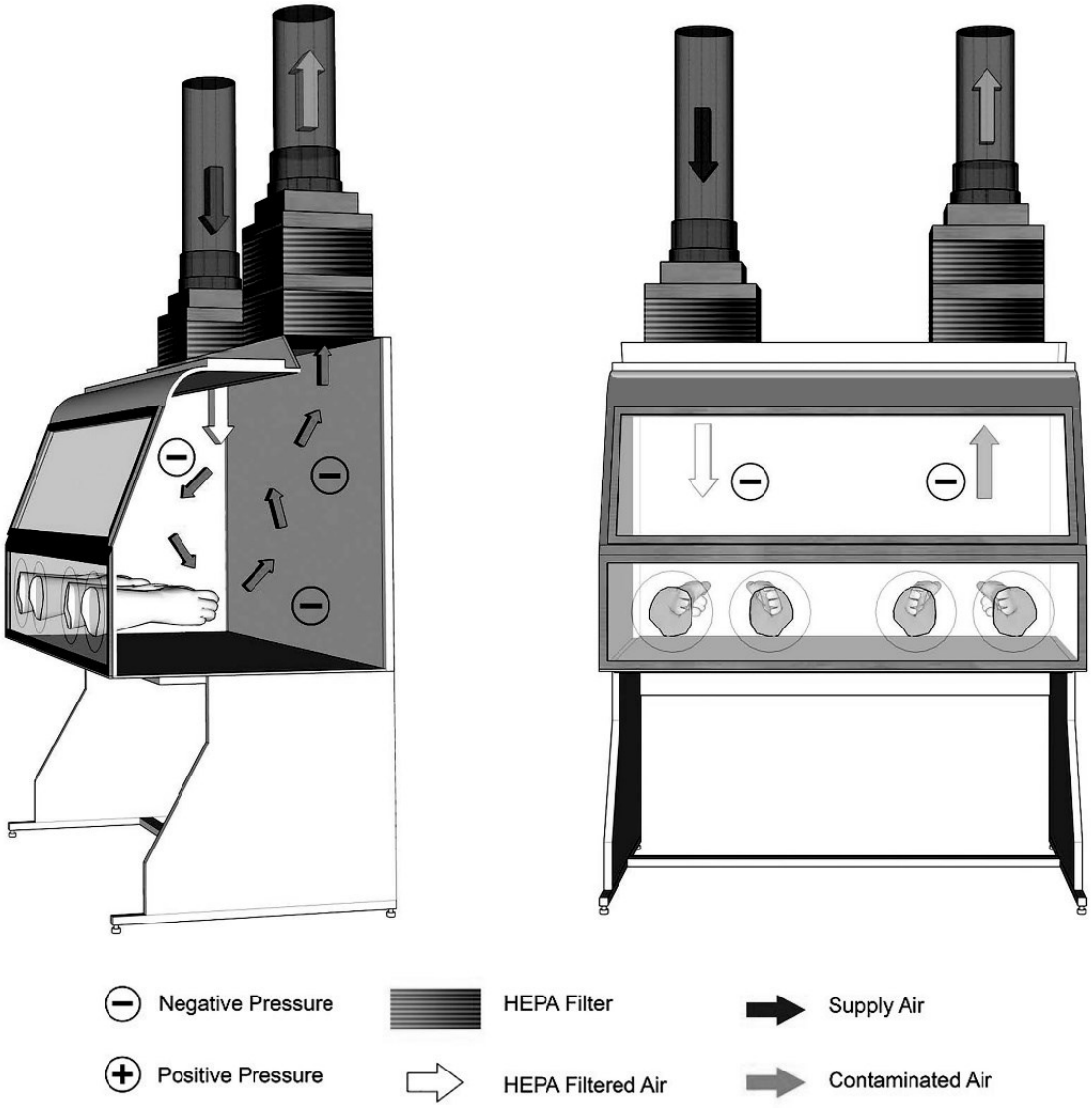
1. Control interlock
2. Class III BSC

جدول ۳-۳: مشخصات سرعت و الگوی جریان هوا در انواع کابینت کلاس ۲

Properties	Type A1	Type A2	Type B1	Type B2
Minimum average inflow velocity through front opening	0.38 m/s [75 fpm]	0.51 m/s [100 fpm]	0.51 m/s [100 fpm]	0.51 m/s [100 fpm]
Air patterns	30% of the air is exhausted out of the BSC and 70% of the air is recirculated within the BSC	30% of the air is exhausted out of the BSC and 70% of the air is recirculated within the BSC	>50% of the air is exhausted out of the BSC and <50% of the air is recirculated within the BSC	100% of the air is exhausted out of the BSC
HEPA-filtered downflow air	Composed of mixed downflow and inflow from common plenum	Composed of mixed downflow and inflow from common plenum	Inflow air	Drawn from the containment zone or from the outside atmosphere
HEPA-filtered exhaust air	Recirculated to the containment zone or directly to the outside atmosphere	Recirculated to the containment zone or directly to the outside atmosphere	Exhausted through dedicated exhaust plenum to the outside atmosphere	Exhausted through dedicated exhaust plenum to the outside atmosphere

فیلتر HEPA عبور داده می‌شود. هوای خروجی از کابینت باید قبل از تخلیه به فضای آزاد، از روی دو مجموعه فیلتر HEPA یا یک فیلتر HEPA و یک زباله‌سوز عبور داده شود. فن مکنده سیستم تهویه موضعی باید در خارج از ساختمان جانمایی گردد، به عبارتی کل مسیر کانال‌کشی داخل ساختمان باید بالادست فن مذکور جانمایی شود. فشار منفی کابینت کلاس ۳ باید حداقل معادل 0.5 in.wg [125 Pa] نسبت به محیط آزمایشگاه حفظ گردد. ضروری است دهانه کابینت کاملا مسدود و درزبندی‌شده باشد، و فعالیت اپراتور با مواد ایزوله‌شده درون کابینت از طریق دریچه‌های مجهز به دستکش ساق‌بلند انجام گیرد. اگرچه این دستکش‌ها حرکت عادی دست‌ها را محدود می‌سازد، ولی از

تماس مستقیم اپراتور با مواد خطرناک جلوگیری می‌نماید. اجزای کابینت کلاس ۳ بطور شماتیک در شکل ۳-۳۶ نمایش داده شده است. با توجه به ساختار کابینت کلاس ۳، هوای محیط آزمایشگاه پس از عبور از فیلتر HEPA، با آشفتگی اندکی وارد منطقه کاری می‌شود. همچنین با اتصال خطی چندین کابینت کلاس ۳ به یکدیگر می‌توان یک محیط کاری وسیع را فراهم نمود.



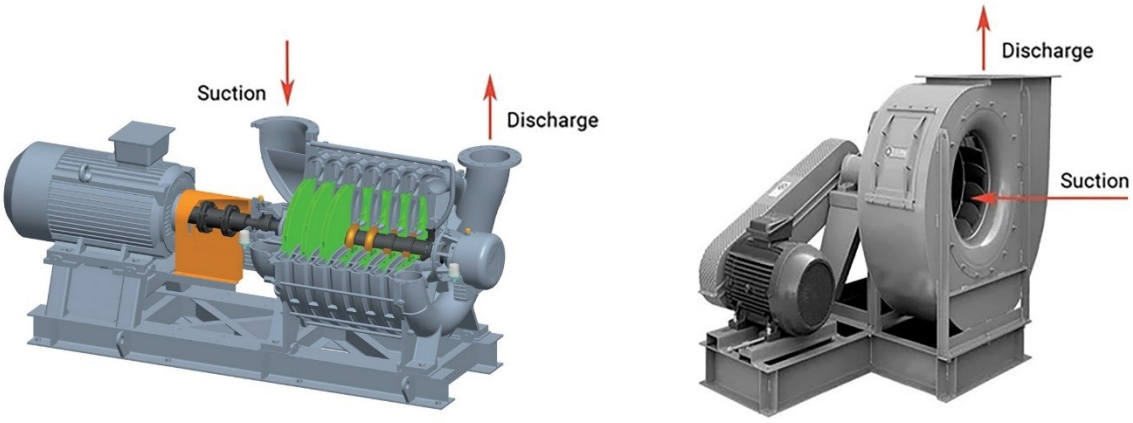
شکل ۳-۳۶: نمای شماتیک کابینت ایمن بیولوژیک کلاس ۳

فصل چهارم:

فن‌ها

مقدمه

فن‌های کاربردی در سیستم تهویه صنعتی عموما از نوع تک مرحله‌ای و جریان ثابت می‌باشند که بر اساس چگالی هوا در دهانه ورودی برای جابجایی هوا در فشارهای پایین تا متوسط (حداکثر تا 120 in.wg [30000 Pa]) مورد استفاده هستند. مطابق شکل ۴-۱، فن دارای یک پروانه روی شفت اصطلاحا تک مرحله‌ای[1] نامیده می‌شود. و چنانچه فن دارای ۲ یا چند پروانه روی یک شفت مشترک باشد که درون یک محفظه (بدنه) مشترک قرار دارند اصطلاحا چند مرحله‌ای[2] نامیده می‌شود. با توجه به قرارگیری پروانه‌ها به صورت سری، فن چند مرحله‌ای قـادر به تولید فشـار بسیار بالاتری نسبت به



الف: فن تک مرحله‌ای

ب: فن چند مرحله‌ای (هفت مرحله)

شکل۴-۱: فن‌های (الف) تک مرحله‌ای و (ب) چند مرحله‌ای

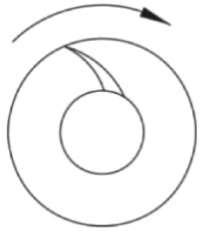
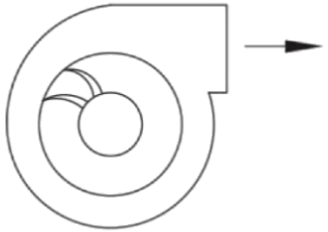
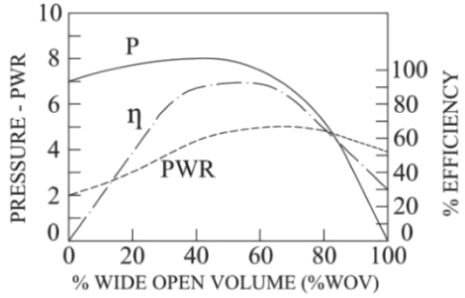
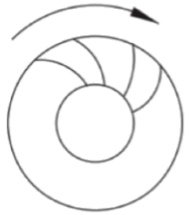
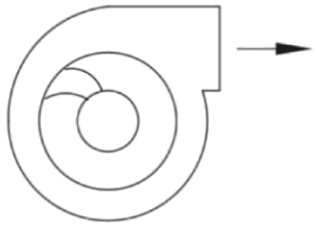
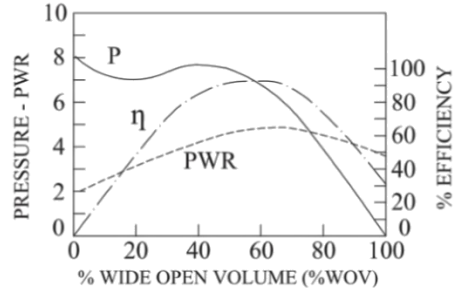
1. Single stage
2. Multi-stage

فن تک مرحله‌ای است که اغلب برای سیستم فشار بالا (بیش از 120 in.w.g [30000 Pa]) گزینه مناسبی است. هنگامیکه از فن جهت مکش یا تخلیه هوا از سیستم استفاده شود، به عنوان فن جریان مکشی یا هواکش[1] شناخته می‌شود. و چنانچه از فن جهت دمش هوا به سیستم استفاده شود، به عنوان فن جریان دمشی یا دمنده[2] شناخته می‌شود. نمونه فن جریان مکشی، همان هواکش نصب‌شده در سمت پاک غبارگیر سیستم تهویه صنعتی است که هوای مکشی را به اتمسفر تخلیه می‌کند. در حالی که نمونه فن جریان دمشی، دمنده هوای تازه به سامانه مشعل کـوره/ بویلر یا دمنـده هوای تازه/ مطبوع‌شده به محیط کار است. هنگامی که فن برای سیستمی نصب گردد که دهانه ورودی و خروجی آن متصل به شبکه کانال باشد، بسته به هدف اصلی طراحی سیستم، به عنوان هواکش یا دمنده تعریف می‌شود. عموما دستگاه جابجا کننده هوا در سیستمهای تهویه صنعتی فن تک مرحله‌ای هستند. فن بخش مهمی از سیستم تهویه است، زیرا علاوه بر انرژی لازم برای به حرکت درآوردن هوا در سیستم (فشار سرعت)، انرژی مورد نیاز جهت غلبه بر مقاوت مسیر جریان (فشار استاتیک) را تأمین می‌کند. انرژی لازم برای به حرکت درآوردن هوا در سیستم مبتنی بر سرعت جریان هوا (مانند سرعت طراحی کانال) برآورد می‌شود، و انرژی لازم برای غلبه بر مقاومت مسیر جریان بر اساس افت فشار اجزای سیستم همچون هودها، کانال کشی، تصفیه‌کننده هوا و ... غیره محاسبه می‌گردد.

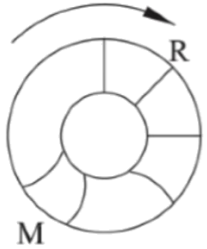
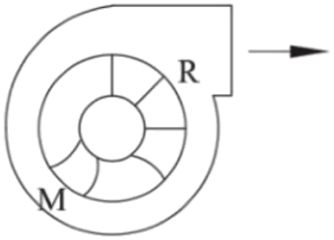
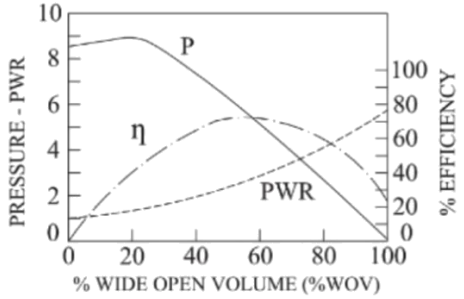
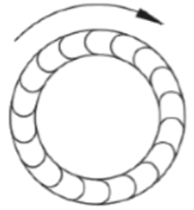
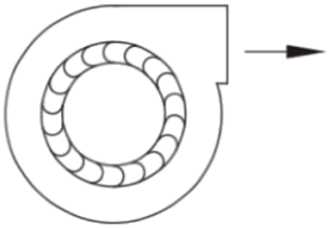
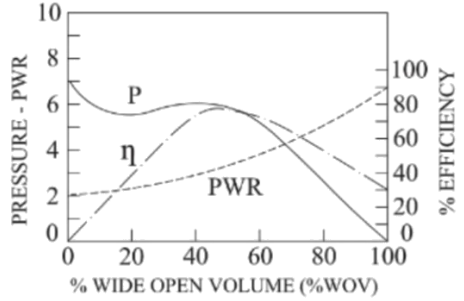
انواع فن

فن‌ها بر اساس الگوی جریان عبوری به ۲ نوع گریز از مرکز (سانتریفیوژ)[3] و محوری (آکسیال)[4] دسته‌بندی می‌شوند. اطلاعات مربوط به انواع پروانه، طراحی ساختار پره‌ها و طراحی ساختار محفظه، منحنی عملکرد، مشخصات عملکردی و قابلیتهای کاربردی متداول هر ۲ نوع فن در اشکال ۴-۲، ۴-۳ و ۴-۴ ارائه شده است.

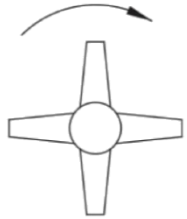
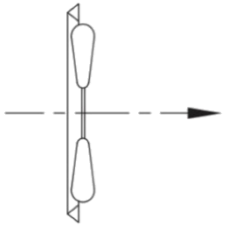
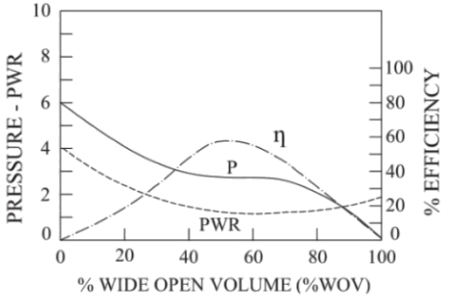
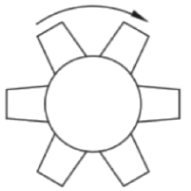
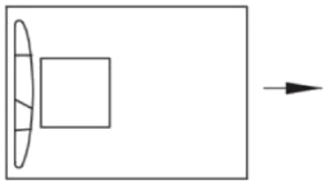
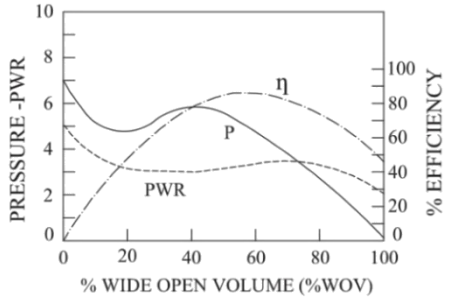
1. Exhauster
2. Blower
3. Centrifugal fans
4. Axial fans

فن	طراحی پروانه	طراحی محفظه	منحنی عملیاتی، مشخصات عملکردی و کاربردها
پره بکوارد ایرفویل (Airfoil)	 • بالاترین راندمان را در بین فن‌های سانتریفیوژ دارد. • دارای ۱۰ تا ۱۶ پره ایرفویل خمیده بر خلاف جهت چرخش پروانه است. • هوا با سرعت پایین‌تر از سرعت مطلق پروانه را ترک می‌کند و انبساط هوای عبوری در فضای بین پره‌ای در پره‌های نسبتا عمیق بطور موثری انجام می‌گیرد. • برای شرایط عملیاتی مشخص، این پروانه بالاترین سرعت را در بین انواع فن‌های سانتریفیوژ دارد.	 • قسمت حلزونی شکل معمولا به گونه‌ای طراحی می‌شود که قابلیت تبدیل موثر فشار سرعت به فشار استاتیک وجود داشته باشد. • بالاترین راندمان مستلزم رعایت کمترین فاصله و هم راستایی بین پروانه و ورودی می‌باشد.	 • بالاترین راندمان عملکردی در ۵۰ تا ۶۰ درصد حداکثر هواگذر حجمی رخ می‌دهد. این هواگذر همچنین دارای مشخصات فشار مطلوب می‌باشد. • حداکثر توان عملیاتی در نزدیکی نقطه بیشترین راندمان مکانیکی فن قابل دستیابی است. که با ازدیاد هواگذر حجمی کاهش می‌یابد. • کاربردهای عمومی در سیستم‌های تهویه مطبوع دارد. • معمولا برای سیستم‌های بزرگ با فشارهای کم، متوسط و زیاد قابل استفاده است. و در فرآیندهای صنعتی بزرگ که مستلزم هوای پاک می‌باشند با هدف صرفه‌جویی انرژی به کار گرفته می‌شود.
پره بکوارد خمیده / متمایل (Inclined/ Curved)	 • راندمان آن اندکی نسب به پروانه ایرفویل کمتر است. • دارای۱۰ تا ۱۶ پره خمیده و متمایل بر خلاف جهت چرخش پروانه می‌باشد. سایر موارد از جمله کارایی مشابه پروانه ایرفویل است.	 • مشابه پروانه ایرفویل می‌باشد.	 • مشابه پروانه ایرفویل با این تفاوت که حداکثر راندمان مکانیکی اندکی کمتر است. • مشابه پروانه ایرفویل در سیستم‌های تهویه مطبوع کاربرد دارد. • کاربردهای صنعتی در سیستمهایی که استفاده از پره ایرفویل به دلیل خورندگی یا سایندگی شرایط محیطی از جمله رطوبت بالا میسر نباشد.

شکل ۴-۲: فن‌های سانتریفیوژ: انواع پروانه، طراحی ساختار پروانه و محفظه و منحنی عملکرد و مشخصات عملکردی

فن	طراحی پروانه	طراحی محفظه	منحنی عملیاتی، مشخصات عملکردی و کاربردها
پره رادیال (Radial)	 • مشخصات فشار بالاتری نسبت به انواع پروانه های بکوارد دارد. • منحنی عملکرد (فشار) دارای شکستی در سمت چپ نقطه فشار حداکثری که هرگز نباید فن در این ناحیه فعالیت کند. • با ازدیاد حجم هواگذر عبوری میزان توان مصرفی افزایش می‌یابد. • طراحی این کلاس پروانه شامل پره تمام رادیال (R) و پره اصلاحی لبه رادیال (M) می‌باشد.	 • باریکترین عرض محفظه حلزونی را در بین فن‌های سانتریفیوژ دارد. • طراحی دقیق ابعاد محفظه نسبت به سایر انواع پروانه بکوارد ضروری است.	 • فشار در سمت چپ نقطه حداکثر، دچار افت ناگهانی می‌شود. فعالیت فن در این ناحیه مشکل ساز می‌گردد. • کاربرد برای جابه‌جایی مواد در فرایندهای صنعتی و سیستمهای تهویه که مستلزم فشار عملیاتی بالا می‌باشند. • اجزای ضخیم پروانه به سادگی در محل سایت قابل تعمیر است. در صورت نیاز امکان پوشش سطحی پروانه با مواد خاص به آسانی میسر است. • عموما در تهویه مطبوع کاربرد ندارد.
پره فوروارد (Forward)	 • در مقایسه با سایر انواع پروانه بکوارد منحنی فشار مسطح‌تر و راندمان مکانیکی پایین تر می‌باشد. • فن را از سمت راست نقطه حداکثر فشار انتخاب نمایید. • با ازدیاد حجم هواگذر میزان توان مصرفی مدام افزایش می‌یابد. لذا در انتخاب توان الکتروموتور باید دقت شود.	 • محفظه حلزونی مشابه سایر انواع فن سانتریفیوژ می‌باشد. • حساسیت فاصله بین پروانه و کونیک ورودی کمتر از انواع پروانه بکوارد می‌باشد.	 • شیب منحنی فشار نسبت به پروانه پره بکوارد خمیده کمتر است. • منحنی در سمت چپ نقطه حداکثر فشار افت می‌کند. • بالاترین راندمان مکانیکی در سمت راست نقطه حداکثر فشار در ۴۰ تا ۵۰ درصد حداکثر هواگذر حجمی رخ می‌دهد. • برای سیستم‌های تهویه مطبوع کم فشار مانند سیستم گرمایش ساختمان مسکونی، پکیج‌های تهویه مطبوع و یونیت‌های مرکزی بسیار کاربرد دارد.

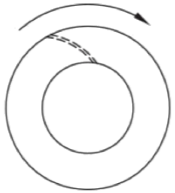
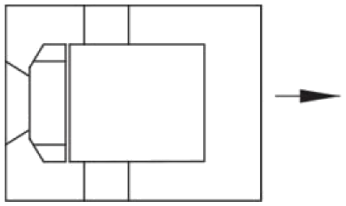
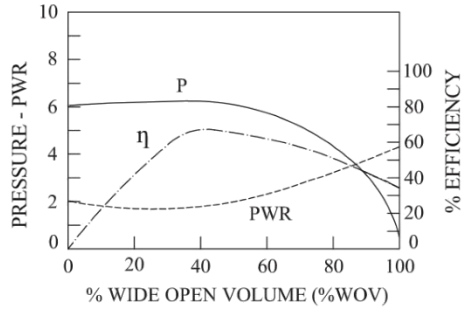
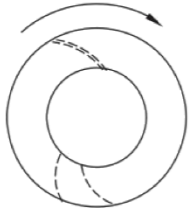
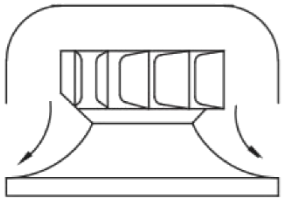
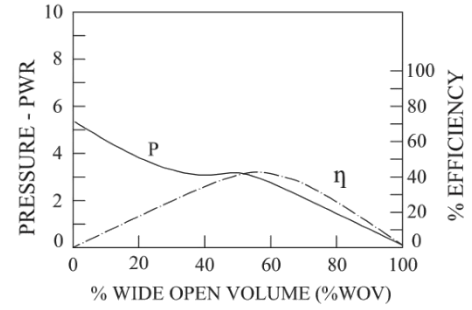
شکل ۴-۲: فن‌های سانتریفیوژ: انواع پروانه، طراحی ساختار پروانه و محفظه و منحنی عملکرد و مشخصات عملکردی (ادامه)

فن	طراحی پروانه	طراحی محفظه	منحنی عملیاتی، مشخصات عملکردی و کاربردها
ملخی (Propeller)	 • راندمان عملکردی این پروانه پایین است. • قادر به تولید فشار بسیار پایین می‌باشد. • معمولا هزینه ساخت پایین است. • پروانه دارای دو یا چند پره ساده (تک لایه با ضخامت یکسان) است که روی هاب (توپی) نسبتا کوچک متصل شده است. • بخش عمده انرژی از طریق فشار سرعت منتقل می‌شود.	 • محفظه فن به شکل رینگ حلقوی ساده می‌باشد که به صورت صفحه اریفیس یا ساختار ونتوری طراحی می‌شود. • جهت دستیابی به طراحی بهینه باید لبه پره ها نزدیک دیواره محفظه باشد و جریان هوا به شکل یکنواختی وارد پروانه شود.	 • قابلیت تولید حجم هواگذر بالا با فشار استاتیک بسیار پایین را دارد. • حداکثر راندمان عملکردی نزدیک حداکثر هواگذر حجمی قابل دستیابی است. • الگوی جریان هوای خروجی در پایین دست فن حلقوی شکل و مارپیچی است. • برای ایجاد گردش هوا در فضای محیط یا تهویه از طریق دیواره محیط بدون کانال کشی کاربرد دارد. • برای تأمین هوای مورد نیاز (مانند هوای جایگزین) کاربرد دارد.
لوله محور (Tubeaxial)	 • راندمان عملکردی نسبتا بالاتر و قابلیت تولید فشار استاتیک بیشتری نسبت به پروانه ملخی دارد. • معمولا دارای ۴ تا ۸ پره ایرفویل یا ساده است. • قطر هاب معمولا کوچکتر از ۵۰ درصد قطر لبه پروانه فن است. • بخش عمده انرژی از طریق فشار سرعت منتقل می‌شود.	 • محفظه فن لوله استوانه‌ای شکل است که فاصله بین نوک پره پروانه و دیواره لوله بسیار کم است.	 • قابلیت تولید حجم هواگذر بالا و فشار استاتیک پایین تا متوسط را دارد. • منحنی عملکرد در سمت چپ نقطه حداکثر فشار افت می‌کند. از بکارگیری فن در این ناحیه خودداری شود. • الگوی جریان هوای خروجی در پایین دست فن حلقوی‌شکل و مارپیچی است. • برای سیستمهای تهویه مطبوع دارای کانال کشی با فشار استاتیک پایین تا متوسط که توزیع هوا در پایین‌دست فن حیاتی نباشد قابل استفاده است. • در برخی از فرایندهای صنعتی از جمله کوره خشک کن، اتاقکهای اسپری رنگ و تخلیه فیوم کاربرد دارد.

شکل ۴-۳: فن‌های آکسیال: انواع پروانه، طراحی ساختار پروانه و محفظه و منحنی عملکرد و مشخصات عملکردی

فن	طراحی پروانه	طراحی محفظه	منحنی عملیاتی، مشخصات عملکردی و کاربردها
تهویه سقفی آکسیال (Axial)	• برای سیستم تهویه مکشی با فشار استاتیک پایین مانند کارگاه عمومی، آشپزخانه، سوله انبارش مواد و مجتمع تجاری مناسب است. • تهویه مکشی در مقایسه با دریچه های سقفی تخلیه طبیعی (مبتنی بر جگالی) بسیار بهتر فراهم می‌شود.	• اساسا متشکل از یک فن آکسیال ملاحی روی پایه نگهدارنده می‌باشد. • کلاهک فولادی علاوه بر حفاظت فن در برابر شرایط جوی به عنوان حفاظ ایمنی نیز عمل می کند. • هوا از فضای حلقوی پایین کلاهک تخلیه می‌شود.	• عموما بدون کانال کشی فعالیت می کند بنابراین در فشار خیلی پایین و حجم هواگذر بالا بهره برداری می‌شوند. • در منحنی عملکرد این فن، صرفا فشار استاتیک و راندمان استاتیک نمایش داده شده است. • هزینه پایین ساخت و بهره برداری به عنوان مزیت نسبت به سیستمهای تخلیه طبیعی (مبتنی بر جگالی) مطرح می‌باشد.
تیغه محور (Vaneaxial)	• طراحی مطلوب پره امکان ظرفیت تولید فشار استاتیک متوسط تا بالا را با راندمان مکانیکی مناسب فراهم می کند. • اکثر فن‌های کاربرد این دسته دارای پره ایرفویل هستند. • نصب پره ها روی هاب به صورت ثابت و قابل تنظیم یا قابل کنترل امکان پذیر است. • قطر هاب معمولا بزرگتر از ۵۰ درصد قطر لبه پروانه فن است.	• محفظه فن لوله استوانه‌ای شکل است که فاصله بین نوک پره پروانه و دیواره لوله بسیار کم می‌باشد. • نصب تیغه‌های هدایت کننده جریان در بالادست و پایین دست پروانه باعث اصلاح حرکت حلقوی و مارپیچ هوا می‌شود و سبب افزایش راندمان و قابلیت تولید فشار بیشتر می‌شود. • توزیع جریان در پایین دست پروانه مناسب است.	• قابلیت تولید فشار استاتیک بالا و حجم هواگذر متوسط را دارد. • منحنی عملکرد در سمت چپ نقطه حداکثر فشار در اثر افت آئرودینامیک کاهش می‌یابد. • در سیستمهای تهویه مطبوع با فشار استاتیک کم، متوسط و زیاد که جریان عبوری از فن مستقیم بوده و یک سیستم فشرده و کم حجم مورد نیاز است، کاربرد دارد. همانند فن لوله محور در فرایندهای صنعتی مانند کوره خشک کن، اتاقکهای اسپری رنگ و تخلیه فیوم کاربرد دارد. • از لحاظ فیزیکی، نسبت به انواع فن سانتریفیوژ فشرده تر بوده و فضای کمتری اشغال می کند.

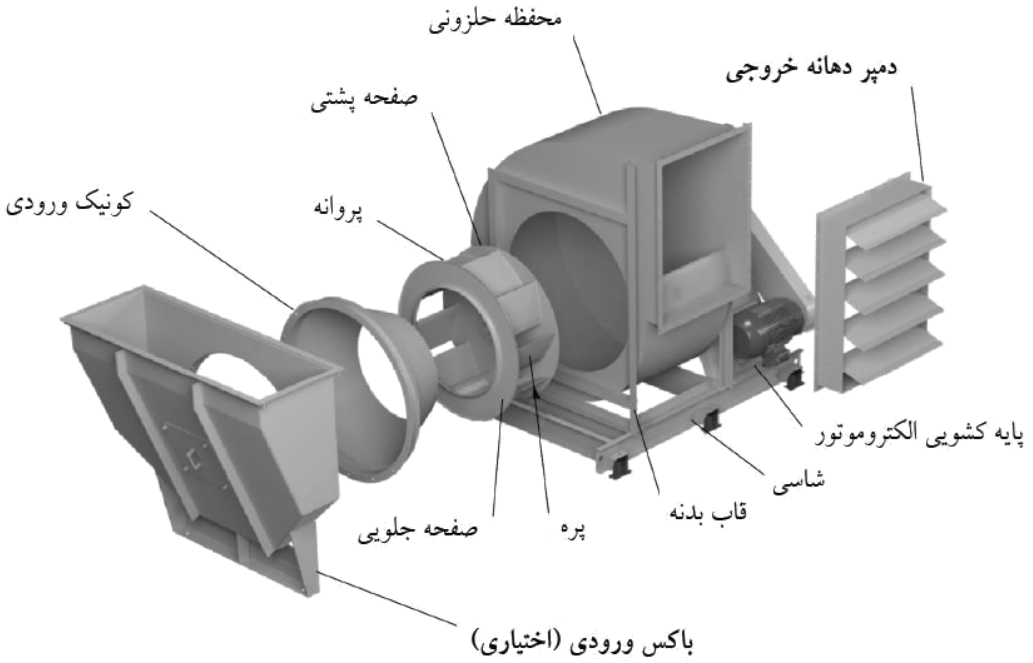
شکل ۴-۳: فن های آکسیال: انواع پروانه، طراحی ساختار پروانه و محفظه و منحنی عملکرد و مشخصات عملکردی (ادامه)

فن	طراحی پروانه	طراحی محفظه	منحنی عملیاتی، مشخصات عملکردی و کاربردها
سانتریفیوژ لوله ای (Tubular Centrifugal)	 • عملکرد آن مشابه پروانه بکوارد پره خمیده است، با این حال ظرفیت هواگذر و فشار آن پایین‌تر است. • راندمان آن نسبت به پروانه بکوارد پره خمیده کمتر است. • منحنی عملکرد در سمت چپ نقطه فشار حداکثری دچار افت می‌شود.	 • محفظه‌ای مشابه فن آکسیال لوله محور دارند، با این تفاوت که فاصله نزدیک پروانه تا جداره لوله ضروری نمی‌باشد. • هوا به طور شعاعی از پروانه خارج شده و با چرخش ۹۰ درجه از طریق تیغه‌های هدایت‌کننده به سمت پایین دست فن جریان می‌یابد.	 • با توجه به چرخش ۹۰ درجه جریان، راندمان آن نسبت به پروانه بکوارد پره خمیده کمتر است. • منحنی عملکرد برخی طراحی‌ها مشابه فن جریان محوری است و راندمان در سمت چپ نقطه حداکثر فشار افت می‌کند. • برای سیستمهای تهویه با فشار استاتیک کم مانند هوای برگشت سیستمهای تهویه مطبوع کاربرد دارد. • راستای جریان عبوری از فن مستقیم است.
تهویه سقفی سانتریفیوژ (Centrifugal)	 • برای سیستم تهویه مکشی با فشار استاتیک پایین مانند کارگاه عمومی، آشپزخانه، سوله انبارش مواد و مجتمع تجاری مناسب است. • تهویه مکشی در مقایسه با دریچه های سقفی تخلیه طبیعی (مبتنی بر چگالی) بسیار بهتر فراهم می‌شود. • پروانه سانتریفیوژ نسبت به آکسیال اندکی کم صداتر است.	 • با توجه به الگوی کاملا مدور تخلیه هوا از پروانه، محفظه خاصی برای آنها استفاده نمی‌شود. • معمولا ساختار محفظه برای بازیابی مولفه فشار سرعت طراحی نمی‌شود. • کلاهک فوقانی علاوه بر حفاظت فن در برابر شرایط جوی به عنوان حفاظ ایمنی نیز عمل می‌کند.	 • عموما بدون کانال کشی فعالیت می‌کند، بنابراین در فشار خیلی پایین و حجم هواگذر بالا بهره برداری می‌شوند. • در منحنی عملکرد این فن، صرفا فشار استاتیک و راندمان استاتیک نمایش داده شده است. • هزینه پایین ساخت و بهره برداری به عنوان مزیت نسبت به سیستمهای تخلیه طبیعی (مبتنی بر چگالی) مطرح می‌باشد.

شکل ۴-۴: فن‌های با طراحی خاص: انواع پروانه، طراحی ساختار پروانه و محفظه و منحنی عملکرد و مشخصات عملکردی

فن‌های سانتریفیوژ

فن سانتریفیوژ متشکل از یک چرخ یا پروانه است که بر روی یک شفت نصب شده و معمولا درون یک محفظه حلزونی شکل گردش می‌کند. مطابق شکل ۴–۵ هوا در راستای محور پروانه وارد و پس از یک چرخش ۹۰ درجه‌ای از محیط پروانه خارج می‌شود. گردش پروانه سبب انتقال نیروی جنبشی به هوای مابین پره‌ها می‌گردد. این نیروی جنبشی با آهسته شدن جریان هوا حین ترک نمودن پروانه به فشار استاتیک تبدیل می‌شود. فن‌های سانتیرفیوژ دارای سه نوع طراحی مختلف تحت عنوان پره خمیده فوروارد[1]، پره رادیال[2] و پره خمیده/ متمایل بکوارد[3] هستند.



شکل ۴–۵: اجزای فن سانتریفیوژ

پروانه پره خمیده فوروارد (قفس سنجابی)

این نوع پروانه دارای پره‌های کوتاه مقعر شکلی است که در جهت چرخش پروانه خمیده شده‌اند. این فن برای سیستمهای تهویه مطبوع با فشار استاتیک کم تا متوسط (حداکثر 5 in.w.g [1250 Pa])

1. Forward curved blade
2. Radial blade
3. Backward curved/ inclined blade

مانند تجهیزات گرمایشی-سرمایشی کم فشار کاربرد دارد. منحنی عملکرد فن در سمت چپ نقطه حداکثر فشار، افت مشخصی دارد که با افزایش میزان هواگذر روند شیب نزولی به تدریج تندتر می‌شود. در برآورد فشار استاتیک فن[1] باید دقت نمود. فن انتخابی باید در ناحیه سمت راست نقطه حداکثر فشار بهره‌برداری گردد تا از فعالیت ناپایدار و نوسانی پیشگیری شود. در پروانه‌های فوروارد منحنی توان با افزایش جریان هواگذر روند افزایشی دارد، از این رو اغلب به آن‌ها فن نوع اضافه‌بار گفته می‌شود. بکارگیری این نوع فن جهت جابجایی هوای حاوی آلاینده‌های تر یا خشک توصیه نمی‌گردد، زیرا امکان چسبیدن آلاینده به پره‌ها و از بالانس خارج شدن پروانه و کاهش راندمان فن بسیار محتمل است.

پروانه بکوارد

این نوع پروانه دارای پره‌های زاویه‌دار نسبت به راستای چرخش می‌باشد. به دلیل راندمان بالاتر، این نوع پروانه برای یک جریان هواگذر و فشار استاتیک معین نسبت به پروانه‌های فوروارد و رادیال قادر به فعالیت با سرعت گردشی بالاتری است. راندمان بالاتر این نوع پروانه معمولا موجب تولید تراز صدای کمتر حین فعالیت می‌شود. شکل منحنی توان این پروانه فاقد ویژگی اضافه‌بار[2] است، یعنی اوج توان مصرفی در محدوده بالاترین راندمان مکانیکی رخ می‌دهد و با افزایش و کاهش میزان هواگذر تقلیل می‌یابد. به همین دلیل فاقد ویژگی توان اضافه بار می‌باشد. بنابراین انتخاب الکتروموتور برای فن سیستمی که نوسانات فشار استاتیک دارد یا محاسبات طراحی با دقت بالایی انجام نگرفته باشد، با اطمینان خاطر بیشتری میسر است. درحالیکه برخی اشکال پره قادرند صرفا با غلظتهای کم آلاینده یا رطوبت فعالیت کنند، پروانه بکوارد برای جابجایی هوای پاک همچون هوای پایین‌دست دستگاه تصفیه‌کننده با راندمان بالا کاربرد دارند. پروانه‌های بکوارد دارای سه شکل (فرمت) اصلی هستند که عبارت از پره تیغه‌ای متمایل[3]، پره تیغه‌ای خمیده[4] و پره ایرفویل[5] می‌باشند. برای هواگذر و فشار استاتیک معین، پره تیغه‌ای متمایل/ خمیده با ضخامت بالاتر نسبت به پره ایرفویل استقامت بالاتری دارد، با این حال سرعت گردشی و راندمان عملیاتی آنها اندکی پایین‌تر است. برش عرضی پره ایرفویل

1. Fan Static Pressure – FSP
2. Non-overloading
3. Inclined blade – IB
4. Curved blade – CB
5. Airfoil blade – AB

شبیه بال هواپیما عموما توخالی است. توخالی بودن این نوع پره تحت تأثیر آلاینده‌های ساینده و مرطوب آسیب‌پذیر بوده و بکارگیری آنها محدود به جریان هوای خشک و تمیز می‌شود. زیرا تنشهای وارده حین شکل‌دهی پره، بکارگیری جنس ساخت را محدود می‌کند.

پروانه رادیال

این نوع پروانه دارای پره‌های شعاعی است از سمت هاب (توپی) به سمت محیط پروانه امتداد می‌یابد. ساختار ساده و مستحکم از مشخصات این پروانه است. طراحی محفظه حلزونی با سرعت بسیار بالای دهانه ورودی و خروجی موجب حفظ آلاینده در جریان هوا حین عبور از فن می‌شود. از آنجاییکه هوا در هر ۲ سمت پـره جریان می‌یابد، پروانه رادیال قادر به پاکسازی خودکار بوده و ضروری است ساختار آن نسبت به سایش و آسیب ناشی از برخورد آلاینده مقاوم باشد. منحنی عملکرد فن رادیال اغلب دارای کمترین افت در سمت چپ فشار حداکثری بوده و شیب نزولی منحنی فشار تند و پایدار می‌باشد. ضعف اصلی این نوع پروانـه در مقایسه با پروانه بکـوارد متمایل[1]، راندمـان نسبتا پایین‌تر و ویژگی توان اضـافه بار[2] است.

فن‌های آکسیال

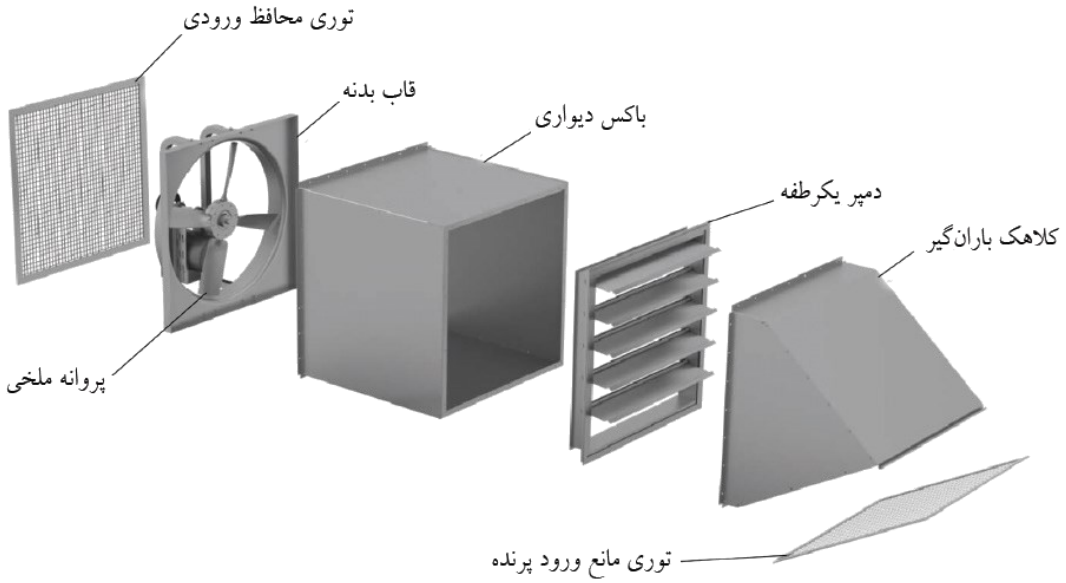
در این فن‌ها، هوا در امتداد شفت پروانه از فن عبور می‌کند. این نوع فن مناسب جابجایی حجم جریان متوسط تا زیاد هوای نسبتا تمیز در دما و فشار استاتیک پایین است. اشغال فضای کم و عبور هوا بصورت خطی از جمله مزایای این نوع فن‌هاست. همچنین دارای محدودیت کاربری برای جریان هوای غبارآلود، خورنده یا قابل‌انفجار هستند، زیرا یاتاقانها و اجزای سامانه تأمین قدرت تا حدودی با جریان هوای عبوری در تماس می‌باشند. این نوع پروانه جهت جابجایی هوای حاوی آلاینده مناسب نیست. فن‌های آکسیال به سه نوع ملخی[3]، لوله محور[4]، و تیغه محور[5] تقسیم می‌شوند که از این میان نوع تیغه محور بالاترین راندمان عملیاتی را داراست.

---

1. Backward Inclined
2. Overloading horsepower
3. Propeller
4. Tubeaxial
5. Vaneaxial

فن آکسیال ملخی

مطابق شکل ۴-۶، فن ملخی که به آنها فن دیواری[1] نیز گفته می‌شود دارای کانال نبوده و جهت جابجایی حجم هوای زیاد با فشار استاتیک بسیار پایین کاربرد دارد. هواگذر عبوری نسبت به افزایش مقاومت جریان هوا بسیار حساس بوده و یک افزایش 0.5 – 1.0 in.w.g [125 – 250 Pa] می‌تواند باعث کاهش چشمگیر هواگذر شود. در صورت طراحی پره‌های ایرفویل، فن ملخی قادر به تولید فشار استاتیک بالاتری حدود 1.0 – 2.0 in.w.g [250 – 500 Pa] خواهد بود. بهترین بهره‌گیری از این نوع فن برای نصب روی سقف یا دیوار بدون کانال جهت گردش، تخلیه و یا تامین هوا در فضاهای بزرگ می‌باشد.

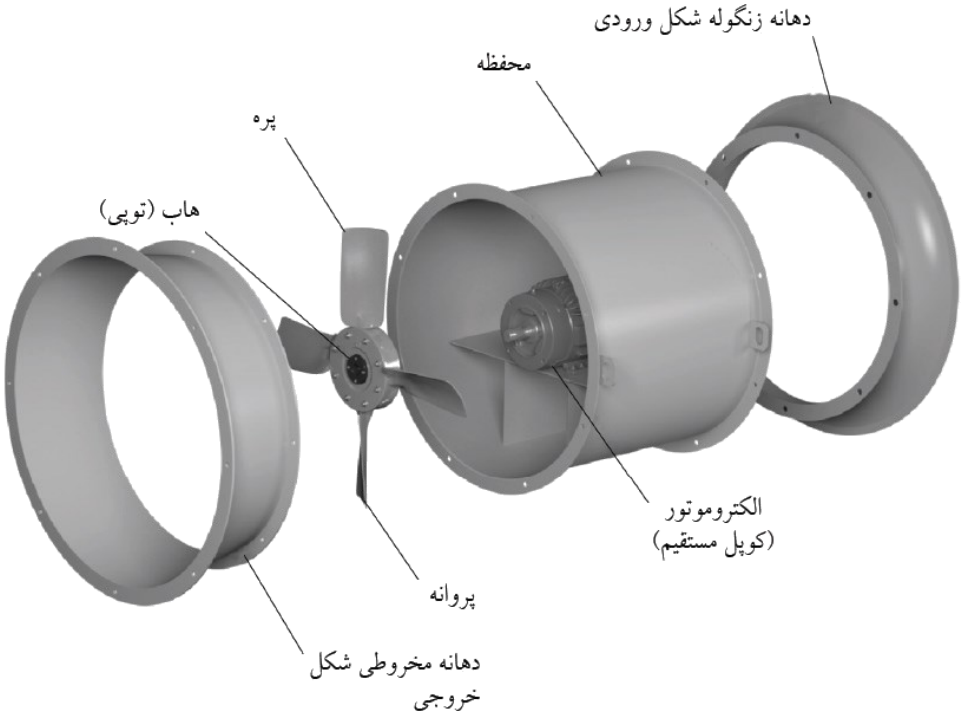


شکل۴-۶: اجزای فن آکسیال ملخی

فن آکسیال لوله محور

مطابق شکل ۴-۷، فن آکسیال لوله محور متشکل از پره‌های ایرفویل یا ملخی است که درون یک محفظه استوانه‌ای قرار دارد. فاصله میان پره‌ها و دیواره محفظه، راندمان عملیاتی را متأثر می‌کند و نسبت قطر هاب به قطر پروانه، در تعیین ظرفیت فشار استاتیک اثرگذار است. این نوع فن قادر به تولید

1. Panel Fan



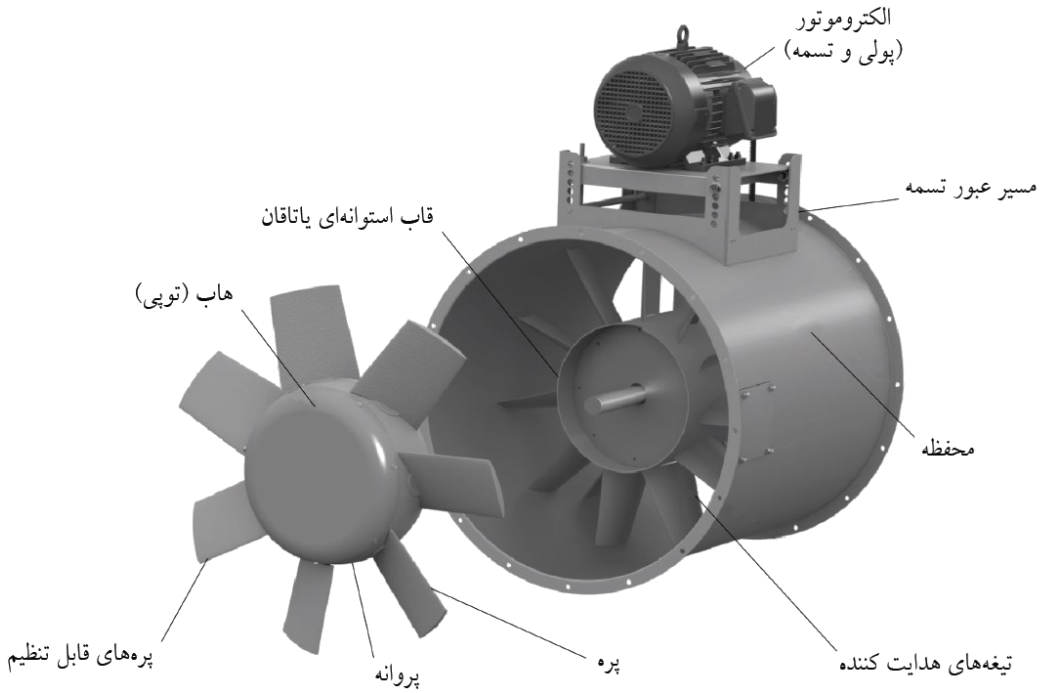
شکل۴-۷: اجزای فن آکسیال لوله‌محور

جریان هواگذر کم تا زیاد با فشار استاتیک متوسط حدود 3 in.w.g [750 Pa] می‌باشد. و آن را می‌توان درون کانال قرار داد و بدین ترتیب دامنه کاربرد آنها برای سیستم‌های تهویه موضعی کم فشار (مانند اتاقک پاشش رنگ پودری) افزایش خواهد یافت.

فن آکسیال تیغه محور

مطابق شکل ۴-۸، فن تیغه محور در واقع همان فن لوله محور می‌باشد که برای تبدیل جریان حلقوی پایین‌دست پروانه به جریان مستقیم از تیغه‌های هدایت‌کننده[1] درون محفظه استفاده شده است. به همین دلیل به محفظه بلندتری در این فن نیاز است، اما در عوض قادر به تولید راندمان بالاتر و فشار استاتیک بیشتری تا حدود 8 in.w.g [2000 Pa] می‌باشد. برخی فن‌های تیغه محور به نحوی ساخته می‌شوند که زاویه نصب پره‌ها روی هاب به صورت دستی یا اتوماتیک جهت افزایش راندمان و ظرفیت عملیاتی فن قابل تنظیم باشد. با اصلاح طرح ساختار فن، می‌توان آن را برای جـریان هوا با دمای بالا و فشار عملیاتی بالاتر استفاده نمود.

1. Guide vanes

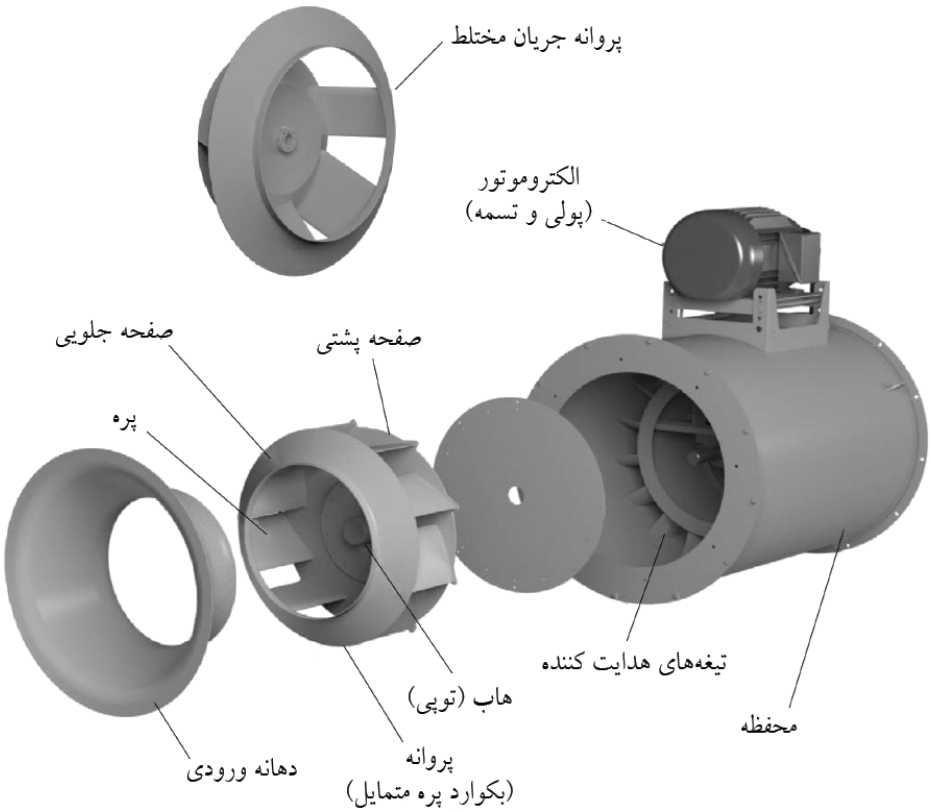


شکل۴-۸: اجزای فن آکسیال تیغه‌محور

فن‌های خاص

نمونه متداول این فن تحت عنوان سانتریفیوژ لوله‌ای است که از یک پروانه بکوارد متمایل درون یک محفظه استوانه‌ای تشکیل می‌گردد. جریان هوا همانند فن آکسیال در راستای شفت پروانه وارد و خارج می‌شود. با این تفاوت که در مقایسه با فن آکسیال تیغه‌محور دارای ظرفیت عملیاتی بالاتر و صدای پایین‌تری است. جریان هوا در راستای شفت پروانه وارد شده و تحت تأثیر ساختار پروانه یک چرخش ۹۰ درجه‌ای داشته و سپس مجدد در راستای محور پروانه چرخش نموده و از طریق پره‌های هدایت‌کننده درون محفظه به سمت بیرون جریان می‌یابد. خصوصیات منحنی فشار و توان نسبت به هواگذر عبوری در این نوع فن مشابه فن سانتریفیوژ بدنه حلزونی با ساختار پروانه مشابه است. اما راندمان مکانیکی پایین‌تری دارد. فضای فیزیکی مورد نیاز این نوع فن مشابه فن آکسیال تیغه‌محور است. نمونه دیگر این فن، پروانه جریان مختلط است که بر اساس ترکیب مشخصات پروانه‌های آکسیال و سانتریفیوژ فعالیت می‌کند. و جریان هوا هنگام عبور از پروانه دو چرخش ۴۵ درجه‌ای انجام می‌دهد. این موضوع سبب تولید جریان هواگذر و فشار استاتیک بالاتر نسبت به فن آکسیال و راندمان عملیاتی بالاتر نسبت به فن سانتریفیوژ لوله‌ای می‌شود. فن‌های جریان مختلط برای تامین هوای رفت یا برگشت سیستمهای تهویه مطبوع یا کاربردهای تهویه عمومی با جریان هواگذر بالاتر در فشار متوسط قابل

استفاده هستند. از مزایای اصلی این فن می‌توان به راندمان عملیاتی بالا و تولید تراز صدای کمتر اشاره نمود. ساختار و اجزای اصلی تشکیل دهنده فن‌های خاص در شکل ۴-۹ نمایش داده شده است.



شکل۴-۹: اجزای فن خاص

معیارهای انتخاب فن

هواگذر فن توسط طراح سیستم تهویه مبتنی بر الزامات جریان هوای سیستم محاسبه شده و بر حسب فوت مکعب واقعی بر دقیقه (acfm) یا متر مکعب واقعی بر ثانیه (acms) در دهانه فن بیان می‌شود. فشار استاتیک و کل فن توسط طراح سیستم تهویه مبتنی بر الزامات فشار سیستم محاسبه شده و به عنوان فشار استاتیک فن (FSP) یا فشار کل فن (FTP) در شرایط واقعی بیان می‌شود. همچنین ضروری است مقادیر فوق نسبت به شرایط استاندارد ($[1.2\ kg/m^3]$ $0.075\ lbm/ft^3$) تحت عنوان فشار استاتیک معادل فن (FSP_{eqv}) یا فشار کل معادل فن (FTP_{eqv}) تصحیح گردند. انتخاب نوع فن بستگی به غلظت و مشخصات آلاینده هوابرد جریان هوا دارد. فن‌های سانتریفیوژ پره رادیال پرکاربردترین انتخاب برای جابجایی مواد هستند. گرچه از فن‌های بکوارد پره متمایل نیز می‌توان برای جابجایی غلظت‌های پایین غبار خشک، غیرچسبنده و غیرساینده، دود و فیوم استفاده نمود. همچنین

فن‌های آکسیال را می‌توان برای جابجایی غلظت‌های پایین دود و رطوبت نیز بکار گرفت، اما عموما در شرایطی استفاده می‌شوند که جابجایی حجم بالای جریان هوا با فشار استاتیک پایین مدنظر باشد. در صورت وجود گازهای سمی در جریان هوا، طراحی ساختار فن باید به نحوی باشد تا از نشت مواد به درون یا بیرون فن جلوگیری شود. جهت تعیین سطح هوابندی ساختار فن انتخابی با سازندگان معتبر مشورت نمایید. در صورت اشتعال‌پذیر یا انفجارپذیر بودن آلاینده هوابرد، ضرورت استفاده از ساختار فن مقاوم در برابر جرقه[1] و بکارگیری الکتروموتور ضدانفجار[2] بر اساس موقعیت قرارگیری موتور و کلاس مخاطره محیطی قضاوت می‌گردد. الکتروموتورها بر اساس الزامات NEC آمریکا[3] با عنوان ضدانفجار طبقه‌بندی می‌شوند. و ساختار فن‌ها نیز از نظر مقاوم بودن در برابر جرقه مطابق الزامات استاندارد AMCA 99 آمریکا[4] و مقررات NFPA آمریکا[5] کلاس‌بندی می‌شوند. در صورت خورنده بودن آلاینده هوابرد با اعمال پوشش حفاظتی یا بکارگیری مواد مخصوص (استیل ضد زنگ، فایبرگلاس و ... غیره) در ساخت می‌توان خوردگی را به حداقل رساند. در مواردی که امکان کندانس شدن گاز/ بخار وجود دارد، در راستای کنترل تبادل حرارت باید بدنه محفظه فن عایق‌بندی شود. حداکثر و حداقل دمای عملیاتی به همراه نرخ تغییرات دما بر میزان استرس تحمیلی و انقباض/ انبساط بخشهای مختلف فن تأثیرگذار است. انتخاب صحیح جنس ساختار، چیدمان و نوع یاتاقان فن باید بر اساس دمای جریان هوا صورت پذیرد. حداکثر نرخ افزایش دما برای اکثر فن‌های حرارتی حدود ۱۵ الی ۲۰ درجه فارنهایت [۷ الی ۱۰ درجه سلسیوس] در دقیقه لحاظ می‌شود. انتخاب بهترین فن ممکن است با فضای موجود برای نصب مطابقت نداشته باشد. ابعاد فن بر اساس نوع (آکسیال یا سانتریفیوژ) و سرعت پروانه مشخص می‌شود. ابعاد فن تعیین‌کننده حداقل فضای اشغالی، مقتضیات فونداسیون و هزینه نصب آن خواهد بود. در برخی موارد، عوامل مهمی مانند وزن و صدای فن می‌تواند موقعیت و شرایط نصب فن را به طراح سیستم تحمیل کند. لحاظ نمودن حداقل فضای لازم جهت فعالیت پرسنل نگهداشت و تعمیرات برای دسترسی به پروانه و شفت فن ضروری است. طراحی محفظه حلزونی ۲ تیکه امکان تعمیرات شفت و پروانه فن بدون تداخل در کانال‌های ورودی و خروجی را فراهم می‌کند. در شرایطی

1. Spark resistant
2. Explosion proof
3. National Electrical Code – NEC
4. Air Movement and Control Association – AMCA
5. National Fire Protection Association – NFPA

که امکان تأمین حداقل طول کانال مستقیم در دهانه فن میسر نیست، بکارگیری باکس ورودی توصیه می‌شود. جهت چرخش پروانه (ساعت‌گرد یا پاد ساعت‌گرد) برای فن سانتریفیوژ از نمای سمت موتور محرک و در فن آکسیال از نمای سمت دهانه خروجی تعیین می‌شود. همچنین آرایش دهانه خروجی فن سانتریفیوژ از نمای سمت موتور محرک نمایش داده می‌شود. تمام فن‌ها دارای یک محرک اصلی هستند که معمولا الکتروموتور با جریان برق متناوب است. در اکثر موارد، الکتروموتور و فن به صورت مجموعه یکپارچه[1] توسط سازنده تأمین می‌شود. در برخی موارد الکتروموتور به صورت جدا از فن جهت تنظیم و نصب در سایت[2] از سوی سازنده ارسال می‌گردد. در فن‌های محرک مستقیم[3]، اتصال پروانه فن به الکتروموتور هم از طریق نصب مستقیم روی شفت الکتروموتور و هم از طریق کوپل شفت پروانه به شفت الکتروموتور امکان‌پذیر است. در هر دو مورد، پروانه فن مطابق با سرعت شفت موتور گردش می‌کند. در این آرایش نیاز به تسمه نیست و بنابراین دارای راندمان بالاتر (عدم افت انتقال قدرت)، صدای کمتر (فقدان صدای ناشی از تسمه) و مستلزم تعمییرات و نگهداشت کمتر (عدم نیاز به تنظیم یا تعویض تسمه) خواهد بود. چنانچه از ادوات تنظیم سرعت الکتروموتور مانند VFD یا اینورتر[4] استفاده نشود، سرعت فن محدود به سرعت سنکرون الکتروموتورهای تجاری موجود می‌شود. این سرعت‌ها برای برق متناوب با فرکانس ۶۰ هرتز معادل ۹۰۰، ۱۲۰۰، ۱۸۰۰ و ۳۶۰۰ دور در دقیقه و برای فرکانس ۵۰ هرتز معادل ۷۵۰، ۱۰۰۰، ۱۵۰۰ و ۳۰۰۰ می‌باشد. ظرفیت فن هم از طریق اصلاح شکل هندسی و ابعاد (قطر و عرض) پروانه و هم از طریق تغییر سرعت الکتروموتور با استفاده از ادوات VFD امکان‌پذیر است. در فن‌های محرک تسمه‌ای[5]، توان شفت الکتروموتور از طریق تسمه و پولی به شفت پروانه منتقل می‌شود. در این آرایش، سرعت پروانه از طریق اصلاح قطر پولی‌ها یا از طریق تغییر نسبت محرک[6] معادل نسبت سرعت گردشی شفت الکتروموتور (RPM_m) به سرعت گردشی شفت پروانه (RPM_f) قابل تنظیم است. این قابلیت در مواردی که اصلاح ظرفیت هواگذر یا فشار عملیاتی سیستم تهویه ناشی از مواردی چون تغییر فرآیند تولید آلاینده یا تغییرات مربوط به

1. Factory mounted
2. Site erected
3. Direct drive
4. Variable Frequency Drive – VFD
5. Belt drive
6. Drive ratio

طراحی هود، کانال‌کشی و دستگاه تصفیه‌کننده ضروری باشد بسیار کاربردی است. افت ناشی از سامانه انتقال قدرت تسمه‌ای (مانند تسمه V شکل) باید در محاسبات برآورد توان الکتروموتور لحاظ گردد. انواع آرایش محرک مستقیم و تسمه‌ای در شکل ۴-۱۰ نمایش داده شده است.

الف: فن محرک تسمه‌ای ب: فن محرک مستقیم

شکل۴-۱۰: فن محرک تسمه‌ای (الف) و محرک مستقیم (ب)

کاربرد جداول انتخاب فن

با مشخص شدن قطر کانال ورودی، نوع پروانه، میزان هواگذر و فشار استاتیک مورد نیاز سیستم تهویه می‌توان از جداول ظرفیت فن[1] نسبت به تعیین سرعت دهانه خروجی، سرعت چرخشی و توان شفت پروانه جهت انتخاب فن مناسب استفاده نمود. اطلاعات عملکردی مندرج در جداول ظرفیت فن بر اساس هوای استاندارد با چگالی 0.075 Ibm/ft^3 [1.2 kg/m^3] ارائه می‌شود. برای هوای غیراستاندارد، فشار استاتیک واقعی فن با استفاده از فاکتور چگالی جهت دستیابی به فشار استاتیک معادل فن در شرایط استاندارد تصحیح می‌گردد. سپس مطابق مقدار تصحیح شده از جداول ظرفیت جهت تعیین سرعت گردشی پروانه (RPM) و توان شفت فن (BHP) استفاده می‌شود. با توجه به اینکه مقادیر توان ارائه شده در جداول ظرفیت بر اساس شرایط استاندارد است، باید با استفاده از فاکتور چگالی مجددا مقدار توان را جهت دستیابی به توان عملیاتی واقعی تصحیح نمود. جداول ظرفیت بر اساس فشار کل یا استاتیک فن توسط سازندگان ارائه می‌گردد. مطابق تعریف سازمان AMCA،

1. Fan Capacity Tables

فشار کل فن (FTP) معادل افزایش فشار کل از دهانه خروجی به دهانه ورودی فن می‌باشد. و فشار استاتیک فن (FSP) از تفریق فشار سرعت دهانه خروجی (VP_{out}) از کمیت فشار کل فن (FTP) حاصل می‌شود.

$$FTP = TP_{out} + TP_{in}$$

$$FTP = (SP_{out} + VP_{out}) - (SP_{in} + VP_{in}) \quad \text{(معادله ۴-۱)}$$

$$FSP = FTP - VP_{out}$$

$$FSP = (SP_{out} + VP_{out}) - (SP_{in} + VP_{in}) - VP_{out}$$

$$FSP = SP_{out} - SP_{in} - VP_{in} \quad \text{(معادله ۴-۲)}$$

راندمان فن

رایج‌ترین نوع جدول ظرفیت فن، جدول انتخاب چندگانه نام دارد که مطابق شکل ۴-۱۱ بازه‌ای از ظرفیت‌های مختلف فن را شامل می‌شود. برای یک فشار معین، بالاترین راندمان معمولا در یک سوم میانی ستون هواگذر قرار دارد. برخی سازندگان مقادیر متناظر با حداکثر راندمان عملیاتی را برای فشارهای مختلف با رنگ‌بندی مشخص می‌کنند. در صورت فقدان چنین راهنمایی، طراح می‌تواند راندمان کل[1] یا استاتیک[2] فن را برای فن‌های تک مرحله‌ای با استفاده از روابط زیر محاسبه نماید:

$$\eta_T = (Q \times FTP) \div (CF \times PWR) \quad \text{(معادله ۴-۳)}$$

$$\eta_S = (Q \times FSP) \div (CF \times PWR) \quad \text{(معادله ۴-۴)}$$

در این روابط، η_T راندمان کل فن بر حسب درصد (%)، η_S راندمان استاتیک فن بر حسب درصد (%)، Q جریان هواگذر حجمی بر حسب acfm [am^3/s]، FTP فشار کل فن بر حسب in.wg [Pa]، FSP فشار استاتیک فن بر حسب in.wg [Pa]، PWR توان فن بر حسب hp [Watt] و CF ضریب تبدیل معادل ۶۳۴۳ [۱] می‌باشد.

1. Fan Total Efficieny – FTE
2. Fan Static Efficieny – FSE

FAN DIMENSIONS Inlet diameter: 13” O.D. Outlet area: 0.930 sq. ft. inside																				
Wheel diameter: 22.63” Wheel circumference: 5.92 ft.																				
		2” SP		4” SP		6” SP		8” SP		10” SP		12” SP		14” SP		16” SP		18” SP		20” SP	
ACFM	OV	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
930	1000	843	0.57	1176	1.21	1434	1.93	1653	2.75	1846	3.64	2021	4.59	2184	5.62	2333	6.68	2475	7.81	2610	9.01
1116	1200	853	0.67	1183	1.35	1439	2.12	1656	2.98	1848	3.90	2022	4.89	2182	5.95	2333	7.07	2473	8.23	2606	9.45
1302	1400	866	0.77	1191	1.51	1445	2.33	1660	3.22	1852	4.20	2025	5.23	2183	6.31	2333	7.47	2474	8.68	2606	9.95
1488	1600	882	0.89	1201	1.69	1453	2.56	1668	3.50	1857	4.51	2030	5.59	2188	6.72	2337	7.92	2474	9.13	2606	10.4
1674	1800	899	1.01	1213	1.88	1463	2.81	1676	3.81	1863	4.86	2035	5.98	2194	7.16	2340	8.38	2479	9.67	2610	11.0
1860	2000	917	1.14	1227	2.09	1474	3.09	1685	4.13	1872	5.24	2040	6.39	2199	7.62	2344	8.89	2484	10.2	2613	11.6
2046	2200	937	1.29	1242	2.32	1484	3.37	1694	4.48	1879	5.63	2048	6.84	2206	8.13	2351	9.43	2487	10.8	2618	12.2
2232	2400	961	1.45	1257	2.56	1497	3.68	1704	4.85	1889	6.07	2056	7.33	2212	8.64	2357	10.0	2493	11.4	2622	12.8
2418	2600	984	1.62	1275	2.81	1513	4.02	1717	5.25	1900	6.53	2065	7.84	2222	9.22	2364	10.6	2501	12.1	2631	13.6
2790	3000	1038	2.02	1313	3.36	1543	4.73	1744	6.11	1924	7.52	2088	8.96	2241	10.4	2383	12.0	2517	13.5	2644	15.1
3162	3400	1099	2.50	1358	3.99	1580	5.52	1775	7.05	1952	8.60	2115	10.2	2265	11.8	2405	13.4	2538	15.1	2665	16.8
3534	3800	1164	3.07	1407	4.69	1620	6.37	1812	8.09	1984	9.79	2144	11.5	2290	13.3	2428	15.0	2562	16.8	2684	18.6
3906	4200	1232	3.75	1462	5.48	1665	7.31	1851	9.19	2018	11.0	2174	12.9	2320	14.8	2458	16.8	2587	18.7	2708	20.6
4278	4600	1306	4.56	1520	6.39	1717	8.38	1894	10.4	2058	12.4	2209	14.5	2355	16.5	2489	18.6	2614	20.6	2736	22.7
4650	5000	1380	5.49	1582	7.41	1770	9.53	1941	11.7	2100	13.9	2247	16.1	2390	18.3	2521	20.5	2645	22.7	2766	25.0
5022	5400	1457	6.56	1647	8.57	1827	10.8	1990	13.1	2146	15.5	2291	17.8	2428	20.2	2558	22.6	2681	25.0	2798	27.3
5394	5800	1535	7.79	1719	9.93	1885	12.2	2045	14.7	2194	17.2	2334	19.7	2469	22.2	2594	24.7	2717	27.3	2830	29.8

شکل ۴-۱۱: نمونه جدول انتخاب ظرفیت فن (سیستم IP)

انتخاب فن در چگالی غیراستاندارد

عملکرد فن متأثر از تغییرات چگالی جریان هوا می‌باشد. چنانچه مقدار تجمعی ضرایب تصحیح چگالی جریان هوا ناشی از فشار کانال، دما، رطوبت، ارتفاع و ترکیب گاز کمتر از ۵ درصد باشد، با وجود ناچیز بودن اصلاحات برای مقادیر هواگذر و فشار، اما اعمال اصلاحات توصیه می‌شود. در صورتی که مقدار تجمعی ضرایب تصحیح چگالی جریان هوا برابر یا بیش از ۵ درصد باشد، اعمال اصلاحات فوق ضروری خواهد بود. باید در نظر داشت که جداول و منحنی‌های انتخاب فن بر اساس چگالی هوای استاندارد در دهانه ورودی فن ارائه می‌شوند. فشارهای معادل و واقعی فن مطابق روابط زیر قابل محاسبه می‌باشند:

$$P_{eqv} = (P_{act}) \div (dF) \quad \text{یا} \quad P_{eqv} = (P_{act}) \times (\rho_{std}/\rho_{act}) \qquad \text{(معادله ۴-۵)}$$

$$P_{act} = (P_{eqv}) \times (dF) \quad \text{یا} \quad P_{act} = (P_{eqv}) \times (\rho_{act}/\rho_{std}) \qquad \text{(معادله ۴-۶)}$$

در این روابط، P_{eqv} فشار معادل در چگالی هوای استاندارد بر حسب [Pa] in.wg، P_{act} فشار واقعی در چگالی هوای واقعی بر حسب [Pa] in.wg، ρ_{std} چگالی هوای استاندارد معادل $0.075\ lbm/ft^3$ [$1.2\ kg/m^3$]، ρ_{act} چگالی هوای واقعی بر حسب lbm/ft^3 [kg/m^3] و dF فاکتور چگالی می‌باشد.

بطور مشابه، توان فن برای شرایط استاندارد و واقعی به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

(معادله ۴-۷)

$$PWR_{std} = (PWR_{act}) \div (dF) \quad \text{یا} \quad PWR_{std} = (PWR_{act}) \times (\rho_{std}/\rho_{act})$$

(معادله ۴-۸)

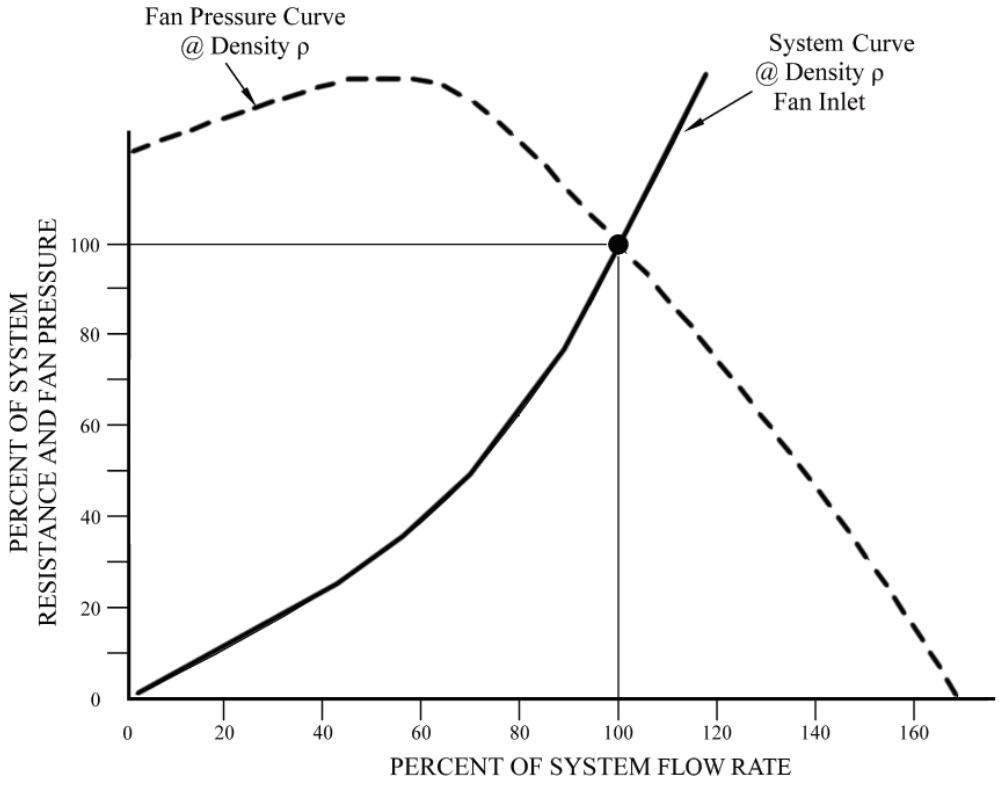
$$PWR_{act} = (PWR_{eqv}) \times (dF) \quad \text{یا} \quad PWR_{act} = (PWR_{eqv}) \times (\rho_{act}/\rho_{std})$$

در این روابط، PWR_{std} توان فن در چگالی هوای استاندارد بر حسب [KW] hp، PWR_{act} توان فن در چگالی هوای واقعی بر حسب [KW] hp، ρ_{std} چگالی هوای استاندارد معادل $0.075\ lbm/ft^3$

[1.2 kg/m^3]، ρ_{act} چگالی هوای واقعی بر حسب lbm/ft^3 [kg/m^3] و dF فاکتور چگالی می‌باشد.

نمودار عملکرد فن و سیستم تهویه

طراحی مطلوب یک سیستم تهویه هنگامی حاصل می‌شود که نقطه عملیاتی طراحی[1] روی منحنی سیستم با منحنی عملکرد فن در یک نقطه با فعالیت پایدار تلاقی داشته باشد. لذا درک صحیح از مشخصات منحنی عملکرد سیستم و فن بسیار ضروری است. فن‌ها عموما بر اساس منحنی عملکرد فن برای شرایط مشخص تحت عنوان نقطه عملیاتی فن[2] انتخاب می‌شوند. مطابق نمودار شکل ۴-۱۲، مشخصات عملکردی سیستمهای تهویه و فن‌ها متغییر بوده و به صورت گرافیکی در قالب منحنی به عنوان آرایه‌ای از نقاط عملیاتی مختلف قابل ارائه هستند. بدین ترتیب نقطه عملیاتی واقعی[3] همان مختصات تلاقی منحنی عملکرد سیستم تهویه و فن انتخابی خواهد بود.

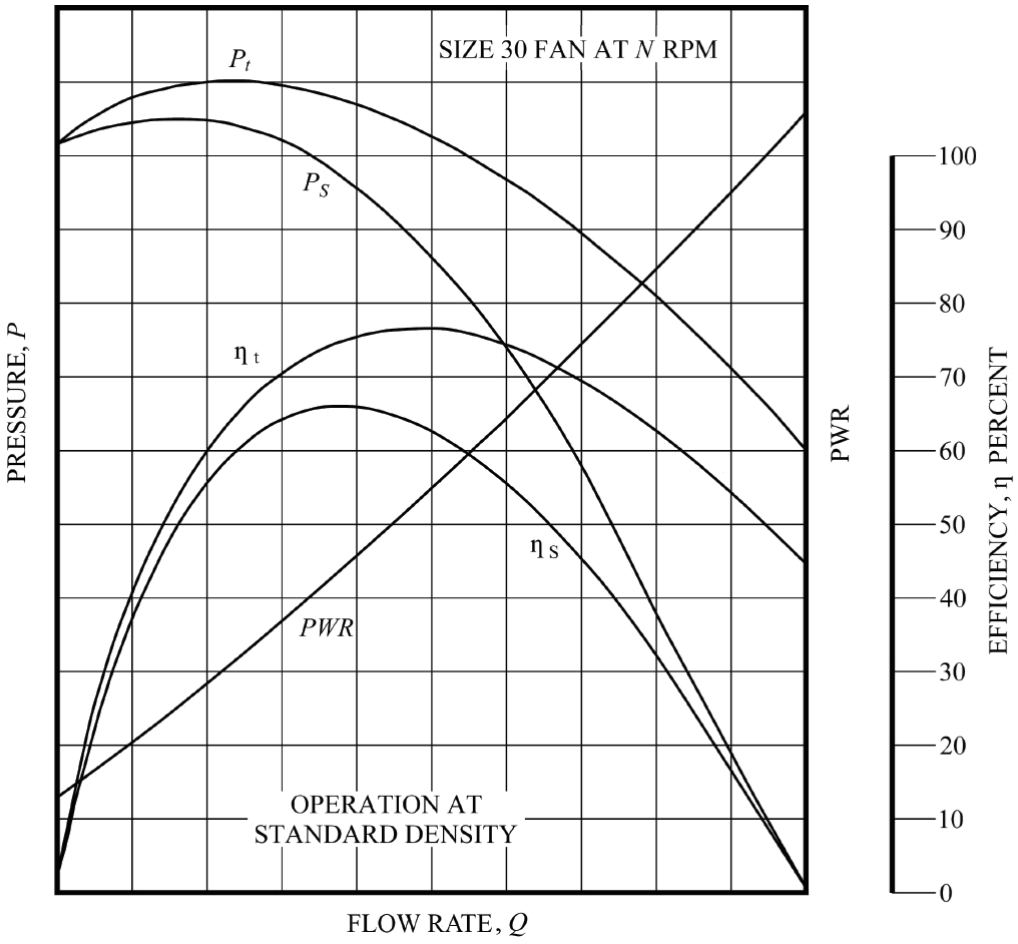


شکل۴-۱۲: نقطه عملیاتی واقعی

1. Design Point of Operation
2. Fan duty point
3. Actula Point of Operation

منحنی عملکرد فن

منحنی عملکرد فن جهت نمایش مشخصات عملیاتی فن ترسیم می‌شود. مطابق نمودار نمایش داده شده در شکل ۴-۱۳، معمولا پارامتر هواگذر (Q) روی محور افقی (x)، و پارامترهای فشار (P) و توان (PWR) روی محور عمودی (y) نمودار نمایش داده می‌شوند. سرعت چرخش پروانه فن (RPM)، قطر پروانه فن (d) و چگالی جریان هوا (ρ) در دهانه ورودی فن از جمله پارامترهای ثابتی هستند که باید بطور مشخص در هر نمودار بیان شود. امکان افزودن دیگر پارامترها مانند راندمان مکانیکی کل و استاتیک به این نمودار میسر است. همانطور که در نمودار این شکل مشهود است، حداکثر هواگذر عبوری زمانی رخ می‌دهد که هیچ مقاومتی در مسیر جریان وجود نداشته باشد. و در صورت مسدود شدن دهانه ورودی یا خروجی فن، هواگذر به صفر خواهد رسید. در این نمودار P_t و P_s به ترتیب معرف فشار کل و استاتیک است. از آنجایی که فشار کل معادل جمع جبری فشار استاتیک و فشار

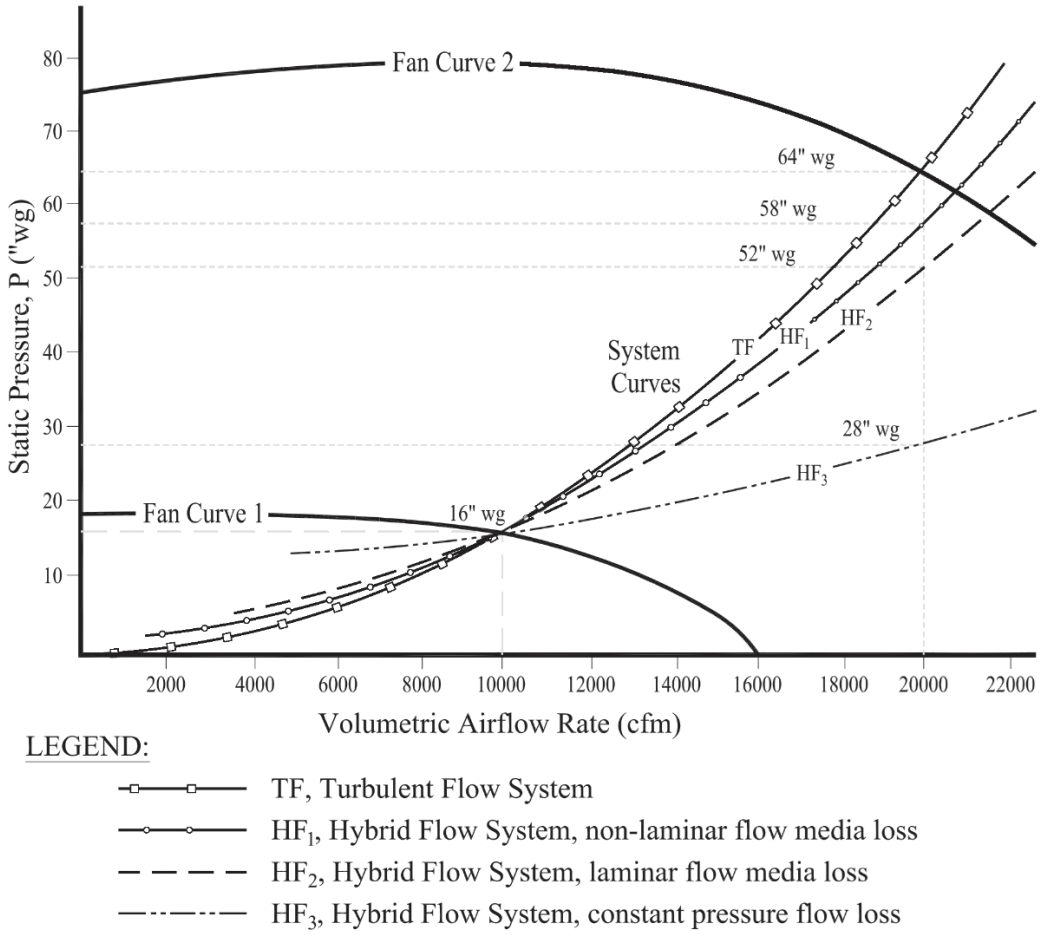


شکل ۴-۱۳: نمونه نمودار عملکرد فن

سرعت است، اختلاف نقـاط روی منحنی P_t و P_s به ازای میزان هواگـذر مشخص معادل فشار سرعت می‌باشد. شایان ذکر است، شکل دقیق منحنی عملکرد بستگی به مشخصات طراحی فن دارد که مطابق رویه استاندارد تست AMCA قابل استخراج است.

منحنی سیستم تهویه

اجزای سیستم تهویه در مسیر جریان هوا ایجاد مقاومت می‌کنند. شکل ۴-۱۴، تغییرات فشار (P) نسبت به هواگذر (Q) را برای چهار نوع جریان مختلف در سیستم تهویه نمایش می‌دهد. در شرایط جریان آشفته[1]، تغییرات فشار (P) متناسب با توان دوم تغییرات هواگذر (Q) می‌باشد، کـه معمولا در بخشهـای مکـانیکی سیستم مانند کانـال‌کشی و اتصـالات مشاهده می‌شود. در شرایـط جریـان آرام[2]،



شکل ۴-۱۴: انواع منحنی جریان سیستم

1. Turbulent flow
2. Laminar flow

تغییرات فشار (P) رابطه مستقیم با تغییرات هواگذر (Q) دارد که اغلب در بخشهایی از سیستم با انرژی جنبشی پایین مانند فیلترهای هوا مشاهده می‌شود. در شرایط جریان ترکیبی[1]، تغییرات فشار (P) وابسته به نوع بستر پالایشی و آلاینده عبوری به صورت نمایی (توان حدود ۱/۶) با تغییرات هواگذر (Q) تغییر می‌کند. که عموما در بخشهای پالایشی سیستم مانند غبارگیرهای تر و خشک، اسکرابرهـای بستردار (پرشده)، رطوبت‌گیرهـا مشاهده می‌شوند. در شرایط جریان فشار ثابت[2]، فشار (P) نسب به تغییرات هواگذر (Q) ثابت می‌باشد. که این شرایط اغلب در انواع اسکرابرهـای ساده (برج اسپری) و زباله سوزها مشاهده می‌شود.

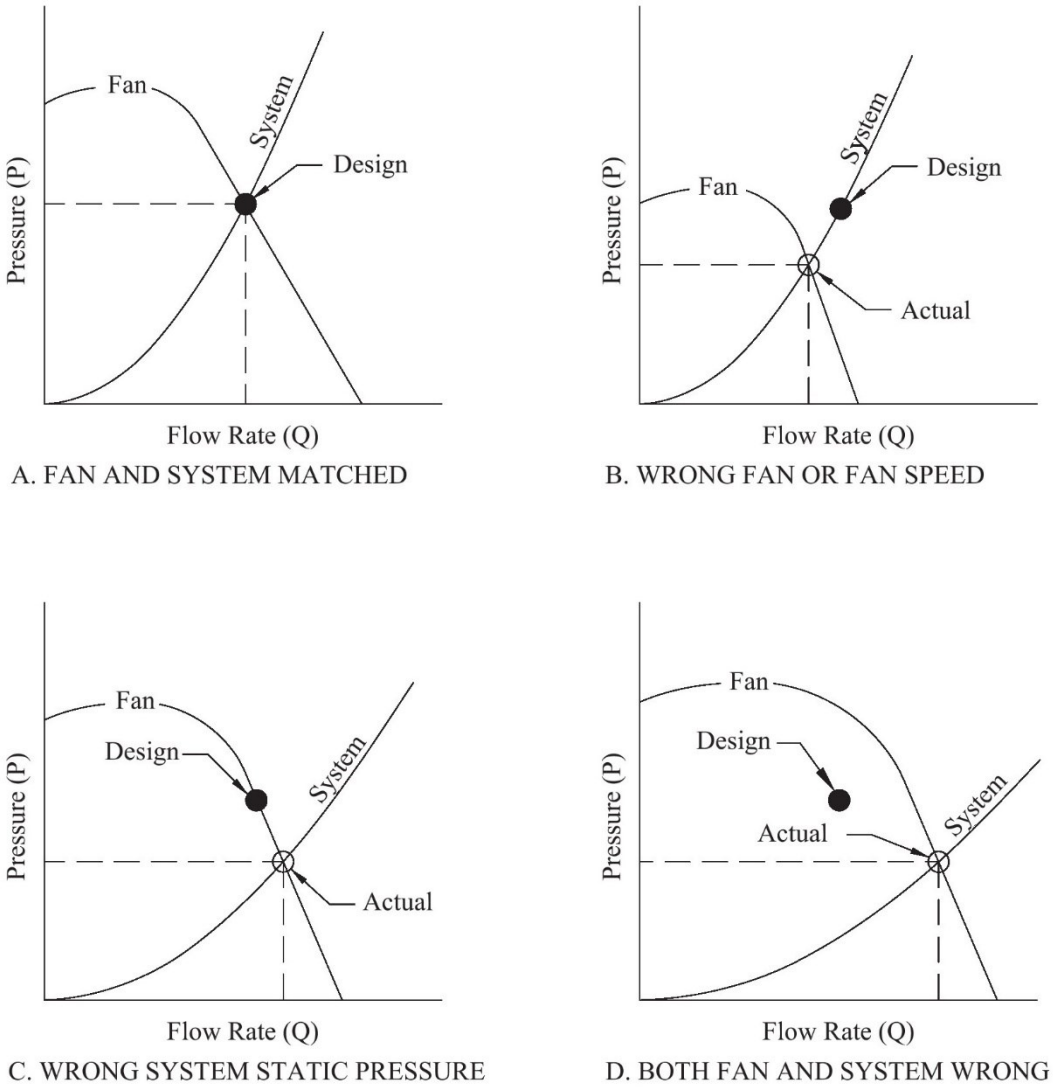
انطباق منحنی سیستم با منحنی فن

نقطه عملیاتی طراحی بعد از اتمام فرآیند طراحی سیستم و تعیین مشخصات فن حـاصل می‌شود. مختصـات تلاقی منحنی سیستم و منحنی فن انتخـابی نمـاینده نقطـه عملیـاتی واقعـی خواهـد بود. شکل ۴-۱۵ مختصات تقاطع منحنی سیستم و منحنی فن انتخابی را در حالتهای مختلف نمایش می‌دهد. نمودار (A) شرایطی را نمایش می‌دهد که نقاط عملیاتی طراحی و واقعی منطبق بر هم هستند. همچنین شرایط نامطلوبی که حاصل از عدم انطباق نقاط عملیاتی طراحی و واقعی می‌باشد در سایر نمودارهای (B)، (C) و (D) نمایش داده شده است.

قوانین همگونی[3]

روابط جبری کاربردی در محاسبه هواگذر، فشار، توان و سرعت با شرایط جریان آشفته بر اساس منحنی فن جهت برآورد نقاط عملیاتی ثانویه مورد استفاده قرار می‌گیرند که تحت عنوان قوانین همگونی فن یا قوانین فن[4] مطرح می‌باشند. شایان ذکر است، در صورت آشفته بودن جریان هوای عبوری در سیستم تهویـه، امکان استفاده از قوانین همگونی برای سیستم نیز امکان‌پذیر است. از قوانین همگونی فن می‌توان در تعیین نقاط عملیاتی ثانویه بین ۲ یا چند منحنی عملکرد حاصل از یک فن یکسان استفـاده نمود. جهت تعیین نقـاط عملیاتی ثانـویه روی سـایر منحنی‌هـای عملکرد در یک فن یکسان،

1. Hybrid Flow
2. Constant pressure flow
3. Affinity laws
4. Fan laws



شکل۴-۱۵: نمودارهای حاصل از شرایط مختلف نقاط عملیاتی طراحی و واقعی نسبت به یکدیگر

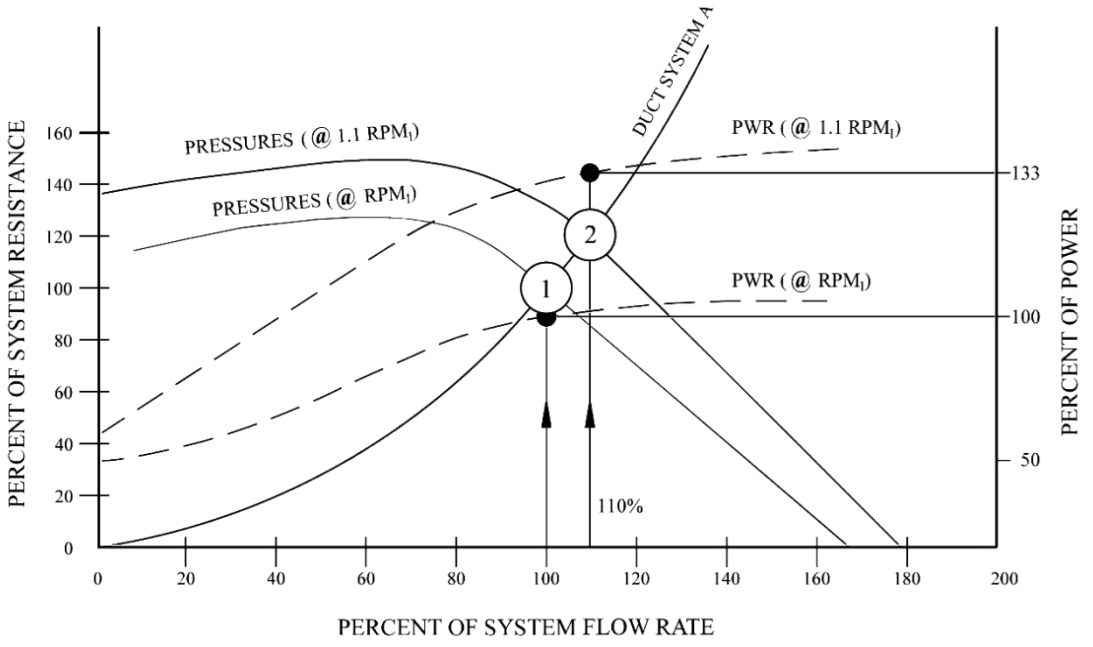
می‌توان مطابق نمودار نمـایش داده شده در شکل ۴- ۱۶ از قوانین همگونی فن به ترتیب زیر بهره‌برداری نمود:

تعیین هواگذر

از آنجایی که ظرفیت جریان حجمی پروانه فن ثابت است، میزان هواگـذر حجمی (Q) متناسب با تغییرات سرعت فن (RPM) مطابق روابط زیر تغییر می‌نماید:

$$Q_2/Q_1 = RPM_2/RPM_1 \qquad \text{(معادله ۴-۹)}$$

$$Q_2 = (Q_1)\,(RPM_2/RPM_1)$$



شکل ۴-۱۶: تأثیر افزایش ۱۰ درصدی سرعت پروانه فن

در صورتی که میزان هواگذر مشخص باشد، برای محاسبه سرعت فن می‌توان رابطه فوق را به صورت زیر بازنویسی کرد:

$$RPM_2/RPM_1 = Q_2/Q_1 \qquad \text{(معادله ۴-۱۰)}$$

$$RPM_2 = (RPM_1)\,(Q_2/Q_1)$$

تعیین فشار

از آنجایی که فن‌ها همواره در شرایط جریان آشفته فعالیت می‌کنند، فشار (P) بطور مستقیم با تغییرات چگالی هوا و به صورت توان دوم با تغییرات هواگذر (Q) یا سرعت فن (RPM) مطابق روابط زیر تغییر می‌کند:

$$P_2/P_1 = (Q_2/Q_1)^2\,(dF_2/dF_1) \qquad \text{(معادله ۴-۱۱)}$$

$$P_2 = (P_1)(Q_2/Q_1)^2\,(dF_2/dF_1)$$

در صورتی که سرعت فن (RPM) مشخص باشد، معادله فوق را می‌توان به صورت زیر بازنویسی نمود:

$$P_2/P_1 = (RPM_2/RPM_1)^2\ (dF_2/dF_1)$$ (معادله ۴-۱۲)

$$P_2 = (P_1)(RPM_2/RPM_1)^2\ (dF_2/dF_1)$$

تعیین توان

از آنجایی که فن‌ها همواره در شرایط جریان آشفته فعالیت می‌کنند، توان بطور مستقیم با تغییرات چگالی هوا و به صورت توان سوم با تغییرات هواگذر (Q) یا سرعت فن (RPM) مطابق روابط زیر تغییر می‌کند:

$$PWR_2/PWR_1 = (Q_2/Q_1)^3\ (dF_2/dF_1)$$ (معادله ۴-۱۳)

$$PWR_2 = (PWR_1)(Q_2/Q_1)^3\ (dF_2/dF_1)$$

در صورتی که سرعت فن (RPM) مشخص باشد، این معادله را می‌توان به صورت زیر بازنویسی کرد:

$$PWR_2/PWR_1 = (RPM_2/RPM_1)^3\ (dF_2/dF_1)$$ (معادله ۴-۱۴)

$$PWR_2 = (PWR_1)(RPM_2/RPM_1)^3\ (dF_2/dF_1)$$

روشهای کنترل جریان

رایج‌ترین روشهای کنترل جریان عبارت از دمپرهای دهانه خروجی، دمپرهای تیغه متغیر دهانه ورودی، پره‌های زاویه متغییر فن آکسیال و استفاده از کنترل‌کننده‌های سرعت موتور از طریق تنظیم فرکانس[1] می‌باشند. با بکارگیری تجهیزات فوق می‌توان شکل یا موقعیت منحنی عملکرد فن را به نحوی تغییر داد که مختصات تلاقی منحنی عملکرد فن با منحنی سیستم تهویه اصلاح گردد.

دمپرها[2]

دمپرهای خروجی روی دهانه خروجی فن نصب می‌شوند. با توجه به قرارگیری آنها در مسیر جریان امکان تجمع مواد و فرسودگی زودهنگام در اثر سایش و فرسایش ناشی از شرایط جریان هوا

1. Variable Frequency Drive – VFD
2. Dampers

وجود دارد، که ممکن است برای برخی کاربردها قابل قبول نباشند. مطابق شکل ۴-۱۷، انواع دمپرهای کاربردی به شرح زیر می‌باشد:

دمپرهای تیغه موازی دهانه خروجی فن[1]

این دمپرها سبب افزایش مقاومت سیستم در حالت اندکی بسته[2] یا کاملا بسته[3] می‌شوند. تیغه‌های دمپر به صورت موازی با یکدیگر حرکت می‌کنند. سطح کنترل جریان عبوری از دمپر متناسب با حرکت بازوی کنترلی نیست، لذا از نظر عملیاتی تنظیم دقیق آنها مشکل بوده و عموما برای دامنه کنترلی کوچک (۳۰ تا ۷۰ درصد) مانند راه‌اندازی سرد یا هنگامیکه بهره‌برداری در ۲ حالت کاملا باز یا کاملا بسته نیاز باشد، کاربرد دارند.

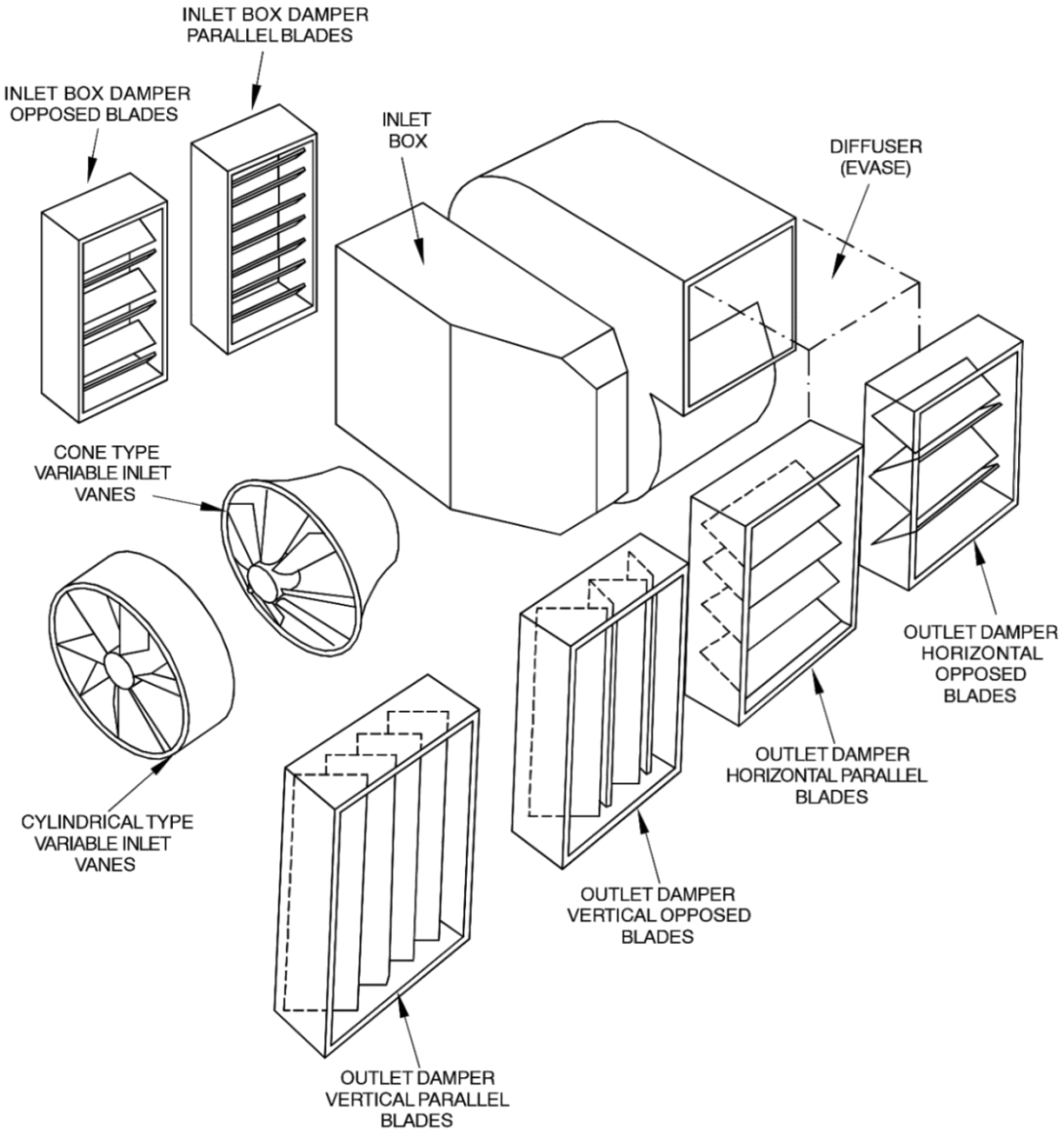
دمپرهای تیغه مخالف دهانه خروجی فن[4]

این دمپرها سبب افزایش مقاومت سیستم در دامنه گسترده‌تری نسبت به دمپرهای تیغه موازی می‌شوند. و حرکت هر تیغه در جهت مخالف تیغه بعدی سبب افزایش کنترل‌پذیری میزان جریان عبوری با حرکت بازوی کنترلی می‌شود.

دمپرهای تیغه متغیر دهانه ورودی و تیغه موازی باکس ورودی فن[5]

در راستای هدایت بهینه جریان هوا به چشمی پروانه فن از این دمپرها در دهانه ورودی یا باکس ورودی استفاده می‌شود. با توجه به پیش چرخش[6] جریان هوا در اثر آرایش تیغه‌های دمپر، شکل منحنی عملکرد فن با توجه به کاهش ظرفیت و توان عملیاتی تغییر می‌یابد، و این تغییرات باعث افزایش دامنه فعالیت پایدار فن می‌شود. برای مثال چنانچه فن سانتریفیوژ بکوارد پره متمایل در ۵۰ درصد حداکثر ظرفیت‌کاری فعالیت نماید، امکان نوسان شدید[7] جریان وجود خواهد داشت. در راستای صرفه‌جویی

1. Parallel blade outlet dampers
2. Partially closed
3. Fully closed
4. Opposed blade outlet dampers
5. Variable inlet vane and parallel blade inlet box dampers
6. Prespine rotation
7. Surging



شکل ۴–۱۷: انواع دمپرهای کنترل ظرفیت عملیاتی فن

انرژی، این نوع دمپرها باید برای جریان هوا پاک و زمانیکه فعالیت بلند مدت فن در ظرفیت کاهشی مدنظر است، بکار گرفته شوند.

پره‌های زاویه متغیر فن آکسیال

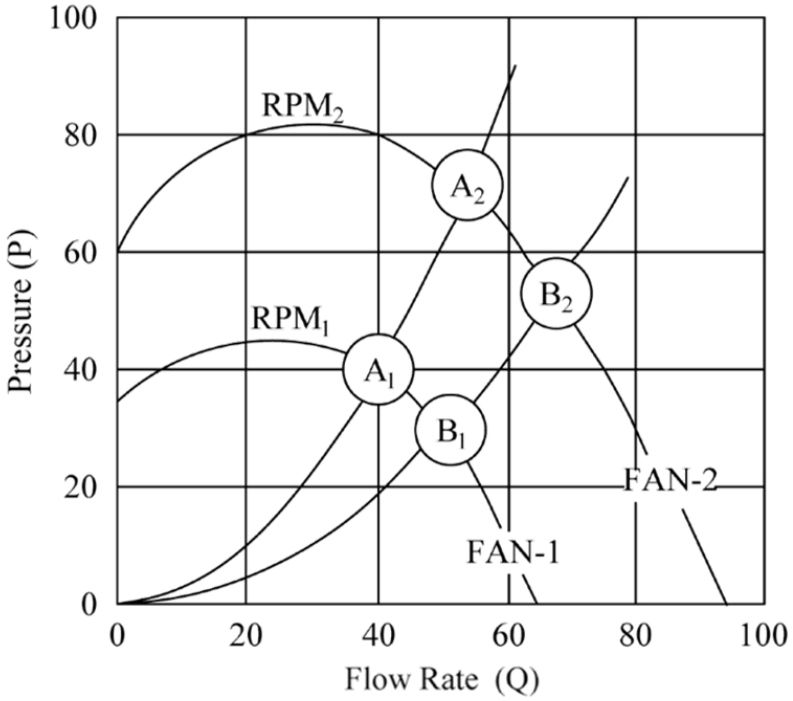
این نوع پره‌ها در برخی فن‌های آکسیال ارائه می‌شوند. طراحی این پره‌ها امکان استفاده از زوایای غیراستاندارد را با تنظیم کارخانه سازنده یا از طریق اصلاح دستی و اتوماتیک در سایت فراهم می‌کند. کاهش زاویه برخورد مابین هوای ورودی و پره‌ها سبب کاهش هواگذر عبوری و توان مورد نیاز

الکتروموتور خواهد شد. بدین ترتیب تنظیم پره‌ها با زاویه برخورد کوچکتر می‌تواند توان مورد نیاز الکتروموتور حین راه‌اندازی را کاهش دهد.

محرک فرکانس متغیر[1]

سامانه VFD به منظور تغییر سرعت فن جهت ایجاد منحنی عملکرد ثانویه متناظر با میزان تغییر در سرعت بکار گرفته می‌شود. از آنجایی که شکل منحنی‌های عملکرد فن یکسان است، کاهش سرعت پروانه (RPM) مبتنی بر قوانین همگونی فن به معنای کاهش هواگذر، فشار و توان خواهد بود. همچنین از آنجاییکه سامانه VFD صرفا موقعیت منحنی عملکرد ثانویه را نسبت به منحنی عملکرد اصلی فن بالاتر (افزایش RPM) یا پایین‌تر (کاهش RPM) می‌آورد، عموما جهت کنترل منحنی‌های سیستم تهویه و فن از دمپر همراه با سامانه VFD استفاده می‌شود. از جمله کاربردهای متداول سامانه VFD، کاهش توان مصرفی الکتروموتور حین راه‌اندازی یا حفظ پایداری جریان هواگذر با بکارگیری سنسور فشار استاتیک جهت کنترل سرعت فن متناسب با بارآلودگی بستر فیلتر تجهیزات تصفیه‌کننده هوا می‌باشد. بخش کنترل‌کننده در سامانه VFD مابین منبع تغذیه الکتریسیته و الکتروموتور نصب می‌شود. از نظر عملکردی، این سامانه با تغییر ولتاژ و فرکانس جریان ورودی به موتور و اصلاح سرعت موتور متناسب با فرکانس فعالیت می‌کند. برای یک سیستم تهویه با مشخصات فیزیکی ثابت، نقاط عملیاتی در دسترس منطبق بر منحنی عملکرد سیستم می‌باشد. مطابق شکل ۴-۱۸، نقاط A_1 و A_2 روی یک سیستم مشترک نمایش داده شده است. این نقاط عملیاتی به کمک سامانه VFD از طریق تنظیم سرعت پروانه RPM_1 و RPM_2 قابل دستیابی هستند، که به ترتیب منحنی‌های عملکرد فن FAN-1 و FAN-2 را ایجاد می‌کنند. چنانچه در طراحی اصلی (اولیه) سیستم میزان افت فشار فیلتر معادل نقطه A_2 لحاظ شده باشد، و سیستم با افت فشار کمتری مطابق منحنی $(B_1 - B_2)$ فعالیت نماید، آنگاه سامانه VFD جهت کاهش سرعت، فشار و توان با حفظ هواگذر عبوری معادل نقطه B_1 قابل استفاده خواهد بود. معایب سامانه VFD شامل محدودیت سرعت پایین و اختلال در شبکه برق[2] است. اکثر موتورهای القایی جریان متناوب برای فعالیت در سرعت نامی مندرج در پلاک طراحی شده‌اند. چنانچه از سامانه VFD

1. Variable Frequency Drive - VFD
2. Line noise



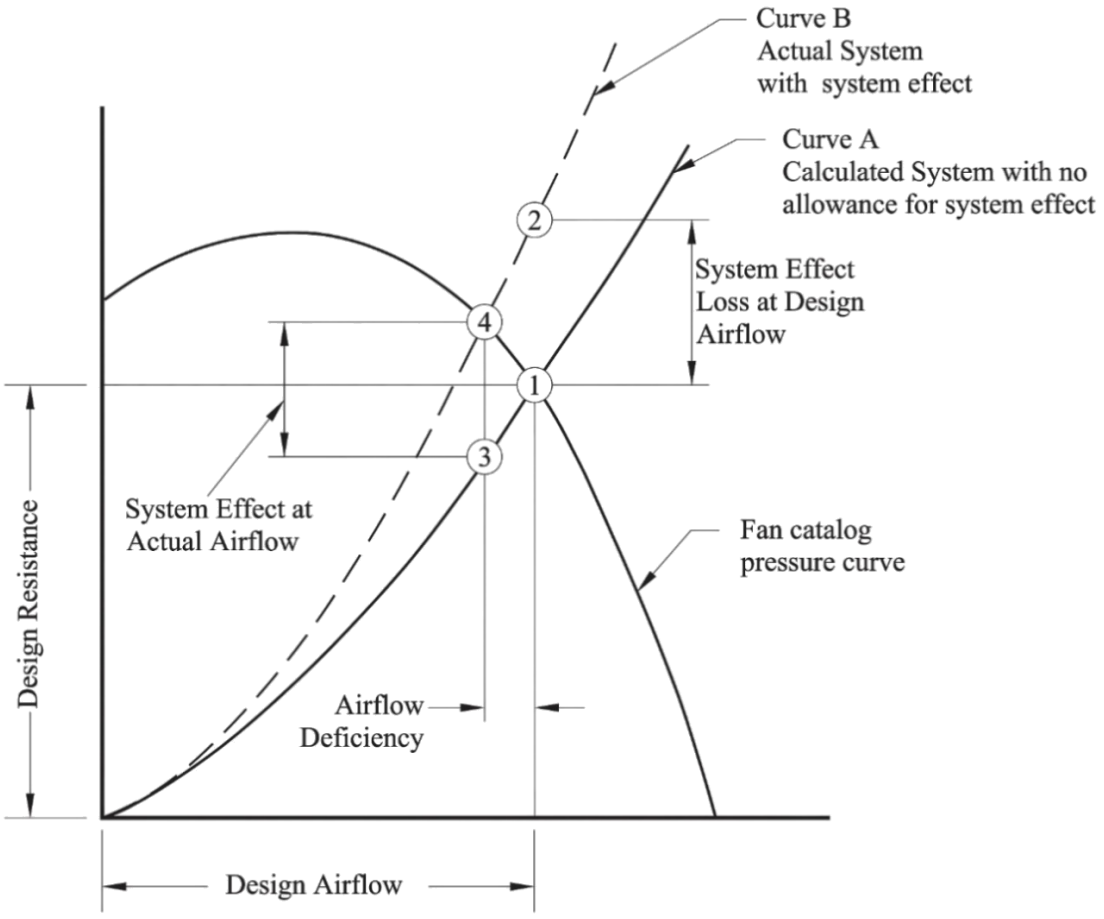
شکل ۴-۱۸: ایجاد منحنی عملکرد ثانویه فن توسط سامانه VFD

جهت فعالیت موتور در سرعتی کمتر از ۵۰ درصد سرعت نامی استفاده شود، راندمان الکتریکی موتور کاهش خواهد یافت و افت انرژی از طریق ایجاد حرارت پدیدار می‌شود که می‌تواند منجر به آسیب موتور یا سامانه VFD گردد.

اثرات سیستم بر عملکرد فن

اثرات سیستم بر فن در واقع برآورد افت عملکرد فن ناشی از غیریکنواختی جریان ورودی یا خروجی فن است. اطلاعات مندرج در جداول انتخاب فن بر اساس شرایط تست آزمایشگاهی بوده که ملاحظات تأمین جریان یکنواخت در دهانه ورودی و خروجی فن رعایت شده است. غیریکنواختی جریان در دهانه ورودی یا خروجی فن عموما به دلیل اثر آشفتگی ناشی از اتصالات زانویی، دمپرها، تبدیل‌ها، طول ناکافی کانال مستقیم دهانه ورودی/ خروجی و ... غیره می‌باشد. این عوامل به شدت عملکرد فن را تحت تأثیر قرار داده و باعث افزایش صدای فن و کاهش چشمگیر راندمان عملیاتی می‌شود. در راستای به حداقل رساندن اثرات سیستم باید موقعیت جانمایی فن در طراحی اولیه کانال‌کشی دهانه ورودی و خروجی لحاظ گردد. عموما با طراحی کانال با قطر و طول مستقیم کافی در

ورودی و خروجی فن می‌توان اثرات سیستم را حذف یا به حداقل رساند. چنانچه شرایط اثر سیستم بر فن اجتناب‌ناپذیر باشد، طراح سیستم تهویه باید افت اثر سیستم را برای کلیه شرایط برآورد و پیش از انتخاب فن در فشار استاتیک سیستم[1] لحاظ نماید. افت عملکرد سیستم و فن به دلیل نادیده گرفتن اثرات سیستم بر عملکرد فن در شکل ۴-۱۹ نمایش داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود افتهای سیستم بطور دقیق برآورد شده و یک فن برای فعالیت در نقطه ۱ انتخاب گردیده است. به دلیل عدم لحاظ افت اثرات سیستم بر فن، تلاقی منحنی عملکرد سیستم و فن در نقطه ۴ رخ می‌دهد. در صورت تصحیح، هواگذر واقعی به مقدار اختلاف جریان مابین نقاط ۱ و ۴ افت خواهد داشت. مقدار افت اثر سیستم بر فن[2] به صورت اختلاف فشار مابین نقاط ۱ و ۲ نمایش داده می‌شود. جهت دستیابی به جریان



شکل ۴-۱۹: اثر سیستم بر عملکرد فن

1. System Static Pressure - SSP
2. System Effect Loss – SEL

هواگذر طراحی ابتدا باید این افت فشار مضاعف به محاسبات فشار استاتیک سیستم افزوده شود و سپس فن برای فعالیت در نقطه ۲ انتخاب گردد. شایان ذکر است، از آنجایکه اثرات سیستم بر فن مبتنی بر سرعت جریان هوا است، اختلاف بین نقاط ۱ و ۲ بیشتر از اختلاف مابین نقاط ۳ و ۴ می‌باشد.

تعیین افت اثر سیستم

برای محاسبه افت اثر سیستم ابتدا باید ضریب/ منحنی اثر سیستم[1] مطابق آرایش اتصالات و نحوه کانال‌کشی سیستم در دهانه ورودی و خروجی فن از جداول مربوطه مشخص شود و سپس از رابطه زیر کمیت آن محاسبه گردد:

$$SEL_{act} = (F_{SEF})(VP)(dF) \qquad \text{(معادله ۴-۱۵)}$$

در این رابطه، SEL_{act} افت اثر سیستم در شرایط واقعی بر حسب in.wg [Pa]، VP فشار سرعت کانال بر حسب in.wg [Pa]، F_{SEF} ضریب اثر سیستم که از جدول ۴-۱ تعیین می‌شود و dF فاکتور چگالی می‌باشد.

همانطور که پیشتر بیان شد، تعیین ضریب/ منحنی اثر سیستم بر اساس نحوه کانال‌کشی سیستم در دهانه

جدول ۴-۱: مقادیر ضریب/ منحنی اثر سیستم

Curve	*F_{SEF}	Curve	*F_{SEF}	Curve	*F_{SEF}
F	16.0	M	4.5	T	0.5
G	14.2	N	3.20	U	0.40
H	12.7	O	2.5	V	0.25
I	11.4	P	1.9	W	0.17
J	9.5	Q	1.5	X	0.10
K	7.9	R	1.20		
L	6.4	S	0.75		

*F_{SEF} values are in number of velocity pressures.

1. System Effect Factor – F_{SEF}

ورودی و خروجی فن صورت می‌گیرد که بطور جداگانه به شرح زیر برآورد می‌شود.

اثر سیستم در دهانه ورودی فن

اتصالات زانویی متداول‌ترین اتصال مورد استفاده در دهانه فن می‌باشند، که بر اساس ابعاد کانال مستقیم و ساختار زانویی بالادست دهانه فن می‌توان از شکل ۴-۲۰ ضریب/ منحنی اثر سیستم را مشخص نمود. چنانچه طول کانال مستقیم برای فن‌های آکسیال و سانتریفیوژ به ترتیب معادل ۴ و ۶ برابر قطر کانال باشد، از افت اثر سیستم در دهانه ورودی پیشگیری خواهد شد.

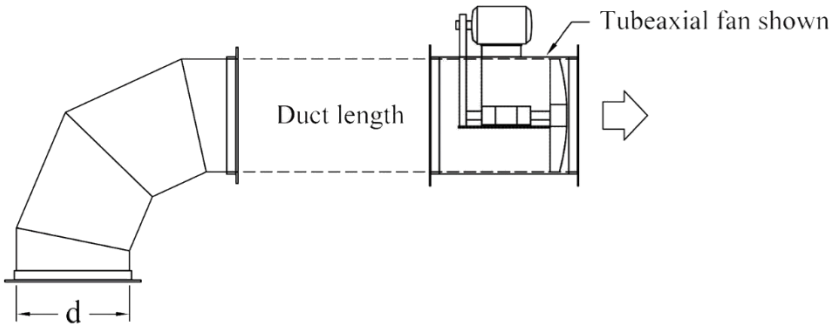
اثر سیستم در دهانه خروجی فن

شکل ۴-۲۱ تغییرات پروفایل سرعت هوا در فواصل مختلف از دهانه خروجی فن‌های آکسیال و سانتریفیوژ را نمایش می‌دهد. پروفایل سرعت در دهانه خروجی فن یکنواخت نبوده و با توجه به جرم و اینرسی هوا در مجاورت بدنه فن فشرده‌تر است. بنابراین برای فن سانتریفیوژ میزان سرعت در بالای ناحیه وزش دهانه[1] بیشتر و در پایین آن کمتر است. برای فن آکسیال نیز سرعت در راستای دیواره محفظه بیشتر و در امتداد شفت کمتر می‌باشد. جهت تشکیل پروفایل سرعت پایدارتر ضروری است از کانال مستقیم در پایین‌دست فن استفاده شود. چنانچه استفاده از اتصال زانویی در فاصله کمتر از طول کانال موثر[2] اجتناب‌ناپذیر باشد، ضریب اثر سیستم مربوطه از شکل ۴-۲۲ قابل دستیابی است. برای فن‌های آکسیال و سانتریفیوژ که سرعت جریان هوا حداکثر 2500 fpm [13 m/s] باشد، طول کانال موثر معادل ۲/۵ برابر قطر کانال خواهد بود. در صورت بالاتر بودن سرعت از مقادیر فوق، باید معادل یک قطر به ازای هر 1000 fpm [5 m/s] به طول کانال موثر افزوده شود. شایان ذکر است، ۹۰ درصد افت اثر سیستم در دهانه خروجی فن سانتریفیوژ در نصف طول کانال موثر بازیابی می‌شود، به عبارتی در صورت بزرگ بودن ابعاد فن یا محدودیت فضای فیزیکی می‌توان از نصف طول کانال موثر استفاده نمود. از آنجایکه پروفایل سرعت در دهانه خروجی فن یکنواخت نیست، قرارگیری اتصال زانویی در نزدیکی دهانه خروجی راندمان فن را متأثر می‌کند. بدین ترتیب جهت پیشگیری از اثرات سیستم باید اتصالات زانویی روی مسیر دهانه خروجی بعد از طول کانال موثر جانمایی گردند.

---

1. Blast area
2. Effective duct length

AXIAL FANS



SYSTEM EFFECT FACTOR, F_{SEF}

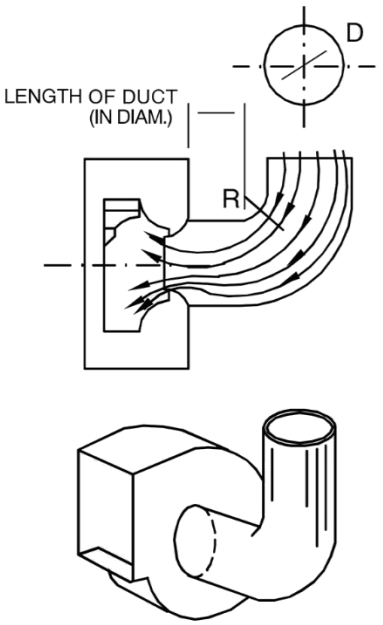
	90° Elbow	No Duct	0.5d	1.0d	3.0d
Tubeaxial Fan	2 piece	U	V	W	–
Tubeaxial Fan	4 piece	X	–	–	–
Vaneaxial Fan	2 piece	Q–R	Q–R	S–T	T–U
Vaneaxial Fan	4 piece	W	W–X	–	–

Notes:
1. Instability in the fan operation may occur as evidenced by an increase in pressure fluctuations and sound level. Fan instability, for any reason, may result in serious structural damage to the fan.
2. The data presented are representative of commercial type tubeaxial and vaneaxial fans, i.e., 60% to 70% fan static efficiency.

CENTRIFUGAL FANS

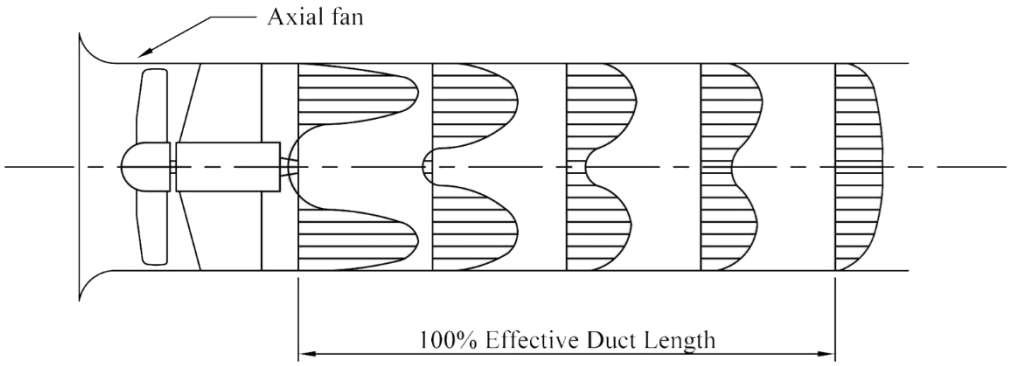
SYSTEM EFFECT FACTOR, F_{SEF}

R/D	NO DUCT	2D DUCT	5D DUCT
0.75	Q–R	S	U
1.0	R	S–T	U–V
2.0	R–S	T	U–V
3.0	S–T	U	V–W



شکل ۴–۲۰: ضرایب/ منحنی اثر سیستم در دهانه ورودی فن

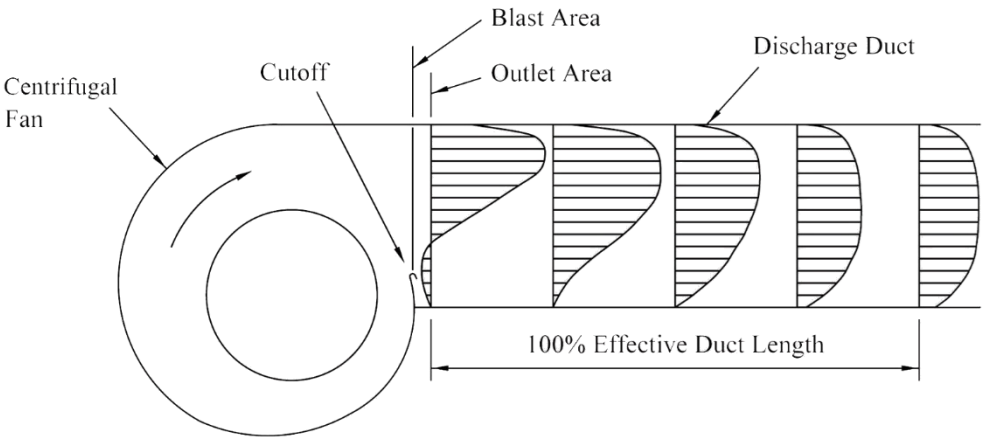
AXIAL FANS



To calculate 100% effective duct length, assume a minimum of 2.5 duct diameters for 2,500 fpm [12.5 m/s] or less. Add 1 duct diameter for each additional 1,000 fpm [5 m/s].

EXAMPLE: 5,000 fpm [25 m/s] = 5 Equivalent Duct Diameters

CENTRIFUGAL FANS

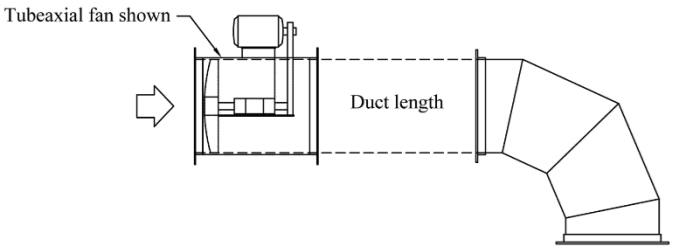


To calculate 100% effective duct length, assume a minimum of 2.5 duct diameters for 2,500 fpm [12.5 m/s] or less. Add 1 duct diameter for each additional 1,000 fpm [5 m/s].

Example: 5,000 fpm [25 m/s] = 5 equivalent duct diameters. If the duct is rectangular with side dimensions W and H, the equivalent duct diameter is equal to $d_{equiv} = 1.3 \frac{(W \times H)^{0.625}}{(W + H)^{0.25}}$

شکل ۴-۲۱: پروفایل سرعت در طول کانال موثر دهانه خروجی فن

AXIAL FANS

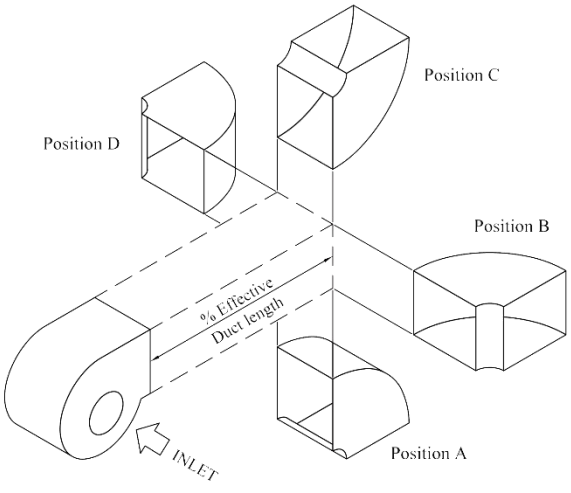


SYSTEM EFFECT FACTORS, F_{SEF}

	90° Elbow	No Duct	12% Effective Duct	25% Effective Duct	50% Effective Duct	100% Effective Duct
Tubeaxial Fan	2 & 4 Pc	–	–	–	–	–
Vaneaxial Fan	2 Pc	U	U–V	V	W	–
Vaneaxial Fan	4 Pc	W	–	–	–	–

Notes:
1. The data presented are representative of commercial type tubeaxial and vaneaxial fans, i.e., 60% to 70% fan static efficiency.

CENTRIFUGAL FANS



SYSTEM EFFECT FACTORS, F_{SEF}

Blast Area / Outlet Area	Outlet Elbow Position	No Outlet Duct	12% Effective Duct	25% Effective Duct	50% Effective Duct	100% Effective Duct
0.4	A	N	O	P–Q	S	NO SYSTEM EFFECT FACTOR
	B	M–N	N	O–P	R–S	
	C	L–M	M	N	Q	
	D	L–M	M	N	Q	
0.5	A	O–P	P–Q	R	T	
	B	N–O	O–P	Q	S–T	
	C	M–N	N	O–P	R–S	
	D	M–N	N	O–P	R–S	
0.6	A	Q	Q–R	S	U	
	B	P	Q	R	T	
	C	N–O	O	Q	S	
	D	N–O	O	Q	S	
0.7	A		S	T	V	
	B	Q–R	R–S	S–T	U–V	
	C	P	Q	R–S	T	
	D	P	Q	R–S	T	
0.8	A	S	S–T	T–U	W	
	B	R–S	S	T	V	
	C	Q–R	R	S	U–V	
	D	Q–R	R	S	U–V	
0.9	A	T	T–U	U–V	W	
	B	S	S–T	T–U	W	
	C	R	S	S–T	V	
	D	R	S	S–T	V	
1.0	A	T	T–U	U–V	W	
	B	S–T	T	U	W	
	C	R–S	S	T	V	
	D	R–S	S	T	V	

شکل ۴–۲۲: ضرایب اثر سیستم در دهانه خروجی فن

مثال ۴-۱: برآورد افت اثر سیستم (صرفا دستگاه IP)

یک فن سانتریفیوژ دارای اتصال زانویی با قطر ۱۳ اینچ، ساختار ۴ قطعه و شعاع گردش ۲ برابر قطر در دهانه ورودی می‌باشد. دهانه ورودی فاقد کانال مستقیم است. اما حدود یک فوت دهانه خروجی امتداد داده شده است. سطح مقطع دهانه ورودی و خروجی معادل $0.92\ ft^2$ و سطح ناحیه وزش دهانه خروجی نیز معادل $0.74\ ft^2$ می‌باشد. جریان هواگذر و فشار استاتیک فن در شرایط استاندارد (dF=1.0) به ترتیب معادل 4000 cfm و 8 in.wg می‌باشد. انتخاب فن بدون لحاظ نمودن اثر سیستم بر اساس شکل ۴-۱۱ منتج به سرعت گردشی 1862 rpm و توان مصرفی 9.5 hp شده است. مطلوبست اصلاحات مربوط به اثر سیستم برآورد شود.

اثر سیستم دهانه ورودی فن: بر اساس آرایش اتصالات، مطابق شکل ۴-۲۰ ضرایب/ منحنی اثر سیستم مابین R–S و مقادیر متناظر آن مطابق جدول ۴-۱ معادل $(1.2 + 0.75)/2 \cong 1.0$ می‌باشد. فشار سرعت دهانه به شرح زیر برآورد می‌شود:

$$V_{inlet} = (Q/A) = 4348\ \text{fpm}$$

$$VP_{inlet} = (V/4005)^2\ dF = 1.18\ \text{in.wg}$$

$$SEL_{@inlet} = (SEF)\ (VP_{inlet}) = (1.0) \times (1.18) = 1.18\ \text{in.w.g}$$

اثر سیستم دهانه خروجی فن: بر اساس آرایش اتصالات، نسبت سطح وزش به دهانه خروجی $(0.74/0.92) = 0.8$ و امتداد یک فوت کانال دهانه خروجی مطابق شکل ۴-۲۲ ضرایب/ منحنی اثر سیستم مابین T–U و مقادیر متناظر آن مطابق جدول ۴-۱ معادل $(0.5 + 0.4)/2 = 0.45$ می‌باشد. فشار سرعت دهانه به شرح زیر برآورد می‌شود:

$$V_{outlet} = (Q/A) = 4348\ \text{fpm}$$

$$VP_{outlet} = (V/4005)^2\ dF = 1.18\ \text{in.wg}$$

$$SEL_{@outlet} = (SEF)\ (VP_{outlet}) = (0.45) \times (1.18) = 0.53\ \text{in.w.g}$$

$$SEL = (SEL_{@inlet}) + (SEL_{@outlet}) = (1.18) + (0.53) = 1.71\ \text{in.w.g}$$

فشار استاتیک فن با لحاظ نمودن افت اثر سیستم به شرح زیر برآورد می‌شود:

$$\mathrm{FSP}_{corr} = (\mathrm{FSP}) + (\mathrm{SEL}) = (8) + (1.71) = 9.71 \ \mathrm{in.w.g}$$

فن بایـد برای هواگذر 4000 acfm و فشار استاتیک 9.71 in.wg در شرایط استـاندارد (dF = 1.0) انتخاب گردد. لذا مشخصات فـن انتخابی با لحاظ نمودن اثر سیستم بر اسـاس شکل ۴-۱۱ منتج به سرعت گردشی 2000 rpm و توان مصرفی 11.1 hp می‌گردد.

فصل پنجم:

طراحی سیستم‌های تهویه صنعتی

مقدمه

اکثر سیستمهای تهویه موضعی متشکل از هود، کانال‌کشی، تصفیه‌کننده، فن و دودکش هستند. جهت اطمینان از عملکرد مناسب و دستیابی به راندمان اقتصادی باید سیستم تهویه صنعتی بطور اصولی طراحی، متعادل‌سازی و پیش‌راه‌اندازی گردد. بدیهی است این فرآیند فراتر از اتصال ساده اجزای سیستم تهویه به یکدیگر می‌باشد. لذا طراحان تهویه صنعتی ضروری است علاوه بر اشراف کامل از اصول طراحی و محاسبات اجزای تهویه صنعتی، نسبت به نحوه مدیریت پروژه‌های تهویه صنعتی آگاهی داشته باشند.

مدیریت پروژه تهویه صنعتی

پروژه‌های تهویه صنعتی عموما بر اساس الزامات سلامت و ایمنی کار، مقررات زیستی محیطی، اصول نظام مهندسی و ساختمان کشور طراحی و اجرا می‌گردند. دستیابی به مدیریت بهینه پروژه مستلزم تهیه و تدوین شرح کار[1] جامع از سوی کارفرما می‌باشد. به عبارتی موفقیت پروژه تهویه صنعتی مستلزم تعریف دقیق و شفاف اهداف، الزامات فنی، مستندات، ارتباطات، زمان‌بندی، مسئولیت‌ها و انتظارات به همراه شاخصهای تست عملکردی/ عملیاتی اجزای مختلف سیستم خواهد بود. بنابراین تشکیل یک کارگروه فنی متشکل از مهندسین مرتبط با بخشهای مکانیکی، الکتریکی و عمرانی با محوریت کارشناس سلامت، ایمنی و محیطزیست (HSE) صنعت به عنوان مسئول/ ناظر پروژه در طراحی و اجرای

1. Discipline

موفقیت‌آمیز سیستم تهویه صنعتی حیاتی خواهد بود. تعداد و گرایش تخصصی[۱] اعضای کارگروه علاوه‌بر بزرگی و پیچیدگی پروژه به توانایی فنی شرکت پیمانکار بستگی دارد. با این حال عموما شامل نمایندگان واحدهای فنی و مهندسی، تعمیرات و نگهداری و تولید می‌شود. همچنین در بعضی موارد ممکن است به جذب یک یا چند نیروی خبره برون شرکتی به عنوان همکار مشاور جهت تقویت بخشهای تخصصی نیاز باشد. مطابق دیاگرام نمایش داده شده در شکل ۵-۱، این کارگروه در واقع نماینده کارفرما جهت نظارت بر روند انجام پروژه حین مراحل طراحی مهندسی[۲]، خرید اقلام و تجهیزات[۳]، ساخت و نصب[۴] و پیش راه‌اندازی[۵] و نهایتا راه‌اندازی و تحویل[۶] سیستم تهویه می‌باشد. متدولوژی[۷] انجام پروژه‌های تهویه صنعتی با لحاظ مراحل فوق در ادامه تشریح می‌گردد. نقشه‌های طرح پایه[۸] بر اساس شرح کار ابلاغی کارفرما در قالب پیشنهاد فنی ارائه می‌شود که مبنای طراحی تفصیلی[۹] در مرحله مهندسی پروژه است. پس از توافق مشترک روی طرح پایه، نسخه اولیه مستندات طراحی تفصیلی تحت عنوان ویرایش صفر جهت بررسی و اظهارنظر کارفرما[۱۰] ارسال می‌شود. در صورت وجود

شکل ۵-۱: دیاگرام روند انجام پروژه تهویه صنعتی

1. Statement Of Work – SOW
2. Engineering – E
3. Procurement – P
4. Construction & Installation – C
5. Commissioning – COM
6. Statrt-up & Hand-over

۷. روش تشریحی از شرکت *ایرانیان حامی صنعت شرق* فعال در زمینه طراحی و اجرای سیستمهای تهویه صنعتی اقتباس شده است.

8. Basic design
9. Detailed design
10. Issued For Review & Comment - IFC

هرگونه اظهارنظر فنی[۱] از سوی کارفرما ضروری است جهت تسریع روند پروژه جلسه مشترک با حضور نمایندگان کارفرما و پیمانکار جهت نهایی‌سازی موارد مطروحه برگزار شود. بر اساس توافقات صورت گرفته کلیه مستندات مجددا بررسی و بروزرسانی گردیده و تحت ویرایش اول جهت اخذ تأیید کارفرما[۲] ارسال می‌شود. کلیه مستندات طراحی تفصیلی باید بطور رسمی از سوی کارفرما مورد تأیید قرار گیرد. بنابراین کارفرما می‌تواند تنظیم برنامه زمان‌بندی پروژه[۳] و تعیین سنگ‌نشانه‌های[۴] تسویه صورت‌وضعیت طراحی مهندسی را متناظر با زمان تأیید مدارک طراحی تفصیلی تنظیم نماید. بدین ترتیب پیمانکار نسبت به پیاده‌سازی نقطه نظرات و اخذ تأییدیه کارفرما ترغیب می‌شود. چنانچه پروژه در قالب کلیدگردان[۵] به یک پیمانکار محول شده باشد، مسئولیت ساخت، نصب، پیش‌راه‌اندازی و راه‌اندازی پروژه نیز بر عهده ایشان خواهد بود. در غیر اینصورت، بر اساس مستندات طراحی تفصیلی موجود نسبت به تهیه اسناد مناقصه[۶] جهت انتخاب پیمانکار مجری دارای صلاحیت اقدام می‌شود. در هر صورت پیمانکار مجری پروژه باید ابتدا مدارک طراحی تفصیلی را بازنگری نموده و بطور رسمی کلیه مستندات را برای ساخت تأیید[۷] نماید. کلیه نقشه‌های صفحه‌گسترده ساخت اتصالات، مونتاژ قطعات و تجهیزات طی مهندسی کارگاهی پس از تهیه اقلام و مواد اولیه صورت می‌گیرد. کارفرما یا نماینده ایشان می‌تواند بر اساس برنامه بازرسی و تست[۸] در کارگاه پیمانکار مجری حاضر و فعالیت کنترلی/ نظارتی خود را انجام دهد. با پایان مراحل ساخت و نصب کلیه قطعات/ تجهیزات در سایت کارفرما (محل اجرای پروژه)، پیمانکار مجری موظف است تکمیل فیزیکی/ مکانیکی[۹] پروژه را بطور مکتوب به کارفرما اعلام نماید. همچنین ضروری است بر اساس رویه راه‌اندازی[۱۰] سیستم تهویه مورد نظر، مطالعات شناسایی مخاطرات و ارزیابی ریسک با حضور نمایندگان کارفرما انجام پذیرد. دامنه مخاطرات متناسب با یوتیلیتی[۱۱] (مانند برق، آب، و هوای فشرده) مورد نیاز و مقتضیات عملیاتی سیستم

1. Technical comment
2. Issued For Approval - IFA
3. Gantt chart
4. Milestones
5. Turnkey or Engineering, Procurement, Construction & Commissioning (EPC)
6. Tender documents
7. Approved For Construction – AFC
8. Inspection & Test Plan – ITP
9. Physical/ Mechanical completion
10. Start-up procedure
11. Utilities (e.g. water, electricity, high pressure air)

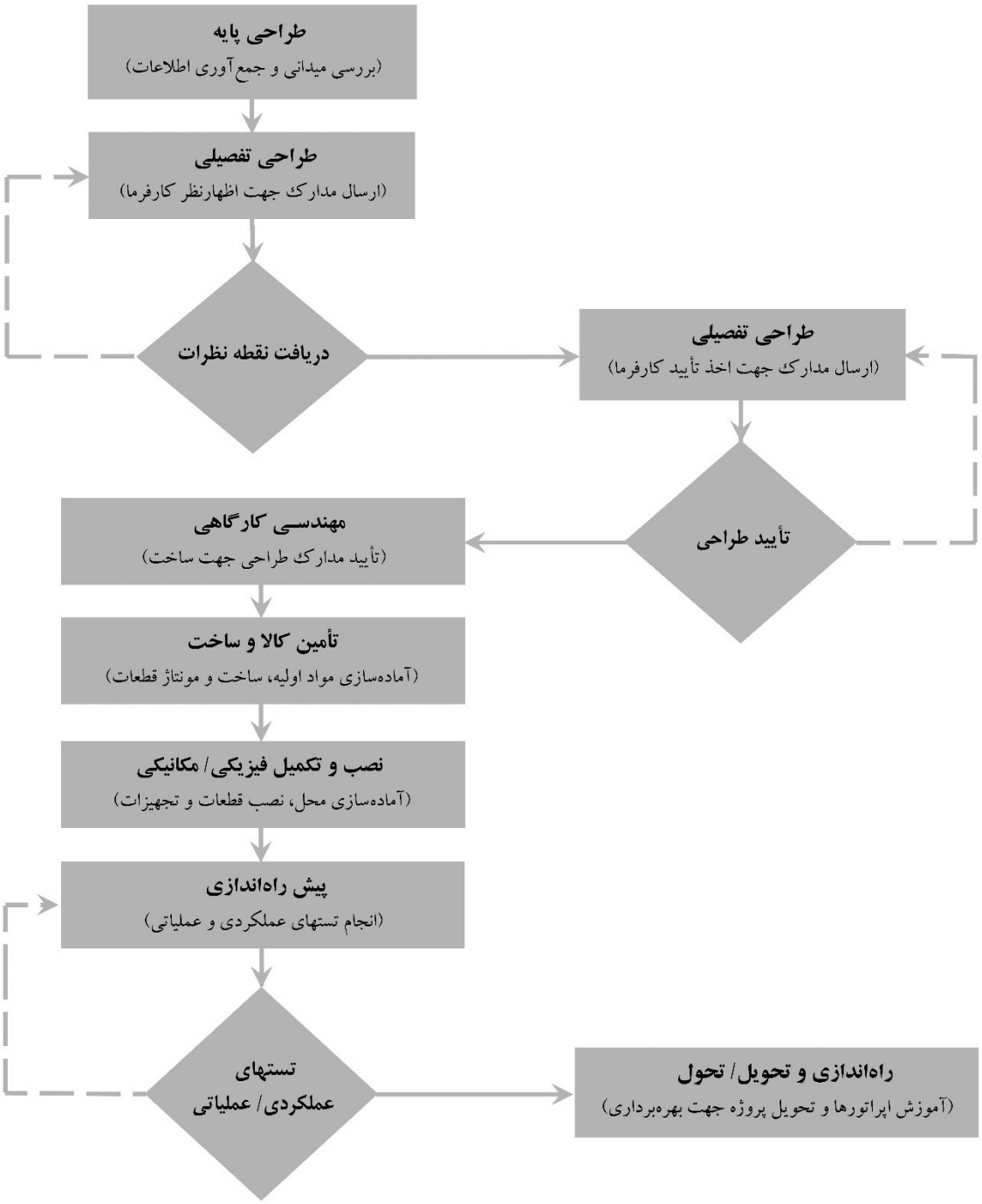
تهویه صنعتی متفاوت خواهد بود. با ورود یوتیلیتی به سیستم، مرحله پیش‌راه‌اندازی آغاز شده و امکان انجام تست‌های عملکردی و عملیاتی[۱] میسر می‌شود. این مرحله با هدف راه‌اندازی موقت سیستم جهت اطمینان از موفقیت‌آمیز بودن نتایج و انتظارات پروژه تعریف می‌شود. و نهایتا پس از تأیید کارفرما، پروژه جهت بهره‌برداری به ایشان تحویل[۲] می‌گردد. هر چه ارتباطات بیشتر و تعامل فنی مابین نمایندگان کارفرما و پیمانکار بهتر باشد، مغایرتهای[۳] حین طراحی و عدم انطباق‌های[۴] حین اجرای پروژه کمتر خواهد بود. عموما باید نقشه‌های طراحی تفصیلی بر اساس آنچه در سایت کارفرما اجرا شده بازنگری شود و نتیجه بروزرسانی تحت عنوان نقشه‌های چون‌ساخت[۵] به کارفرما ارائه گردد. در شکل ۵-۲ روند فوق به صورت نمودار جریان[۶] خلاصه شده است. در این نمودار چنانچه مطابق توافق اولیه نقطه نظرات فنی کارفرما لحاظ نشده باشد، یا مغایرت در نتایج تست عملکردی/ عملیاتی با طراحی باشد باید خطوط خط‌چین دنبال گردند.

مستندات طراحی مهندسی

اطلاعات مورد نیاز طراحی طی بازدید میدانی، بررسی فعالیت/ عملیات صنعتی، مصاحبه با اپراتورها و نقشه‌برداری از محیط و فرایند مورد نظر جمع‌آوری شده و سپس به کمک نرم افزارهای کامپیوتری در زمینه طراحی[۷]، طرح تفصیلی و محاسبات سیستم تهویه صنعتی شامل مشخصات هودهای مکشی، شبکه کانال‌کشی، دستگاه تصفیه‌کننده و فن مربوطه در قالب نقشه‌های مهندسی، جداول مشخصات فنی[۸] اجزای اصلی سیستم، رویه راهبری و نگهداشت سیستم[۹] و ... غیره قابل ارائه می‌باشد. عمق کلیات طرح و جزئیات طراحی باید حین تدوین شرح کار پروژه و طراحی پایه مشخص گردد. نقشه‌های طراحی می‌تواند از ترسیم تک‌خطی[۱۰] تا طرحهای کامپیوتری با جزئیات مفصل[۱۱] شامل طرحهای شماتیک، نقشه‌های ایزومتریک، یا مدل سه بعدی از سیستم تهویه پیشنهادی متغیر باشد.

---

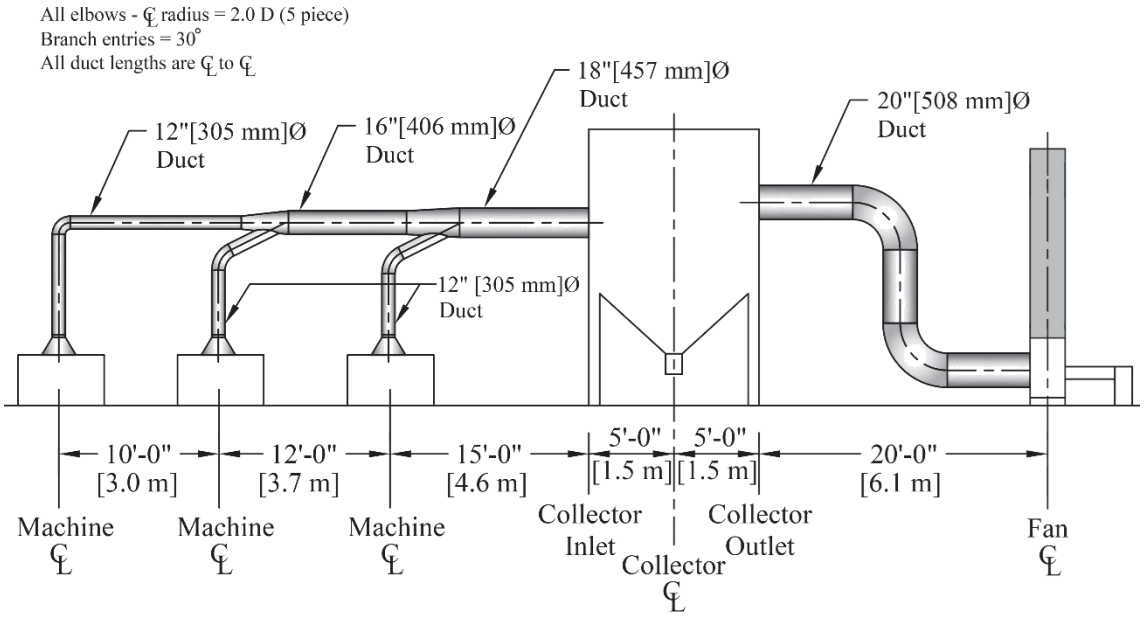
1. Functional & Operational Tests
2. Hand-over
3. Deviations
4. Non-conformities
5. As-built
6. Flow diagram
7. Computer Aided Design – CAD
8. Technical data sheet
9. Operation & Maintenance (O&M) Procedure
10. Single Line Sketche
11. Detialed Computer-Aided Design – CAD



شکل ۵-۲: مراحل انجام پروژه تهویه صنعتی توسط پیمانکار

مشخصات فنی اجزای سیستم و سایر الزامات را می‌توان به صورت مستندات مکتوب در قالب نکات فنی روی نقشه‌های مرتبط درج نمود یا به صورت فایل الکترونیکی به عنوان مفروضات نرم‌افزار مهندسی تعریف کرد. ترسیم تک‌خطی سیستم ممکن است برای سازندگان حرفه‌ای و نصاب‌های باتجربه کفایت کند، ولی کسانیکه کمتر با استانداردهای متداول سیستم تهویه صنعتی آشنا هستند به

جزئیات بیشتری نیاز دارند. به منظور اجتناب از بروز عدم انطباق نسبت به طراحی باید بخشهای حساس و مهم سیستم فارغ از سطح تجربه گروه مجری با جزئیات کامل ارائه گردد. در مرحله طراحی پایه مسئول پروژه و کارگروه باید نسبت به سطح جزئیات طراحی آگاه بوده و مکاتبات مربوطه را انجام داده باشند. درخواست تغییر[1] دیرهنگام از سوی کارفرما عموما مستلزم پرداخت هزینه اضافی می‌باشد، لذا بازنگری مفصل طرح پایه توسط کلیه اعضای کلیدی[2] کارگروه نظارتی پیش از نهایی‌سازی طرح توصیه می‌شود. طراحان حرفه‌ای عموما در استفاده از تکنیک‌ها یا الگوهای پیش‌فرض طراحی کامپیوتری (CAD) تسلط داشته و در زمان بسیار کمتری نقشه‌های مهندسی را فراهم می‌کنند. امروزه با وجود تجهیزات اندازه‌گیری لیزری امکان نقشه‌برداری میدانی دقیق میسر است. نقشه‌های کم جزئیات (کلی) عموما شامل ابعاد و فواصل ضروری جهت جانمایی و نصب تجهیزات سیستم می‌گردد تا از تکرار نسخه ویرایشی جلوگیری شود. مطابق شکل ۵-۳ یک نقشه جانمایی کلی صرفا کلیات موقعیت قرارگیری تجهیزات، اندازه کانالها و فواصل اجزای سیستم از یکدیگر را نمایش می‌دهد. در واقع طول کانال مستقیم و موقعیت قرارگیری فلانج اتصال قطعات کانال طبق تجربه مجری سیستم با رعایت الزامات طراحی انجام خواهد گرفت.



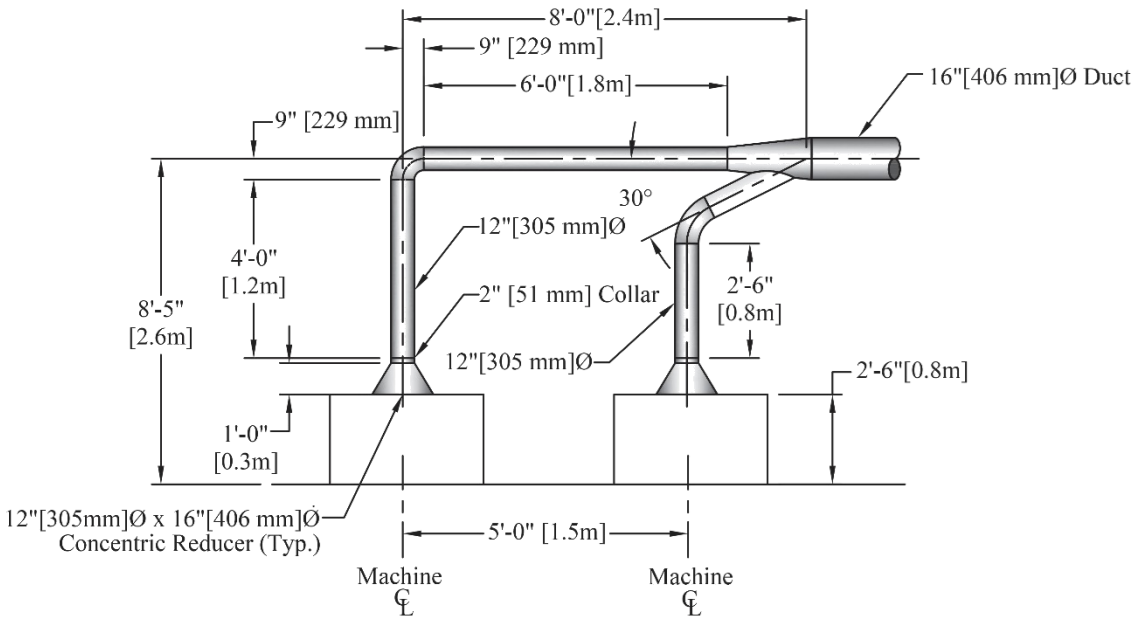
شکل ۵-۳: نمونه نقشه جانمایی کلی سیستم تهویه صنعتی

1. Variation Order (VO)
2. Key members (e.g. engineering leads)

مطابق شکل ۵-۴، ارائه کلیه ابعاد و فواصل با جزئیات کامل در قالب نقشه جزئیات کانال‌کشی در موارد زیر ضروری می‌باشد:

- الزامات خاص جهت اتصال قطعات کانال در پروژه مطرح باشد،
- مسیر کانال‌کشی خاص با رعایت فواصل مشخص از موانع یا تجهیزات پیش‌بینی شده مدنظر باشد،
- قطعات و اتصالات کانال‌کشی خارج از سایت کارفرما (محل پروژه) ساخته شده و انجام فرایند نصب در بازه زمانی فشرده مدنظر باشد.
- پیمانکار مجری به ویژه نفرات نصاب کم‌تجربه باشند، لذا ضروری است خواسته و هدف طراحی با جزئیات بیشتری بیان شود.

شایان ذکر است، در صورت تأکید کارفرما مبنی بر رعایت ابعاد دقیق طراحی، هزینه تهیه و اجرای نقشه‌ها با جزئیات کامل نیز بالاتر خواهد بود.



شکل ۵-۴: نمونه نقشه با جزئیات کامل کانال‌کشی

روند طراحی

چیدمان هودهای مکشی، مسیر کانال‌کشی، تجهیزات تصفیه‌کننده هوا و فن باید به درستی طراحی

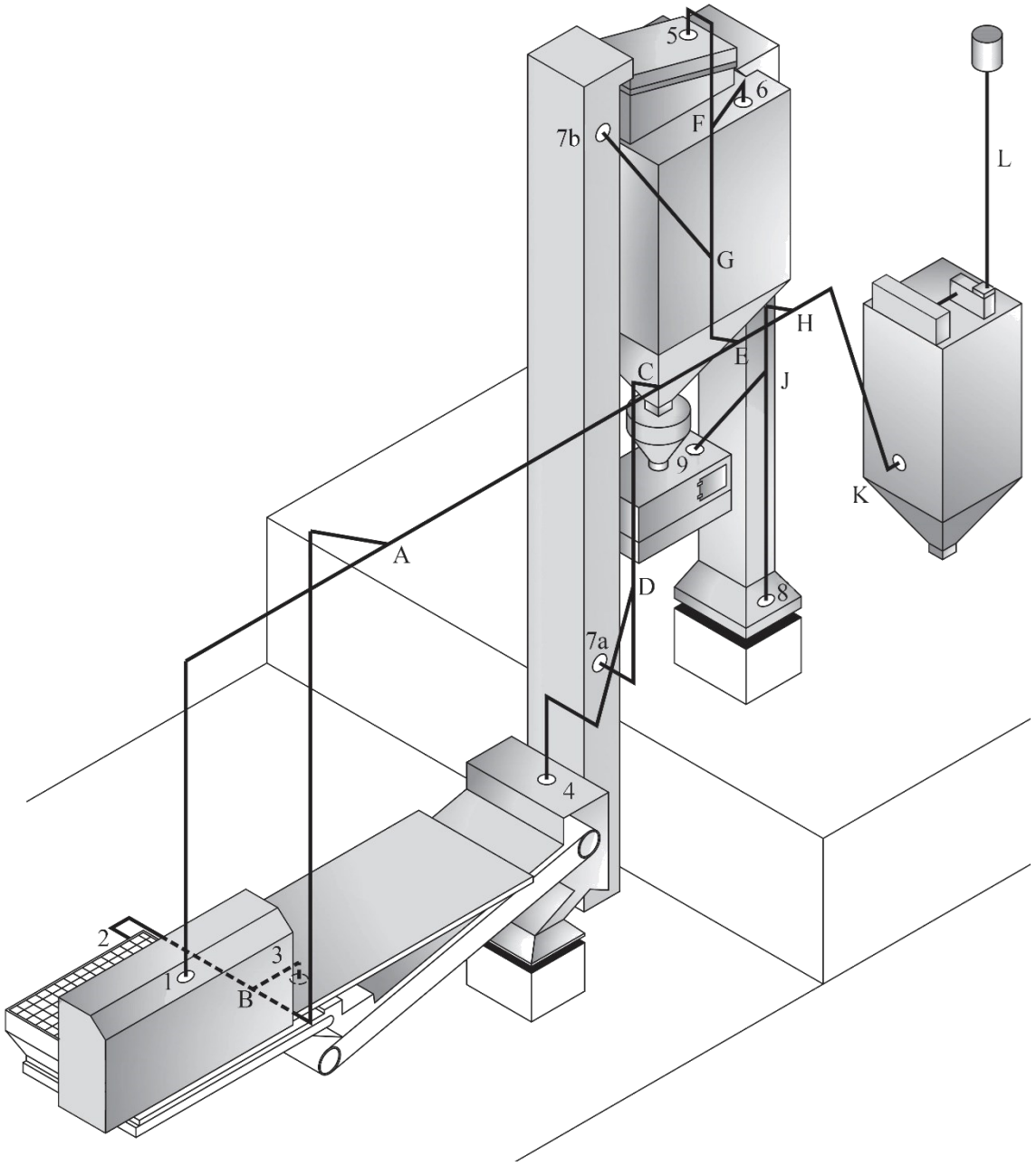
شود. چنانچه دقت طراحی سیستم به نحوی نباشد که از جریان هواگذر مورد نیـاز سیستم اطمینان حاصل شود، امکان عدم کنترل موثر آلاینده وجود دارد. همچنین در خصوص کنترل ذرات آلاینده، باید همواره حداقل سرعت انتقال[1] در کلیه کانال‌ها حفظ شود. طراح سیستم تهویه صنعتی باید حین طراحی و انتخاب اجزای سیستم علاوه بر توجه به هزینه سرمایه اولیه[2] به سطح اطمینان‌پذیری، تعمیرپذیری و متوسط هزینه سرانه[3] در طول عمر مفید سیستم توجه داشته باشد. این موضوع به ویژه هنگام قیاس تجهیزات یا تکنولوژی مختلف تصفیه‌کننده برای یک سیستم معین اهمیت پیدا می‌کند. عموما حجم جریان هوا نسبت به مقدار آلاینده مکشی در سیستمهای تهویه صنعتی بسیار بالا است، لذا از طراح سیستم انتظار می‌رود کنترل موثر آلاینده را با کمترین حجم هوای مکشی انجام دهد تا هزینه‌های سرمایه اولیه و سرانه بهره‌برداری به ویژه انرژی مصرفی سیستم به حداقل برسد.

مراحل اولیه

سامان‌دهی مناسب داده‌ها و اطلاعات موجب تسهیل روند طراحی سیستم تهویه صنعتی خواهد شد. به منظور هماهنگی روند طراحی با کلیه نفرات مرتبط در بهره‌برداری از سیستم تهویه (شامل اپراتور دستگاه/ عملیات، اپراتور تأسیسات/ نگهداشت، مسئولین بهداشت، ایمنی، آتش نشانی و محیط زیست)، طراح باید ملاحظات زیر را مدنظر داشته باشد:

- ترسیم تک‌خطی مسیر کانال‌کشی شامل ابعاد پلان و نمای جانبی، موقعیت اجزای اصلی از جمله تصفیه‌کننده و فن: مطابق شکل ۵-۵، استفاده از اعداد و حروف در ترسیم تک‌خطی به شناسایی موقعیت هودهای مکشی و مقاطع مختلف کانال‌کشی کمک می‌کند.
- مشخصات جریان هوای مکشی سیستم: شایان ذکر است لحاظ نکردن ارتفاع از سطح دریا، دما، فشار و رطوبت در طراحی سیستم می‌تواند منجر به شکست طراحی در تأمین حداقل الزامات مدنظر گردد.
- جانمایی منابع تولید آلاینده شامل فعالیت/ عملیات/ فرایند صنعتی: چیدمان درون کارگاه و موقعیت

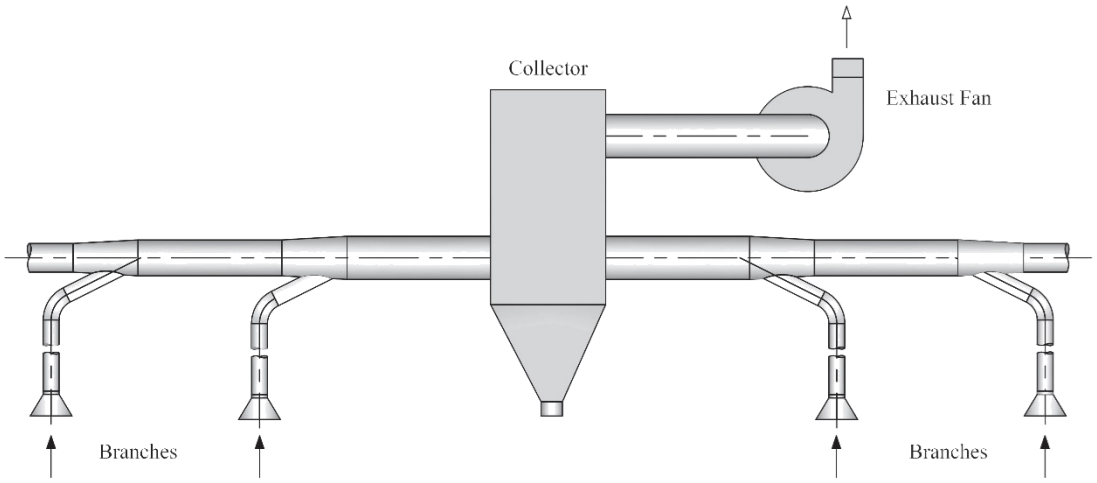
1. Minimum transport Velocity
2. Capital Cost – CAPEX
3. Operational Cost – OPEX



شکل ۵–۵: نمونه ترسیم تک‌خطی سیستم تهویه موضعی – نمای ایزومتریک

ساختمان‌های اطراف (در صورت نیاز).

- موقعیت مکانی قابل استفاده برای جانمایی فن و دستگاه تصفیه‌کننده هوا باید مشخص گردد. همچنین تعیین موقعیت قرارگیری دهانه تخلیه سیستم تهویه به محیط (خروجی فن یا دودکش سیستم تهویه صنعتی) بسیار بااهمیت است. زیرا هوای مکشی سیستم باید به گونه‌ای تخلیه شود که مجددا به کارگاه برنگردد، و همچنین از طریق دریچه‌های پیرامون ساختمان یا دریچه‌های برداشت هوای تازه[1] وارد ساختمان نشود.
- در اکثر سیستمهای تهویه صنعتی جهت کنترل ذرات آلاینده، فن در پایین‌دست تصفیه‌کننده (سمت تمیز) جانمایی می‌شود. با این حال امکان جانمایی آن قبل از تصفیه‌کننده نیز وجود دارد. در صورت امکان، فن نزدیک به تجهیزات با افت فشار استاتیک بالا جانمایی گردد، بدین ترتیب متعادل‌سازی سیستم تسهیل شده و هزینه‌های سرانه بهره‌برداری از سیستم کاهش می‌یابد. مطابق شکل ۵-۶، جانمایی فن و دستگاه تصفیه‌کننده هوا در مرکز سیستم سبب کاهش فشار استاتیک سیستم (SSP) می‌شود.



شکل ۵-۶: جانمایی فن و تصفیه‌کننده در مرکز شبکه کانال سیستم

- ساخت شبکه کانال از مواد سخت و صیقلی همچون ورق کربن استیل گالوانیزه، یا لوله گرد پلاستیکی و کانال گرد ساخته‌شده از ورق فلزی ترجیح داده می‌شود. در صورت لزوم استفاده از

1. Fresh air intakes

کانال ارتجاعی، با کمترین طول ممکن و به حالت مستقیم بکار گرفته شود. چون کانال‌های ارتجاعی مستعد پیچش و خمش شدید هستند، عموما استحکام دیواره کانال از طریق موج‌دار یا فنردار کردن تقویت شده است، که در هر صورت باعث افزایش افت فشار استاتیک خواهد شد. معمولا برآورد دقیق افت فشار ناشی از کانال ارتجاعی ممکن نیست. اما بطور کلی افت فشار به ازای هر فوت کانال ارتجاعی بیشتر از دو برابر افت فشار کانال فلزی گالوانیزه می‌باشد.

- طرح یا نقشه هود باید برای هر عملیات/ فرایند همراه با نمایش جهت و ارتفاع خروجی جهت اتصال به کانال انشعابی ارائه گردد. این نقشه‌ها می‌تواند نمای ایزومتریک، پلان و جانبی را نمایش دهد. جزئیات نقشه باید برای تعیین سطح باز دهانه، موقعیت و ابعاد اسلات‌ها و دیگر عواملی که در برآورد دقیق جریان هواگذر و فشار استاتیک هود نقش دارند، کافی باشد. اطلاعات مربوط به جزئیات عملیات/ فرایند شامل سمیت مواد، الزامات دسترسی و فعالیت اپراتور، خصوصیات فیزیکی و شیمیایی آلاینده، جریان هواگذر مورد نیاز هودهای مکشی، حداقل سرعت انتقال کانال‌ها، افت ورودی هودها و سرعت ربایش مورد نیاز مقابل دهانه هودها گردآوری و در طراحی لحاظ گردد.

- طراح سیستم باید به عوامل ایجاد آشفتگی جریان هوا (برای مثال آشفتگی ناشی از بکارگیری تبدیلهای خاص جهت عبور دادن کانالها از روی یکدیگر، پاشش هوای تهویه مطبوع و دیگر جریان‌های مزاحم) و عدم سازگاری آلاینده‌های گاز، بخار و ذرات مکشی توجه ویژه داشته باشد (باید اطمینان حاصل شود که اختلاط آنها در سیستم تهویه منجر به ایجاد مخاطرات اشتعال و انفجار، مواد خورنده مخرب، یا ترکیب سمی نمی‌شود). و در صورت عدم سازگاری آلاینده‌های مکشی، باید از سیستمهای تهویه جداگانه یا تجهیزات مناسب تصفیه‌کننده هوا استفاده گردد.

- اطلاعات مرتبط با فرایند مستلزم کنترل مانند دما، رطوبت و ارتفاع (از سطح دریا) باید به تفکیک برای هر هود و کانال انشعابی ارائه شود.

- در صورت متأثرشدن عملکرد هود مکشی توسط سامانه توزیع هوای جایگزین باید روش تأمین و موقعیت تجهیزات مشخص شود.

- نوع و موقعیت قرارگیری دریچه‌های پاشش هوا می‌تواند با ایجاد آشفتگی نامطلوب در دهانه هود

منجر به اختلال شدید در کنترل آلاینده گردد. بکارگیری پلنوم یا کانال با دهانه پاشش متخلل باعث توزیع بهتر هوای جایگزین با تاثیرات منفی بسیار کمتر بر عملکرد هود می‌شود.

توزیع جریان هوا در شبکه کانال کشی

سیستم تهویه مکشی تک انشعابی (ساده) متشکل از یک هود، قطعات کانال و اتصالات خاص جهت هدایت جریان هوا به فن و نهایتا تخلیه از مسیر دودکش می‌باشد. این سیستم می‌تواند شامل دستگاه تصفیه‌کننده هوا نیز باشد. یک سیستم تهویه مکشی چند انشعابی (چند شاخه) متشکل از چندین هود، قطعات کانال و اتصالات سه‌راهی جهت ارتباط به کانال اصلی مشترک[1]، دستگاه تصفیه کننده هوا و یک یا چند فن است. اگرچه روش طراحی سیستمهای تک‌انشعابی و چندانشعابی یکسان است، اما در سیستم چند انشعابی لازم است فشار استاتیک مقاطع کانال منتهی به یک اتصال ورودی[2] مشترک متعادل‌سازی یا بالانس شود. هوا همواره مسیری با کمترین مقاومت را انتخاب می‌کند. اگر طراح سیستم اقدامی جهت متعادل‌سازی فشار استاتیک در سیستم چندانشعابی نکند، بالانس طبیعی[3] در هر انشعاب رخ خواهد داد. این بالانس طبیعی موجب تغییرات ناخواسته در میزان هواگذر کانال انشعابی از هودهای مکشی شده و در نتیجه توانایی هود در ربایش و انتقال آلاینده هوابرد تحت تأثیر قرار خواهد گرفت. بنابراین طراح باید طی مراحل انجام پروژه، فشار استاتیک را در کلیه کانالهای منتهی به اتصالات ورودی بالانس نماید. با متعادل‌سازی صحیح اطمینان حاصل می‌گردد که میزان هواگذر هیچ یک از هودهای مکشی از مقادیر حداقل طراحی کمتر نخواهد شد. برای متعادل‌سازی فشار استاتیک در سیستم چندانشعابی می‌توان از روش بالانس حین طراحی یا از طریق نصب دمپر کشویی قابل‌تنظیم[4] و صفحه اریفیس[5] روی کانالهای انشعابی از هودهای مکشی استفاده نمود. هدف هر دو روش متعادل کردن فشار استاتیک و دستیابی به جریان هواگذر طراحی در هودهای سیستم با حفظ حداقل سرعت انتقال در تمامی شبکه کانال می‌باشد. برخی مزایا و معایب نسبی این دو روش متعادل‌سازی در جدول ۵-۱ ارائه شده است.

---

1. The main
2. Junctions
3. Natural balance
4. Blast gate
5. Orifice plate

جدول ۵-۱ مقایسه روشهای متعادل‌سازی فشار استاتیک در سیستم تهویه چندانشعابی

بالانس با دمپر/ صفحه اریفیس	بالانس حین طراحی
هواگذر به راحتی قابل تغییر است. این قابلیت در شرایطی مطلوب است که برداشت بیش از حد مواد توسط هود مکشی سبب اختلال در فرایند شده باشد.	هواگذر به راحتی توسط کارگران یا به سلیقه اپراتور بهره‌بردار قابل تغییر نیست.
بر اساس مشخصات فن و الکتروموتور انتخابی، قابلیت تغییرپذیری سیستم جهت تغییر تجهیزات (عملیات/ فرایند) در آینده یا افزودن انشعاب جدید تا حدودی بیشتر است.	قابلیت تغییرپذیری سیستم جهت تغییر تجهیزات (عملیات/ فرایند) در آینده یا افزودن انشعاب جدید به سیستم بسیار محدود است. در واقع سیستم برای شرایط موجود سفارشی طراحی می‌شود.
اشتباه در محاسبه هواگذر مکشی در بازه محدود تقریبا به راحتی قابل اصلاح است	چنانچه جریان هواگذر مکشی در یک عملیات/ فرایند نوین (ناملموس) اشتباه محاسبه شده باشد، در این شرایط بازنگری مسیرهای کانال‌کشی ضروری می‌باشد.
دمپرهای اندکی بسته ممکن است عامل ساییدگی باشند. در نتیجه باعث تغییر مقاومت و یا انباشت ذرات می‌شود.	مشکلی از بابت سایش غیرعادی ناشی از جریان یا انباشت مواد درون کانال وجود ندارد.
در صورتی که عمق قرارگیری تیغه دمپر نامناسب تنظیم شود، امکان گرفتگی کانال وجود دارد.	در صورت انتخاب سرعت کانال مناسب، گرفتگی در کانال ایجاد نخواهد شد.
عموما بالانس سیستم بر اساس هواگذر طراحی قابل دستیابی است. با این حال، زحمت و زمان مورد نیاز جهت انجام این روش نسبت به روش متعادل‌سازی حین طراحی بسیار بیشتر است.	هواگذر کل اندکی بیشتر از مجموع هواگذرهای طراحی است که ناشی از متعادل‌سازی فشارهای استاتیک می‌باشد.
امکان تغییرات در چیدمان مقاطع کانال تاحدودی وجود دارد.	ساخت و نصب سیستم باید دقیقا مطابق طراحی باشد، و تمام موانع مسیر باید برطرف شده و طول مقاطع کانال باید به دقت رعایت گردد.
از تنظیم خارج شدن دمپرها توسط اپراتورها می‌تواند باعث از بالانس خارج شدن سیستم شود.	ممکن است دستیابی به بالانس فشار استاتیک مستلزم انتخاب کانال با قطر پایین‌تر جهت فعالیت با سرعت بالا باشد، که باعث فرسایش و فرسودگی زودهنگام کانال خواهد شد.

روش متعادل‌سازی حین طراحی[1]

مطابق این رویه متعادل‌سازی فشارهای استاتیک در یک سیستم چند انشعابی بدون استفاده از دمپرها و صفحه اریفیس انجام می‌گیرد. به همین دلیل تحت عنوان روش بالانس فشار استاتیک نیز شناخته می‌شود. طراح سیستم تهویه باید افت فشار استاتیک (شامل افت هود، اتصالات و طول کانال) کلیه کانال‌های انشعابی منتهی به یک اتصال ورودی مشترک را محاسبه نماید. هر گونه عدم تعادل فشار در اتصال ورودی از طریق افزایش جریان هواگذر یا اعمال تغییرات در قطر یا اجزای کانال برطرف می‌گردد. در این روش نسبت فشار استاتیک انشعاب غالب (کانالی که مقدار عددی فشار استاتیک بالاتری دارد) به انشعاب مغلوب (کانالی که مقدار عددی فشار استاتیک پایین‌تری دارد) ارزیابی می‌شود. اگر این نسبت بیش از ۱/۲ (۱۲۰ درصد) باشد، بهترین راهکار برای برقراری بالانس، طراحی مجدد کانال با فشار استاتیک پایین‌تر است. روند طراحی مجدد شامل تغییر اندازه کانال، انتخاب اتصالات متفاوت و تغییر ساختار طراحی هود خواهد بود. در صورت طراحی مجدد، تکرار روند متعادل‌سازی برای تنظیم جریان هواگذر ضروری است. روش متعادل‌سازی حین طراحی هنگامی الزامی است که سیستم تهویه موضعی جهت کنترل آلاینده‌های بسیار سمی لحاظ شده باشد، یا امکان از تنظیم خارج شدن دمپرها و متعاقبا افزایش احتمال مواجهه پرسنل با آلاینده‌های سمی وجود داشته باشد، یا مطابق مقررات اجرایی یا استانداردهای هماهنگ[2] استفاده از دمپرهای متعادل‌سازی ممنوع باشد. این روش بالانس برای سیستمهای تهویه مکشی جهت کنترل آلاینده‌های قابل انفجار، ذرات رادیواکتیو و مواد بیولوژیکی بسیار مورد توصیه است، زیرا امکان انباشت آلاینده در سیستم (پشت تیغه دمپر یا صفحه اریفیس) به حداقل می‌رسد.

روش متعادل‌سازی با دمپر / صفحه اریفیس[3]

در این روش برای دستیابی به توزیع هواگذر میان دو کانال انشعابی، از دمپر تنظیم‌شده جهت متعادل‌سازی فشار در اتصال ورودی استفاده می‌شود. با فرض اینکه یک کانال انشعابی دارای میزان فشار استاتیک بالاتر باشد، فشار در کانال انشعابی دیگر از طریق یک دمپر اندکی‌بسته افزایش می‌یابد.

---

1. Balance-by-Design (SP Balance) Method
2. Consensus standards
3. Blast Gate/ Orifice Plate Method

همچنین بکارگیری صفحه اریفیس نیز میسر است. صفحه اریفیس یک صفحه گرد هم‌قطر با کانال است که به منظور ایجاد افت فشار مضاعف و دستیابی به حالت تعادل در اتصال ورودی، سوراخی با قطر مشخص روی سطح آن ایجاد می‌شود. در این روش متعادل‌سازی هیچ نیازی به تصحیح مقادیر هواگذر، اصلاح اندازه کانالها، یا تغییر مشخصات اتصالات نخواهد بود. همچنین می‌توان از دمپر جهت بالانس فشار استاتیک کانالی که قرار است در آینده تکمیل گردد نیز استفاده نمود. نسبت به روش متعادل‌سازی حین طراحی، در این روش هواگذر کل کمتری نیاز است که نهایتا منجر به کمتر شدن توان مورد نیاز سیستم می‌گردد. موقعیت نصب دمپر/ صفحه اریفیس به شرایط کانال‌کشی سیستم بستگی دارد، که جهت دستیابی به نتایج مطلوب توصیه می‌گردد حداقل طول کانال مستقیم قبل و بعد از نقاط نصب معادل پنج برابر قطر کانال لحاظ شود. با توجه به تنوع ساختار و فاصله باز تیغه دمپرها، تخمین افت فشار که تابعی از عمق تنظیم تیغه می‌باشد، دشوار است.

اجزای سیستم تهویه موضعی[1]

با تعیین چیدمان طرح سیستم پایه می‌توان به طراحی اجزای مختلف سیستم تهویه موضعی پرداخت. اکثر سیستم‌های تهویه موضعی دارای پنج بخش اصلی هستند که شامل هود، کانال‌کشی، دستگاه تصفیه‌کننده، دستگاه جابه‌جایی هوا (فن) و دودکش تخلیه می‌باشد.

هود

آلاینده‌های انتشاری از عملیات/ فرایند در هوای محیط کار توسط هود تهویه موضعی جمع‌آوری می‌گردد. این آلاینده‌ها ممکن است به صورت ذرات جامد/ مایع بوده و یا حالت گازی داشته باشند. نوع هود مورد استفاده بستگی به مشخصات فیزیکی تجهیزات/ عملیات/ فرایند، مکانیزم تولید آلاینده و نحوه تعامل اپراتور با دستگاه/ تجهیزات دارد. هودها دارای ساختار فیزیکی بسیار متنوعی هستند اما عموما در سه گروه اصلی شامل هودهای محصورکننده، هودهای ربایش‌کننده و هودهای دریافت‌کننده تقسیم می‌شوند.

---

1. LEV system componenets

کانال کشی

پس از طراحی و جانمایی هودهای مکشی، کلیه آنها از طریق کانال‌کشی به دستگاه تصفیه‌کننده و فن متصل می‌شوند. در طراحی کانال‌کشی باید الزامات و ملاحظات ساختار استاندارد قطعات، اتصالات و تبدیلها مورد توجه قرار گیرد.

دستگاه تصفیه کننده

اصولا تخلیه مستقیم غبار، فیوم، بخارات و گازهای سمی و خورنده به اتمسفر مجاز نمی‌باشد. رعایت قوانین و مقررات انتشار آلاینده‌ها منوط به لحاظ نمودن دستگاه کنترل آلاینده جهت جداسازی یا خنثی‌سازی آلاینده‌ها از جریان هوای مکشی است. آلاینده‌های انتشاری مورد کنترل ممکن است به شکل گاز، مایع، جامد، یا ترکیبی از هر سه حالت باشند. در خصوص بخارات ترکیبات آلی اشتعال‌پذیر یا میست آب و اسید باید ملاحظات خاصی مورد توجه طراح قرار گیرد. پیش از انتخاب دستگاه تصفیه‌کننده، باید مشخصات فیزیکی جریان هوا به همراه سطح دسترسی و تعمیرپذیری مطلوب تعیین گردد. مشخص نمودن ماهیت آلاینده مورد کنترل، راندمان مطلوب جداسازی/ خنثی‌سازی آلاینده، دمای جریان هوا جهت تعیین تصفیه‌کننده مناسب ضروری است. همچنین پارامترهایی چون ابعاد فیزیکی دستگاه، موقعیت قرارگیری (داخل یا خارج کارگاه)، روش پاکسازی و دفع آلاینده جمع‌آوری شده باید مورد توجه قرار داشته باشد. در نهایت راندمان عملکرد دستگاه تصفیه‌کننده باید مطابق مقررات ملی و بین‌المللی مندرج در شرح کار پروژه مورد تأیید قرار گیرد. لذا بررسی انواع روشهای کنترل آلاینده و تعیین خدمات گارانتی پیمانکار پیش از نهایی‌سازی مشخصات طرح پایه ضروی است. این تعهدات/ گارانتی قراردادی می‌تواند شامل فعالیت تعمیرات و تعویض قطعات (مانند فیلترهای کیسه‌ای) برای مدت زمان مشخصی باشد. طراح سیستم باید تغییرات افت فشار در طول زمان بهره‌برداری را در نظر داشته باشد. چنانچه دستگاه تصفیه‌کننده با فیلترهای تمیز بدون فرایند اندودسازی (افزایش جریان هوای عبوری از فیلترها به صورت تدریجی جهت پوشش اولیه فیلترها توسط ذرات آلاینده و آماده‌سازی جهت فعالیت با ظرفیت نامی) راه‌اندازی شود، سرعت جریان عبوری بالا باعث نفوذ ذرات در بافت بستر فیلترهای کیسه‌ای شده و امکان پاکسازی موثر آنها توسط مکانیزم ارتعاش/ هوای فشرده محدود خواهد شد.

فن

به حرکت درآوردن هوا در سیستم تهویه موضعی مستلزم صرف انرژی جهت غلبه بر افتهای سیستم است. این افت‌های سیستمی در اثر افت فشارهای دینامیکی (موضعی) و سایش ناشی از حرکت هوا درون هودها، مسیر کانال‌کشی، دستگاه تصفیه‌کننده و افتهای اثر سیستم در دهانه ورودی/ خروجی فن حاصل می‌شود. چنانچه فن بطور صحیح انتخاب، نصب و نگهداری شود، مانند ژنراتور اختلاف فشار عمل می‌کند که ضمن تأمین انرژی لازم جهت غلبه بر افت فشارهای سیستم، جریان هواگذر مطلوب در هودهای مکشی را نیز فراهم می‌نماید. عموما از فن‌های سانتریفیوژ با پره رادیال و بکوارد برای سیستمهای تهویه صنعتی استفاده می‌شود.

دودکش تخلیه

بخش نهایی سیستم تهویه صنعتی دودکش تخلیه است که به صورت یک کـانال تخلیه بلند روی سقف کارگاه یا سطح زمین مستقر می‌شود. با فرض اینکه سطح آلاینده‌های انتشاری زیر حد مجاز باشد، موقعیت قرارگیری دودکش سیستم تهویه موضعی تحت تأثیر ۲ موضوع خواهد بود، **۱)** جریان هوای تخلیه شده باید محدوده فیزیکی ساختمان را به نحوی ترک کند که امکان بازگشت مستقیم از طریق دریچه برداشت سیستم هوای جـایگزین یا سیستم تهویه مطبوع (HVAC) وجود نداشته باشد. **۲)** دودکش باید جریان هـوای تخلیه‌شده را به نحوی پراکنده کند که غلظت توده آلاینده هنگام رسیدن به سطح زمین شرایط نامطلوب ایمنی، بهداشتی و زیست محیطی ایجاد نکند.

اصول طراحی سیستم کانال کشی

انتخاب صحیح نوع و مشخصات هودهای مکشی، تجهیزات کنترل آلاینده، فن‌ها و الکتروموتورها در موفقیت و اثربخشی عملکرد سیستم تهویه صنعتی حیاتی است. با این حال، شبکه کانال‌کشی و دودکش تخلیه نیز به همین نسبت در سیستم تهویه صنعتی نقش‌آفرین هستند. عدم انتخاب صحیح نوع، ابعاد و شیوه نصب شبکه کانال‌کشی می‌تواند منجر به ایجاد مشکلات ثانویه همچون رسوب و تجمع ذرات درون کانال، خوردگی یا فرسایش اجزای کانال، افزایش خدمات نگهداری و حتی آسیب دیواره کانال در اثر تنشهای استاتیک و دینامیک سیستم از جمله ریزش کانال‌کشی در اثر فقدان ساپورت‌گذاری

مناسب گردد. عدم نصب صحیح دودکش تخلیه ممکن است منجر به مشکلاتی همچون آسیب فن در اثر ساپورت‌گیری نامناسب، تجمع آب باران در سیستم، و ورود مجدد آلاینده به کارگاه از طریق هوای جایگزین، دریچه برداشت هواساز تهویه مطبوع یا درب و پنجره باز شود.

ملاحظات مهم در ساخت کانال‌ها

شبکه کانال‌کشی وظیفه انتقال هوای آلوده از هودهای مکشی به تجهیزات کنترل آلاینده، فن و دودکش تخلیه را بر عهده دارد. کانال‌کشی باید از جنس و ضخامت یا نمره ورق[1] مناسب ساخته شده باشد تا بتواند در برابر حرارت، خوردگی ناشی از ترکیبات آلاینده (گازها، بخارات، مایعات و جامدات) و فرسایش حاصل از انتقال ذرات مقاوم باشد. علاوه بر این، کانال‌کشی باید دارای ساپورت‌گذاری مناسب باشد تا در برابر فشار حاصل از کانال بعلاوه نیروی گرانشی مقاوم و پایدار باشد. طراح باید جزئیات ساخت شامل جنس و روش اجرا را بیان کند. همچنین برای کاهش به حداقل رساندن افت‌های سایشی و آشفتگی جریان، جداره داخلی تمام کانال‌ها باید صیقلی و فاقد هر نوع برجستگی به ویژه در محل اتصال دو قطعه کانال به یکدیگر باشد.

اندازه کانال‌ها و حداقل سرعت انتقال

هنگام انتخاب قطر مناسب مقاطع مختلف کانال‌کشی، طراح باید حداقل سرعت انتقال[2] را در نظر داشته باشد. حداقل سرعت انتقال که تحت عنوان حداقل سرعت طراحی کانال[3] نیز شناخته می‌شود، معرف سرعتی است که تحت هر شرایط محیطی بدون در نظر گرفتن ارتفاع محل، رطوبت، دما و فشار استاتیک کانال مانع از رسوب ذرات آلاینده در بستر شبکه کانال‌کشی می‌شود. انباشت ذرات در بستر کانال ریسک مخاطرات احتراق ذرات، گرفتگی مقاطع کانال و ریزش کانال در اثر ازدیاد وزن را افزایش می‌دهد. بازه حداقل سرعت انتقال مربوط به برخی آلاینده‌های هوابرد در جدول ۵-۲ ارائه شده است. تحقیقات اخیر (سال ۲۰۲۲) کمیته تهویه صنعتی سازمان ACGIH نشان می‌دهد، برای شرایط محیطی (مناطقی با ارتفاع بالاتر از ۱۵۰۰ فوت [۴۵۰ متر] از سطح دریا) که ضریب چگالی (df_e) ناشی از ارتفاع

1. Gauge (e.g. Gauge 20 for galvanized sheet metal equals 1.01 mm.)
2. Minimum transport velocity
3. Minimum duct design velocity

جدول ۵-۲: بازه حداقل سرعت طراحی کانال (سرعت انتقال)

ماهیت آلاینده	نمونه عملیات/ فرایند	حداقل سرعت کانال fpm [m/s]
گازها، بخارات و دود	---	1000 – 2000 [5.08 – 10.16]
فیوم و دود فلزات	فیوم جوشکاری	2000 – 2500 [10.16 – 12.70]
غبار ریز و سبک	پرز پنبه، خاک چوب و پودر لیتوگرافی	2000 – 3000 [10.16 – 15.24]
پودر و غبار خشک	غبار ریز لاستیک ، غبار پودر باکلیت ، پرز کنف، غبار پنبه، غبار سبک حاصل از تراشیدن مو و پشم، غبار صابون، غبار عملیات تراش و برش چرم	3000 – 3500 [15.24 – 17.78]
غبار عملیات متداول صنعتی	غبار سنگ زنی، پرز پولیش کاری خشک، غبار کنف پشمی، غبار دانه قهوه، غبار برش لیزری، غبار گرانیت، پودر سیلیس، غبار حاصل از جابجایی عمومی مواد، برش آجر، غبار خاک رس، غبار ماسه ریخته‌گری، غبار آهک، غبار حاصل از بسته‌بندی و توزین آزبست در صنایع نساجی، غبار حاصل پاکسازی گل (سرباره) جوشکاری	3500 – 4000 [17.78 – 20.32]
غبار سنگین	غبار خاک اره (سنگین و مرطوب)، ذرات و براده تراشکاری، غبار حاصل از فعالیت آسیاب دوار و شیک اوت (جداسازی قطعه از قالب توسط ارتعاش) در ریخته‌گری، غبار زنگارزدایی توسط ماسه (سندبلاست)، غبار قطعات چوبی، غبار فضولات دام، براده حاصل از ترشکاری قطعات برنجی، غبار حاصل از ماشین‌کاری قطعات چدنی و غبار سرب	4000 – 4500 [20.32 – 22.86]
غبار سنگین و مرطوب	غبار و براده سرب، غبار سیمان مرطوب، پرز چسبناک حاصل از عملیات پولیش، غبار اکسید کلسیم (آهک فوری)	4500 – UP [22.86 – UP]

کمتر از 0.95 است، به منظور لحاظ کردن تراکم کمتر هوا باید حداقل سرعت طراحی کانال بر اساس ضریب df_e مطابق رابطه زیر اصلاح گردد:

(معادله ۵-۱)

$$\text{Duct Velocity}_{\text{Density Adjusted}} = (\text{Duct Velocity})/(df_e)^{0.5}$$

مواد مورد استفاده برای ساخت هودها، شبکه کانال‌کشی و دیگر سازه‌های سیستم تهویه باید از ورق گالوانیزه جوشی[1] یا آهن سیاه[2] شامل فلانج و گسکت مناسب استفاده شود. مگر در مورد گازها، بخارات، میست و سایر شرایط خورنده که امکان استفاده از این مواد عملی نباشد. در این شرایط باید از فولاد ضدزنگ[3]، PVC[4]، پوشش مقاوم و سازگار خاص استفاده گردد. جوشکاری با قوس الکتریکی (برق) برای آهن سیاه سبک‌تر از نمره ورق ۱۸ [ضخامت 1.2 mm] توصیه نمی‌شود. همچنین استفاده از آهن گالوانیزه در شرایط حرارتی با دما بیش از ۴۰۰ درجه فارنهایت [۲۰۰ درجه سلسیوس] توصیه نمی‌گردد. سیستم‌های تهویه مکشی که با مواد غیرخورنده سروکار دارند را می‌توان در چهار دسته عملیاتی طبقه‌بندی نمود:

- کلاس ۱ (سبک) که برای کاربردهای غیرساینده مانند تامین هوای جایگزین، تهویه عمومی، کنترل آلاینده‌های گازی فاقد میست روغن یا بخارات قابل کندانس استفاده می‌شود.
- کلاس ۲ (متوسط) که با ذرات ساینده در غلظت‌های پایین سروکار دارد، مانند پولیش‌کاری، صنایع چوب و غبار حاصل از غلات.
- کلاس ۳ (سنگین) که با ذرات بسیار ساینده در غلظت‌های پایین سروکار دارد، مانند عملیات زنگارزدایی، خشک‌کن‌ها، کوره‌ها، دیگهای بخار و فرایند ذوب مواد.
- کلاس ۴ (خیلی سنگین) که با ذرات بسیار ساینده و در غلظت‌های بالا سرو کار دارد، که شامل موارد عنوان شده در کلاس ۳ ولی در غلظت‌های بالا بوده و عموما در صنایع سنگین مانند

1. Welded galvanized
2. Black iron (e.g. ST-37)
3. Stainless steel (e.g. SS-304 or SS-316)
4. Polyvinyl chloride – PVC

ذوب‌آهن، تولید فولاد، ریخته‌گری و معادن کاربرد دارند.

استانداردهای ساخت

معادله زیر را می‌توان برای ساخت کانال از ورق کربن استیل استفاده نمود. ضخامت یک کانال فرضی با طول بی‌نهایت بدین صورت برآورد می‌گردد:

$$t = d \times \sqrt[3]{\frac{(0.035714)\,(SP)\,(1-v^2)\,(52+d)}{E}} \qquad \text{(معادله ۵-۲)}$$

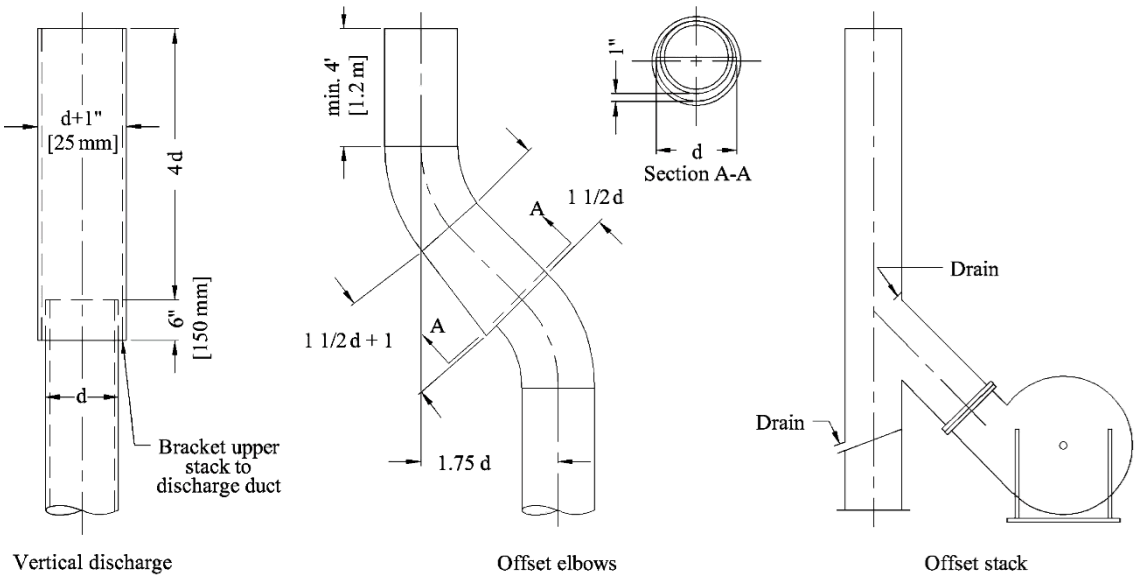
در این رابطه، t ضخامت کانال بر حسب اینچ، d قطر کانال بر حسب اینچ، SP فشار استاتیک منفی در مقطع کانال بر حسب lb_f/in^2 (psi)، E مدول کشسانی فلز کربن استیل بر حسب lb_f/in^2 (psi)، v ضریب نسبت پواسون فلز کربن استیل که فاقد بعد می‌باشد.

شایان ذکر است، معادله ۵-۲ برای سیستم کلاس ۱ یک ضریب ایمنی در نظر گرفته که به صورت خطی متناسب با سطح مقطع کانال (d) تغییر می‌کند، و از رقم ۴ برای قطر کانال کوچک آغاز و تا رقم ۸ (تا کانال با قطر ۶۰ اینچ) افزایش می‌یابد. برای سایر سیستمهای کلاس ۲، ۳ و ۴ باید ضرایب ایمنی مضاعفی در نظر گرفته شود.

دودکش تخلیه

همانطور که پیشتر بیان شد، بخش نهایی سیستم تهویه صنعتی دودکش تخلیه است که به صورت یک کانال نسبتا مرتفع عمودی روی سقف یا سطح زمین مستقر می‌شود. ورود برف و باران به سیستم تهویه از جمله چالشهای کانال دودکش به ویژه برای قطرهای بالاست. افزودن کلاهک باران‌گیر[1] بر روی دودکش خروجی اکیدا منع شده است. چنین اتصالاتی مانعی موثر جهت پیشگیری از ورود آب به سیستم تهویه نبوده و صرفا افت فشار مضاعفی را به سیستم تحمیل می‌کند. در صورت وجود نگرانی از بابت ورود برف و باران به کانال دودکش یا فن می‌توان از طریق زهکشی یا نصب اتصالات باران‌گیر مخصوص دودکش مطابق شکل ۵-۷ این مشکل را مرتفع نمود. در صورتی که در طرح کانال دودکش

1. Weather or Rain cap



شکل ۵–۷: اتصالات باران‌گیر مخصوص دودکش

از مسیرهای افقی استفاده شده باشد، باید آن را کمی به سمت نقطه زهکشی شیب داد. هنگام نصب دودکش تخلیه بر روی سقف ساختمان باید چند نکته را مدنظر قرار داد. مهمترین نکته در این میان الگوی حرکتی هوا در هنگام گذر از روی سقف ساختمان است. حتی در صورت ساده بودن ساختار فیزیکی ساختمان و وزش مستقیم باد، الگوی حرکتی هوا بر فراز ساختمان می‌تواند بسیار پیچیده باشد. شکل ۵–۸ تداخل میان وزش باد و ساختمان را نشان می‌دهد. هنگامی که جریان باد با دیوار جلویی ساختمان برخورد می‌کند، یک فروکش به سمت پایین توسط هوای منحرف شده ایجاد می‌شود. علاوه بر این با عبور هوا از روی لبه دیوار رو به باد، یک منطقه دورانی روی پشت بام ساختمان[1] (Z1) ایجاد می‌شود، که با عبور جریان باد از روی آن گرداب تشکیل می‌گردد. در دیگر سوی ساختمان نیز، با گذر هوا از روی لبه دیوار پشت به باد مجددا یک منطقه دورانی در دنباله ساختمان شکل می‌گیرد. منطقه دورانی بر روی بام هنگامی ایجاد می‌شود که مقدار نسبتا ثابتی هوا در حال چرخش به دور خود بوده و از محدوده این ناحیه خارج نشود. تخلیه دودکش داخل این منطقه باعث آلوده شدن هوای آن و ورود مجدد آلاینده‌ها به درون ساختمان از طریق دریچه‌های برداشت هوای تازه تهویه مطبوع (HVAC) خواهد شد. بنابراین هر دودکشی که در این محدود نصب می‌شود باید دهانه خروجی آن از مرز این

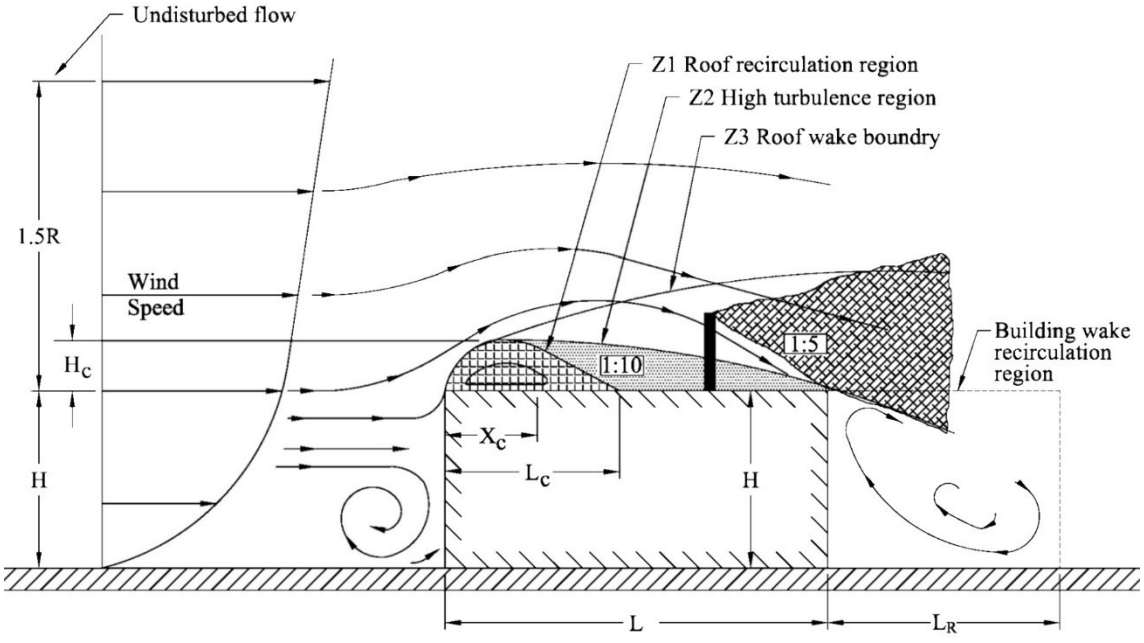
1. Roof recirculation region – Z1

منطقه دورانی بالاتر قرار گیرد. پیش‌بینی مکان و شکل حفره‌های دورانی، منطقه بسیار آشفته[1] (Z2) و محدوده دنباله بام ساختمان[2] (Z3) دشوار است. الگـوی حرکتی برای یک جریـان بـاد که به صورت عمود بر یک ساختمـان مستطیل شکل می‌وزد توسط ابعاد کلیدی ارتفـاع (H) و عرض (W) دیواره رو به باد ساختمـان تعیین می‌گردد. بر اساس رابطه ویلسون[3]، ضریب مقیاس (R) به ابعاد کلیدی فوق بستگی داشته و بدین صورت محاسبه می‌شود:

$$R = B_S^{0.67} \times B_L^{0.33} \qquad \text{(معادله ۵-۳)}$$

در این رابطه، B_S ابعاد کوچکتر طول و عرض دیوار رو به باد ساختمان بر حسب متر، B_L ابعاد بزرگتر طول و عرض دیوار رو به باد ساختمان بر حسب متر می‌باشد. چنانچه کمیت B_L بیش از هشت برابر کمیت B_S باشد، می‌توان از مقدار معادل $B_L = 8\ (B_S)$ برای برآورد ضریب مقیاس استفاده نمود.

حال سایر پارامترهای مندرج در شکل ۵-۸ برای یک ساختمان با سقف مسطح و هموار مطابق کمیت



شکل ۵-۸: تاثیر ساختمان بر روی دودکش تخلیه

1. High turbulence region – Z2
2. Roof wake boundry – Z3
3. Wilson

ضریب ویلسون به ترتیب زیر برآورد می‌شود:

$$H_c = 0.22\ (R) \qquad \text{(معادله ۵-۴)}$$

$$X_c = 0.5\ (R) \qquad \text{(معادله ۵-۵)}$$

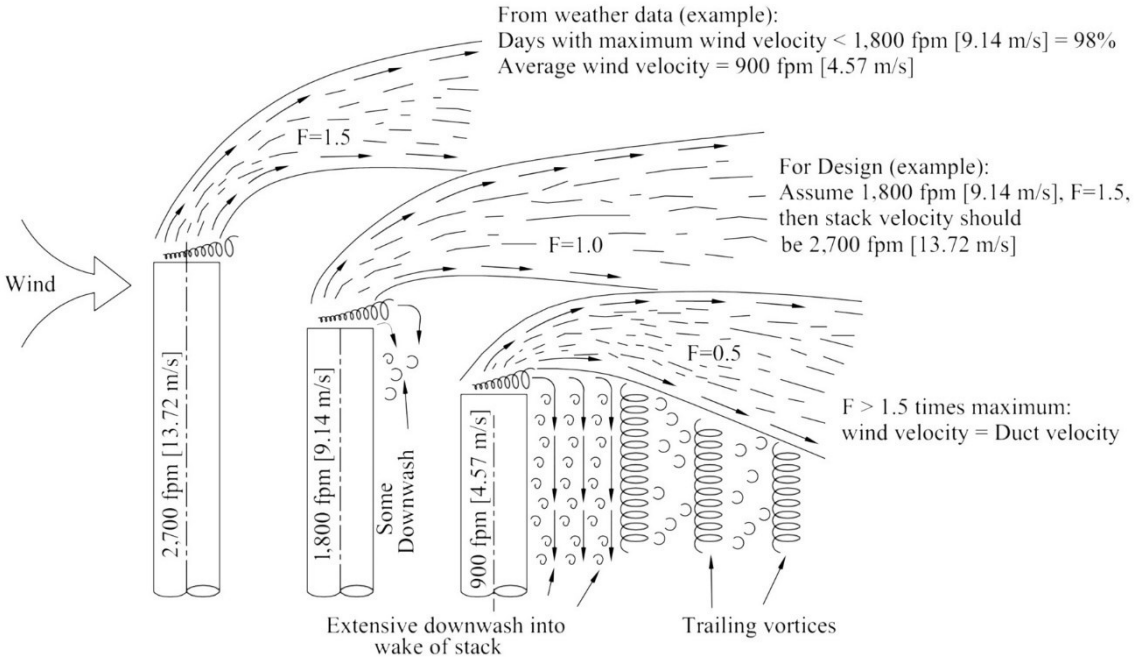
$$L_c = 0.9\ (R) \qquad \text{(معادله ۵-۶)}$$

$$L_R = 1.0\ (R) \qquad \text{(معادله ۵-۷)}$$

در ادامه خلاصه‌ای از موارد قابل توجه در طراحی صحیح دودکش تخلیه ارائه شده است:

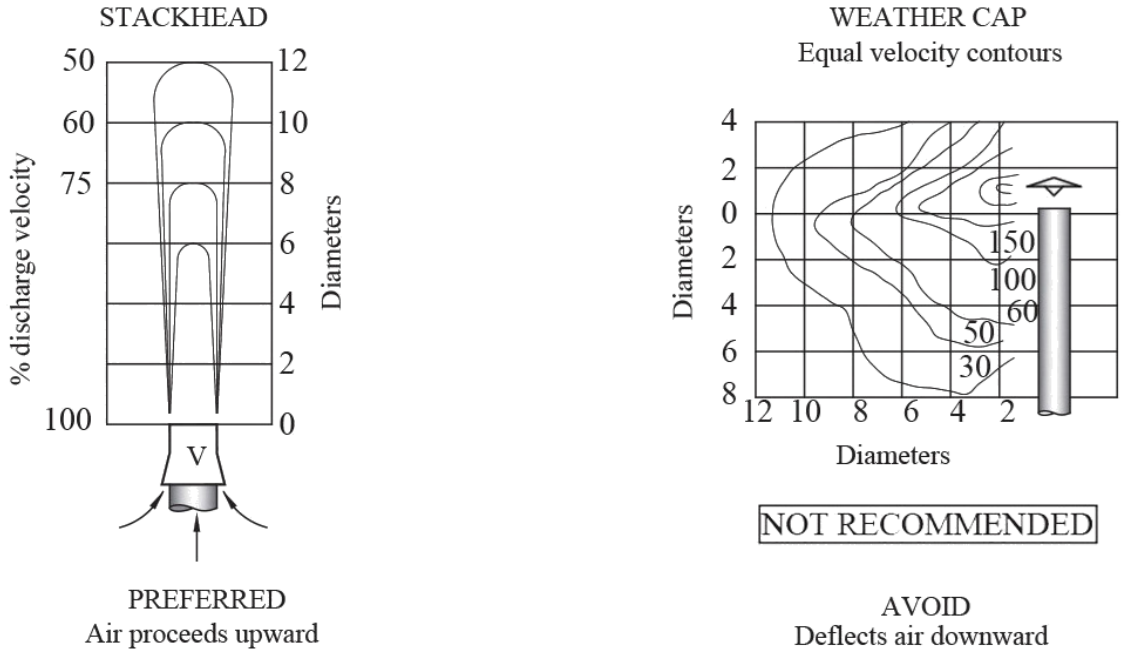
- سرعت تخلیه و دمای گاز در ارتفاع موثر دودکش تأثیرگذار است.
- وزش باد می‌تواند باعث فروکش اثر تلاطم دودکش[1] و کاهش ارتفاع موثر آن شود. سرعت دودکش باید حداقل یک و نیم برابر سرعت وزش باد لحاظ شود تا از فروکش جریان خروجی جلوگیری گردد.
- مطابق شکل ۵-۹ سرعت تخلیه مناسب برای دودکش حدود 3000 fpm [15.24 m/s] است، زیرا از ایجاد فروکش برای وزش باد تا سرعت 2000 fpm [10.16 m/s] ممانعت می‌کند. وزش باد در سرعت‌های بالاتر تأثیر رقیق‌کنندگی را افزایش می‌دهد. افزایش سرعت کانال دودکش موجب افزایش ارتفاع موثر دودکش گردیده و امکان استفاده از فن سانتریفیوژ کوچکتر را فراهم می‌کند. این موضوع می‌تواند در صورت وجود ذرات در جریان دودکش یا نقص تجهیزات کنترل آلاینده، سرعت انتقال را نیز تأمین نماید.
- افزایش سرعت تخلیه جایگزین مناسبی برای افزایش ارتفاع دودکش نیست. برای مثال، دودکش هم تراز بام ساختمان باید دارای سرعت انتقال بیش از 8000 fpm [40.64 m/s] باشد تا جریان خروجی بتواند از محدوده منطقه دورانی بام (Z1) عبور کند.

1. Downwash into wake of stack



شکل ۵-۹: اثر ساختمان بر روی دودکش تخلیه

- سرعت نهایی قطرات باران معادل 2000 fpm [10.16 m/s] است. سرعت تخلیه دودکش معادل 2600 fpm [13.20 m/s] می‌تواند از ورود قطرات باران به درون دودکش هنگام فعالیت فن جلوگیری کند.
- دودکش‌ها باید در صورت امکان در بالاترین قسمت ساختمان نصب شوند. در غیر اینصورت باید ارتفاع دودکش را فراتر از بالاترین بخش ساختمان در نظر گرفت.
- استفاده از ساختارهای نمای مشبک یا توری بر روی ساختمان به دلیل ایجاد اثرات ناخواسته دنباله‌ای و ضرورت افزایش ارتفاع دودکش توصیه نمی‌شود.
- مناسب‌ترین شکل برای ساخت دودکش یک کانال گرد مستقیم است. اگر نیاز به اتصال باران‌گیر باشد، می‌توان از یک کانال عمودی با قطر بیشتر مطابق شکل ۵-۷ برای دودکش استفاده نمود. علاوه بر این توصیه می‌شود برای هواکش نیز نقطه‌ای برای تخلیه آب در نظر گرفته شود و کانال اصلی سیستم (دهانه ورودی) نیز با کمی شیب به سمت فن نصب شود.
- مطابق شکل ۵-۱۰، استفاده از کلاهک‌های باران‌گیر منع شده است. این امر ممکن است هوای



شکل ۵-۱۰: نمایش خطوط هم سرعت تخلیه برای کلاهک باران‌گیر و دودکش عمودی

تخلیه شده را به سمت پشت بام کارگاه هدایت و احتمال بازگشت هوا را افزایش دهد و همچنین موجب فرامواجهه پرسنل تعمیرات و نگهداری هنگام فعالیت روی پشت بام گردد.

- افزایش فاصله میان نقاط دهانه تخلیه دودکش و دریچه‌های برداشت هوا می‌تواند اثرات ناخواسته بازگشت هوای آلوده به درون ساختمان را از طریق افزایش رقیق‌سازی کاهش دهد.
- در برخی موارد می‌توان خروجی چندین سیستم تهویه موضعی کوچک را به یک دودکش مشترک[1] متصل کرد که در اثر رقیق‌سازی داخلی، ورود مجدد آلاینده به کارگاه کاهش می‌یابد. در این شرایط، با عدم فعالیت یکی از سیستمهای متصل به دودکش مشترک امکان انتشار آلاینده به صورت جریان معکوس به آن سیستم باید بررسی شود.
- لحاظ نمودن رویکرد ترکیبی شامل تخلیه عمودی، مرتفع‌کردن دودکش، دور کردن نقاط برداشت هوای تازه، استفاده از دستگاه کنترل آلاینده و رقیق‌سازی داخلی می‌تواند اثرات ناخواسته ورود مجدد آلاینده به کارگاه را کاهش دهد.

1. Manifold

روند محاسبات در طراحی سیستم‌های تهویه موضعی

پس از تهیه اطلاعات اولیه طراحی مطابق مطالب بیان شده، روند طراحی و محاسبات به ترتیب زیر ادامه می‌یابد.

انواع افت[1]

با مشخص شدن هواگذر مورد نیاز سیستم، باید مقاومت در برابر جریان هوا درون سیستم تهویه موضعی برآورد گردد. از تجمیع مقادیر مقاومت در برابر جریان (محاسبه افت تجمعی) می‌توان به فشار استاتیک سیستم دست یافت که برای انتخاب فن ضروری است. در سیستم تهویه موضعی عواملی مختلفی باعث افزایش مقاومت در برابر جریان هوا یا همان افت انرژی می‌گردند که در این میان می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

- اصطکاک دیواره مسیر کانال‌کشی هنگام برخورد مولکول‌های هوا به جداره داخلی: افت سایشی[2]
- ساختار هود[3]: متشکل از افت دهانه یا اسلات در هودهای مرکب، افت گلوگاهی[4] و افت فیلتر در هود (صورت نصب فیلتر داخلی).
- اختلاف سرعت جریان هوا در سیستم تهویه و محیط: افت شتاب‌دهی هوا[5] در هود
- اختلاف سرعت جریان هوا در انشعابات موازی منتهی به اتصال ورودی با سرعت جریان هوا درکانال پایین‌دست: افت شتاب منتجه در کانال
- اتصال زانویی در کانال‌کشی که موجب تغییر جهت جریان هوا می‌شود: افت زانویی
- اتصالات ورودی (سه راهی): افت ورودی
- تبدیل افزاینده تدریجی یا ناگهانی سطح مقطع کانال: افت گشادشدگی[6]

---

1. Losses
2. Friction loss
3. Hood configuartion
4. Vena contracta
5. Acceleration
6. Expansion

- تبدیل کاهنده تدریجی[1] یا ناگهانی[2] سطح مقطع کانال: افت تنگ‌شدگی[3]
- آشفتگی جریان در ورودی و خروجی فن: افت اثر سیستم[4]
- دستگاه‌های تصفیه‌کننده هوا مانند سیکلون، فیلتر پارچه‌ای و... غیره: افت تصفیه‌کننده
- افت گلوگاهی در کانال خروجی از برخی دستگاه‌های تصفیه‌کننده هوا مانند فیلتر پارچه‌ای
- افت اتصال باران‌گیر ویژه دودکش (مطابق شکل ۵-۷).

برای تعیین افت بخش‌های مختلف سیستم تهویه از روش فشار سرعت[5] استفاده می‌شود. به این معنی که برای محاسبه میزان افت انرژی یا افت فشار هوا بر حسب اینچ ستون آب [پاسکال]، کافی است مطابق رابطه زیر ضریب افت مربوط به آن بخش سیستم تهویه در مقدار فشار سرعت هوا در همان مقطع سیستم ضرب گردد.

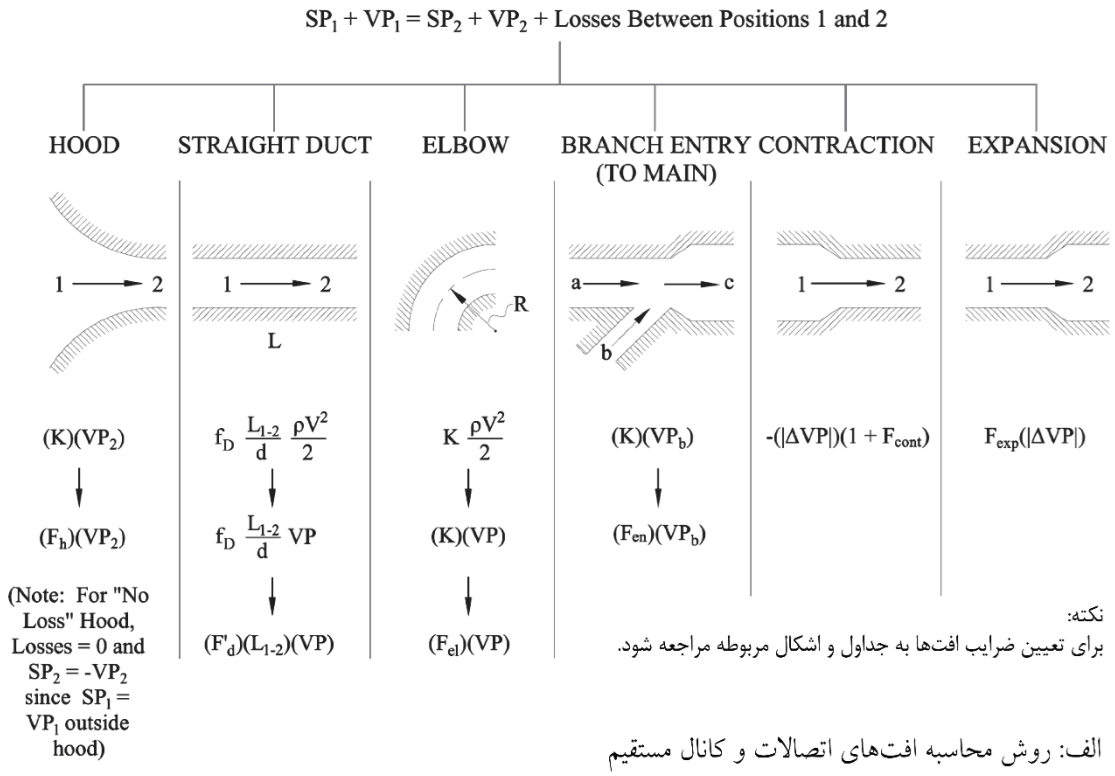
$$Loss = \Delta SP = F \times VP \qquad \text{(معادله ۵-۷)}$$

ضرایب افت عمدتا از جداول و اشکالی که در ادامه به آنها اشاره می‌شود قابل استخراج است. مقدار فشار سرعت با کمک لوله پیتوت و مانومتر قابل اندازه‌گیری و بر اساس کمیت سرعت جریان هوا و فاکتور چگالی مطابق روابط ۲-۱۸ و ۲-۱۹ قابل محاسبه است. موقعیت مکانی وقوع افت فشار در سیستم تهویه موضعی به همراه روش محاسبه افت فشار انواع اتصالات و کانال مستقیم بین دو نقطه مفروض ۱ و ۲ در سیستم تهویه موضعی بطور شماتیک در شکل ۵-۱۱ ارائه شده است. شایان ذکر است، افت فشار موضعی اتصالات شامل افت سایشی آنها نیست.

افت سایشی کانال

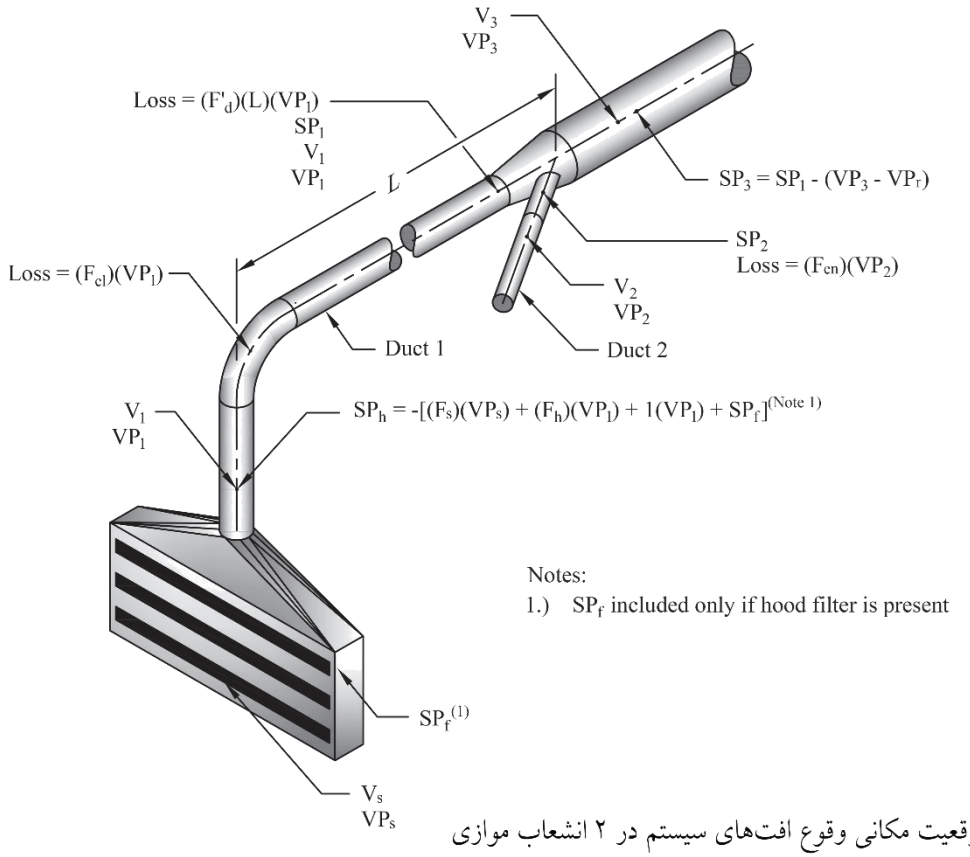
مقاومت ایجاد شده در برابر جریان هوا ناشی از اصطکاک درون کانال، تابعی از حاصل‌ضرب ضریب افت سایشی کانال (F_d) در فشار سرعت کانال (VP_d) می‌باشد. افت سایشی کانال و ضریب

1. Tapered
2. Abrupt
3. Contraction
4. System Effect
5. Velocity Pressure Method - VPM



نکته:
برای تعیین ضرایب افت‌ها به جداول و اشکال مربوطه مراجعه شود.

الف: روش محاسبه افت‌های اتصالات و کانال مستقیم



ب: موقعیت مکانی وقوع افت‌های سیستم در ۲ انشعاب موازی

شکل ۵-۱۱: افت فشار انواع اتصالات و کانال مستقیم سیستم تهویه موضعی

افت سایشی (F_d) در یک کانال گرد مستقیم به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\text{Duct Friction Loss} = (F_d) \times (VP) \qquad \text{(معادله ۵-۸)}$$

$$F_d = (F'_d) \times (L) \qquad \text{(معادله ۵-۹)}$$

ضریب افت سایشی برای کانال‌های آهنی و پلاستیکی (غیرارتجاعی) به ازای هر فوت [متر] طول کانال به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$F'_d = 0.0307\ (V^{0.533}/Q^{0.612}) \quad \text{for 1 ft.} \quad \text{(IP)} \qquad \text{(معادله ۵-۱۰)}$$

$$F'_d = 0.0155\ (V^{0.533}/Q^{0.612}) \quad \text{for 1 m} \quad \text{(SI)} \qquad \text{(معادله ۵-۱۱)}$$

در این روابط، L طول مقطع بر حسب ft [m]، V سرعت جریان هوا بر حسب fpm [m/s]، Q هواگذر عبوری بر حسب acfm [am^3/s] است.

فشار سرعت بر اساس سرعت جریان هوا و هواگذر عبوری از حاصل‌ضرب سرعت در سطح مقطع کانال (A) بدست می‌آید. سطح مقطع کانال گرد با توجه به معادله زیر تعیین می‌شود.

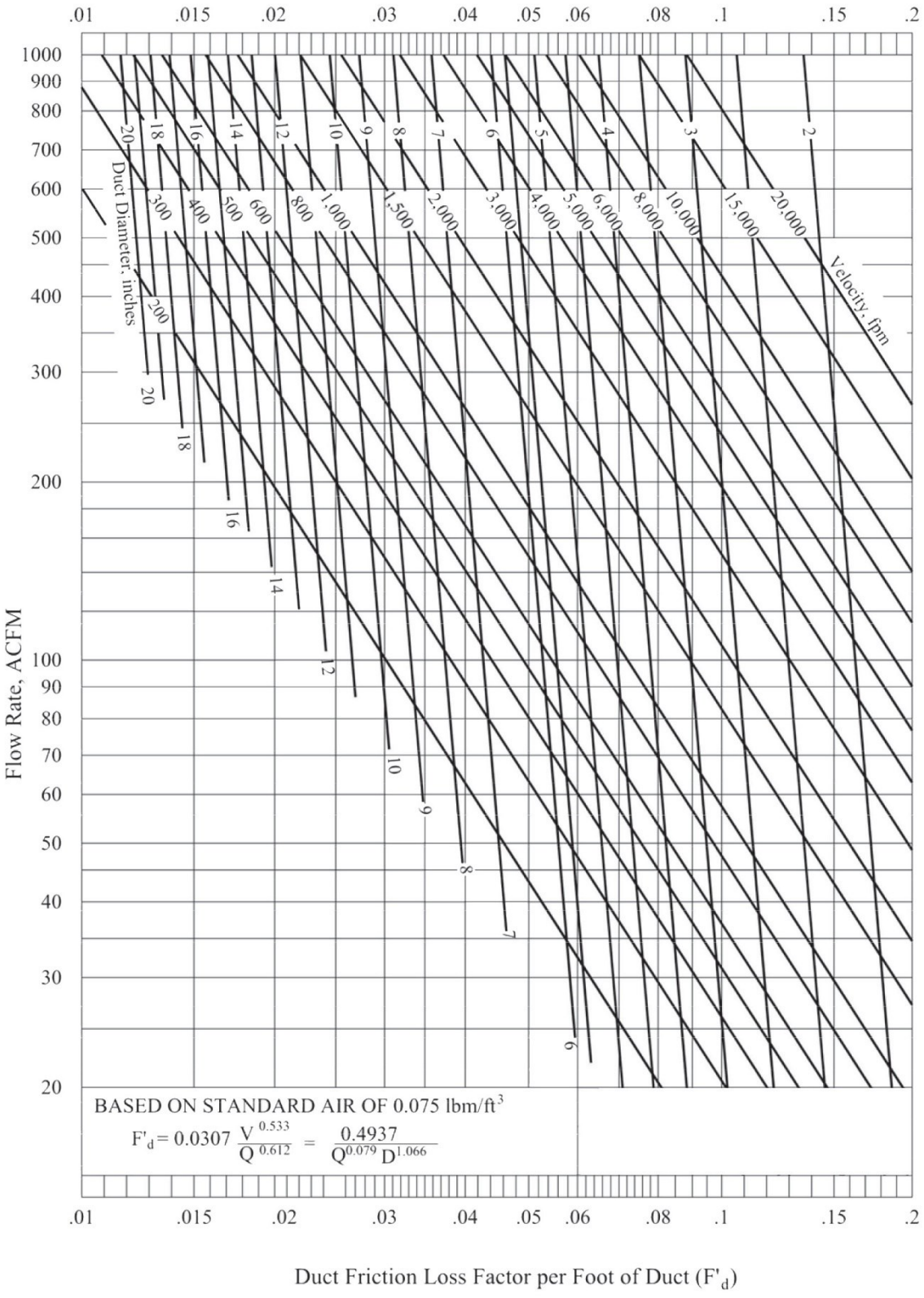
$$A = \pi d^2/4 \qquad \text{(معادله ۵-۱۲)}$$

در این رابطه، d قطر کانال مقطع بر حسب ft [m] می‌باشد. همچنین با مشخص بودن مقادیر هواگذر عبوری، سرعت جریان هوا و قطر کانال می‌توان مقدار F′d را مستقیما از روی گراف ارایه شده در اشکال ۵-۱۲ (الف) و (ب) به دست آورد.

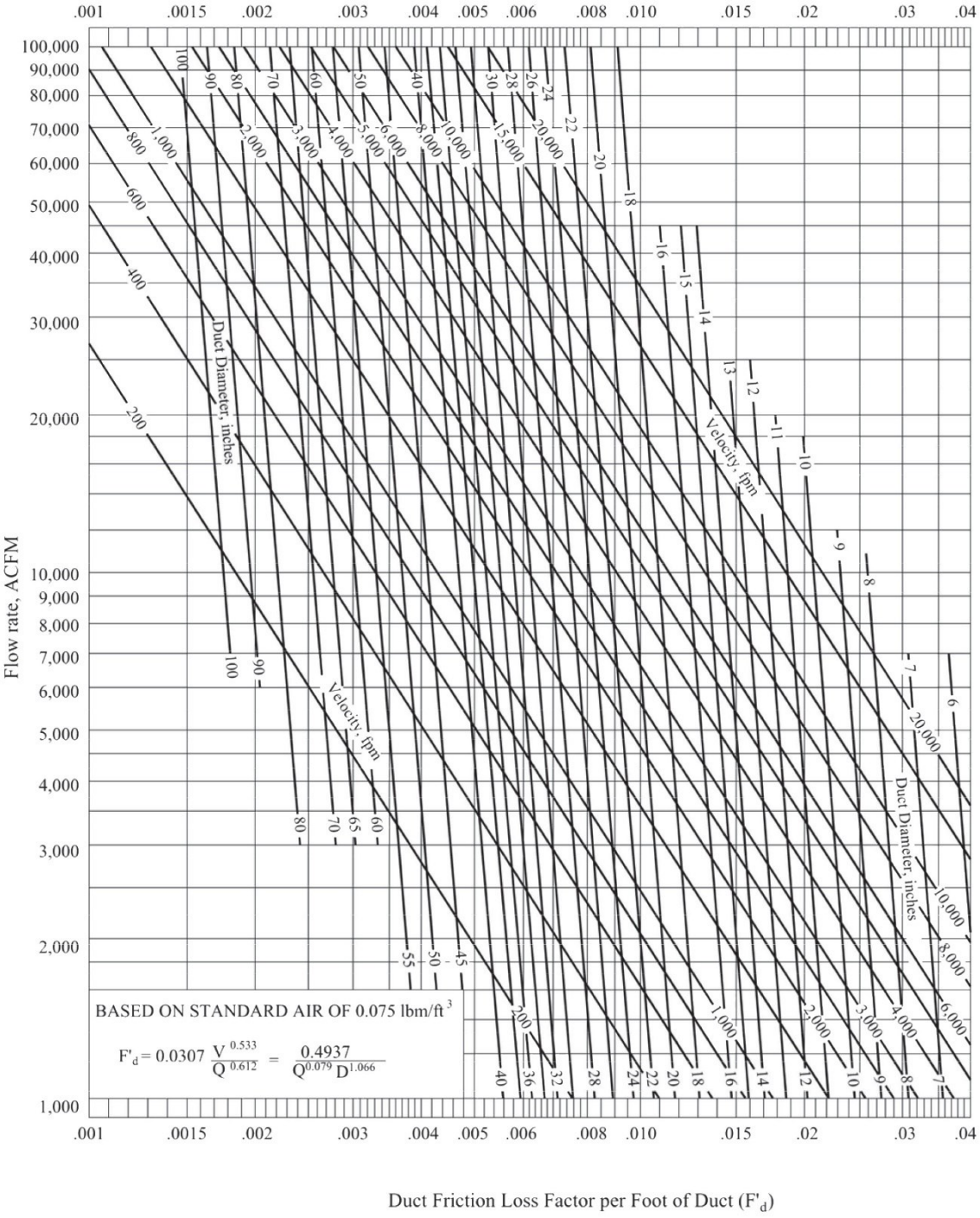
همچنین ضریب افت سایشی برای کانال‌های ارتجاعی دارای سیم‌های پوشیده[1] به ازای هر فوت [متر] به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$F'_d = 0.0311\ (V^{0.604}/Q^{0.639}) \quad \text{for 1 ft.} \quad \text{(IP)} \qquad \text{(معادله ۵-۱۳)}$$

1. Flexible duct with covered wires



شکل ۵-۱۲ (الف): نمودار برآورد ضریب F'_d کانال‌های غیرارتجاعی به ازای هر فوت کانال مستقیم (IP)



شکل ۵–۱۲ (ب): نمودار برآورد ضریب F'_d کانال‌های غیرارتجاعی به ازای هر فوت کانال مستقیم (IP)

$$F'_d = 0.0186\ (V^{0.604}/Q^{0.639}) \quad \text{for } 1\ \text{m} \quad \text{(SI)}$$ (معادله ۵-۱۴)

در این روابط، V سرعت جریان هوا بر حسب fpm [m/s]، Q هواگـذر عبوری بر حسب acfm [am^3/s] می‌باشد.

کانال‌های گرد برای استفاده در سیستم تهویه موضعی بسیار توصیه می‌شود. زیرا پروفایل سرعت جریان هوا در آنها بسیار یکنواخت‌تر بوده و در نتیجه در برابر ته‌نشین شدن ذرات مقاوم هستند، و همچنین می‌توانند فشارهای استاتیکی بالاتری را تحمل کنند. با این حال برخی مواقع طراح سیستم باید از اشکال دیگر کانال استفاده کند. برای تعیین افت سایشی کانـال‌های چهارگوش مانند مستطیل و مربع از رابطه قطر معـادل d_{equiv} با مشخص بودن عرض W و ارتفاع H کانال استفاده می‌شود:

$$d_{equiv} = 1.3\ (W \times H)^{0.625}/(W + H)^{0.25}$$ (معادله ۵-۱۵)

افت هود

جریان هوای عبوری از هود باعث تغییرات فشار و افت انرژی می‌شود که باید هنگام اتصال هود به کانال سیستم در نظر گرفته شود. مجموع این تغییرات یا افت کلی هود را فشار استاتیک هود[1] می‌نامند. افت فشار در هود تابعی است از سرعت جریان هواست که از حالت سکون به سرعت طراحی کانال اصطلاحا شتاب می‌گیرد. مقاومت ایجاد شده در بخش‌های مختلف هود به صورت تـابعی از حاصل‌ضرب ضریب افت در فشار سرعت قابل برآورد بوده و به شرح زیر می‌باشند:

شکل و ساختار فیزیکی هود

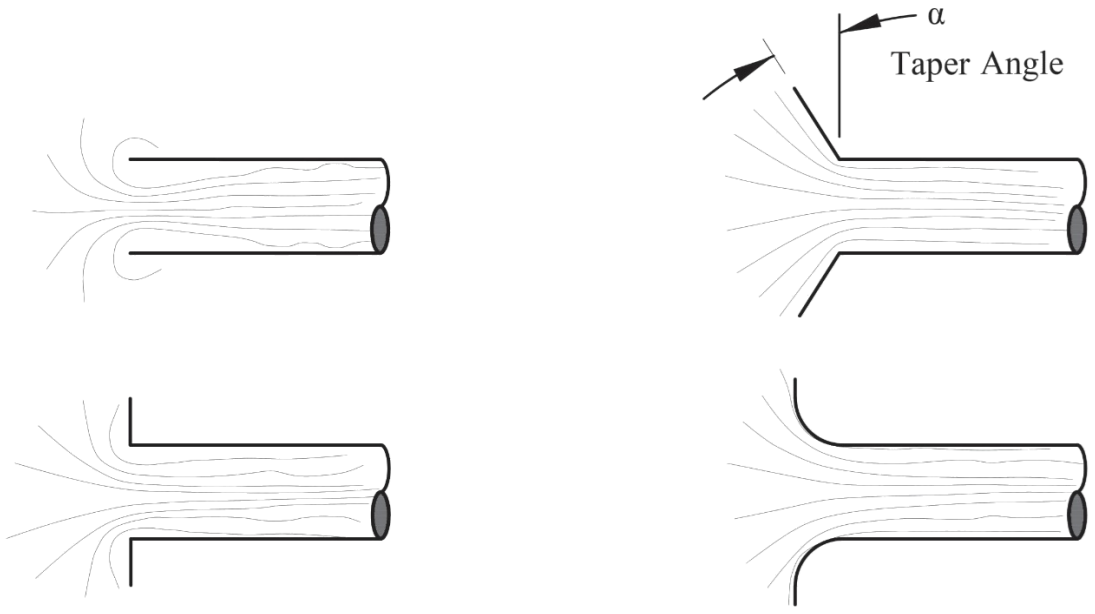
مسیری که هوا حین ورود و حرکت از دهانه هود به داخل کانال طی می‌کند، می‌تواند تحت تأثیر بافل‌ها[2]، چرخش هوا در پلنوم و جعبه‌ها و لبه‌های بدنه هود باشد. دهانه هود را می‌توان برای کاهش این اثرات به صورت ویژه (برای مثال، انتخاب دهـانه زنگوله‌ای یا مخروطی[3] در مقابل دهـانه سـاده) طراحی نمود. چرخش‌های ملایم و لبه‌های گرد در ساختار هود می‌تواند باعث کاهش این اثرات شود.

1. Hood Static Pressure - SPh
2. Baffle
3. Bell-mouth or Tapered

ضریب افت ورودی هود[1]، که تابعی از شکل هود است، برای توصیف افت آیرودینامیکی مرتبط با حرکت هوا از هود به کانال استفاده می‌شود. مطابق شکل ۵-۱۳، این افت آیرودینامیکی به این دلیل رخ می‌دهد که اینرسی حرکتی هوا در داخـل هود، هوا را از دیواره‌هـای هود و کانال دور می‌کند. تا زمانی که شکل فیزیکی هود حفظ شود (برای مثال هیچ قفسه/ مانعی روی دهانه قرار نگیرد، یا تغییرات و صدمـه فیزیکی رخ نداده باشد)، این ضریب افت باید ثابت بمـاند. میزان افت فشار از حـاصل‌ضرب ضریب افت ورودی (F_h) در فشار سرعت کانال (VP_d) تعیین می‌شود. در هود مرکب (ترکیبی)، ضریب افت دیگری تحت عنوان ضریب افت اسلات (F_s) برای لحاظ نمودن افت فشار مربوط به حرکت هوا حین عبور از مقطع اسلات مورد نیاز است. برای برآورد افت فشار اسلات در هود مرکب باید فشار سرعت اسلات (VP_s) در ضریب افت اسلات ضرب گردد.

$$\text{Hood entry loss} = (F_h) \times (VP_d) \qquad \text{(معادله ۵-۱۶)}$$

$$\text{Hood slot loss} = (F_s) \times (VP_s) \qquad \text{(معادله ۵-۱۷)}$$



شکل ۵-۱۳: پروفایل جریان در مقطع ورود به کانال همراه با ضرایب افت ورودی هود

1. Hood entry loss factor - Fh

شتاب‌دهی هوا

سرعت هوا باید از سرعت نزدیک به صفر در خارج از هود تا سرعت کانال بیش از 1000 fpm [5 m/s] و گاهی تا 6000 fpm [30 m/s] افزایش یابد. این انتقال انرژی از استاتیک به جنبشی تقریبا معادل با مقدار یک فشار سرعت (VP) است که باید هنگام محاسبه فشار استاتیک هود لحاظ شود. فشار سرعت کانال (VP_d) معمولا برای محاسبه این افت استفاده می‌شود. با این حال، در مواردی که سرعت حرکت هوا در اسلات یک هود مرکب از سرعت جریان هوا در کانال پایین‌دست هود بیشتر باشد، از فشار سرعت اسلات (VP_s) برای تعیین این افت فشار استفاده می‌شود. به عبارتی افت شتاب‌دهی هود[1] مربوط به تبدیل انرژی پتانسیل به انرژی جنبشی است که منجر به شتاب گرفتن هوا می‌گردد. معمولا ضریب افت شتاب‌دهی[2]، ضریب افت برنولی (F_a) نامیده می‌شود و برابر با یک است.

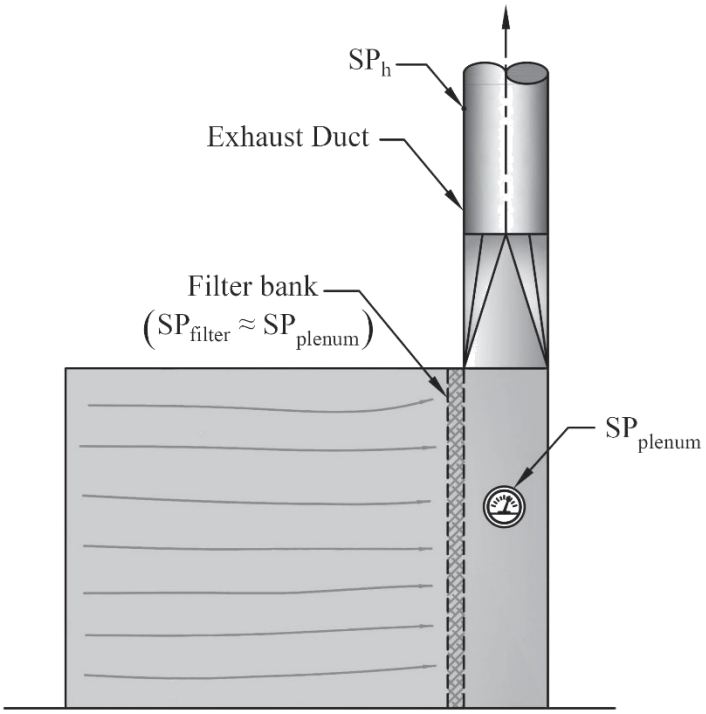
(معادله ۵-۱۸)

$$\text{Hood acceleration loss} = F_a\ (VP_d \text{ or } VP_s \text{ whicherver is higher})$$

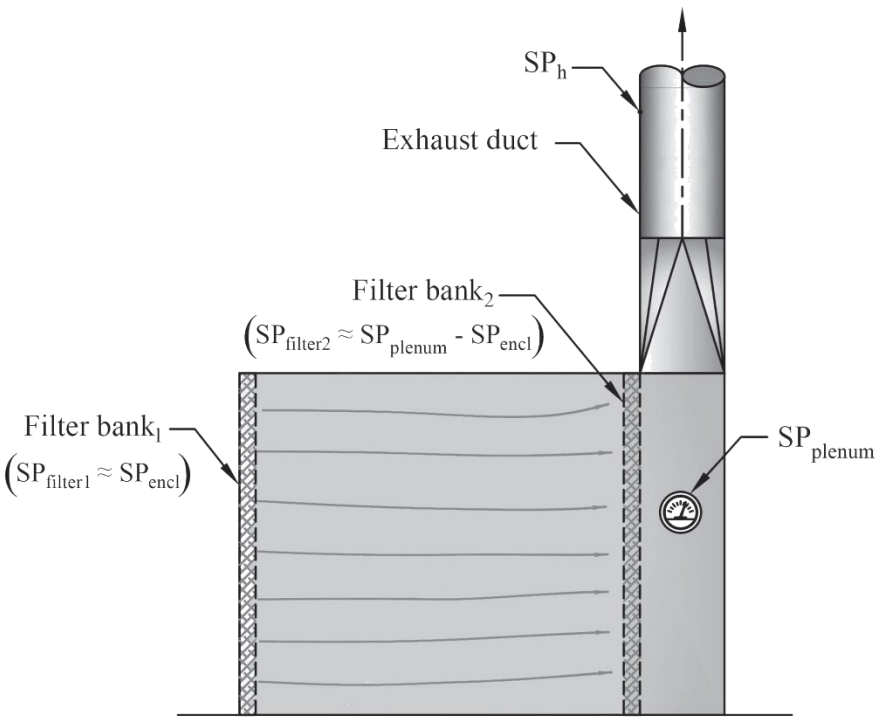
ملحقات هود

اتصالات و فیلترهای داخلی هود، میزان افت فشار مورد نیاز جهت عبور هوا از هود به کانال پایین‌دست را افزایش می‌دهد. ممکن است فیلترهایی در هود تعبیه شود تا ذرات درشت خشک یا مایع را پیش از ورود به شبکه کانال حذف نماید. همچنین این فیلترها ممکن است برای مهار جرقه یا جلوگیری از ورود پلیسه‌های آسیب‌رسان به دستگاه تصفیه‌کننده هوا در نظر گرفته شوند. بدیهی است تمام هودها دارای اتصالات یا فیلتر داخلی نیستند. مطابق شکل ۵-۱۴ افت فیلتر را می‌توان از سایر اجزای هود جدا کرد و توسط یک مانومتر مستقر روی بدنه هود به صورت مستقیم اندازه‌گیری و قرائت نمود. تا در صورت افزایش مضاعف افت فشار فیلتر و کاهش راندمان مکشی هود نسبت به پاکسازی/ تعویض آن اقدام شود. سازندگان فیلتـر، افت فشار فیلتر را به عنوان اختلاف فشار استاتیک (ΔP) طرفین بستر فیلتر (SP_f) بر حسب in.wg [Pa] ارائـه می‌کنند. با در نظر گرفتن اطلاعات فوق و طبق

1. Hood acceleration loss
2. Acceleration loss factor - Fa



الف) بکارگیری فیلتر در پلنوم



ب) بکارگیری فیلتر در دهانه و پلنوم

شکل ۵-۱۴: محل اندازه‌گیری فشار استاتیک فیلتر در هود محصورکننده

تعریف، فشار استاتیک هود یک مقدار منفی است که با استفاده از معادله زیر برآورد می‌شود:

(معادله ۵-۱۹)

$$SP_h = -\left[(F_h \times VP_d) + (F_s \times VP_s) + (F_a \times VP) + (SP_f)\right]$$

در این روابط، SPh فشار استاتیک هود بر حسب in.wg [Pa]، Fh ضریب افت ورودی هود، VPd فشار سرعت کانال متصل به هود بر حسب in.wg [Pa]، Fs ضریب افت اسلات، VPs فشار سرعت اسلات بر حسب in.wg [Pa]، SPf افت فشار فیلتر یا ملحقات هود (در صورت وجود) بر حسب in.wg [Pa]، VP فشار سرعت کانال یا اسلات (مقدار بزرگتر) بر حسب in.wg [Pa] می‌باشد.

موقعیت رخداد انواع افت فشار مربوط به هود مرکب (ترکیبی) در شکل ۵-۱۵ نمایش داده شده است. در مورد هودهای ساده[1] فاقد فیلتر که سرعت دهانه آنها برابر یا کوچکتر از 1000 fpm [5 m/s] باشد، معادله ۵-۱۹ به صورت زیر تغییر می‌کند. در واقع از افت اسلات در این هودها صرفنظر می‌شود.

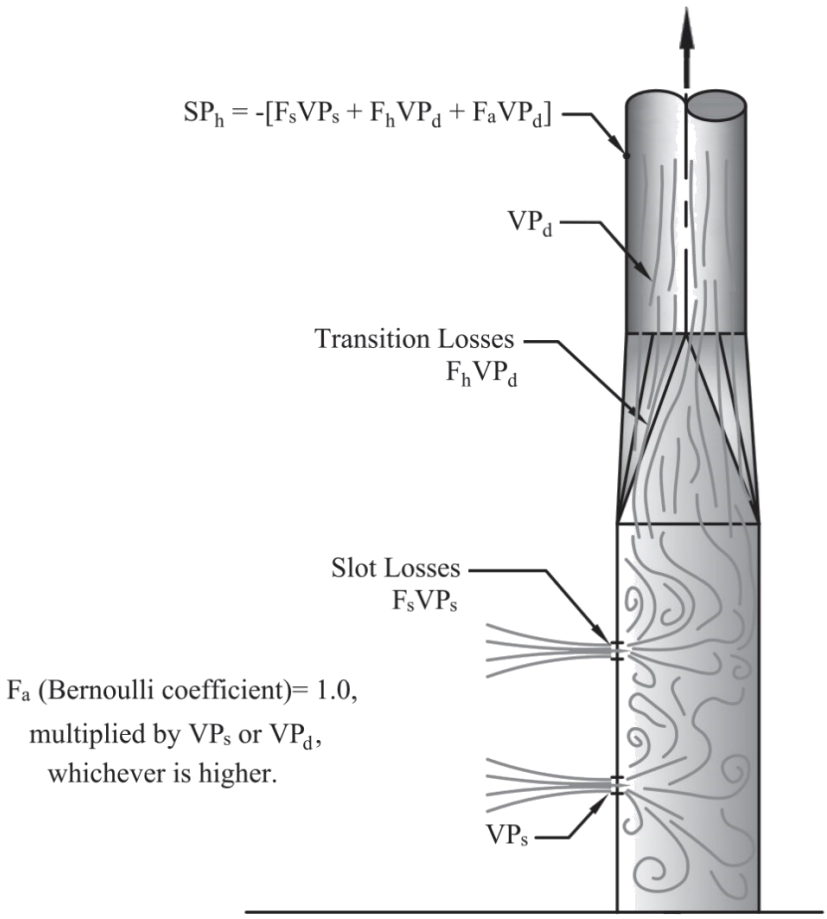
(معادله ۵-۲۰)

$$SP_h = -\left[(F_h \times VP_d) + (F_a \times VP_d)\right] = -\left[(F_h + 1) \times VP_d\right]$$

ضریب ورودی هود[2]

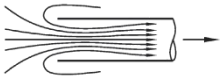
کمیت ضریب ورودی هود پارامتر مهمی برای ارزشیابی عملکرد هودها محسوب می‌شود. این ضریب به عنوان نسبت جریان واقعی به جریان تئوری هود در شرایط ایده‌آل تعریف می‌شود. برای طراحی هود، ضریب ورودی معادل یک ($C_e = 1.0$) زمانی رخ می‌دهد که ضریب افت ورودی وجود نداشته باشد ($F_h = 0$) و تمام فشار استاتیک هود (SP_h) بطور کامل به فشار سرعت تبدیل شود. در عمل، این اتفاق نمی‌تواند رخ دهد. مقدار C_e را می‌توان در صورت مشخص بودن ضرایب افت ورودی از طریق محاسبات یا اندازه‌گیری میدانی تعیین نمود. برخی ضرایب افت ورودی هودهای

1. Simple hood
2. Coefficient of entry – Ce



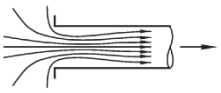
شکل ۵–۱۵: موقعیت رخداد انواع افت فشار در هود مرکب فاقد فیلتر

متداول در شکل ۵–۱۶ آورده شده است. در واقع C_e معیاری برای تعیین راندمان عملیاتی هود است. ضریب C_e می‌تواند یک مقدار مثبت کوچکتر از یک باشد، که با نزدیک شدن به عدد یک میزان کارآمدی هود افزایش می‌یابد. هنگامی که مقدار C_e مشخص گردد، می‌توان از آن برای تخمین سریع هواگذر (Q) با اندازه‌گیری میدانی فشار استاتیک (SP) به جای پیمایش قطری لوله پیتوت جهت تعیین فشار سرعت کانال (VP_d) و متعاقبا تکمیل محاسبات استفاده نمود. سپس داده‌های فشار استاتیک اندازه‌گیری شده را می‌توان با مقادیر فشار استاتیک مرجع (اندازه‌گیری شده در زمان راه‌اندازی اولیه سیستم) مقایسه کرد. ضریب C_e را می‌توان در هنگام راه‌اندازی سیستم با اندازه‌گیری فشار استاتیک هود (SP_h) و فشار سرعت کانال (VP_d) تعیین نمود. و از آنجایی که ضریب C_e معادل نسبت جریان واقعی به تئوری است، از ریشه دوم نسبت این فشارها برای محاسبه آن استفاده می‌شود:



$F_h = 0.93$
$C_e = 0.72$

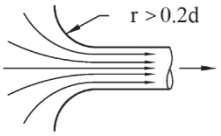
PLAIN DUCT END



Conical
$F_h = 0.6$
$C_e = 0.79$

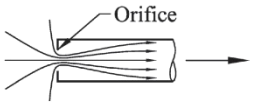
Rectangular
$F_h = 0.6$
$C_e = 0.79$

FLANGED DUCT END
(F_h value rounded)



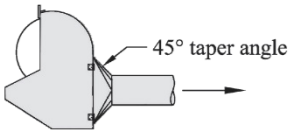
$F_h = 0.04$
$C_e = 0.98$

BELLMOUTH ENTRY



$F_h = F_s = 1.78$
$C_e = 0.60$

SHARP-EDGED ORIFICE

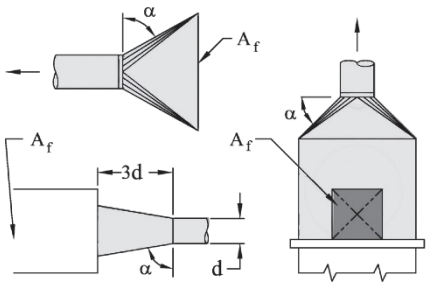


$F_h = 0.4$ (tapered take-off)
$C_e = 0.85$
$F_h = 0.65$ (no taper)
$C_e = 0.78$

STANDARD GRINDER HOOD

TAPERED HOODS

Flanged or unflanged; conical, square or rectangular. α is the major angle on rectangular hoods.



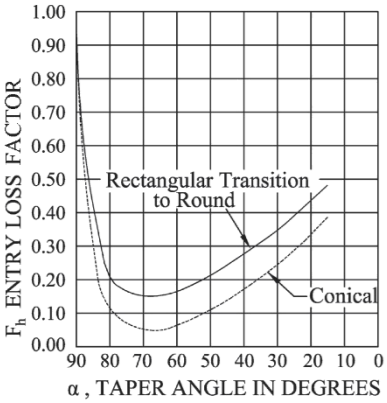
Face area (A_f) at least 2 times the duct area.

ENTRY LOSS FACTOR

F_h Hood Loss Factor

α	Conical	Rectangular
90	0.93	0.93
80	0.11	0.19
70	0.06	0.13
60	0.08	0.16
50	0.12	0.21
45	0.15	0.25
40	0.18	0.28
30	0.25	0.35
20	0.34	0.43
10	0.44	0.52
0	0.56	0.64

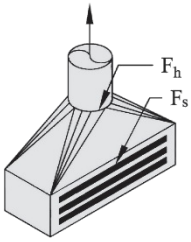
Note: 0° values represent round ducts butted into back of booth or hood without a rectangular to round transition.



COMPOUND HOODS

A compound hood, such as the slot/plenum shown to the right, would have 2 losses, one through the slot and the other through the transition into the duct.
The slot entry loss factor, F_s, would have a value typically in the range of 1.00 to 1.78

The duct entry loss factor is given by the above data for tapered hoods.



Hood Entry Loss = $F_s VP_s + F_h VP_d$

MISCELLANEOUS VALUES

HOOD	ENTRY LOSS FACTOR F_h	HOOD FLOW COEFFICIENT C_e
Abrasive blast chamber	1.00	0.50
Abrasive blast elevator	2.30	0.31
Abrasive separator	2.30	0.31
Elevators (enclosures)	1.00	0.50
Flanged pipe plus adjacent elbow	0.80	0.56
Plain pipe plus adjacent elbow	1.60	0.38

شکل ۵-۱۶: ضرایب افت ورودی برخی هودهای متداول

$$C_e = \frac{Q_{actual}}{Q_{theorical}} = \sqrt{\frac{VP_d}{|SP_h|}} \quad \rightarrow VP_d = C_e^2 \times |SP_h| \qquad \text{(معادله ۵-۲۱)}$$

بر اساس روابط ۲-۱۸ و ۲-۱۹ با جایگذاری کمیت VP_d، معادله تعیین میزان هواگذر $(Q = AV)$ بر اساس ضریب افت ورودی بدست می‌آید:

$$Q = 4005\, C_e\, A \sqrt{\frac{|SP_h|}{dF}} \qquad \text{(IP)} \qquad \text{(معادله ۵-۲۲)}$$

$$Q = 1.29\, C_e\, A \sqrt{\frac{|SP_h|}{dF}} \qquad \text{(SI)} \qquad \text{(معادله ۵-۲۳)}$$

افت زانویی

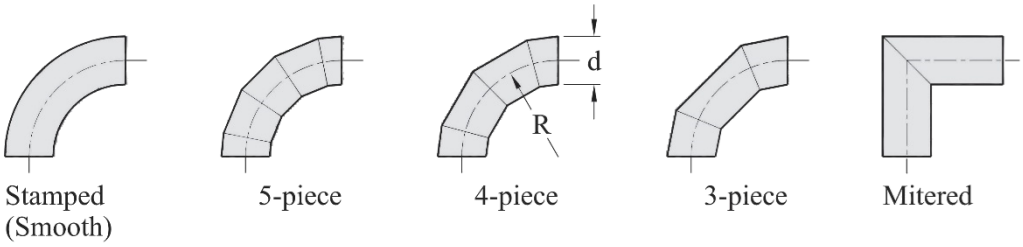
افت دینامیکی که صرفا ناشی از آشفتگی ایجاد شده در هنگام هدایت جریان هوا درون شبکه کانال حین عبور از اتصال زانویی ایجاد می‌شود. کمیت افت زانویی به تعداد قطعات ساختار و زاویه اتصال زانویی (α)، ضریب افت زانویی (F_{el}) و فشار سرعت درون کانال (VP_d) بستگی داشته و توسط روابط زیر بر حسب in.wg [Pa] محاسبه می‌شود:

$$h_{el} = (F_{el})\,(VP_d) \qquad \text{(معادله ۵-۲۴)}$$

$$F_{el} = (F_{90})\,(\alpha/90) \qquad \text{(معادله ۵-۲۵)}$$

ضریب افت زانویی ۹۰ درجه (F_{90}) مطابق شکل ۵-۱۷ با مشخص بودن نوع و ساختار اتصال زانویی و نسبت شعاع به قطر کانال بدست می‌آید. فاکتور افت زانویی تابعی از تعداد قطعات ساختار زانویی و نسبت شعاع چرخش به قطر کانال (R/d) است. شعاع چرخش (R) زانویی معادل شعاع دایره‌ای است که محور مرکز زانویی بخشی از قوس دایره باشد. مطابق شکل ۵-۱۸ در اتصالات زانویی یکپارچه[1] و زانویی چند قطعه[2] آنهایی که نسبت R/d بالاتری دارند منجر به افت دینامیکی کمتری می‌شوند. برای مثال، ضریب افت زانویی (F_{el}) برای اتصال زانویی ۹۰ درجه ۵ قطعه با نسبت R/d = 1.5 معادل 0.24

1. Stamped elbow
2. Gored elbow



	R / d				
	0.75	1.00	1.50	2.00	2.50
Stamped	0.33	0.22	0.15	0.13	0.12
5-piece	0.46	0.33	0.24	0.19	0.17*
4-piece	0.50	0.37	0.27	0.24	0.23*
3-piece	0.54	0.42	0.34	0.33	0.33*

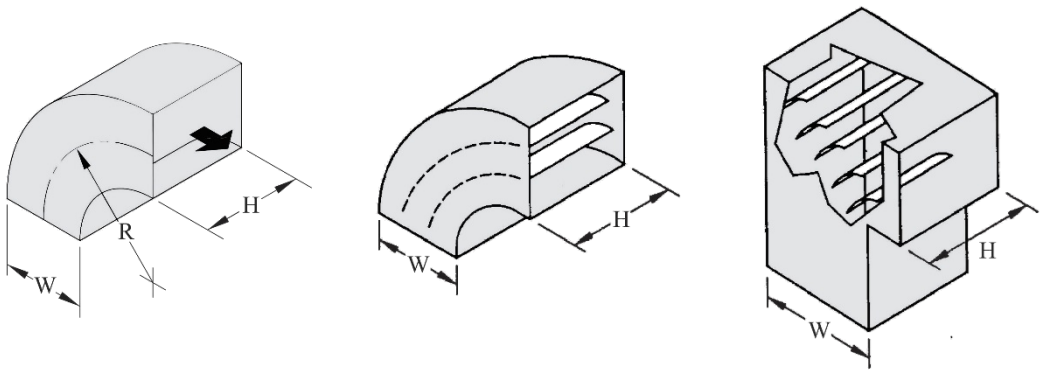
* extrapolated from published data

OTHER ELBOW LOSS FACTORS

Mitered, no vanes	1.2
Mitered, turning vanes	0.6
Flatback (R/d = 2.5)	0.05

NOTE: Loss factors are assumed to be for elbows of "zero length." Friction losses should be included to the intersection of centerlines.

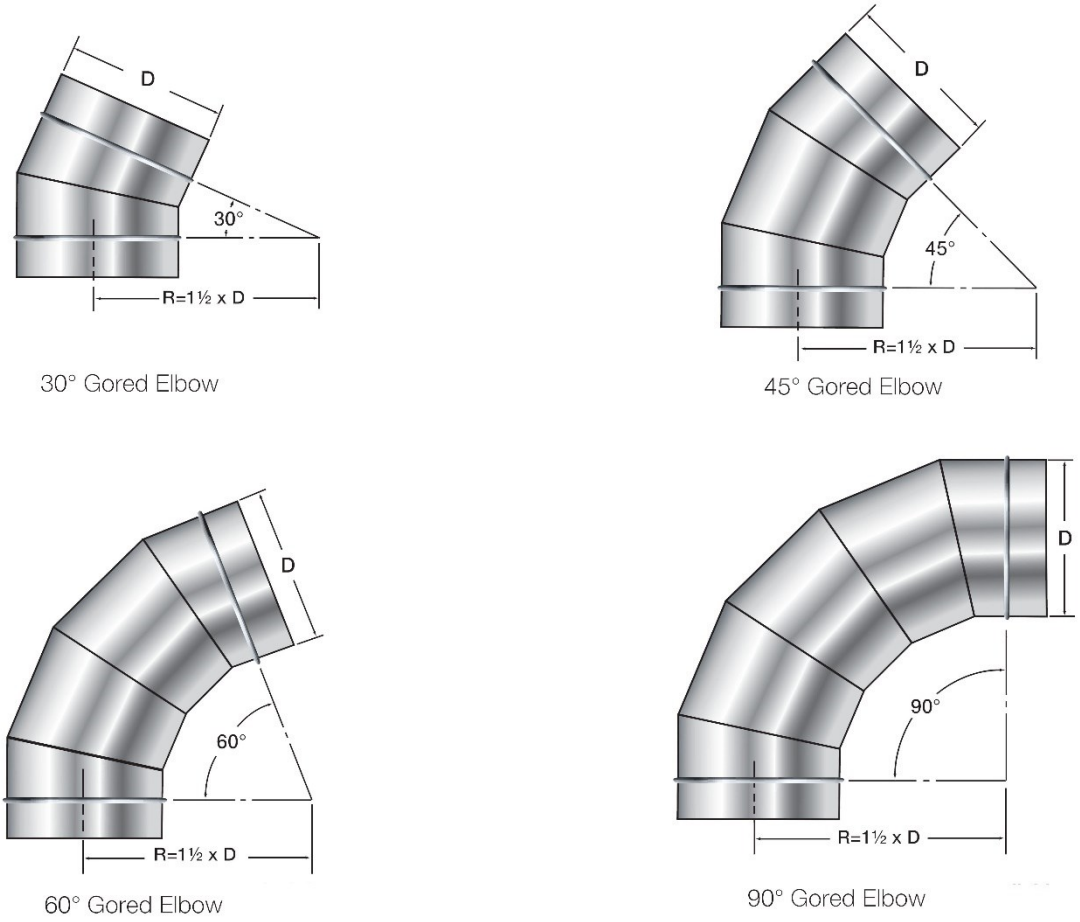
ROUND ELBOW LOSS FACTORS



R / W	Aspect Ratio, H/W					
	0.25	0.5	1.0	2.0	3.0	4.0
0.0 (Mitered)	1.50	1.32	1.15	1.04	0.92	0.86
0.5	1.36	1.21	1.05	0.95	0.84	0.79
1.0	0.45	0.28	0.21	0.21	0.20	0.19
1.5	0.28	0.18	0.13	0.13	0.12	0.12
2.0	0.24	0.15	0.11	0.11	0.10	0.10
3.0	0.24	0.15	0.11	0.11	0.10	0.10

SQUARE & RECTANGULAR ELBOW LOSS FACTORS

شکل ۵–۱۷: ضرایب افت اتصال زانویی ۹۰ درجه



شکل ۵–۱۸: اتصالات زانویی چندقطعه با زوایای مختلف و نسبت R/d = 1.5

است. اما چنانچه نسبت R/d = 2.0 لحاظ شود، آنگاه ضریب افت زانویی به مقدار 0.19 کاهش می‌یابد. با همین شرایط مقدار ضریب افت برای زانویی ۳ قطعه معادل 0.33 خواهد بود. وقتی این ضریب در تعداد اتصالات زانویی و فشار سرعت کانال در آن مقطع از سیستم ضرب شود، مقدار حاصل نماینده افت دینامیکی اتصالات زانویی بر حسب in.wg [Pa] می‌باشد. یعنی نشان‌دهنده تلفات انرژی ناشی از تغییر جهت جریان بدون لحاظ شدن مقدار افت سایشی در اتصال زانویی است. اتصال زانویی فارسی[1] بدون تیغه‌های هدایت‌کننده بالاترین ضریب افت زانویی را داراست. بالاترین اتلاف انرژی در زانویی با زاویه ۹۰ درجه رخ می‌دهد. مطابق زوایای متداول اتصالات زانویی (شکل ۵–۱۸)، زاویه زانویی (α) معادل زاویه‌ای است که یک ضلع زانویی با امتداد ضلع دیگر می‌سازد. نسبت دو برابری شعاع به قطر کانال (R/d = 2.0) از متداول‌ترین حالات طراحی و انتخاب زانویی در سیستم تهویه

1. Mitered elbow

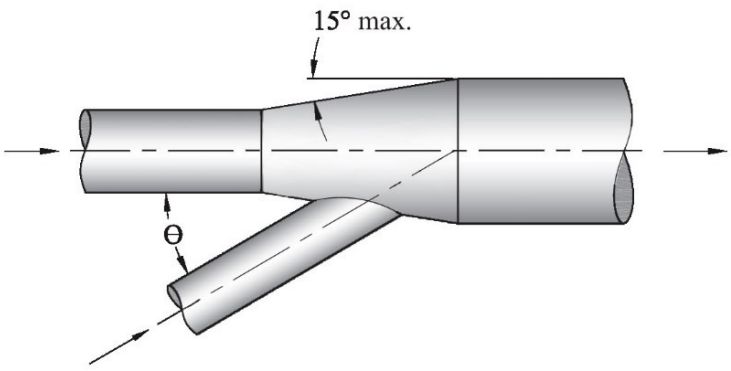
صنعتی می‌باشد.

افت اتصال ورودی

اکثر سیستم‌های تهویه موضعی از چندین هود تشکیل می‌شوند که هر یک از طریق کانال انشعابی منتهی به اتصال ورودی به کانال اصلی سیستم متصل می‌گردد. افت دینامیکی حاصل از اتصال جریان هوای کانال انشعابی به جریان کانال اصلی از حاصل‌ضرب ضریب افت اتصال ورودی[1] در فشار سرعت کانال انشعابی بر حسب in.wg [Pa] محاسبه می‌شود:

$$h_{en} = (F_{en})\ (VP_d) \qquad \text{(معادله ۵-۲۶)}$$

ضرایب افت اتصال ورودی در شکل ۵-۱۹ ارائه شده است که با تعیین زاویه اتصال کانال انشعابی به کانال اصلی (θ) قابل استخراج هستند. هرچه این زاویه اتصال به ۹۰ درجه نزدیکتر باشد، ضریب افت اتصال ورودی بزرگتر بوده و در نتیجه افت انرژی آن نیز بیشتر خواهد بود. زاویه ۳۰ درجه (F_{en}=0.18) از متداول‌ترین زوایای منتخب در طراحی اتصال ورودی می‌باشد.



Note: Branch entry loss assumed to occur in branch and is so calculated.

Do not include a regain calculation for branch entry enlargements.

Angle Θ Degrees	Loss Factor
10	0.06
15	0.09
20	0.12
25	0.15
30	0.18
35	0.21
40	0.25
45	0.28
50	0.32
60	0.44
90	1.00

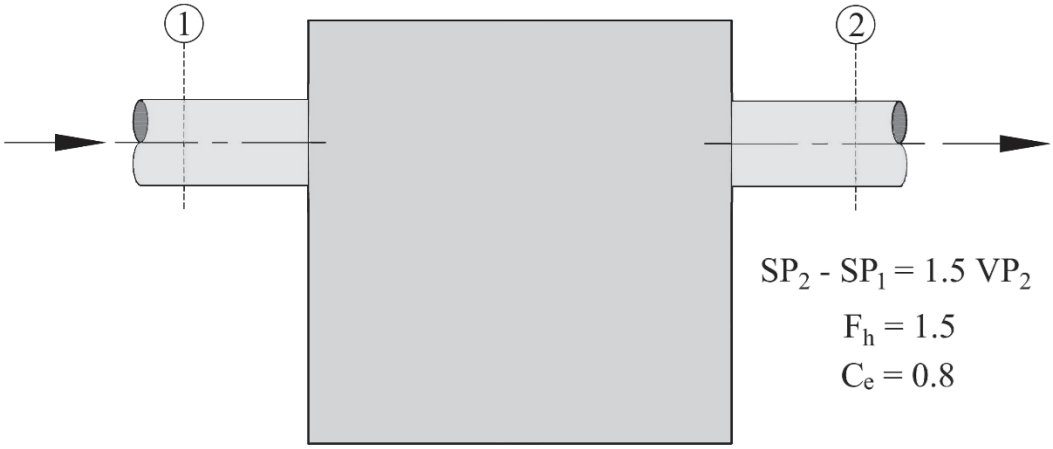
شکل ۵-۱۹: ضرایب افت اتصال ورودی

1. Branch entry loss factor - F_{en}

افت محفظه ته‌نشینی

از محفظه ته‌نشینی[1] یا تله ذرات[2] در تهویه موضعی جهت جداسازی و حذف جرقه، بارقه، براده و ذرات درشت از جریان هوای مکشی در مسیر کانال اصلی/ فرعی استفاده می‌شود. طبق شکل ۵-۲۰، میزان افت انرژی عبور جریان هوا از محفظه ته‌نشینی از رابطه زیر برآورد می‌شود:

$$h_{trap} = (SP_2 - SP_1) = 1.5\, VP_d \qquad \text{(معادله ۵-۲۷)}$$



شکل ۵-۲۰: افت محفظه ته‌نشینی

افت ناشی از تبدیل کاهنده یا افزاینده قطر کانال

تنگ‌شدن کانال به دلایلی چون عبور از فضاهای تنگ و فشرده، اتصال به هود یا تجهیزات خاص و همچنین تامین سرعت تخلیه بالا در انتهای دودکش ممکن است غیرقابل اجتناب باشد. تنگ‌شدن کانال باعث افزایش سرعت جریان هوا و متعاقبا فشار سرعت می‌شود. بنابراین موجب افزایش مقاومت سیستم خواهد شد. تنگ‌شدن کانال علاوه بر افزایش صدا، می‌تواند منجر به افزایش ساییدگی و خوردگی در آن مقطع کانال‌کشی شود. گشادشدن کانال نیز ممکن است جهت اتصال به تجهیزات خاص یا اتصال به هود ضروری باشد. گشادشدن کانال باعث کاهش انرژی مصرفی سیستم در اثر کاهش اصطکاک و سرعت جریان عبوری از آن مقطع کانال می‌شود. در سیستم‌هایی که با ذرات سر و کار دارند، گشادشدن کانال می‌تواند باعث کاهش سرعت کانال به زیر مقادیر پیشنهادی حداقل سرعت

1. Settling chamber
2. Trap box

انتقال شود، که منجر به رسوب ذرات درون کانال خواهد شد. بازیابی فشار در تبدیل افزاینده قطر و افت فشار در تبدیل کاهنده قطر به دلیل آن است که فشار استاتیک و فشار سرعت با هم رابطه متقابل دارند. به عبارتی، به یکدیگر قابل تبدیل هستند. این تبادل فشارها به یکدیگر با از دست‌رفتن یا به دست‌آمدن مقداری انرژی همراه است که تابعی از شکل هندسی اتصال تبدیل می‌باشد و بستگی به افزایش یا کاهش سرعت هوا حین عبور از اتصال دارد. به عبارتی هر چه تغییرات سرعت ناگهانی‌تر باشد افت انرژی هم بیشتر خواهد بود. مطابق شکل ۵-۲۱ ضرایب افت و فرمول‌های محاسباتی افت انرژی در حالات مختلف تبدیل کاهنده و افزاینده قطر کانال ارائه شده است.

(معادله ۵-۲۸)

$$SP_{exp} = F_{exp}\,(|\Delta VP|)$$ افت تبدیل افزاینده قطر مابین کانال

(معادله ۵-۲۹)

$$SP_{exp} = \left(-F_{exp}\right)(VP_1)$$ افت تبدیل افزاینده قطر در انتهای کانال

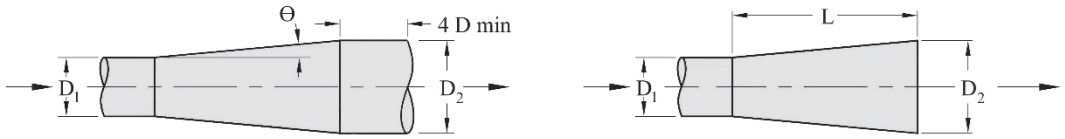
(معادله ۵-۳۰)

$$SP_{cont} = -\left[(1 + F_{cont})\,(|\Delta VP|)\right]$$ افت تبدیل کاهنده تدریجی قطر کانال

(معادله ۵-۳۱)

$$SP_{cont} = -\left[F_{cont}\,(VP_2) + (|\Delta VP|)\right]$$ افت تبدیل کاهنده ناگهانی قطر کانال

REGAIN FACTORS FOR EXPANSIONS, F_{exp}



Within duct

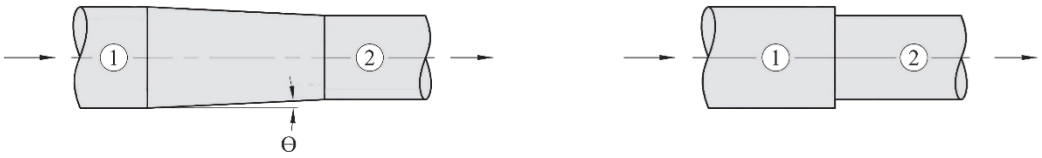
Taper angle degrees (Θ)	F_{exp} Diameter ratios D_2/D_1 1.25:1	1.5:1	1.75:1	2:1	2.5:1
3 1/2	0.92	0.88	0.84	0.81	0.75
5	0.88	0.84	0.80	0.76	0.68
10	0.85	0.76	0.70	0.63	0.53
15	0.83	0.70	0.62	0.55	0.43
20	0.81	0.67	0.57	0.48	0.43
25	0.80	0.65	0.53	0.44	0.28
30	0.79	0.63	0.51	0.41	0.25
Abrupt 90	0.77	0.62	0.50	0.40	0.25
Where: $SP_{exp} = F_{exp}(\lvert\Delta VP\rvert)$					

At end of duct (evasè)

Taper length to inlet diam L / D	F_{exp} Diameter ratios D_2/D_1 1.2:1	1.3:1	1.4:1	1.5:1	1.6:1	1.7:1
1.0:1	0.37	0.39	0.38	0.35	0.31	0.27
1.5:1	0.39	0.46	0.47	0.46	0.44	0.41
2.0:1	0.42	0.49	0.52	0.52	0.51	0.49
3.0:1	0.44	0.52	0.57	0.59	0.60	0.59
4.0:1	0.45	0.55	0.60	0.63	0.63	0.64
5.0:1	0.47	0.56	0.62	0.65	0.66	0.68
7.5:1	0.48	0.58	0.64	0.68	0.70	0.72
Where: $SP_{exp} = -F_{exp}(VP_1)$						

F_{exp} will only be 70% of value shown above when expansion follows a disturbance or elbow (including a fan) by less than 5 duct diameters.

LOSS FACTORS FOR CONTRACTIONS, F_{cont}



Tapered contraction

$SP_{cont} = -(\lvert\Delta VP\rvert)(1+F_{cont})$

Taper angle degrees (Θ)	F_{cont}
5	0.05
10	0.06
15	0.08
20	0.10
25	0.11
30	0.13
45	0.20
60	0.30
over 60	Abrupt contraction

Abrupt contraction

$SP_{cont} = -[(\lvert\Delta VP\rvert) + F_{cont}(VP_2)]$

Ratio A_2/A_1	F_{cont}
0.1	0.48
0.2	0.46
0.3	0.42
0.4	0.37
0.4	0.32
0.6	0.26
0.7	0.20

شکل ۵-۲۱: ضرایب افت تبدیل کاهنده و افزاینده قطر کانال

ملاحظات محاسبات پایه در طراحی تهویه موضعی

سیستم تهویه موضعی تک‌انشعابی (ساده) از بخشهای مختلف مانند هود، مسیر کانال‌کشی و اتصالات خاص تشکیل شده که در انتهای مسیر وارد فن شده و سپس به دودکش تخلیه می‌رسد. سیستم تهویه موضعی چندانشعابی (مرکب) نیز در واقع از چندین سیستم تهویه ساده تشکیل شده که همگی به یک کانال اصلی متصل می‌شوند. در هنگام اندازه‌گیری یا تعیین هواگذر سیستم می‌توان آن را بر اساس شرایط واقعی (am^3/s acfm) یا شرایط استاندارد (nm^3/s dscfm) بیان کرد. در این خصوص موارد زیر باید مبنای محاسبات قرار داده شود:

- مقادیر هواگذر (Q) در تمامی محاسبات پایه بر حسب am^3/s acfm انجام خواهد گرفت. لذا قبل از شروع طراحی و محاسبات سیستم تهویه صنعتی، چنانچه هواگذری بر حسب nm^3/s dscfm بیان شده باشد، باید آن را بر اساس فاکتور چگالی به am^3/s acfm تبدیل کرد.
- تعیین اندازه کانال همواره بر اساس هواگذر واقعی (am^3/s acfm) و لحاظ نمودن حداقل سرعت انتقال کانال انجام می‌گیرد.
- تعیین فشار سرعت در مقاطع مختلف سیستم تهویه موضعی همواره بر اساس هواگذر واقعی (am^3/s acfm) انجام می‌شود.
- تعیین ابعاد و مشخصات تجهیزات تصفیه‌کننده هوا و فن‌ها همواره بر اساس هواگذر واقعی (am^3/s acfm) صورت می‌پذیرد.
- فاکتور چگالی (dF) باید برای کلیه شرایط عملیاتی مربوطه محاسبه و مورد استفاده قرار گیرد.
- هواگذر در شرایط استاندارد (nm^3/s dscfm) صرفا پس از تعیین هواگذر پایه بر حسب am^3/s acfm و برآورد فاکتور چگالی قابل محاسبه خواهد بود. مقادیر هواگذر در شرایط استاندارد در محاسبات طراحی بعضی سیستم‌های تهویه موضعی که با حرارت، رطوبت و ترکیب دو جریان هوا با چگالی و رطوبت متفاوت سروکار دارند ضروری است.
- هنگام محاسبه ضریب چگالی برای فشار مطلق کانال (df_p) در دهانه فن باید صرفا از مقادیر فشار مطلق استفاده شود.

ترکیب گازهای دارای دمای متفاوت

اصول ترکیب دو جریان گازی بر پایه قانون پایستگی جرم بنا شده است:

$$\dot{m}_a + \dot{m}_b = \dot{m}_c \qquad \text{(معادله ۵-۳۲)}$$

با صرف‌نظر از افت حرارت تبادلی از طریق جداره‌های کانال و هود، بر اساس قانون بقای انرژی رابطه زیر برقرار است:

$$\dot{m}_a\,(h_a) + \dot{m}_b\,(h_b) = \dot{m}_c\,(h_c) \qquad \text{(معادله ۵-۳۳)}$$

برای یک گاز ایده‌آل فاقد رطوبت (هوای خشک)، می‌توان رابطه فوق را بدین صورت بازنویسی کرد:

$$\dot{m}_a\,(C_p)(T_a) + \dot{m}_b\,(C_p)(T_b) = \dot{m}_c\,(C_p)(T_c) \qquad \text{(معادله ۵-۳۴)}$$

با حذف پارامتر حرارت ویژه (C_p)، معادله زیر حاصل می‌شود:

$$(\dot{m}_a)\,(T_a) + (\dot{m}_b)\,(T_b) = (\dot{m}_c)\,(T_c) \qquad \text{(معادله ۵-۳۵)}$$

فصل ششم:
رویه طراحی
برگه محاسبات

مقدمه

در طراحی سیستم تهویه معمولا شرایط اولیه حین نصب و راه‌اندازی سیستم در نظر گرفته می‌شود، یعنی فقط یک نقطه عملیاتی تعریف می‌گردد. این در حالیست که شرایط سیستم پویا بوده و همواره در حال تغییر است. به عبارتی، قرائت پارامترهای اندازه‌گیری حجم و فشار در مقاطع مختلف سیستم تهویه در طول زمان بهره‌برداری متغییر خواهد بود. مقادیر ثبت شده در مراحل پیش‌راه‌اندازی و راه‌اندازی سیستم ممکن است با افزایش عمر بهره‌برداری سیستم تکرار نگردد. سیستم تهویه به مرور زمان و در اثر بهره‌برداری مداوم، تدریجا کارایی خود را به دلیل انباشت غبار بر روی جداره داخلی کانال‌ها (که موجب تغییر افت سایشی سیستم خواهد شد) و فرسایش پره‌های پروانه فن و دیگر تجهیزات از دست می‌دهد. از این رو طراح باید در هنگام طراحی، شرایط سیستم را برای کل بازه طول عمر بهره‌برداری مدنظر قرار دهد. رویه محاسبات به منظور تعیین میزان فشار استاتیک سیستم (SSP) برای یک سیستم تهویه موضعی فرایندی مستمر و تکراری است و با یافتن اولین راه‌حل طراحی و محاسبات پایان نمی‌یابد. روند طراحی ممکن است چندین بار، از ارائه طرح مفهومی اولیه تا تعیین مشخصات نهایی شامل سرعت گردشی شفت پروانه در نقشه‌های چون‌ساخت[1] تکرار شود. طراح سیستم تهویه موضعی باید پیش از بکارگیری برگه محاسبات[2] درک کاملی از تمامی اصول طراحی داشته باشد. برگه محاسبات ابزار مناسبی برای شناسایی مقادیر مختلف داده‌ها و اطلاعات ورودی و محاسبات لازم جهت تعیین ابعاد کانال، فشار استاتیک سیستم و مشخصات فن می‌باشد. همچنین امکان

1. As-Built drawings
2. Calculation sheet - calc. sheet

شناسایی کانال‌هایی با سرعت جریان بالا که در معرض فرسایش زودهنگام هستند را فراهم کرده و قابلیت بررسی انشعابات با بیشترین افت فشار را تأمین می‌سازد. بدین ترتیب مقاطعی از سیستم که بطور بالقوه امکان کاهش افت فشار در آنها وجود دارد، قابل شناسایی خواهد بود. کاردان فنی مسئول متعادل‌سازی سیستم نیز ممکن است از داده‌های برگه محاسبات برای بالانس سیستم در مرحله پیش‌راه‌اندازی استفاده نماید. برگه محاسبات در روند طراحی سیستم بسیار مفید می‌باشد، اما نباید به عنوان مرجعی برای پیش‌بینی شرایط عملیاتی تمامی کانال‌های انشعابی در طول عمر سیستم تهویه مورد اطمینان قرار گیرد. از طرف دیگر، برگه محاسبات نباید صرفا ابزاری برای تعیین اندازه کانال سیستم یا انتخاب تجهیزات تصفیه کننده هوا یا مشخصات فن به شمار آید.

روش فشار سرعت

در این روش از فشار سرعت برای تعیین ابعاد کانال‌ها و مشخصات فن‌ها استفاده می‌شود. بطور معمول در ابتدا، روند طراحی از هود و کانال مربوطه که دورترین فاصله را تا فن دارند آغاز و ادامه می‌یابد. خصوصیات جریان هوای در هر مقطع مشخص گردیده و وارد برگه محاسبات می‌شود و متعاقبا ابعاد کانال تعیین و سپس فشار سرعت محاسبه می‌گردد. طراح سپس ضرایب افت دهانه هود و بخشهای مختلف سیستم (شامل F_h، F_{el}، F_{en} و ...) را تعیین نموده و در برگه محاسبات وارد می‌کند. در صورت لزوم فشار استاتیک هود نیز محاسبه می‌شود. سپس جمع جبری ضرایب افت‌های موجود در فشار سرعت آن مقطع ضرب می‌گردد تا افت واقعی بر حسب in.wg [Pa] به دست آید. سایر افت‌های مربوطه نیز تعیین و پس از تجمیع آنها، میزان افت مقطع مشخص خواهد شد. از جمع جبری افت فشار مقاطع مختلف نیز فشار استاتیک سیستم (SSP) محاسبه می‌شود. محاسبات لازم برای تعیین فشار استاتیک سیستم ممکن است به صورت خلاصه یا بطور کامل در برگه محاسبات آورده شود.

برگه محاسبات

برگه محاسبات از چندین ستون و ردیف تشکیل شده که معمولا برای هر مقطع از کانال یک ستون و اطلاعات مربوط به آن مقطع از سیستم در ردیف مربوطه درج می‌شود. مکان وارد کردن مقادیر مربوطه همانند یک ماتریس است. شناسایی هر سلول توسط ستون (A, B, ...) و ردیف (1, 2, ...)

مربوطه امکان‌پذیر می‌باشد. برای مثـال، در نمونه برگـه محـاسبات ارائـه شده در شکل ۶-۱، مقـدار سلول A/8 معـادل 9604 dscfm (هواگذر استاندارد) می‌باشد که در واقع از تقاطع ستون A و ردیف 8 شناسایی می‌شود. هنگام استفاده از برگه محاسبات، باید با حرکت از بالا به پایین ستون اطلاعات مربوط به آن مقطع از سیستم را وارد نمود. طراح سیستم تهویه اطلاعات موجود در طرح هودهای استاندارد[1] و دیگر منابع را درون ردیف‌های مربوطه وارد می‌کند. باید توجه داشت که برخی ردیف‌ها (ردیف ۱، ۲، ۳، ۴، ۵، ۶، ۱۱، ۱۲، و ...) مطابق برگه شکل ۶-۱ دارای علامت ستاره هستند که نمایانگر الزامی بودن درج اطلاعات می‌باشد. مقادیر وارد شده در دیگر ردیف‌ها معمولا با استفاده از اطلاعات الزامی وارد شده قابل محاسبه هستند. همانطور که مشاهده می‌شود برخی ردیف‌های برگه محاسبات تیره‌تر (ردیف ۵، ۶، ۷، ۸ و ۹) است که فقط در صورت وجود هوای غیراستاندارد مورد استفاده قرار می‌گیرند. برای مثال در مواردی که فاکتور چگالی (dF) برابر یک نباشد یا میزان حرارت کل (مجموع حرارت محسوس و نهان) بیان شده باشد. داده‌های برگه محاسبات را می‌توان قبل از انجام محاسبات مربوطه در هر ستون وارد نمود و یا آنها را طی روند پیشروی محاسبات از بالا به پایین در ستون مربوطه درج نمود. در تمام مقـاطع (ستون‌ها)، یک سری محاسبات از بالا به پایین انجـام می‌شود تا افت فشار

Row*	Abbr.		Description	Helpful Notes	Units	A	B
1*	--	SYSTEM INFORMATION	Segment Identification	e.g., 1-A, A-B, etc.	–	1-A	
2*	T		Dry-Bulb Temperature	–	°F	196	
3*	Q_{act}		Actual Duct Flow Rate	Equation 3	acfm	13,720	
4*	V_t		Minimum Transport Velocity	Chapter 13	fpm	3,500	
5*	$\dot{m}_{H2O}$		Pounds Water per Minute	–	lbm H_2O/min		
6*	$\dot{m}_{da}$		Pounds Dry Air per Minute	–	lbm da/min	720.3	
7	df		Density Factor	Equation 2	–	0.70	
8	Q_{std}		Standard Duct Flow Rate (dry air)	Equation 3	dscfm	9,604	
9	h		Total Heat	Eqn 5 or Psych Chart	BTU/lbm da		
10	A_t		Target Duct Area	(Row 3) / (Row 4)	ft^2		
11*	d		Selected Diameter		inches		
12*	A		Selected Duct Area		ft^2		
13	V_d		Duct Velocity	(Row 3) / (Row 12)	fpm		
14	VP_d		Duct Velocity Pressure	Equation 4	"w.g.		

شکل ۶-۱: بخشی از برگه محاسبات جهت نمونه (ردیف ۱ تا ۱۴)

1. Ventilation Stansard plates – VS plates e.g. VS-80-11

استاتیک (مقاومت) هر مقطع (ردیف ۳۸) مشخص گردد. با تکمیل شدن هر مقطع (ستون)، طراح به مقطع بعدی رفته و مجددا روند محاسبات تکرار می‌شود. در صورتی که مقطع یک کانال انشعابی باشد که از طریق اتصال ورودی به کانال اصلی سیستم متصل می‌شود، باید مقادیر مطلق افت فشار استاتیک ۲ مقطع (ردیف ۳۸) با یکدیگر مقایسه شوند. در صورتی که فشارهای مقاطع یکسان نباشد، فشاری که کمیت مطلق بزرگتری دارد (مثلا مقدار مطلق (-4) از (-2) بزرگتر است) به عنوان فشار غالب در ردیف ۳۹ ستونی که دارای مقدار مطلق کمتری است قرار داده می‌شود. سپس اقدامات لازم برای متعادل کردن دو انشعاب مربوطه اعمال می‌شود تا صرفا یک مقدار فشار استاتیک در اتصال ورودی وجود داشته باشد. پس از متعادل‌سازی و ثبت اصلاحات مربوطه، هواگذرها جمع جبری شده و روند طراحی برای مقطع بعدی ادامه می‌یابد. در صورتی که اتصال ورودی دیگری در سیستم باقی نمانده باشد ولی مقاطع کانال دیگری وجود داشته باشد، جهت دستیابی به فشار استاتیک تجمعی (ردیف ۴۰) باید افت فشارهای استاتیک مقاطع متوالی جمع جبری شوند. روند محاسبات به همین شکل تا رسیدن به مقطع فن که فشار استاتیک ورودی فن (SP_{in}) مشخص می‌شود ادامه خواهد داشت. سپس همین رویه از دهانه خروجی فن آغاز می‌شود تا فشار استاتیک خروجی فن (SP_{out}) نیز مشخص شود. حال با مشخص‌شدن فشار سرعت ورودی فن (VP_{in})، می‌توان فشار استاتیک سیستم (SSP) را محاسبه کرد و متعاقبا فشار استاتیک فن (FSP) را تعیین نمود.

محاسبات و ورود داده‌های طراحی سیستم در برگه

ابتدا باید ارتفاع محل پروژه از سطح دریا[1] در عنوان برگه محاسبات (مانند Z= 4300 ft ASL) ذکر شود. از این مقدار برای محاسبه ضریب چگالی ناشی از ارتفاع (df_e) استفاده می‌شود. سپس دیگر داده‌های مربوطه برای سیستم (مانند نام پروژه، طراح، تاریخ و شماره صفحه) در جایگاه مربوطه در عنوان برگه محاسبات وارد می‌شود. سپس طراح باید روند محاسبات را از هود و مقطع کانالی که بیشترین فاصله را از فن دارد آغاز کند. همچنین محاسبات را می‌توان از هود و مقطع کانالی آغاز کرد که بالاترین افت فشار را داراست. منظور از مقطع[2] طول مسیر کانال گرد با قطر ثابت (یا کانال مستطیلی

1. Elevation above sea level - Z
2. Segment

با سطح مقطع ثابت) است که نقاط مهم سیستم مثل هود، اتصال ورودی، دهانه ورودی فن و ...غیره را به هم متصل می‌کند. مقطع همچنین ممکن است نمایان‌گر نقاط ورودی یا خروجی دستگاه تصفیه‌کننده هوا یا فن باشد. پس از آنکه مقطع اصلی[1] سیستم مشخص گردید باید موارد زیر تعیین شوند:

۱) برای مقاطع سیستم کد شناسایی انتخاب کنید، معمولا از ترکیب یک عدد صحیح (1، 2، و ...) برای هود و یک حرف لاتین (A، B، و ...) برای اتصال ورودی انتهای مقطع استفاده می‌شود. بدین ترتیب اولین کد شناسایی وارد سلول A/1 می‌شود.

۲) در صورتی که ستون مورد نظر مربوط به طراحی هود یا دیگر منبع تأمین هوا (مانند دریچه تزریق هوا) باشد، میزان هواگذر با در نظر گرفتن سمیّت، خصوصیات شیمیایی یا فیزیکی مواد و ملاحظات ارگونومیکی فرایند انتخاب می‌شود. مقادیر هواگذر، حداقل سرعت انتقال و ضرایب افت فشار ورودی هود از فصل پنجم قابل برداشت است. میزان هواگذر واقعی کانال (Q_{act}) در ردیف ۳ درج می‌شود.

۳) حفظ حداقل سرعت انتقال در سیستم‌هایی که با جابجایی ذرات، بخارات کندانس‌پذیر یا میست سروکار دارند، و همچنین در سیستم‌هایی که تجمع مواد درون کانال با خطر انفجار/ اشتعال همراه است حیاتی می‌باشد. اطلاعات مربوط به بازه سرعت کانال برای انتقال گاز یا بخارات در فصل پنجم ارائه شده است. حداقل سرعت انتقال در ردیف ۴ درج می‌شود. ضرایب افت ورودی هود نیز در ردیف ۱۶ (در صورت استفاده از هود مرکب) یا ردیف ۲۰ وارد می‌شود.

۴) حجم آلاینده تولید شده درون محفظه هود (بر حسب scfm برای چگالی $0.075\ lbm/ft^3$)، رطوبت افزوده شده و همچنین حرارت کل جریان هوا باید در محاسبات لحاظ شود. لازم به ذکر است این مقادیر ممکن است متفاوت از آلاینده‌های واقعی تولید شده باشد و طراح باید این آلاینده‌ها را بر حسب scfm در ردیف ۸ تصریح نماید. از آنجایی که سرعت دهانه و هواگذر مکشی هود بر اساس شرایط واقعی هستند، برگه محاسبات از هواگذر واقعی بر حسب acfm به عنوان نقطه آغازین در ردیف ۳ استفاده می‌کند. این امر امکان تعیین ضریب چگالی (dF) به منظور استفاده در تمامی محاسبات آن

---

1. Main duct

کانال انشعابی را فراهم می‌سازد.

۵) محاسبه فاکتور چگالی کانال انشعابی (ردیف ۷) باید با در نظر گرفتن ارتفاع از سطح دریا، دما، رطوبت و فشار مطلق (در صورت لزوم) برای جریان هوای مکشی هود انجام شود. فاکتور چگالی باید برای برآورد صحیح اندازه کانال استفاده شود. باید در نظر داشت که فاکتور چگالی تحت تأثیر فشار مطلق درون کانال تغییر می‌کند. با این حال در اکثر محاسبات، فشار مطلق فقط در دهانه ورودی فن مورد توجه قرار می‌گیرد. چراکه فشار مطلق در این نقطه بیشترین مقدار بوده و اطلاعات آن در تعیین مشخصات فن ضروری می‌باشد. در صورتی که محاسبات دقیق‌تر مورد نیاز باشد، و یا فشار بسیار بالا یا بسیار پایین در طول سیستم وجود داشته باشد ($< \pm 20$ in.wg [$< \pm 5$ kPa])، طراح باید این اثرات را در دیگر مقاطع سیستم مدنظر قرار دهد.

۶) در صورت نیاز باید هواگذر استاندارد برحسب scfm [nm^3/s] حاصل از ادغام دو جریان هوا با دمای متفاوت را محاسبه نمود (ردیف ۸).

۷) با تقسیم هواگذر واقعی کانال (ردیف ۳) بر حداقل سرعت انتقال (ردیف ۴) می‌توان مساحت کانال محاسباتی را تعیین نمود (ردیف ۱۰). سپس باید مساحت کانال محاسباتی را با قطر کانال انتخاب شده (ردیف ۱۱) مطابقت داد. قطر کانال بهتر است از میان گزینه‌های موجود در بازار (ابعاد تجاری) مطابق جدول ۶-۱ انتخاب گردد. در صورت انتقال ذرات مایع/ جامد و بخارات کندانس‌پذیر، حداقل سرعت انتقال کانال باید همواره حفظ شود. در چنین مواردی، اگر مساحت کانال محاسباتی با قطر کانال‌های استاندارد مطابقت نداشته باشد، باید اولین قطر کانال استاندارد کوچکتر انتخاب شود. این امر تضمین می‌کند که سرعت واقعی کانال برابر یا بیشتر از حداقل سرعت انتقال خواهد بود.

۸) سرعت کانال (ردیف ۱۳) و فشار سرعت مربوطه (ردیف ۱۴) باید با در نظر گرفتن تأثیر چگالی محاسبه شود.

۹) مقدار مطلق فشار استاتیک هود باید تعیین و در ردیف ۲۴ درج شود. استفاده از مقادیر مطلق امکان تعیین صحیح افت فشار در آن مقطع را میسر می‌سازد (ردیف ۳۸).

۱۰) طول کانال مستقیم مقطع (ردیف ۲۵) به همراه تعداد و نوع اتصالات زانویی مورد استفاده (ردیف ۲۷) باید با رجوع به ترسیم تک‌خطی سیستم مشخص گردد و در ردیف‌های مربوطه وارد شود. طول کانال مستقیم مقطع معادل فاصله بین تقاطع خطوط فرضی مرکزی اجزای مختلف مسیر کانال‌کشی در آن مقطع سیستم می‌باشد (مراجعه به شکل ۵-۱۱).

۱۱) ضریب افت سایشی کانال (F'_d) را باید به ازای هر فوت [متر] از مسیر کانال‌کشی مقطع محاسبه (یا از جداول استخراج) و در ردیف ۲۶ درج نمود. همچنین باید نوع اتصالات زانویی و اتصال ورودی انشعاب‌های موجود در مقطع موردنظر تعیین گردیده و ضرایب افت در ردیف ۲۸ و ۲۹ درج شود (در صورت استفاده از اتصالات خاص می‌توان ضریب افت آن را در ردیف ۳۰ وارد نمود).

۱۲) افت فشار استاتیک برای مقاطع کانال منتهی به یک اتصال ورودی مشترک باید در نقطه اتصال محاسبه شود.

۱۳) شرایط هوا در هر کانال انشعابی باید با در نظر گرفتن رطوبت، دما و هواگذر جرمی در محل اتصال دو انشعاب و موازنه جرم (dscfm [nm^3/s] یا lbm-da/min [kg-da/s])، رطوبت و حرارت محاسبه شود. در صورت وجود رطوبت در فرایند، بررسی مجدد شرایط هوا ضروری است تا اطمینان حاصل شود که دمای هوا کاملا بالاتر از نقطه شبنم باشد. شرایط هوای اختلاط یافته برای طراحی مقطع بعدی استفاده می‌شود.

۱۴) جدای از مسیر کانال طی شده برای رسیدن به نقطه اتصال ورودی مشترک، باید صرفا یک مقدار فشار استاتیک (SP) در هر اتصال ورودی وجود داشته باشد. در صورتی که این نکته در طراحی رعایت نشود، سیستم تهویه بطور خودکار از طریق کاهش هواگذر در کانال انشعابی دارای مقاوت بیشتر یا افزایش هواگذر در کانال انشعابی دارای مقاومت کمتر بالانس می‌شود تا فقط یک مقدار فشار استاتیک در نقطه اتصال حاصل شود. همانطور که در فصل پنجم به تفصیل بیان شد، در روند طراحی می‌توان فشار استاتیک در اتصال ورودی را با استفاده از *روش متعادل‌سازی حین طراحی* یا *روش تنظیم دریچه هوا یا صفحه اریفیس* حین پیش راه‌اندازی سیستم بالانس نمود.

جدول ۶-۱: مساحت و محیط کانال گرد استاندارد/ تجاری

Dia	Area	Circ	Dia	Area	Circ	Dia	Area	Circ	Dia	Area	Circ
D	A	C	D	A	C	D	A	C	D	A	C
in	ft^2	in	mm	m^2	mm	in	ft^2	in	mm	m^2	mm
1	0.005	3.1	30	0.001	94	17	1.576	53.4	440	0.152	1382
1.5	0.012	4.7	40	0.001	126	18	1.767	56.5	**450**	**0.159**	**1414**
			50	0.002	157				460	0.166	1445
2	0.022	6.3	60	0.003	188	19	1.969	59.7	480	0.181	1508
			63	**0.003**	**198**				**500**	**0.196**	**1571**
2.5	0.034	7.9	70	0.004	220	20	2.182	62.8	550	0.238	1728
3	0.049	9.4	**80**	**0.005**	**251**	22	2.640	69.1	**560**	**0.246**	**1759**
									600	0.283	1885
3.5	0.067	11.0	90	0.006	283	24	3.142	75.4	**630**	**0.312**	**1979**
			100	**0.008**	**314**				650	0.332	2042
4	0.087	12.6	110	0.010	346	26	3.687	81.7	700	0.385	2199
4.5	0.110	14.1	120	0.011	377	28	4.276	88.0	**710**	**0.396**	**2231**
			125	**0.012**	**393**				750	0.442	2356
5	0.136	15.7	130	0.013	408	30	4.909	94.2	**800**	**0.503**	**2513**
5.5	0.165	17.3	140	0.015	440	32	5.585	100.5	850	0.567	2670
			150	**0.018**	**471**						
6	0.196	18.8	**160**	**0.020**	**503**	34	6.305	106.8	**900**	**0.636**	**2827**
			170	0.023	534	36	7.069	113.1	950	0.709	2985
7	0.267	22.0	180	0.025	565	38	7.876	119.4	**1,000**	**0.785**	**3142**
			190	0.028	597	40	8.727	125.7			
			200	**0.031**	**628**				1,050	0.866	3299
8	0.349	25.1	220	0.038	691	42	9.621	131.9	1,100	0.950	3456
9	0.442	28.3							**1,120**	**0.985**	**3519**
			240	0.045	754	44	10.559	138.2			
			250	**0.049**	**785**				1,150	1.039	3613
10	0.545	31.4	260	0.053	817	46	11.541	144.5	1,200	1.131	3770
						48	12.566	150.8			
11	0.660	34.6	280	0.062	880				**1,250**	**1.227**	**3927**
			300	**0.071**	**942**	50	13.635	157.1			
12	0.785	37.7							1,300	1.327	4084
			315	**0.078**	**990**	52	14.748	163.4			
			320	0.080	1005				1,350	1.431	4241
13	0.922	40.8				54	15.904	169.6			
			340	0.091	1068				1,400	1.539	4398
			355	**0.099**	**1115**	56	17.104	175.9			
14	1.069	44.0							1,450	1.651	4555
			360	0.102	1131	58	18.348	182.2			
15	1.227	47.1	380	0.113	1194				1,500	1.767	4712
			400	**0.126**	**1257**	60	19.635	188.5			
16	1.396	50.3							1,550	1.887	4869
			420	0.139	1319	62	20.966	194.8			
									1,600	2.011	5027

۱۵) انتخاب تجهیزات تصفیه‌کننده هوا و فن باید بر اساس محاسبه جریان هواگذر نهایی سیستم بر حسب acfm [am^3/s] انجام شود. این امر باید با در نظر گرفتن دما، ارتفاع از سطح دریا، فشار استاتیک، رطوبت، آلاینده مورد نظر، بار حرارتی، خصوصیات فیزیکی و شیمیایی و مقاومت کلی سیستم صورت پذیرد.

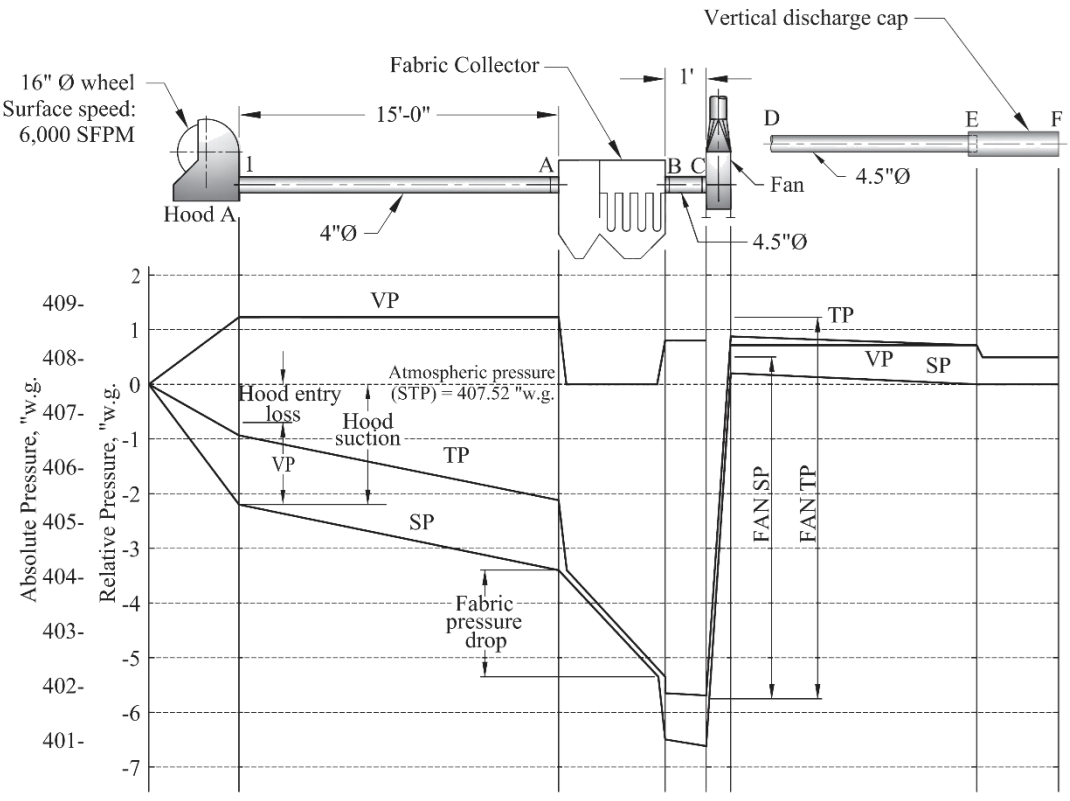
۱۶) ابعاد کانال‌های طراحی شده نسبت به فضای موجود برای نصب باید بررسی شود و هر نوع تداخل فیزیکی[1] با تأسیسات و ساختمان موجود باید مورد توجه قرار گیرد (به عبارتی ابعاد مسیر کانال‌کشی باید متناسب با فضای موجود باشد). در صورت وجود تداخل ضروری است بخشی از سیستم مجددا طراحی شود. شرایط دهانه ورودی و خروجی فن باید مورد توجه قرار گرفته و اثرات سیستم که باعث کاهش راندمان عملیاتی فن می‌شود نیز باید اصلاح گردد.

۱۷) برای سیستم‌های تهویه ساده که فاقد گرما یا رطوبت بوده و در ارتفاع کمتر از ۱۰۰۰ فوت (۳۰۵ متر) از سطح دریا نصب می‌شوند می‌توان از مقادیر مندرج در طرح هودهای استاندارد (VS Plates) یا دیگر مقادیر محاسباتی استفاده نمود. اما برآورد مقادیر هواگذر پیچیده‌تر (شامل حرارت، رطوبت و ارتفاع) ممکن است مستلزم انجام محاسبات در یک برگه مجزا باشد. همانطور که قبلا بیان شد در سیستم‌های ساده نیازی به درج مقادیر در ردیف‌های تیره رنگ برگه محاسبات نیست. یادآور می‌شود فرمول‌ها و ضرایب کاربردی جهت برآورد مقادیر محاسباتی در ستون سمت راست برگه محاسبات نمایش داده شده است.

مثال ۶-۱: سیستم تهویه تک شاخه در شرایط استاندارد (IP & SI)

مطابق شکل ۶-۲ یک سیستم تهویه موضعی ساده با یک هود نمایش داده شده است که در واقع نمایش طرح شماتیکی از سیستم به همراه مقادیر و روابط مربوط به فشار کل، فشار استاتیک و فشار سرعت در مقاطع مختلف سیستم به ویژه دهانه ورودی و خروجی فن می‌باشد. نباید فراموش کرد که فشار سرعت (VP) همواره مثبت است ولی فشارهای کل و استاتیک می‌تواند نسبت به فشار اتمسفریک

1. Physical/ Mechanical Clash



Details of Operation

Hood		VS-Print	Required Air-flow, ACFM
1	16" Diameter Grinding Wheel, 2" Wide	80-11	390

Dimensions

Segment Identification	Straight Run, ft	ACFM Required	Elbows	Entries
1-A	15	390	--	--
A-B	Collector	390	--	--
B-C	1	390	--	--
D-E	10	390	--	--
E-F	Stack Head	390	--	--

شکل ۶-۲: طرح شماتیک سیستم تهویه موضعی مثال ۶-۱ (IP)

مثبت یـا منفی باشند. فشـار کـل (TP) همواره بیش از فشـار استـاتیک (SP) است، زیـرا رابطه (TP=SP+VP) همیشه برقرار است. فشار سرعت ممکن است تحت تأثیر شرایط هوا (رطوبت، دما، ارتفاع و فشار) تغییر یابد، گرچه در این مثال هوا در شرایط استاندارد فرض شده است (dF = 1.0 و ω = 0.0). مراحل زیر بر اساس برگه محاسبات نمایش داده شده در شکل ۶-۳ می‌باشد. داده‌ها درون ردیف‌هایی که با علامت ستاره مشخص شده وارد می‌شوند. ورود داده‌ها در ردیف‌های باقیمانده مستلزم محـاسبات بوده و البته بسته به نیاز سیستم ممکن است تمـامی ردیف‌ها استفاده شوند (در صورت عدم استفاده از اتصال زانویی به ردیفهای ۲۷، ۲۸ و ۳۲ نیازی نیست).

گام اول)

در ستون مربوط به اولین مقطع کانال (از هود در نقطه 1 تا ورودی فیلتر در نقطه A) باید نام مقطع به صورت (1-A) در سلول A/1 درج شود. از آنجایی که هوا در این مثال در شرایط استاندارد است، ۷۰ درجه فارنهایت [۲۱ درجه سلسیوس] به عنوان دمای هوا در سلول A/2 وارد می‌شود.

گام دوم)

هواگذر مورد نیاز acfm [am^3/s] باید در سلول A/3 قرار گیرد. مطابق شکل ۶-۴، مقدار این کمیت را می‌توان از طرح هود استاندارد برای چرخ سنگ‌زنی استخراج نمود. از همین VS می‌توان حداقل سرعت انتقال (4000 fpm [20 m/s]) را نیز برداشت کرده و در ردیف A/4 قرار داد.

گام سوم)

تعیین اندازه کانـال در دو مرحله انجـام می‌شود. چنانچه هواگذر 390 acfm [0.25 am^3/s] دقیقا با سرعت 4000 fpm [20 m/s] جـابجـا شود، سطح مقطع کانال (A=Q/V) مورد نیاز معـادل 0.098 ft^2 [0.013 m^2] می‌باشد که مقدار آن در ردیف A/10 وارد می‌شود. قطر کانال با این سطح مقطع معـادل 4.23" [128 mm] به دست می‌آید و از آنجایی که کانالی با این قطر تجاری (استاندارد) نیست، بهتر است مطابق جـدول ۱-۶ از کانال با قطر استاندارد استفاده شود. در صورت انتخاب کانال با قطر بزرگتر، حداقل سرعت انتقال رعایت نخواهد شد. بنابراین نزدیکترین کانال استاندارد با قطر کوچکتر (4.0" [120 mm]) انتخاب شده و در سلول A/11 درج می‌شود. سطح مقطع کانـال با قطر

Project: Sample System Design #1 (IP)				Designer:			Elevation (z, ft): 0				Date:				Page: of	* Input Data
Row	Abbr.		Description	Helpful Notes	Units	A	B	C	D	E	F	G	Row			
1*	–	SYSTEM INFORMATION	Segment Identification	e.g., 1-A, A-B, etc.	–	1-A	A-B	B-C	D-E				1*	1	ω = $lb_m H_2O$ / lb_m da	
2*	T		Dry-Bulb Temperature	–	°F	70	70	70	70				2*			
3*	Q_{act}		Actual Duct Flow Rate	Eqn 3	acfm	390	390	390	390				3*	2	df = $(df_e) \times (df_p) \times (df_t) \times (df_m)$	
4*	V_t		Minimum Transport Velocity		fpm	4,000		3,000	3,000				4*		$df_e = [1 - ((6.73 \times 10^{-6}) \times (z))]^{5.258}$	
5*	$\dot{m}_{H2O}$		Pounds Water per Minute	–	lbm_{H2O}/min								5*		$df_p = (407 + SP) / (407)$	
6*	$\dot{m}_{da}$		Pounds Dry Air per Minute	–	lbm_{da}/min								6*		$df_t = (530) / (T + 460)$	
7	df		Density Factor	Eqn 2	–	1.00	1.00	1.00	1.00				7		$df_m = (1 + \omega) / (1 + 1.607\omega)$	
8	Q_{std}		Standard Duct Flow Rate (dry air)	Eqn 3	dscfm	390	390	390	390				8	3	$Q_{std} = (Q_{act} / (1 + \omega))(df)$	
9	h		Total Heat	Eqn 5 or Psych Chart	BTU/lbm_{da}								9		$Q_{act} = [(Q_{std})(1 + \omega)] / df$	
10	A_t		Target Duct Area	(Row 3) / (Row 4)	ft^2	0.098		0.130	0.130				10			
11*	d		Selected Diameter		inches	4.0		5.0	5.0				11*			
12*	A		Selected Duct Area		ft^2	0.087		0.136	0.136				12*	4	$V = 4{,}005 \times (VP/df)^{0.5}$	
13	V_d		Duct Velocity	(Row 3) / (Row 11)	fpm	4,483		2,868	2,868				13		$VP = (df) \times (V/4{,}005)^2$	
14	VP_d		Duct Velocity Pressure	Eqn 4	"wg	1.25		0.51	0.51				14			
15	A_s	STATIC PRESSURE SLOT LOSS	Slot Area		ft^2								15	5	h = 0.24T + ω(1,061 + 0.444T)	
16*	F_s		Slot Loss Factor		–								16*			
17	V_s		Slot Velocity		fpm								17			
18	VP_s		Slot Velocity Pressure	Eqn 4	"wg								18			
19	–		Slot (or Orifice) Loss	(Row 16) x (Row 18)	"wg								19			
20*	F_h	HOOD	Hood Entry to Duct Loss Factor		–	0.65		0.60					20*	6	**90-Degree Elbow Loss Factors**	
21	–		Hood Entry to Duct Loss	(Row 20) x (Row 14)	"wg	0.8		0.3					21			
22	–		Acceleration Loss (Bernoulli Loss; "1VP")	Higher of VP_d or VP_s	"wg	1.25		0.51					22			
23*	SP_f		Other Losses	e.g., fitting or filter losses	"wg								23*			
24	$\lvert SP_h \rvert$		Hood Static Pressure (absolute value)	Rows: 19 + 21 + 22 + 23	"wg	2.1		0.8					24			
25*	L	DUCT COMPONENTS	Straight Duct Length	centerline-to-centerline	ft	15.0		1.0	10.0				25*	7	**Branch Entry Loss Factors**	
26	F'_d		Duct Friction Loss Factor per Foot	Eqn 8 (met./plas.)	1/ft	0.070		0.055	0.055				26			
27*	–		Number of 90-Degree Elbows	fractional for 30°, 45°, 60°	–								27*			
28*	F_{el}		Elbow Loss Factor per 90-Degree Elbow		–								28*			
29*	F_{en}		Branch Entry Loss Factor		–								29*			
30*	–		Special Fitting Loss Factor	e.g. dampers, etc.	–								30*			
31	F_d		Duct Friction Loss Factor	(Row 25) x (Row 26)	–	1.06		0.06	0.55				31			
32	–		Elbow Loss Factor	(Row 27) x (Row 28)	–								32			
33	–		Total Duct Component Loss Factors	Rows: 29 + 30 + 31 + 32	–	1.06		0.06	0.55				33			
34	–		Total Duct Loss	(Row 33) x (Row 14)	"wg	1.3		0.0	0.3				34			
35*	–	OTHER	Other Losses	collector, exp., cont., etc.	"wg		2.0						35*			
36	VP_r		Weighted Average VP	Eqn 10	"wg								36			
37	–		Loss From Velocity Increase	(Row 14) - (Row 36); if > 0	"wg								37			
38	–	Segment Static Pressure Loss		Rows: 24 + 34 + 35 + 37	"wg	-3.4	-2.0	-0.8	0.3				38			
39*	SP_{gov}	Governing Static Pressure		–	"wg								39*			
40*	SP_{cum}	Cumulative Static Pressure		Fan Inlet (-); Fan Outlet (+)	"wg	-3.4	-5.4	-6.2	0.3				40*			
41	Q_{corr}	Corrected Volumetric Flow		Eqn 9	acfm								41			
42	V_{corr}	Corrected Velocity		(Row 41) / (Row 11)	fpm								42			
43	VP_{corr}	Corrected Velocity Pressure		Eqn 4	"wg								43			

R/D	F_{el}
1.5	0.24
2	0.19
2.5	0.17

Angle	F_{en}
15°	0.09
30°	0.18
45°	0.28
90°	1.00

8 $F'_d{}^{(met./plas.)} = 0.0307(V^{0.533} / Q^{0.612})$

$F'_d{}^{(flex-duct)} = 0.0311(V^{0.604} / Q^{0.639})$

9 $Q_{corr} = Q_{design}(SP_{gov} / SP_{lower})^{0.5}$

10 $VP_r = VP_1(Q_1/Q_3) + VP_2(Q_2/Q_3)$

11 SSP = SP_{out} - SP_{in} - VP_{in}

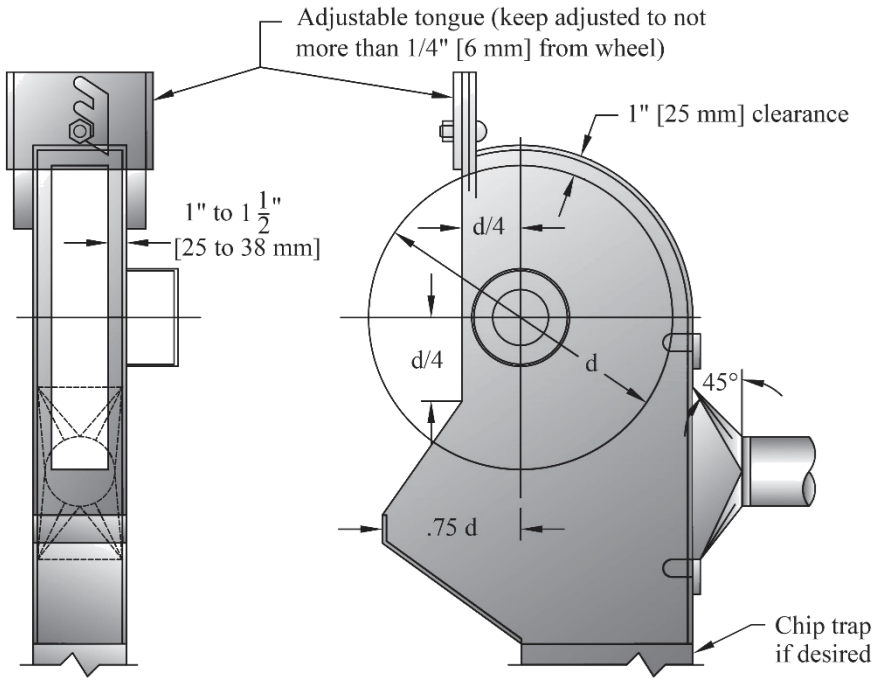
SSP provides the FAN SP for fan selection

NOTES: **SSP = +0.3 - (-6.2) - 0.5 = 6 "wg**

CAUTION: **Given that there is less than 5 duct diameters of straight duct entering the fan, fan system effects are likely to occur**

شکل ۶-۳: برگه محاسبات مثال ۶-۱ (IP)

FIGURE VS-80-11



EXHAUST FLOW RATES, acfm [am^3/s]

Wheel dia. inches	[mm]	Wheel width inches	[mm]	Good enclosure* acfm	[am^3/s]	Poor enclosure acfm	[am^3/s]
Up to 5	[Up to 125]	1	[25]	220	[0.11]	220	[0.11]
5 to 10	[125 to 250]	1.5	[38]	220	[0.11]	300	[0.15]
10 to 14	[250 to 350]	2	[50]	300	[0.15]	500	[0.25]
14 to 16	[350 to 400]	2	[50]	390	[0.20]	610	[0.31]
16 to 20	[400 to 500]	3	[75]	500	[0.25]	740	[0.37]
20 to 24	[500 to 600]	4	[100]	610	[0.31]	880	[0.44]
24 to 30	[600 to 750]	5	[125]	880	[0.44]	1,200	[0.60]
30 to 36	[750 to 900]	6	[150]	1,200	[0.60]	1,600	[0.80]

* No more than 25% of wheel exposed.
Minimum duct velocity = 4,000 fpm [20.00 m/s]
F_h = 0.65 for straight take-off
F_h = 0.40 for tapered take-off

	TITLE	FIGURE
ACGIH®	GRINDING WHEEL HOOD SURFACE SPEEDS BELOW 6,500 sfpm [35.50 sm/s]	VS-80-11
		DATE 1-23

شکل ۶-۴: هود استاندارد چرخ سنگ‌زنی با سرعت سطحی کمتر از 6500 sfpm

4” [120 mm] معادل 0.087 ft^2 [0.011 m^2] می‌باشد که سرعتی معادل 4483 fpm [22.73 m/s] را در کانال فراهم می‌کند. این مقادیر به ترتیب در سلول‌های A/12 و A/13 قرار داده می‌شوند.

گام چهارم)

فشار سرعت کانال از طریق فرمول شماره ۴ در سمت راست برگه محاسبات یا از جداول ارائه شده برای هـوای استـاندارد برآورد و در سلول A/14 درج می‌شود. این پایان ورود داده‌های اولیـه بوده و سپس افت فشار استاتیک مقطع محاسبه خواهد شد.

گام پنجم)

اولین بخش از افت سیستم در این مقطع، افت فشار استاتیک هود (SP_h) می‌باشد. این کمیت اصولا مقدار منفی است، اما به منظور تسهیل جمع جبری افت‌های هر مقطع به صورت مقدار مطلق در برگه محاسبات ثبت می‌شود. باید یادآور شد که SP_h معادل جمع جبری افت‌های دینامیکی هود بعلاوه انتقال انرژی لازم جهت شتاب‌دهی هوا از حالت سکون و رسیدن به سرعت کانال می‌باشد. به این انتقال انرژی افت شتاب‌دهی گفتـه می‌شود. افت فشار استـاتیک هود با استفـاده از فرمول‌های مربوطـه و مطالب ارائـه شده در فصول سوم و پنجم قابل محاسبه است. از آنجایی که این هود فاقد اسلات است، ردیف‌های ۱۵ الی ۱۹ فاقد مقدار کمی خواهند بود و مقدار ضریب افت ورودی هود (F_h=0.65) در سلول A/20 درج گردیده و سپس نتیجه حاصلضرب آن در فشار سرعت (VP_d) در سلول A/21 وارد می‌شود.

گام ششم)

در صورت وجود افت‌های دیگر در هود (مانند فیلتر، نازل اسپری مایع که در مسیر جریان هوا ایجاد مقاومت کند) باید در سلول A/23 ذکر شده و در محاسبه SP_h نیز اعمال شوند. از آنجایی که در هود این سیستم افت‌های دیگری وجود ندارد، SP_h را می‌توان از طریق جمع جبری مقادیر ردیف ۲۰ و ۲۲ (1.25 + 0.8 [310 + 202]) برآورد نمود. مقدار مطلق SP_h (2.1 in.wg [512 Pa]) در سلول A/24 درج می‌شود. در گامهای بعدی سایر افت‌های تجمعی در طول مسیر کانال‌کشی تا نقطه A شامل افت‌های ناشی از کانال مستقیم، اتصالات زانویی و تبدیل‌های تنگ‌شدگی یا گشادشدگی کانال

باید در نظر گرفته شود. البته در این مثال صرفا یک کانال مستقیم وجود دارد.

گام هفتم)

مطابق اطلاعات نقشه، طول کانال مستقیم معادل 15' [4.5 m] بوده که در سلول A/25 درج می‌شود. ضریب افت سایشی کانال به ازای هر فوت [متر] (F'_d) با استفاده از جداول مربوطه یا فرمول شماره ۸ در برگه محاسبات تعیین می‌گردد. از حاصلضرب کمیت طول کانال در F'_d مقدار ضریب افت سایشی کانال (F_d) برآورد شده و در سلول A/31 درج می‌شود.

گام هشتم)

تعداد و نوع اتصالات موجود در مقطع کانال مورد نظر باید مشخص گردد. برای هر اتصال ضریب افت تعیین و سپس در تعداد اتصالات ضرب می‌شود (در مثال حاضر اتصالی لحاظ نشده است). اطلاعات مربوط به این کمیت در ردیف ۲۷ الی ۳۰ قرار داده می‌شود. مجموع تمامی فاکتورهای افت اتصالات این مقطع در سلول A/33 درج می‌شود.

گام نهم)

مقدار سلول A/33 در VP_d (کمیت سلول A/14) ضرب می‌شود تا مقدار کل افت برای این مقطع کانال (با در نظر گرفتن تمامی اتصالات و ملحقات) بر حسب in.wg [Pa] محاسبه و در سلول A/34 وارد شود.

گام دهم)

جمع جبری مقادیر گام ششم و نهم معادل تجمیع افت هود و افت کانال در این مقطع می‌باشد. اگر افت‌های دیگری مانند اتصالات خاص یا افزایش سرعت در اتصال ورودی وجود داشته باشد، باید مقادیر آنها بر حسب in.wg [Pa] در سلول‌های مربوطه (سلول‌های A/35 الی A/37) وارد شود. این انرژی تجمعی مورد نیاز برای به حرکت درآوردن هواگذر طراحی در آن مقطع کانال است که نماینده افت فشار استاتیک مقطع بوده و در سلول A/38 درج می‌شود. لازم به ذکر است برای سیستم تهویه دارای یک فن، مقادیر مندرج در ردیف ۳۸ چنانچه مقطع مورد نظر قبل از فن قرار گرفته باشد منفی

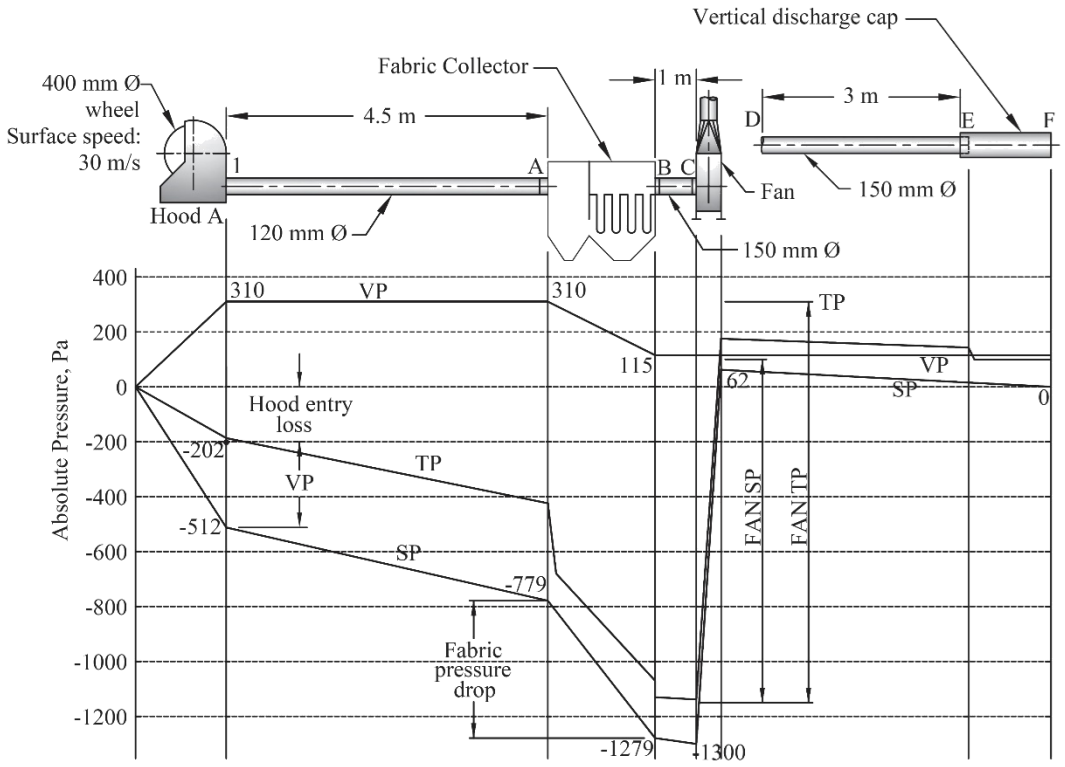
(–)، و در صورتی که بعد از فن قرار گرفته باشد مثبت (+) خواهند بود. از آنجایی که این اولین مقطع در سیستم می‌باشد، توصیه می‌شود کـه این کمیت به عنوان فشار استاتیک تجمعی در سلول A/40 نیز درج گردد. لازم به ذکر است که مقادیر سلول A/38 تا A/40 در صورتی که قبل از دهانه ورودی فن باشند، منفی خواهند بود. در حقیقت این کمیت فشار استاتیک کانال را در قیاس با هوای اتمسفریک محیط (0 in.wg [0 Pa]) به صورت نسبی نمایش می‌دهد. بطور مشابه، مقادیر فشار استاتیک بعد از دهانه خروجی فن نیز در قیاس با هوای اتمسفریک محیط مثبت خواهند بود. مقدار -3.4 in.wg [-779 Pa] در سلول A/40 برای شروع محاسبات سیستم درج می‌شود. در صوت اندازه‌گیری فشار استاتیک در نقطه A، مقدار آن بسیار به مقدار فوق نزدیک خواهد بود. این کمیت نمایانگر فشار استاتیک مورد نیاز برای مکش جریان هواگذر 390 acfm [0.25 am^3/s] (در شرایط استاندارد با dF = 1.0) به درون هود و کانال طراحی شده می‌باشد. روند طراحی سیستم به همین صورت با وارد کردن مقادیر در ستون‌های بعد از ستون A ادامه می‌یابد. ستون دوم برای طراحی مقطع بعدی سیستم با نشانگر A-B مشخص می‌شود که در این مثال شامل فیلتر پارچه‌ای می‌گردد. از آنجایی که تنها افت در مثال حاضر ناشی از اختلاف فشار بستر فیلتر (ΔP) می‌باشد، مقـدار 2 in.wg [500 Pa] در سلول مربوط به سایر افت‌ها (سلول B/35) وارد می‌شود. این مقدار به صورت منفی -2 in.wg [-500 Pa] مجددا در سلول B/38 به عنوان افت فشار استاتیک این مقطع (به دلیل قرارگیری در بالادست فن باید منفی باشد) درج می‌شود. مقدار افت فشار استاتیک این مقطع از نقطه A به B (سلول B/38) با افت به دست آمده از مقطع A-1 تجمیع شده و نتیجه (-5.4 in.wg [-1279 Pa]) در سلول B/40 درج می‌شود. این روند طراحی برای تمامی مقاطع تا دهانه ورودی فن تکرار می‌شود. سپس تجمیع فشار استاتیک منفی در سلول C/40 به عنوان فشار استاتیک دهانه ورودی فن (SP_i) درج می‌گردد. باید توجه داشت که افت‌های ستون C شامل شکل دیگر افت هود می‌باشد. زیرا سرعت جریان هوا در محفظه تصفیه‌کننده بسیار کاهش می‌یابد و جهت ورود هوا به کانال پایین‌دست و هدایت به سمت فن باید مجددا انتقال انرژی لازم جهت شتاب‌دهی هوا از حالت سکون و رسیدن به سرعت کانال لحاظ شود. در ناحیه فشار مثبت یا پایین‌دست دهانه خروجی فن، مجموعه جدیدی از فشارها باید محاسبه شوند. که بطور تجمعی در همان ردیف مربوطه (در مثال حاضر سلول D/40) به عنوان فشار استاتیک دهانه خروجی فن (SP_o) نمایش داده شده است. حال بر اساس مقادیر SP_i و SP_o به همراه فشار سرعت ورودی فن (VP_i)

کمیت فشار استاتیک سیستم (SSP) قابل محاسبه می‌باشد که محاسبات مربوطه در پایین برگه محاسبات در قالب نکات تکمیلی ارائه شده است. لازم به ذکر است، طرح شماتیک این سیستم به همراه برگه محاسبات در سیستم SI به ترتیب در اشکال ۶-۵ و ۶-۶ ارایه شده است. نتایج محاسبات در سیستم SI و IP کمی تفاوت داشته و ابعاد و مقادیر محاسباتی لزوما با هم انطابق ندارد.

توزیع هواگذر در یک سیستم چندانشعابی

سیستم‌های تهویه موضعی عموما از چندین کانال انشعابی تشکیل می‌شوند. در چنین سیستم‌هایی نه تنها میزان جریان مکشی در هودها بلکه متعادل‌سازی مطلوب فشار استاتیک در اتصال ورودی پایین‌دست انشعابات موازی باید به درستی طراحی و محاسبه شود. همانطور که پیشتر بیان شد، اتصال ورودی می‌تواند صرفا یک مقدار فشار استاتیک را در محل اتصال کانال‌های انشعابی دارا باشد. هوا همواره مسیری با کمترین مقاومت را انتخاب می‌کند، و در صورت عدم متعادل‌سازی سیستم در مرحله طراحی، بالانس طبیعی[1] (کنترل‌نشده) در کلیه اتصالات ورودی بطور خودکار پس از راه‌اندازی سیستم رخ خواهد داد. و این بدان معناست که هواگذر مکشی بر اساس افت فشار هر کانال انشعابی بطور خودکار توزیع خواهد شد. بنابراین ضروری است راهکاری برای کنترل توزیع هواگذر میان کانال‌های انشعابی سیستم از طریق متعادل‌سازی فشار استاتیک در اتصالات ورودی در نظر گرفته شود. با متعادل‌سازی سیستم اطمینان حاصل می‌شود که جریان هواگذر مورد نیاز در هودهای مکشی هرگز به زیر حداقل مقدار طراحی شده کاهش نمی‌یابد. متعادل‌سازی سیستم همچنین به انتخاب صحیح ابعاد کانال و در نتیجه جلوگیری از رسوب ذرات آلاینده درون کانال‌ها کمک می‌کند. همانطور که پیشتر مطرح گردید، به دو روش *متعادل‌سازی حین طراحی* و *متعادل‌سازی حین پیش راه‌اندازی* می‌توان سیستم تهویه را بالانس نمود. روش متعادل‌سازی حین طراحی با عنوان روش بالانس فشار استاتیک[2] نیز شناخته می‌شود که با اصلاح جریان هواگذر کانالهای انشعابی حین طراحی سیستم سعی در متعادل‌سازی فشار استاتیک در نقطه اتصال ورودی دارد. عموما از طریق کاهش اندازه کانال و/ یا تغییر ساختار اتصالات در مقاطع کانال انشعابی با ضرایب افت متفاوت به منظور برقراری تعادل فشار استاتیک

1. Natural balance
2. SP Balance Method



Details of Operation

Hood		VS-Print	Required Air-flow, am^3/s
1	400 mm Diameter Grinding Wheel, 50 mm Wide	80-11	0.25

Dimensions

Segment or Main	Straight Run, m	am^3/s Required	Elbows	Entries
1-A	4.5	0.25	--	--
A-B	Collector	0.25	--	--
B-C	1	0.25	--	--
D-E	3.5	0.25	--	--
E-F	Stack Head	0.25	--	--

شکل ۶–۵: طرح شماتیک سیستم تهویه موضعی مثال ۶–۱ (SI)

Project: Sample System Design #1 (SI)				Designer:			Elevation (z, m): 0				Date:				Page: of	* Input Data
Row	Abbr.		Description	Helpful Notes	Units	A	B	C	D	E	F	G	Row			
1*	–	SYSTEM INFORMATION	Segment Identification	e.g., 1-A, A-B, etc.	–	1-A	A-B	B-C	D-E				1*	1	ω = kg H_2O / kg da	
2*	T		Dry-Bulb Temperature	–	°C	21	21	21	21				2*			
3*	Q_{act}		Actual Duct Flow Rate	Eqn 3	am^3/s	0.25	0.25	0.25	0.25				3*	2	$df = (df_e) \times (df_p) \times (df_t) \times (df_m)$	
4*	V_t		Minimum Transport Velocity		m/s	20.00		15.00	15.00				4*			
5*	$\dot{m}_{H2O}$		Pounds Water per Minute	–	kg_{H2O}/s								5*		$df_e = [1 - ((22.08 \times 10^{-6}) \times (z))]^{5.258}$	
6*	$\dot{m}_{da}$		Pounds Dry Air per Minute	–	kg_{da}/s								6*			
7	df		Density Factor	Eqn 2	–	1.00	1.00	1.00	1.00				7		$df_p = (101384 + SP) / (101384)$	
8	Q_{std}		Standard Duct Flow Rate (dry air)	Eqn 3	dnm^3/s	0.25	0.25	0.25	0.25				8			
9	h		Total Heat	Eqn 5 or Psych Chart	kJ/kg_{da}								9		$df_t = (294) / (T + 273)$	
10	A_t		Target Duct Area	(Row 3) / (Row 4)	m^2	0.013		0.017	0.017				10			
11*	d		Selected Diameter		mm	120		150	150				11*		$df_m = (1 + \omega) / (1 + 1.607\omega)$	
12*	A		Selected Duct Area		m^2	0.011		0.018	0.018				12*	3	$Q_{std} = (Q_{act} / (1 + \omega))(df)$	
13	V_d		Duct Velocity	(Row 3) / (Row 11)	m/s	22.73		13.89	13.89				13		$Q_{act} = [(Q_{std})(1 + \omega)] / df$	
14	VP_d		Duct Velocity Pressure	Eqn 4	Pa	310		116	116				14			
15	A_s	STATIC PRESSURE LOSS SLOT	Slot Area		m^2								15	4	$V = 1.29 \times (VP/df)^{0.5}$	
16*	F_s		Slot Loss Factor		–								16*		$VP = (df) \times (V/1.29)^2$	
17	V_s		Slot Velocity		m/s								17			
18	VP_s		Slot Velocity Pressure	Eqn 4	Pa								18	5	$h = 1.006T + \omega(2501 + 1.86T)$	
19	–		Slot (or Orifice) Loss	(Row 16) x (Row 18)	Pa								19			
20*	F_h	HOOD STATIC	Hood Entry to Duct Loss Factor		–	0.65		0.60					20*	6	**90-Degree Elbow Loss Factors**	
21	–		Hood Entry to Duct Loss	(Row 20) x (Row 14)	Pa	202		70					21			
22	–		Acceleration Loss (Bernoulli Loss; "1VP")	Higher of VP_d or VP_s	Pa	310		116					22			
23*	SP_f		Other Losses	e.g., fitting or filter losses	Pa								23*			
24	$\lvert SP_h \rvert$		Hood Static Pressure (absolute value)	Rows: 19 + 21 + 22 + 23	Pa	512		185					24			
25*	L	DUCT COMPONENTS	Straight Duct Length	centerline-to-centerline	m	4.5		1.0	3.0				25*	7	**Branch Entry Loss Factors**	
26	F'_d		Duct Friction Loss Factor per Foot	Eqn 8 (met./plas.)	1/m	0.191		0.147	0.147				26			
27*	–		Number of 90-Degree Elbows	fractional for 30°, 45°, 60°	–								27*			
28*	F_{el}		Elbow Loss Factor per 90-Degree Elbow		–								28*			
29*	F_{en}		Branch Entry Loss Factor		–								29*			
30*	–		Special Fitting Loss Factor	e.g. dampers, etc.	–								30*			
31	F_d		Duct Friction Loss Factor	(Row 25) x (Row 26)	–	0.86		0.15	0.44				31			
32	–		Elbow Loss Factor	(Row 27) x (Row 28)	–								32			
33	–		Total Duct Component Loss Factors	Rows: 29 + 30 + 31 + 32	–	0.86		0.15	0.44				33			
34	–		Total Duct Loss	(Row 33) x (Row 14)	Pa	267		17	51				34			
35*	–	OTHER	Other Losses	collector, exp., cont., etc.	Pa		500						35*	8	$F'_d{}^{(met./plas.)} = 0.0155(V^{0.533} / Q^{0.612})$	
36	VP_r		Weighted Average VP	Eqn 10	Pa								36		$F'_d{}^{(flex\text{-}duct)} = 0.0186(V^{0.604} / Q^{0.639})$	
37	–		Loss From Velocity Increase	(Row 14) - (Row 36); if > 0	Pa								37	9	$Q_{corr} = Q_{design}(SP_{gov} / SP_{lower})^{0.5}$	
38	–	Segment Static Pressure Loss		Rows: 24 + 34 + 35 + 37	Pa	-779	-500	-203	51				38			
39*	SP_{gov}	Governing Static Pressure		–	Pa								39*	10	$VP_r = VP_1(Q_1/Q_3) + VP_2(Q_2/Q_3)$	
40*	SP_{cum}	Cumulative Static Pressure		Fan Inlet (-); Fan Outlet (+)	Pa	-779	-1279	-1482	51				40*			
41	Q_{corr}	Corrected Volumetric Flow		Eqn 9	am^3/s								41	11	$SSP = SP_{out} - SP_{in} - VP_{in}$	
42	V_{corr}	Corrected Velocity		(Row 41) / (Row 11)	m/s								42		SSP provides the FAN SP for fan selection	
43	VP_{corr}	Corrected Velocity Pressure		Eqn 4	Pa								43			

6-Degree Elbow Loss Factors	
R/D	F_{el}
1.5	0.24
2	0.19
2.5	0.17

Branch Entry Loss Factors	
Angle	F_{en}
15°	0.09
30°	0.18
45°	0.28
90°	1.00

NOTES: **SSP = +51 - (-1482) - 116 = 1417 Pa**

CAUTION: **Given that there is less than 5 duct diameters of straight duct entering the fan, fan system effects are likely to occur**

شکل ۶-۶: برگه محاسبات مثال ۶-۱ (SI)

اقدام می‌شود. روش دیگر استفاده از دریچه‌های هوا/ صفحات اریفیس است که فشار استاتیک در مقطع کانال با افت فشار کمتر توسط وسایلی چون انواع دمپر کشویی یا اریفیسی افزایش داده می‌شود. طراح باید امکان کاهش فشار استاتیک سیستم از طریق افزایش جریان در یک یا هر دو هود یا افزایش اندازه کانالهای انشعابی را بررسی نماید. در انتخاب روش مناسب متعادل‌سازی باید اثرات آن بر میزان توان الکتریکی مصرفی سیستم و همچنین هزینه اجرا و بهره‌برداری[1] سیستم در نظر گرفته شود. جهت درک بهتر فرایند متعادل‌سازی، سیستمی با ۲ کانال انشعابی را تصور کنید که یک انشعاب آن شامل هود A و اتصالات مربوطه مستلزم فشار استاتیکی معادل -3.5 in.wg [-875 Pa] باشد. و انشعاب دیگر شامل هود B و اتصالات مربوطه با فشار استاتیک -5.0 in.wg [-1250 Pa] طراحی شده باشد. با مقایسه مقادیر مطلق دو فشار استاتیک مشخص می‌شود که فن باید قادر به تأمین فشار استاتیکی معادل -5.0 in.wg [-1250 Pa] در نقطه اتصال ورودی باشد. در غیر اینصورت هود B انرژی مورد نیاز جهت تولید جریان هواگذر طراحی را نخواهد داشت. در میان انشعابات منتهی به یک اتصال ورودی مشترک، به فشار با مقدار مطلق بزرگتر اصطلاحا فشار غالب[2] و به آن انشعاب نیز اصطلاحا انشعاب غالب[3] اطلاق می‌شود. اگر فن برای تأمین فشاری معادل -5.0 in.wg [-1250 Pa] انتخاب شود، در هود A فشار مکشی مضاعف ایجاد خواهد شد. طراح باید معادل 5.0 – 3.5 = 1.5 in.wg [1250 – 875 = 375 Pa] مقاومت مضاعف در کانال مرتبط با هود A (انشعاب با فشار استاتیک کمتر) ایجاد نماید تا شرایط جریان در اتصال ورودی متعادل شود. استفاده از روش متعادل‌سازی حین طراحی برای این مثال بدین صورت است که با کاهش قطر کانال انشعابی با فشار استاتیک کمتر، میزان سرعت و فشار سرعت جریان هوا بیشتر گردیده و متعاقبا افت‌های سایشی و دینامیکی افزایش می‌یابد و نهایتا فشار استاتیک کانال نیز افزایش پیدا می‌کند. با اصلاح مناسب قطر کانال، فشار استاتیک مضاعف فراهم گردیده (در این مثال 1.5 in.wg [375 Pa]) و ۲ انشعاب موازی در نقطه اتصال ورودی بالانس می‌شوند. در روش بکارگیری دریچه هوا (دمپر)/ صفحه اریفیس برای تأمین افت فشار مضاعف (1.5 in.wg [375 Pa]) از طریق جانمایی دمپر کشویی اندکی بسته یا صفحه اریفیس در انشعاب با فشار استاتیک کمتر اقدام می‌شود. پس از تنظیم دریچه و دستیابی به بالانس باید نسبت به عدم امکان

1. CAPEX & OPEX
2. Governing pressure
3. Governing branch

تغییر یا دست‌کاری تنظیمات دریچه اطمینان حاصل شود. هدف نهایی هر دو روش دستیابی به هواگذر مطلوب در هودهای مکشی و حفظ حداقل سرعت انتقال در کلیه کانالهای فرعی و اصلی می‌باشد.

بکارگیری روش متعادل‌سازی حین طراحی

در این روش طراحی، محاسبات از هودی که از نظر تعداد مقاطع کانال دورترین فاصله تا فن را داراست شروع می‌شود و مقطع به مقطع تا فن ادامه می‌یابد. در هر اتصال ورودی، SP مورد نیاز برای دستیابی به هواگذر مطلوب در یک انشعاب باید معادل SP در انشعاب موازی باشد (به عبارتی مقادیر مطلق SP در انشعابات موازی مقایسه می‌گردد). فشار استاتیک کانال انشعابی با مقدار مطلق بزرگتر (یعنی انشعاب غالب) به عنوان فشار غالب (SP_{gov}) منظور می‌گردد. و فشار استاتیک کانال انشعابی با مقدار مطلق کوچکتر (یعنی انشعاب مغلوب) به عنوان فشار استاتیک پایین‌تر (SP_{lower}) شناخته می‌شود، که هواگذر عبوری آن اصطلاحا هواگذر پایین‌تر (Q_{lower}) نامیده می‌شود. حال بر اساس نسبت SP_{gov} به SP_{lower} یا (SP_{gov} / SP_{lower}) به شرح زیر اقدام می‌شود:

(SP_{gov} / SP_{lower}) > 1.2

اصلاح طراحی در انشعاب با SP پایین‌تر باید لحاظ شود. تغییرات شامل تغییر اندازه کانال، تغییر ساختار اتصالات و/ یا تغییر طراحی هود مکشی خواهد بود.

(SP_{gov} / SP_{lower}) ≤ 1.2

متعادل‌سازی از طریق افزایش جریان هواگذر در انشعاب با SP پایین‌تر حاصل می‌شود. می‌دانیم افت فشار با مجذور هواگذر ارتباط دارد، لذا اصلاحات هواگذر طبق رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$Q_{corr} = Q_{lower} \left(SP_{gov}/SP_{lower}\right)^{0.5} \qquad \text{(معادله ۶-۱)}$$

در این رابطه، Q_{corr} هواگذر حجمی تصحیح شده بر حسب acfm [am^3/s]، Q_{lower} هواگذر حجمی انشعاب با فشار استاتیک کمتر بر حسب acfm [am^3/s]، SP_{gov} فشار استاتیک انشعاب غالب بر حسب in.wg [Pa] و SP_{lower} فشار استاتیک انشعاب با افت فشار کمتر بر حسب in.wg [Pa] می‌باشد. شایان ذکر است مقدار جبری ریشه مجذور نسبتهای SP همواره بزرگتر از عدد یک (۱) است.

بکارگیری روش متعادل‌سازی با دریچه هوا/ صفحه اریفیس

این روش مبتنی بر جانمایی دریچه هوا/ صفحه اریفیس در انشعابات فرعی/ اصلی با هدف ایجاد مقاومت و دستیابی به بالانس فشار استاتیک می‌باشد. برخی انواع دریچه های تنظیم هوا در شکل ۶-۷ نمایش داده شده است. دریچه‌های هوا را باید پس از نصب سیستم جهت دستیابی به هواگذر مطلوب در کلیه هودهای مکشی تنظیم نمود. در هر اتصال ورودی، جریان هواگذر کانال‌های موازی از طریق تنظیم دمپرها جهت دستیابی به تعادل مطلوب فشار استاتیک تأمین می‌شود. باید توجه داشت که پس از متعادل‌سازی سیستم، اعمال تغییر در تنظیمات هر یک از دمپرها می‌تواند منجر به تغییر هواگذر سایر کانالهای انشعابی گردد. تنظیم مجدد دمپرها عموما موجب افزایش فشار استاتیک واقعی فن (FSP) و متعاقبا توان الکتریکی مورد نیاز سیستم می‌شود. لذا باید پس از اتمام فرایند متعادل‌سازی سیستم، کلیه دمپرهـا را در موقعیت تنظیم شده ثابت کرد تا از دستکاری غیرمجاز آنها جلوگیری شود. بطور مشابه، دمپرهای اریفیسی بر اساس مقتضیات عملیاتی سیستم در هنگام راه‌اندازی یا زمانی که سیستم مستلزم تنظیم مجدد است قابل استفاده می‌باشند. با توجه به ثابت بودن قطر دهانه باز صفحات اریفیس، عموما پایدارتر بوده و کمتر امکان دستکاری آنها توسط اپراتور وجود دارد. شایان ذکر است که خوردگی یا فرسایش ناشی از جریان هوا هنگام استفاده از دریچه‌های تنظیم هوا باید مورد توجه قرار گیرد. داده‌های و محاسبات این روش متعادل‌سازی همانند روش بالانس حین طراحی می‌باشد، با این تفاوت که اندازه کانالها، اتصالات و هواگذرهای عبوری تصحیح و تعدیل نمی‌شوند و با تنظیم دمپرهای کشویی/ اریفیسی پس از نصب سیستم (مرحله پیش‌راه‌اندازی) میزان هواگذر مورد نیاز تأمین می‌شود. در مواقعی که سیستم تهویه دارای چندین هود مکشی است ولی صرفا بخشی از هودها در بازه زمانی مشخص فعال هستند می‌توان جریان هوای انشعابات هودهای غیرفعال را با استفاده از دمپر قطع نمود. در سیستم‌های تهویه موضعی (LEV) که با ذرات سرو کار دارند، استفاده از این شیوه متعادل‌سازی ممکن است موجب رسوب ذرات و گرفتگی کانالهای اصلی و فرعی گردد. لذا در این شرایط استفاده از این شیوه متعادل‌سازی توصیه نمی‌شود. مگر حداقل سرعت انتقال در تمامی کانال‌ها پس از اعمال تغییرات در وضعیت دمپرها تضمین و حفظ شود. همچنین در صورت قابل احتراق بودن ذرات، بکارگیری این شیوه بالانس مجاز نمی‌باشد. در این موارد بهتر است از طراحی کانال اصلی مشترک با کمترین فاصله نسبت به دهانه فن استفـاده شود، به نحوی که طول کانال اصلی حـداقل باشد یا طراحی سیستم پلنوم

الف) دمپر کشویی

ب) دمپر اریفیسی

شکل ۶-۷: انواع دریچه‌های تنظیم هوا برای متعادل‌سازی/ کنترل جریان هوا

مورد استفاده قرار گیرد.

افزایش سرعت در اتصال ورودی (فشار سرعت میانگین)

تغییرات سرعت کانال ممکن است در بسیاری از بخشهای سیستم تهویه موضعی رخ دهد. اندک افزایش یا کاهش شتاب جریان معمولا در سیستمی که با اتصالات مناسب طراحی شده باشد خود به خود جبران می‌شود. در برخی موارد سرعت نهایی کانال اصلی پایین‌دست اتصال ورودی فراتر از میانگین وزنی سرعت کانال‌های انشعابی منتهی به کانال اصلی می‌باشد. سرعت هوا در اتصال ورودی

بدون صرف انرژی جنبشی افزایش نخواهد یافت. چنانچه اختلاف سرعت متوسط انشعابات با سرعت جریان در کانال پایین‌دست اتصال ورودی بیش از صفر باشد، به فشار استاتیک مضاعف جهت افزایش سرعت نیاز است. این افت مضاعف در ردیف ۳۶ برگه محاسبات آورده می‌شود که به آن فشار سرعت منتجه یا فشار سرعت میانگین[1] گفته می‌شود. یادآور می‌شود انرژی در هر اتصال ورودی ثابت بوده، و انرژی وارد شده از هر دو انشعاب برابر $Q(TP) = Q(SP + VP)$ می‌باشد. طبق قانون اول ترمودینامیک، مجموع انرژی وارد شده به هر اتصال ورودی باید با انرژی خروجی برابر باشد، به عبارتی:

(معادله ۶-۲)

$$Q_1(VP_1 + SP_1) + Q_2(VP_2 + SP_2) = Q_3(VP_3 + SP_3) + Losses$$

باید در نظر داشت که افت کلی برابر است با:

(معادله ۶-۳) $$Losses = F_1Q_1VP_1 + F_2Q_2VP_2$$

در اینجا اندیس‌های ۱، ۲ و ۳ نماینده شماره کانال مطابق شکل ۶-۸ می‌باشد. در این کتاب، از افت اتصال ورودی در کانال اصلی صرفنظر شده است (به عبارتی $F_1 = 0$). با فرض اینکه اتصال ورودی شکل ۶-۸ بالانس باشد (یعنی $SP_1 = SP_2$) و هیچ افت دینامیکی ناشی از اتصال وجود نداشته باشد (یعنی $F_2 = 0$)، همچنان ممکن است در اثر فزایش یا کاهش شتاب جریان سیال تغییر مضاعفی در فشار استاتیک رخ دهد. معادله زیر بیانگر این شرایط است:

$$SP_3 + VP_3 = ((Q_1 + Q_2)/Q_3)\, SP_1 + (Q_1/Q_3)\, VP_1 + (Q_2/Q_3)\, VP_2$$

(معادله ۶-۴) $$SP_3 + VP_3 = SP_1 + (Q_1/Q_3)\, VP_1 + (Q_2/Q_3)\, VP_2$$

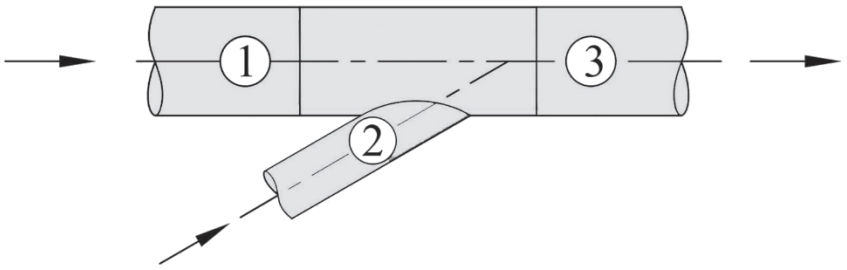
دو عبارت سمت راست این معادله به عنوان فشار سرعت میانگین (VP_r) تعریف می‌شود:

(معادله ۶-۵) $$VP_r = (Q_1/Q_3)\, VP_1 + (Q_2/Q_3)\, VP_2$$

1. Weighted average velocity pressure (Resultant VP) – VPr

$$VP_r = [(Q_1 \times VP_1)/Q_3] + [(Q_2 \times VP_2)/Q_3]$$

در این رابطه، VP_r فشار سرعت میانگین حاصل از ترکیب ۲ کانال انشعابی بر حسب in.wg [Pa]، Q_1 هواگذر حجمی کانال انشعابی ۱ بر حسب acfm [am^3/s]، Q_2 هواگذر حجمی کانال انشعابی ۲ بر حسب acfm [am^3/s] و Q_3 هواگذر ترکیب شده خروجی از اتصال می‌باشد.



(IP)

Duct No.	Dia.	Area	Q	V	VP	SP
(1)	10	0.545	1,935	3,550	0.79	-2.1
(2)	4	0.087	340	3,908	0.95	-2.1
Main (3)	10	0.545	2,275	4,174	1.09	-

(SI)

Duct No.	Dia.	Area	Q	V	VP	SP
(1)	250	0.049	0.97	19.80	235	-525
(2)	100	0.008	0.17	21.25	271	-525
Main (3)	250	0.049	1.14	23.27	325	-

شکل ۶-۸: اصلاح سرعت در اتصال ورودی

شایان ذکر است، معادله فوق در تمام شرایط حتی ترکیب دو جریان گازی با چگالی متفاوت مشروط به اعمال اثرات چگالی بر فشارهای سرعت قابل استفاده می‌باشد. در صورتی که هواگذر در یک کانال انشعابی برای متعادل‌سازی تغییر داده شده باشد، باید فشار سرعت اصلاح‌شده (VP_{corr}) و هواگذر اصلاح‌شده (Q_{corr}) را در معادله فوق استفاده نمود. باید در نظر داشت که VP_r یک کمیت غیرقابل اندازه‌گیری در سیستم تهویه می‌باشد. زمانی که VP_3 (یعنی فشار سرعت در کانال پایین‌دست اتصال ورودی) کمتر از VP_r باشد، کاهش شتاب جریان هوا حین عبور از اتصال ورودی منجر به بازیافت اندکی فشار استاتیک می‌شود، که در این حالت نیازی به اعمال اصلاحات در محاسبات طراحی سیستم نخواهد بود. ولی در صورتی که VP_3 بیش از VP_r باشد، افزایش شتاب جریان رخ می‌دهد. زمانی که

این اختلاف برابر یا بیش از 0.1 in.wg [25 Pa] باشد، میزان اختلاف میـان فشـار سرعت پایین‌دست اتصـال ورودی و فشـار سرعت میـانگین (VP_3 - VP_r) در ردیف ۳۷ انشعاب پایین‌دست جاییکه افزایش سرعت در آن مقطع رخ داده ثبت می‌گردد. این کمیت میزان افت فشار استاتیک مورد نیاز برای افزایش انرژی جنبشی هوا حین عبور از اتصال ورودی به کانال اصلی را نمایان می‌کند. به همین دلیل، باید آن را در محاسبات افت فشار استاتیک آن مقطع از سیستم در نظر گرفت. فشار استاتیک بلافاصله بعد از یک اتصال از طریق این معادله به دست می‌آید:

$$SP_3 = SP_1 - (VP_3 - VP_r) \qquad \text{(معادله ۶-۶)}$$

برای مثال مطابق پارامترهای مندرج در شکل ۶-۸، فشار استاتیک مورد نیاز در نقطه ۳ می‌تواند بدین صورت در سیستم IP برآورد گردد:

$$VP_r = (1935 \times 0.79)/2275 + (340 \times 0.95)/2275 = 0.81 \text{ in. wg}$$

$$SP_3 = (-2.11) - (1.09 - 0.81) = -2.11 - 0.28 = -2.39 \text{ in. wg}$$

و در سیستم SI نیز بدین صورت:

$$VP_r = [(0.97 \times 235)/1.14] + [(0.17 \times 271)/1.14] = 240 \text{ Pa}$$

$$SP_3 = (-525) - (325 - 240) = -525 - 85 = -610 \text{ Pa}$$

می‌توان نتیجه گرفت که در این مورد باید 0.28 in.wg [85 Pa] به دلیل افت فشار ناشی از افزایش شتاب جریان به فشار استاتیک اتصال ورودی افزود.

محاسبات فشار سیستم و فن

محاسبات سیستم‌تهویه موضعی مبتنی برفشار استاتیک می‌باشد. فشار استاتیک شاخص عملکرد هودهای مکشی است و متعادل‌سازی انشعابات یا فشار غالب در اتصالات ورودی بر اساس اندازه‌گیری فشار استاتیک مشخص می‌شود. شایان ذکر است، هدف از انجام محاسبات سیستم تهویه تعیین فشار استاتیک سیستم (SSP) است که می‌توان آن را بطور میدانی روی سیستم اندازه‌گیری نمود. اکثر جداول

انتخاب فن بر اساس فشار استاتیک فن (FSP) ارائه می‌شوند. SSP بدست آمده از برگه محاسبات مبنای تعیین FSP و انتخاب فن مناسب می‌باشد. در این بخش فشار استاتیک و کل فن (FSP و FTP) بر اساس تعاریف سازمان کنترل و انتقال هوا[1] معرفی می‌شود. مقادیر FSP (یا FTP) و SSP (یا STP) برای پیش‌بینی نقاط عملیاتی سیستم استفاده می‌شوند.

فشار استاتیک سیستم (SSP)

فشار استاتیک سیستم نمایانگر فشار مورد نیاز برای غلبه به افت انرژی ناشی از عبور هوا درون سیستم کانال‌کشی می‌باشد، که بر اساس داده‌های برگه محاسبات برآورد می‌شود و برای تعیین الزامات فشار استاتیک یا کل فن استفاده می‌گردد. بکارگیری SSP بر روی منحنی فن/ سیستم مستلزم یکسان بودن واحدهای اندازه‌گیری مطابق با FSP است. با جایگذاری و صرفنظر از اثرات فشار سرعت در دهانه ورودی فن (VP_{in})، پارامتر SSP از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$SSP = SP_{out} - SP_{in} - VP_{in} \qquad \text{(معادله ۶-۷)}$$

مقادیر مورد استفاده برای محاسبه SSP از برگه محاسبات قابل برداشت است، در حالی که مقادیر لازم برای محاسبه FSP بر اساس داده‌های مربوط به آزمایش و تست عملکردی سازندگان فن ارائه می‌شود. مکان هندسی تلاقی این دو کمیت در واقع نقطه عملیاتی پیش‌بینی شده (طراحی) را مشخص می‌نماید.

فشار کل فن (FTP)

فشار کل فن در واقع معادل مقدار افزایش فشار کل (TP) حین عبور از فن یا طرفین فن می‌باشد که به صورت زیر بیان می‌شود:

$$FTP = TP_{out} - TP_{in} \qquad \text{(معادله ۶-۸)}$$

برخی سازندگان جداول انتخاب فن را بر حسب FTP ارائه می‌کنند. برای انتخاب فن بر این اساس می‌توان FTP را با در نظر گرفتن $TP = SP + VP$ به صورت زیر محاسبه نمود:

1. Air Movement and Control Association – AMCA

$$FTP = (SP_{out} + VP_{out}) - (SP_{in} + VP_{in}) \quad \text{(معادله ۶-۹)}$$

وقتی $VP_{in} = VP_{out}$ باشد، معادله فوق را می‌توان به صورت زیر خلاصه نمود:

$$FTP = SP_{out} - SP_{in} \rightarrow FTP = FSP \quad \text{(معادله ۶-۱۰)}$$

فشار استاتیک فن (FSP)

بر اساس استاندارد تست AMCA، فشار استاتیک فن (FSP) معادل تفریق جبری فشار سرعت فن (FVP) از فشار کل فن (FTP) می‌باشد. فشار سرعت فن معادل فشار ایجادکننده سرعت جریان هوا در دهانه خروجی فن ($FVP = VP_{out}$) است. لذا فشار استاتیک فن را می‌توان با معادله زیر بیان کرد:

$$FSP = FTP - FVP \rightarrow FSP = FTP - VP_{out} \quad \text{(معادله ۶-۱۱)}$$

$$FSP = (SP_{out} + VP_{out}) - (SP_{in} + VP_{in}) - VP_{out}$$

$$FSP = SP_{out} - SP_{in} - VP_{in} \quad \text{(معادله ۶-۱۲)}$$

فشار استاتیک فن پارامتری است که بر اساس روش تست فن‌ها مشخص می‌شود، و این کمیت توسط اکثر سازندگان در جداول انتخاب فن مورد استفاده قرار می‌گیرد. این مقادیر بر اساس محاسبات سیستم تهویه حاصل نمی‌شود، بلکه بطور تجربی یا بر اساس داده‌های محاسبات کامپیوتری به دست می‌آید. لازم به ذکر است، در این فصل عبارت فشار فن در مورد پارامترهای FSP و FTP قابل استناد است.

تعیین مشخصات فن با فشار استاتیک سیستم (SSP)

محاسبات مربوط به SSP بر اساس همان معادلات مورد استفاده جهت تعیین فشار استاتیک فن می‌باشد. بنابراین FSP مورد نیاز پس از تعیین SSP و اعمال موارد زیر قابل برآورد است:

- تعیین ضریب ایمنی
- اعمال افت اثر سیستم

- تعیین ملاحظات لازم برای تغییرات فشار (برای مثال تغییر اختلاف فشار (ΔP) در تصفیه‌کننده بگ‌فیلتر حین بهره‌برداری)

هنگام انتخاب فن بر اساس جداول انتخاب فن باید دقت داشت که اطلاعات جداول بر اساس فشار استاتیک (FSP) یا فشار کل (FTP) ارائه شده است. اکثر فن‌های سانتریفیوژ مورد استفاده در سیستم‌های تهویه صنعتی بر اساس FSP مشخص می‌شوند. افت اثرات سیستم نیز باید در انتخاب فن مدنظر قرار گیرد. و کانال مستقیم با طول مناسب برای دهانه ورودی و خروجی فن‌های سانتریفیوژ لحاظ شود، چون این فن‌ها به تغییرات ناگهانی جهت جریان حساس هستند. در صورت وجود اتصال زانویی یا دیگر اتصالات در نزدیکی دهانه ورودی یا خروجی فن ضروری است توان اسب بخار و سرعت مطلق[1] بالاتری برای پروانه فن در نظر گرفته شود. لازم به یادآوری است که رعایت علامت جبری حین برآورد فشار ضروری است (برای مثال VP همواره مثبت، SP_{in} معمولا منفی و SP_{out} نیز معمولا مثبت است). در آخرین مرحله از روند انتخاب فن باید چگالی هوا مدنظر قرار گیرد. اکثر جداول و منحنی‌های انتخاب فن برای شرایط استاندارد تهیه شده‌اند. فشار استاتیک معادل سیستم[2] همان SSP محاسباتی و اصلاحی برای برآورد مقادیر FSP یا FTP می‌باشد که اصلاحات چگالی هوا توسط فاکتور چگالی طبق رابطه زیر در آن لحاظ می‌شود. (این معادله برای محاسبه مقادیر FSP و FTP معادل نیز قابل استفاده است)

$$P_e = P_a/dF \qquad \text{(معادله ۶-۱۳)}$$

مقادیر dF از برگه محاسباتی در ستون مربوط به مقطع دهانه ورودی فن قابل برداشت است. dF مربوط به دهانه ورودی فن باید شامل ضریب تغییرات فشار مطلق نیز باشد، به ویژه اگر فشار استاتیک دهانه ورودی فن زیر 20 in.wg - [5 kPa -] باشد. در خصوص سیستم مفروض در مثال ۶-۱، مقادیر SSP و FSP برآوردی را می‌توان با استفاده از داده‌های برگه محاسبات مشخص نمود. توجه کنید که مقادیر واحد SI و IP با هم مطابقت ندارند، چون شرایط دهانه ورودی هر کدام متفاوت می‌باشد. در دهانه

1. Tip Speed
2. Equivalent System Static Pressure – SSPe

خروجی فن، میزان SP معـادل +0.3 in.wg [+51 Pa] است، و در دهـانه ورودی، میزان SP برابر با -6.2 in.wg [-1470 Pa] می‌باشد. با توجـه به یکسـان بودن سطح مقاطع دهانـه ورودی و خروجـی فن ($A_{in} = A_{out}$)، مقادیر VP در هر دو دهانه معادل 0.51 in.wg [116 Pa] می‌باشد. میزان SSP بر اساس روابط موجود برابر است با:

$$SSP = SP_{out} - SP_{in} - VP_{in} = 0.3 - (-6.2) - 0.5 = 6.0 \ \text{in. wg}$$

$$[51 - (-1470) - 116 = 1405 \ \text{Pa}]$$

می‌توان از این کمیت برای تعیین میزان FSP مورد نیاز برای فعالیت فن استفاده کرد. در این مثال، طراح باید میزان SSP را 6.0 in.wg [1405 Pa] در نظر گرفته و سپس میزان FSP را بر اساس فاکتورهای ایمنی و/ یا دیگر ملاحظات فنی معادل 6.0 in.wg، 6.5 in.wg یا 7.0 in.wg (یا مقادیر معادل متریک) انتخاب نماید. مقادیرFSP توسط سازندگان در جداول انتخاب فن مشخص گردیده که با تعیین آن روند انتخاب فن تکمیل می‌شود.(در این مثال فاکتور چگالی معادل یک است)

رابطه منحنی سیستم و فن

دو منحنی ترسیمی رابطه میان هواگذر حجمی واقعی acfm [am^3/s] و فشار واقعی in.wg [Pa] را نمایش می‌دهد. منحنی سیستم بر اساس مقادیر SSP و هواگذر سیستم مشخص می‌شود. و مطابق شکل ۴-۱۲ از فصل چهارم، منحنی فن نیز رابطه میان هواگذر و فشار را بر اساس داده‌های سازنده نشان می‌دهد. از آنجایی که هر دو منحنی با استفاده از متغیرهای دارای واحدهای یکسان ترسیم شده‌اند، می‌توان آنها را روی یک نمودار یکسان ترسیم نمود. از تلاقی منحنی سیستم با منحنی فن انتخابی نقطه عملیاتی محاسباتی مشخص می‌شود. توجه کنید که این نقاط تلاقی تقریبی هستند. منحنی فن ترسیم‌شده برای هر فن انتخابی صرفا برای سرعت (RPM) معینی معتبر است. موقعیت نقطه عملیاتی نیز تقریبی است زیرا با اندک تغییراتی در میزان SSP همچون تغییر افت فشار بگ‌فیلتر یا سایر تجهیزات حین بهره‌برداری جابجا خواهد شد. بطور مشابه، در صورت استفاده از الکتروموتور مجهز به اینورتر (سامانه VFD)، بکارگیری دمپرهای کنترل جریان هوا و یا تغییر دمای فن طی روند فرایند/ عملیات صنعتی

ممکن است منحنی‌های فن چندگانه[1] مدنظر قرار گیرد. چنین شرایطی باعث ایجاد نقاط عملیاتی متغیر شده و باید در خصوص فعالیت پایدار فن در کلیه شرایط عملیاتی اطمینان حاصل گردد. شایان ذکر است که هنگام لحاظ نمودن افت اثرات سیستم، منحنی فن نسبت به اطلاعات سازنده تغییر نمی‌کند. پیامد افت اثر سیستم در محاسبات سیستم تهویه به عنوان افت مضاعف سیستم در نظر گرفته می‌شود و در میزان فشار استاتیک سیستم (SSP) اعمال می‌شود. لذا این افت مضاعف باعث ایجاد یک منحنی سیستم جدید و متعاقبا یک نقطه تلاقی جدید با منحنی فن خواهد شد. زمانی که کنترل فن و سیستم برای بهره‌برداری هواگذر ثابت طراحی شده باشد، چندین نقطه جداگانه پایدار قابل دستیابی است. با این حال اکثر سیستم‌های تهویه نسبت به تغییرات جریان هوا و افت فشار ناشی از تغییر شرایط فیزیکی سیستم پویا بوده و تغییر می‌کنند. همانطور که پیشتر بیان شد، این شرایط ممکن است ناشی از تغییر در وضعیت تنظیم دمپرها (دستی یا خودکار)، اختلاف فشار طرفین فیلتر (ΔP)، شدت جریان آب پاششی درون اسکرابر یا تغییرات دما یا رطوبت تولیدی توسط فرایند/ عملیات صنعتی مورد تهویه باشد. شکل ۴-۱۸ از فصل چهارم، نمونه‌ای از دو منحنی متمایز فن و سیستم را نمایش می‌دهد، که منحنی‌های فن PQ_1 و PQ_2 نمایانگر عملکرد یک فن یکسان در دو سرعت متفاوت هستند. به همین ترتیب، منحنی‌های فن چندگانه نماینده تنظیمات مختلف دمپر یا دمای متفاوت می‌باشند. منحنی‌های سیستم A_1-A_2 و B_1-B_2 می‌تواند نمایانگر حالت عملیاتی متفاوت از یک سیستم یکسان باشند که تحت تأثیر شرایط عملیاتی سیستم دچار تغییرات افت فشار شده است. برای مثال، منحنی B_1-B_2 می‌تواند بیانگر فعالیت سیستم در مرحله راه‌اندازی سیستم هنگامی که بستر فیلترهای دستگاه بگ‌فیلتر تمیز هستند، باشد. و منحنی A_1-A_2 می‌تواند نمایانگر حالت محدود شده سیستم (کاهش جریان مکشی) دقیقا پیش از شروع عملکرد سامانه پاکسازی[2] هنگامی که ذرات غبار روی بستر فیلترها انباشته شده است (شرایطی که موجب افزایش ΔP می‌شود)، باشد. در این صورت منحنی سیستم می‌تواند مجموعه‌ای از منحنی‌ها بین خطوط مشخص شده A_1-A_2 و B_1-B_2 را شامل شود. اگر فن برای فعالیت در سرعت ثابت (برای مثال PQ_2) و بدون دمپر کنترل جریان انتخاب شده باشد، هواگذر و فشار عملیاتی سیستم می‌تواند مابین نقاط B_2 در مرحله راه‌اندازی و A_2 لحظه‌ای که اختلاف فشار بگ‌فیلتر (ΔP) بیشترین

1. Multiple Fan Curves
2. Reconditioning system e.g. pulse jet

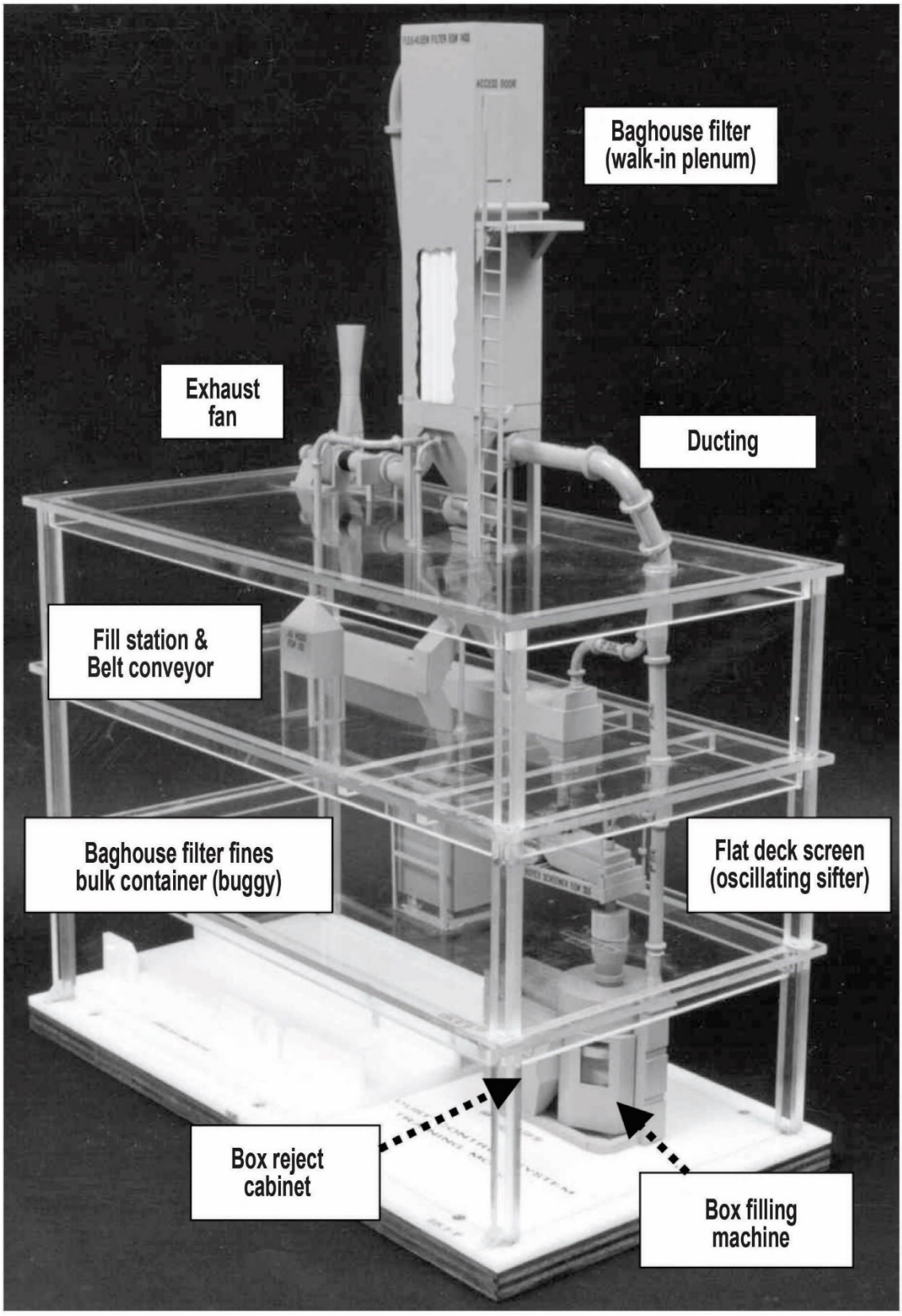
است، تغییر یابد. باید یادآور شد که فعالیت کلیه اجزای سیستم تهویه از قائده رابطه مستقیم تغییرات فشار با مجذور جریان هواگذر عبوری پیروی نمی‌کند. به خصوص در مورد نوسانات فشار نسبت به تغییرات سرعت سطحی فیلتر[1] که به یک رابطه خطی نزدیکتر است. بنابراین منحنی کلی سیستم ممکن است دارای اجزایی باشد که همانند دیگر افت‌های دینامیک سیستم عمل نکند. اگر افت فشار بگ‌فیلتر نقش قابل توجه در افت فشار کل سیستم تهویه داشته باشد (عموما بیش از ۵۰ درصد)، ضروری است در خصوص تغییرات جریان هواگذر سیستم نسبت به تغییرات اختلاف فشار (ΔP) با سازنده بگ‌فیلتر مشورت گردد.

مثال ۶-۲: سیستم تهویه چندشاخه در شرایط استاندارد

شکل ۶-۹ تصویر ماکت یک سیستم تهویه موضعی در خصوص جمع‌آوری و انتقال مواد پودری (ذرات هوابرد) را نمایش می‌دهد که از طریق آن محاسبات سیستم چند انشعابی و بالانس اتصالات ورودی به روش متعادل‌سازی حین طراحی بیان خواهد شد. حداقل سرعت انتقال در کل شبکه کانال سیستم به غیر از مقاطع پایین دست دستگاه بگ‌فیلتر که هوای عاری از غبار جریان دارد معادل 3500 fpm [18 m/s] در نظر گرفته شده است. این سیستم دارای چهار هود مکشی استاندارد (مطابق ACGIH-VS Plates) و یک هود غیراستاندارد (هود شماره ۱) می‌باشد. با توجه به مفروضات این عملیات خاص، حداقل هواگذر مورد نیاز بر اساس شکل هندسی و سطح انتشار آلاینده برآورد می‌شود. در این مثال، شرایط هوا استاندارد فرض شده است. (دمای 70 °F [21 °C] ، فاقد رطوبت و ارتفاع همسطح دریا می‌باشد، به عبارتی فاکتور چگالی معادل یک است). اولین قدم در روند طراحی، ترسیم نقشه تک‌خطی از سیستم تهویه می‌باشد. این نقشه شامل نامگذاری نقاط شروع و پایان برای هر مقطع به عنوان نشانگر یا کد شناسایی بوده که در نهایت در اولین ردیف برگه محاسبات درج می‌شوند. اطلاعات اولیه شامل شرح فعالیت/ عملیات، طرح هودهای پیشنهادی به همراه رفرانس هودهای استاندارد و هواگذر مکشی مورد نیاز در قالب جدول در برگه مجزا یا روی نقشه ترسیم خطی ارائه می‌شود.

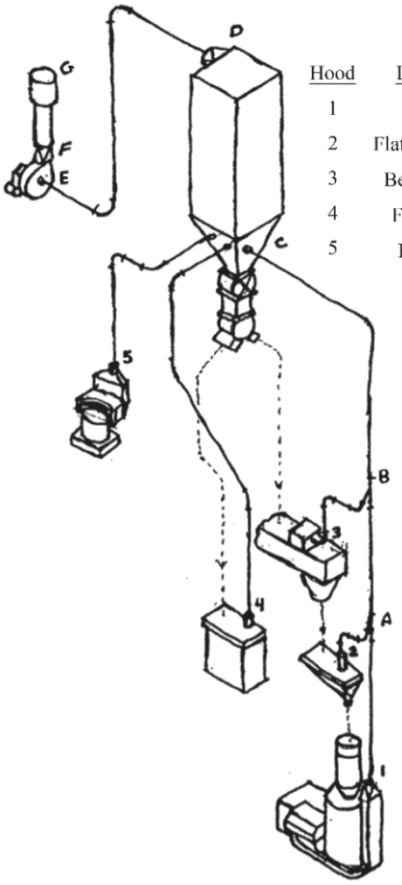
---

1. Air/Cloth Ratio, (Permeability - cfm per sq.ft or fpm [m3/s per m2 or mps] of fabric)



شکل۶-۹: نمای ایزومتریک مدل سیستم تهویه موضعی مثال ۶-۲

داده‌های پایه مورد نیاز جهت طراحی این سیستم تهویه به همراه نقشه تک‌خطی در شکل ۶-۱۰ ارائه شده است.



Hood	Description	VS-Plate	F_h	acfm [am^3/s]	Elbows	Fitting	V_t (fpm) [m/s]
1	Box Filler	*	0.25	1500 [0.70]	--	--	3,500 [18.0]
2	Flat Deck Screen	VS-99-01	0.50	200 [0.10]	(1.67) 90	(1) 30	3,500 [18.0]
3	Belt Conveyor	VS-50-21	0.40	500 [0.25]	(1.67) 90	(1) 30	3,500 [18.0]
4	Fines Buggy	VS-15-02	0.25	300 [0.15]	(2) 90	--	3,500 [18.0]
5	Fill Station	VS-15-01	**	300 [0.15]	(2) 90	--	3,500 [18.0]

* Hood 1 had no similar design in the VS Plates so a straight 45 degree tapered hood was assumed. Hood 4 actually had (1) 90 and (2) 45 degree elbows for a total of (2) 90 degree elbows.
Other duct lengths and components taken from sketch:

A - B 9 ft. [2.7 m] of duct and no elbows
B - C 10 ft. [3.0 m] of duct and no elbows
C - E 19 ft. [5.8 m] of duct and (2) 90 degree elbows
F - G 10 ft. [3.0 m] of duct

All elbows - radius = 2.0 D (5 piece)
Branch entries = 30°
All duct lengths are ℄ to ℄

** $F_h = 0.25$; $F_s = 1.78$

شکل۶-۱۰: ترسیم تک‌خطی سیستم به همراه داده‌های پایه برای مثال ۶-۲

مشخصات فنی طرح هودهای استاندارد مورد استفاده در اشکال ۶-۱۱ الی ۶-۱۴ ارائه شده است. بر اساس اطلاعات موجود می‌توان داده‌های برگه محاسبات را تکمیل نمود. شیوه صحیح ورود داده‌ها در هر ستون (مقطع) از بالا به پایین می‌باشد. عموما طراحان روند ورود داده‌ها را از هود با حداکثر فاصله نسبت به فن یا از انشعابی با بیشترین تعداد اتصالات مابین هود و فن شروع می‌کنند. در این مثال باید از هود ۱ شروع کرد. مطابق ترسیم تک خطی سیستم، کانال انشعابی هود ۱ در اتصال ورودی A با کانال انشعابی هود ۲ ترکیب می‌شود. این مقطع از هود ۱ تا اتصال ورودی A با کد شناسایی 1-A مشخص می‌شود که معرف نقاط شروع و پایان مقطع است که در سلول A/1 از برگه محاسبات ارایه شده در اشکال ۶-۱۵ و ۶-۱۶ درج می‌گردد. ۱۴ ردیف ابتدایی در هر ستون نمایانگر داده‌ها و اطلاعات

پایه آن مقطع از سیستم است که شامل هواگذر، اندازه کانال، شرایط سایکرومتریک هوا (دما، رطوبت و ...) و فشار سرعت می‌شود. برخی از این مقادیر/ کمیت‌ها از مراجعی چون مشخصات فنی طرح هودهای استاندارد[1] استخراج شده و برخی دیگر از طریق محاسبات مشخص می‌شوند. در خصوص ستون A، روند ورود داده‌ها به صورت زیر انجام می‌شود:

ردیف ۲: دمای حباب خشک هوای استاندارد معادل ۷۰ درجه فارنهایت [۲۱ درجه سلسیوس] می‌باشد.

ردیف ۳: هواگذر واقعی acfm [am^3/s] از داده‌های مندرج در شکل ۶-۱۰ برداشت می‌گردد که اثرات چگالی ناشی از ارتفاع، دما، رطوبت و فشار مطلق در آن لحاظ شده است.

ردیف ۴: حداقل سرعت انتقال از جدول ۵-۲ در فصل پنجم یا از طرح هودهای استاندارد قابل استخراج است.

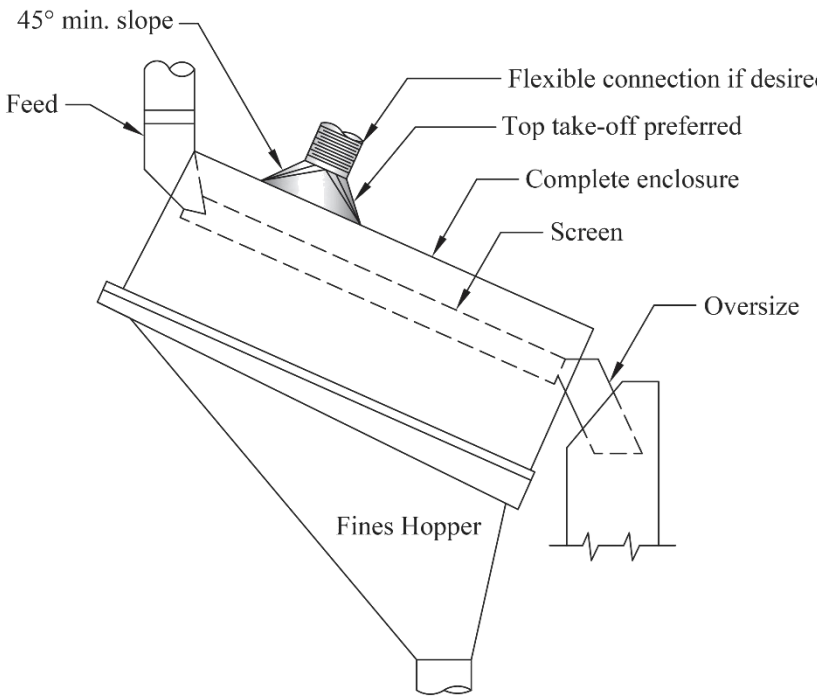
ردیف ۵ الی ۹: از آنجایی که هوای استاندارد فاقد رطوبت یا حرارت مضاعف است (dF=1.0)، هیچ داده‌ای وارد نمی‌گردد. ردیف مربوط به scfm [sm^3/s] تنها زمانی کاربرد دارد که متعادل‌سازی جریان‌های دارای رطوبت یا حرارت مدنظر باشد.

ردیف ۱۰: مساحت کانال محاسباتی از طریق معادله Q = V.A برای تعیین پارامتر A برآورد می‌شود. جریان هواگذر از ردیف ۳ و حداقل سرعت انتقال از ردیف ۴ منظور می‌شود.

ردیف ۱۱: بر اساس مقدار محاسباتی ردیف ۱۰، قطر کانال انتخابی با لحاظ نمودن اندازه استاندارد کوچکتر از جدول ۶-۱ انتخاب و درج می‌شود. برای مثال، اندازه کانال محاسباتی در سلول A/10 معادل $0.429\ ft^2$ [$0.039\ m^2$] می‌باشد. با رجوع به جدول ۶-۱، مشخص می‌شود کانال استاندارد با چنین سطح مقطعی وجود ندارد. لذا طراح می‌تواند قطر 8” [220 mm] (معادل مساحت $0.349\ ft^2$ [$0.038\ m^2$]) یا قطر 9” [250 mm] (معادل مساحت $0.442\ ft^2$ [$0.049\ m^2$]) را انتخاب نماید. انتخاب کانال بزرگتر، سرعت کمتر از حداقل سرعت انتقال 3500 fpm [18 m/s] سلول A/4 را

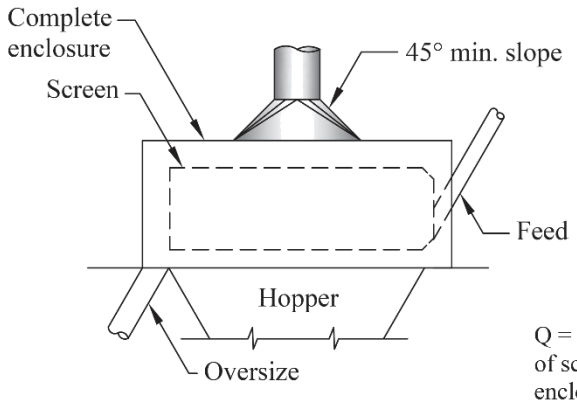
1. ACGIH VS Plates (e.g. VS-99-01 standard hood for screening operation)

FIGURE VS-99-01



FLAT DECK SCREEN

Q = 200 acfm/ft² [1.0 am³/s/m²] through hood openings, but not less than 50 acfm/ft² [0.25 am³/s/m²] screen area. No increase for multiple decks
Minimum duct velocity = 3,500 fpm [17.5 m/s]
$F_h = 0.60$



CYLINDRICAL SCREEN

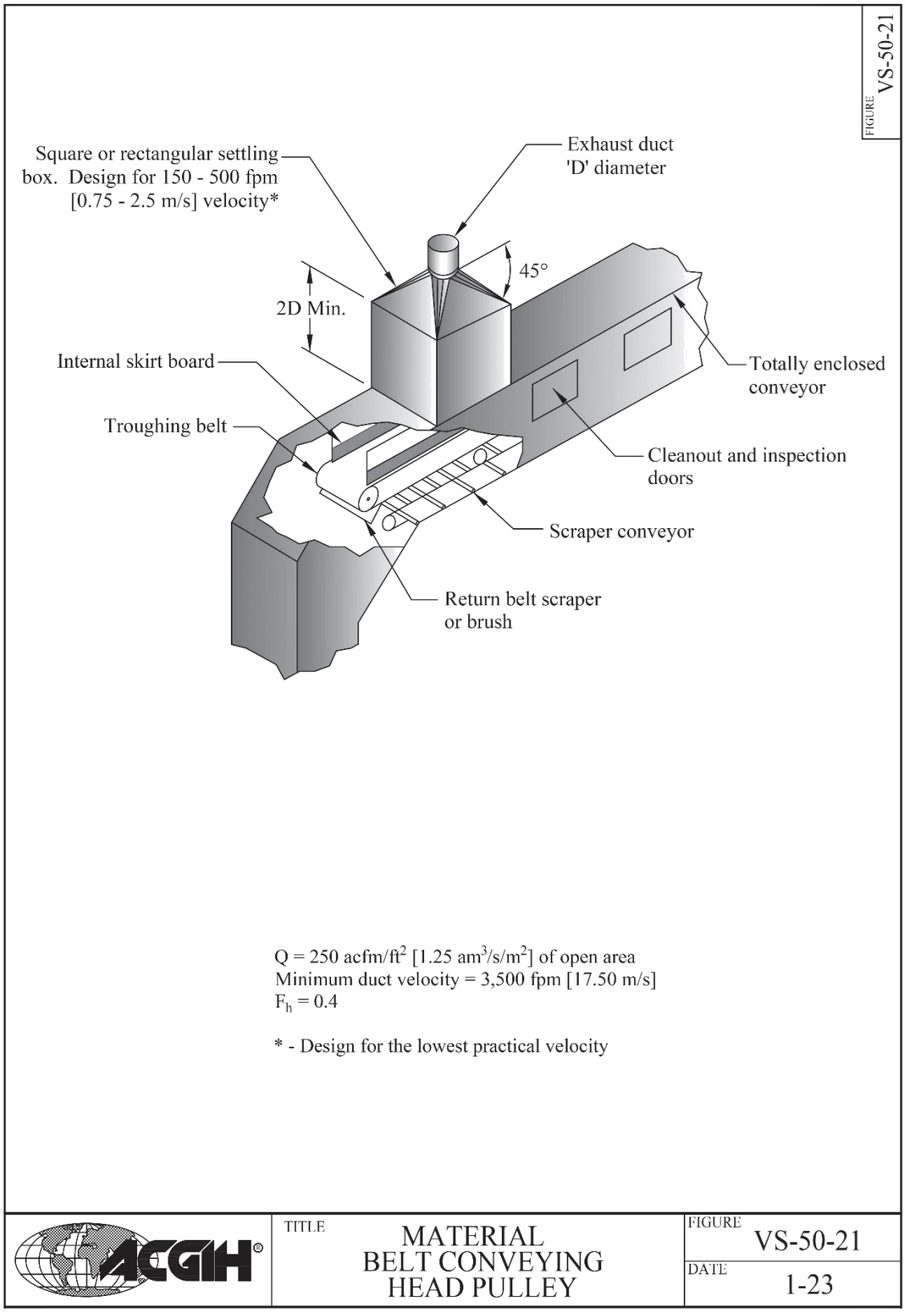
Q = 100 acfm/ft² [0.5 am³/s/m²] circular cross section of screen; at least 400 acfm/ft² [2.0 am³/s/m²] of enclosure opening

Minimum duct velocity = 3,500 fpm [17.5 m/s]
$F_h = 0.60$

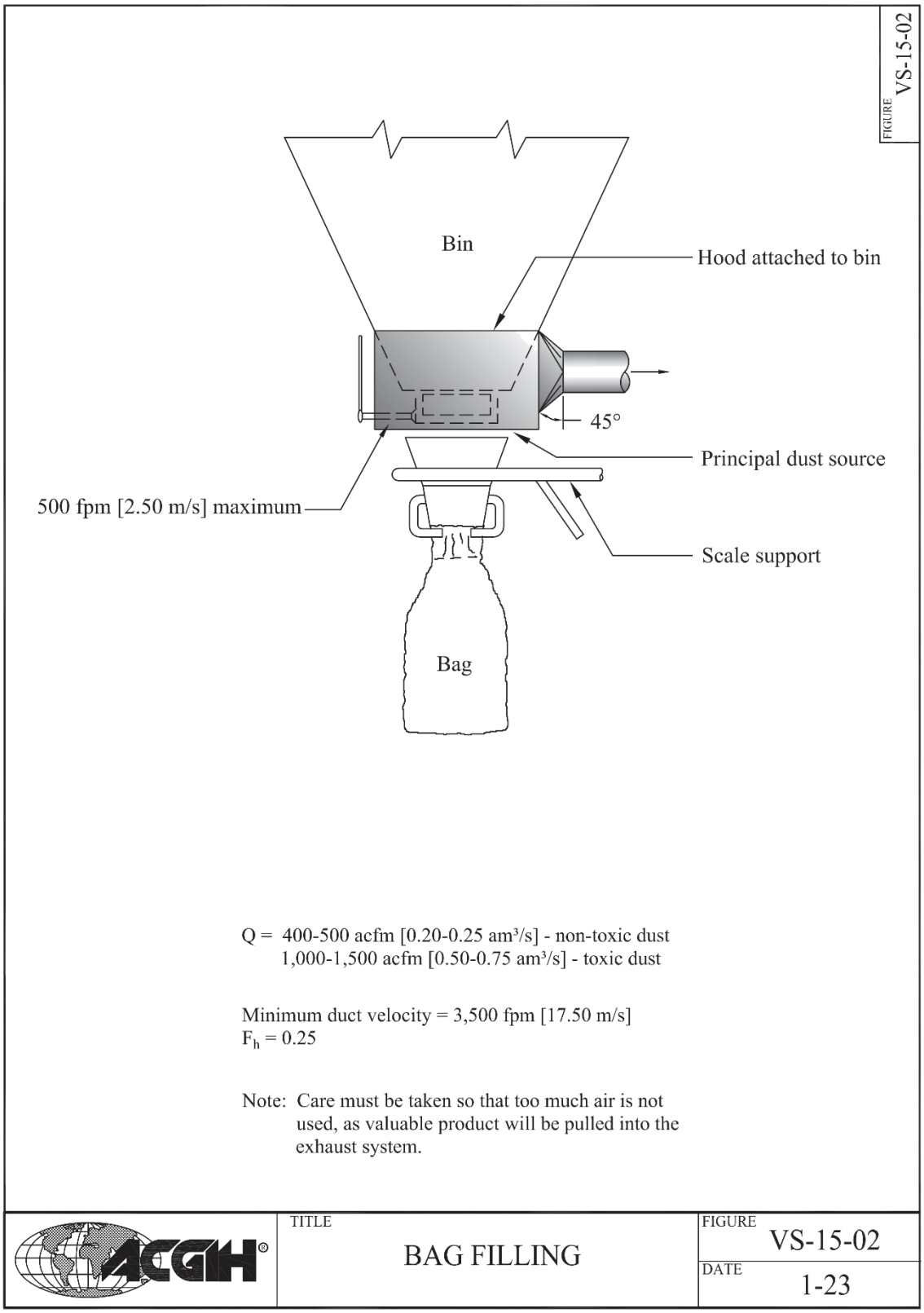
Note: Dry, very dusty materials may require exhaust flow rates 1.5 to 2.0 times stated values.

	TITLE	FIGURE
ACGIH®	SCREENS	VS-99-01
		DATE 1-23

شکل۶-۱۱: طرح هود استاندارد عملیات سرند (VS-99-01)

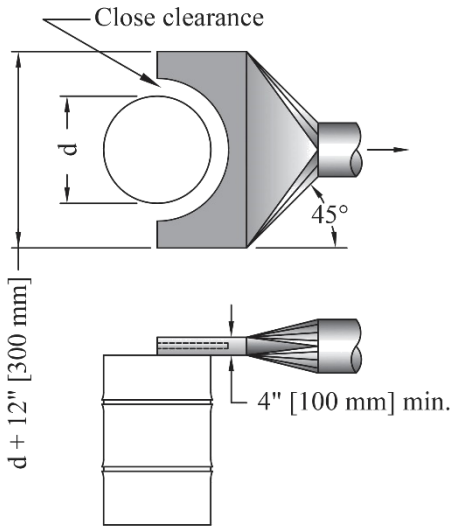


شکل۶-۱۲: طرح هود استاندارد ناحیه تخلیه مواد از نوار نقاله (VS-50-21)

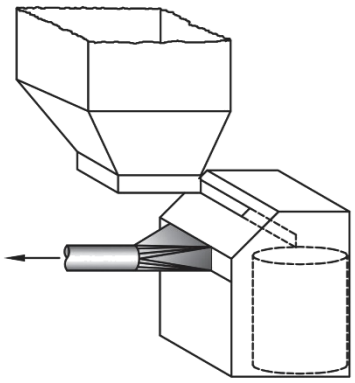


شکل۶-۱۳: طرح هود استاندارد عملیات پرکن کیسه (VS-15-02)

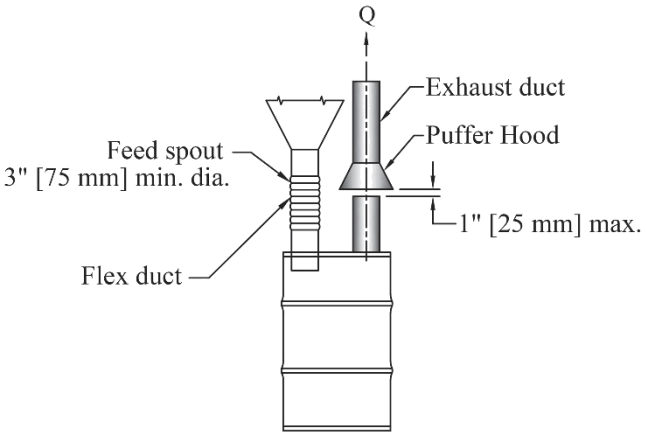
FIGURE VS-15-01



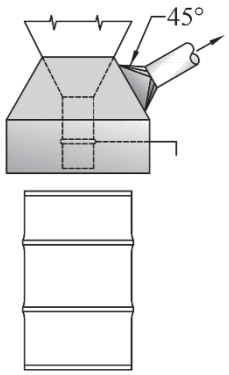
Q = 100 acfm/ft² [0.50 am³/s/m²] barrel top (minimum)
Minimum duct velocity = 3500 fpm [17.50 m/s]
Recommended slot velocity = 2000 fpm [10.0 m/s]
F_s = 1.78; F_h = 0.25



Q = 150 acfm/ft² [0.75 am³/s/m²] of open face area
Minimum duct velocity = 3500 fpm [17.50 m/s]
F_h = 0.25



Q = 150 acfm/ft² [0.75 am³/s/m²] of barrel top (minimum)
Minimum duct velocity = 3500 fpm [17.50 m/s]
F_h = 0.15



Q = 300-400 acfm/ft² [0.15-0.20 am³/s/m²]
Minimum duct velocity = 3500 fpm [17.50 m/s]
F_h = 0.25

Note 1: Air displaced by material feed rate may require higher exhaust flow rates.

Note 2: Excessive airflow can cause loss of product.

Note 3: When transferring flammable or combustible liquids, bonding and grounding requirements of NFPA Code 77 should be followed.

	TITLE	FIGURE
ACGIH®	BARREL FILLING	VS-15-01
		DATE 1-23

شکل۶-۱۴: طرح هود استاندارد عملیات پرکن بشکه (VS-15-01)

فراهم می‌کند، بنابراین برای این مقطع باید انتخاب کانال کوچکتر لحاظ شود. (لازم به یادآوری است که به دلیل اختلاف اندازه کانال انتخابی، مقادیر واحدهای IP و SI معادل نخواهند بود).

ردیف ۱۲: پس از انتخاب کانال "8 [220 mm]، مساحت واقعی آن مطابق جدول ۶-۱ برداشت و در این ردیف درج می‌شود.

ردیف ۱۳: سرعت کانال با استفاده از هواگذر مندرج در ردیف ۳ و مساحت واقعی کانال در ردیف ۱۲ محاسبه می‌شود.

ردیف ۱۴: فشار سرعت کانال (VP_d) با استفاده از سرعت مندرج در ردیف ۱۲ و معادله ۴ سمت راست برگه محاسبات برآورد می‌شود. این کمیت VP (1.15 in.wg [204 Pa]) مبنای برآورد افت فشار سایر اتصالات و اجزای کانال‌کشی در این مقطع سیستم است که از حاصلضرب آن در ضرایب افت مربوطه محاسبه می‌شود.

مابقی ردیف‌های این ستون (مقطع) بر اساس شرایط فیزیکی سیستم قابل برآورد است. داده‌های مهم و ضروری برای درج در برگه محاسبات شامل موارد زیر می‌باشند:

ردیف‌های ۱۵ الی ۱۹: داده‌های لازم برای یک هود دارای اسلات است که شامل مساحت اسلات، سرعت اسلات و ضریب افت اسلات است (با توجه به عدم وجود اسلات در هود ۱، برای مقطع مندرج در ستون A نیازی نیست). اطلاعات ردیفهای فوق برای محاسبه افت فشار استاتیک اریفیس نیز استفاده می‌شود.

ردیف‌های ۲۰ الی ۲۴: برای کلیه هودهای مکشی اعم از ساده و مرکب (به غیر از اریفیس) ضروری هستند و شامل مشخصات فیزیکی و فاکتورهای افت مبتنی بر شکل هندسی هود می‌باشند. این اطلاعات از طرح هودهای استاندارد ACGIH و مطالب فصول پیشین قابل برداشت است.

ردیف‌های ۲۵ الی ۳۳: داده‌هایی که شامل تمامی مشخصات فیزیکی مقطع مورد نظر می‌باشند (مانند طول کانال، تعداد اتصالات زانویی، افت اتصالات، و هر نوع مشخصات خاص همچون فیلتر). توجه

نمایید که تمامی اطلاعات ردیفهای فوق به غیر از طول کانال و تعداد اتصالات زانویی صرفا شامل ضرایب فاقد بعد هستند. در نهایت ضرایب مربوط به کلیه افت‌های این مقطع سیستم که تابعی از VP کانال می‌باشند تجمیع گردیده و در ردیف ۳۳ درج می‌شود.

ردیف ۳۴: از حاصلضرب مجموع ضرایب افت این مقطع در کمیت فشار سرعت (VP) مندرج در ردیف ۱۴ میزان افت فشار مقطع بر حسب in.wg [Pa] به دست می‌آید. که در ردیف ۳۴ درج می‌شود.

ردیف ۳۵: سلولی که سایر افت‌های موجود در این مقطع سیستم (مانند افت فشار طرفین فیلتر، جرقه‌گیر و غیره ...) بر حسب in.wg [Pa] قابل درج است.

ردیف ۳۶: فشار سرعت میانگین (VP_r) محاسباتی در اتصال ورودی در این سلول درج می‌شود.

ردیف ۳۷: چنانچه افزایش سرعت در اتصال ورودی به قدری باشد که فشار سرعت (VP) پایین‌دست بالاتر از مقدار مندرج در سلول ردیف ۳۶ گردد، باید اختلاف آنها در این سلول درج گردد. در واقع VP_r باید کمتر از فشار سرعت مقطع پایین‌دست اتصال ورودی باشد. محاسبه مقدار VP_r برای اتصالات ورودی بسیار توصیه می‌شود.

ردیف ۳۸: این ردیف معادل جمع جبری تمام افت‌های هر مقطع از سیستم است. در خصوص ستون A مربوط به مثال ۶-۲، اگر معادل -1.8 in.wg [-318 Pa] فشار استاتیک به اتصال ورودی A اعمال شود آنگاه مجموعه کانال و هود جریان هواگذری معادل 1500 acfm [0.70 am^3/s] را از هود ۱ مکش خواهد نمود. و در صورت اعمال فشار منفی بیشتر، جریان هوای بیشتری مکش خواهد شد. بنابراین کلید دستیابی به یک طراحی مناسب، برآورد فشار صحیح در اتصالات ورودی است.

برخی نکات تکمیلی

سلول‌های A/3 و A/8: از آنجایی که فاکتور چگالی در مثال حاضر معادل یک است (هوای استاندارد)، لذا acfm = scfm می‌باشد. به عبارتی مقادیر ردیف ۳ و ۸ در تمام انشعاب‌ها برابر هستند. زمانی که طراحی سیستمهای تهویه صنعتی صرفا برای فعالیت با هوای استاندارد مدنظر باشد، می‌توان از درج

مقادیر در ردیف ۸ صرف‌نظر کرده و تمامی محاسبات مبتنی بر acfm انجام شود.

سلول‌های A/38 و B/8: این نمونه‌ای بارز از چالش بالانس سیستم است. مطابق برگه محاسبات، کمیت فشار -1.8 in.wg [-318 Pa] موجب عبور جریانی معادل 1500 acfm [0.70 am^3/s] از هود ۱ می‌شود، اما برای مکش جریان هواگذر 200 acfm [0.10 am^3/s] از هود ۲ به مقدار فشاری معادل -3.0 in.wg [-683 Pa] در همان اتصال ورودی نیاز است. این در حالیست که در هر اتصال ورودی فقط یک مقدار SP می‌تواند وجود داشته باشد. اگر انشعاب دارای مقدار مطلق کوچکتر فشار استاتیک (|SP|) یعنی -1.8 in.wg [-318 Pa] انتخاب شود، آنگاه انرژی پتانسیل کافی برای مکش هواگذر 200 acfm [0.10 am^3/s] از هود ۲ وجود نخواهد داشت. در همین حال اگر کانال انشعابی با مقدار مطلق بزرگتر فشار استاتیک (|SP|) (یعنی انشعاب غالب) انتخاب شود، جریان هوای بیشتر از حد مطلوب (طراحی) از هود ۱ مکش خواهد شد. لذا همانطور که پیشتر اشاره شد، نسبت مقادیر SP مقاطع 1-A و 2-A بدین ترتیب برآورد و بررسی می‌شود:

$$\frac{SP_{gov}}{SP_{lower}} = \frac{-3.0}{-1.8} = 1.67 \qquad (IP)$$

$$\left[\frac{SP_{gov}}{SP_{lower}} = \frac{-683}{-318} = 2.15\right] \qquad (SI)$$

از آنجایی که نسبت فشار استاتیک انشعابات[1] بیش از 1.2 است، انشعاب دارای مقاومت کمتر باید مجددا طراحی شود. این امر در ستون سوم برگه محاسبات انجام شده و مقطع مورد نظر با کد شناسایی 1′-A مشخص می‌شود. در این مورد کانال با اندازه کوچکتر (یعنی کاهش قطر کانال از "8 به "7 [از 220mm به 190mm]) انتخاب می‌شود که منجر به افزایش سرعت کانال مقطع مربوط به هود ۱ می‌گردد. این افزایش سرعت باعث افزایش اصطکاک شده و در نتیجه مقاومت یا افت فشار این مقطع بیشتر خواهد شد. پس از تکمیل ستون جدید، کمیت SP مورد نیاز معادل -3.2 in.wg [-606 Pa] به دست می‌آید. حال مقطع 1′-A انشعاب غالب است، چون مقدار مطلق فشار استاتیک SP آن بیش از

1. SP Ratio

مقطع 2-A است. حال نسبت SP مجددا برآورد و بررسی می‌شود:

$$\frac{SP_{gov}}{SP_{lower}} = \frac{-3.2}{-3.0} = 1.07 \qquad (IP)$$

$$\left[\frac{SP_{gov}}{SP_{lower}} = \frac{-683}{-606} = 1.13\right] \qquad (SI)$$

نسبت SP کمتر از مقدار 1.2 شده است و طراحی مجدد مقطع نیازی نیست، با این حال کمیت SP در انشعاب هود ۲ [هود ۱] همچنان با کمیت انشعاب هود ۱ [هود ۲] برابر نمی‌باشد. بدین منظور باید میزان هواگذر مکشی انشعاب با فشار استاتیک کمتر به ترتیب زیر تصحیح گردد:

$$Q_{corr} = Q_{corr}\sqrt{SP_{gov}/SP_{lower}} = 200\sqrt{(-3.2)/(-3.0)} = 207 \quad acfm \quad (IP)$$

$$\left[Q_{corr} = 0.70\sqrt{(-683)/(-606)} = 0.74 \quad am3/s\right] \qquad (SI)$$

این کمیت در ردیف ۴۱ درج می‌شود. و سپس سرعت کانال (V_{corr}) و فشار سرعت (VP_{corr}) اصلاح شده به ترتیب در ردیف‌های ۴۲ و ۴۳ وارد می‌شوند.

سلول D/3: هواگذر جدید 1707 acfm [0.84 am^3/s] از مجموع هواگذر مقطع 2-A (207 acfm [0.10 am^3/s]) و مقطع 1′-A (1500 acfm [0.74 am^3/s]) حاصل می‌شود. مطابق جدول ۵-۱ در فصل پنجم، این موضوع از ضعف‌های شیوه متعادل‌سازی حین طراحی است. همانطور که مشاهده می‌شود به جای هواگذر 1700 acfm= 1500 + 200 [0.70 + 0.1 = 0.80 am^3/s] که ابتدا در نظر گرفته شده بود، حال با این روش بالانس جریان هواگذر معادل 1707 acfm [0.84 am^3/s] لحاظ شده است. هر چند این افزایش هواگذر ناچیز است، اما باعث افزایش توان مصرفی فن خواهد شد. از این نظر، استفاده از دمپرهای تنظیم جریان امکان صرفه‌جویی در هواگذر، فشار و توان را فراهم می‌سازد.

سلول‌های D/36 و F/36 (فقط در برگه محاسبات IP): در اینجا دو شرایط متفاوت برای لحاظ‌کردن

فشار سرعت میانگین مطرح است. کمیت فشار سرعت میانگین کانالهای انشعابی منتهی به اتصال ورودی B با استفاده از داده‌های موجود در سلول‌های D/3 (Q_1)، E/41 (Q_2)، F/3 (Q_3)، D/14 (VP_1) و E/43 (VP_2) محاسبه می‌شود. که مطابق معادله شماره ۱۰ برگه محاسبات بدین صورت برآورد می‌شود:

$$VP_r = (1707 \times 0.93)/2290 + (583 \times 1.15)/2290 \ = \ 0.99 \ \text{in. wg}$$

کمیت فوق در ردیف F/36 درج شده و با مقدار VP در مقطع بعدی (B-C) مقایسه می‌شود. از آنجایی که VP_r کمتر از فشار سرعت (VP) محاسبه شده برای مقطع B-C است، باید اختلاف این دو کمیت (1.10 - 0.99 = 0.11 in.wg) به افت‌های مقطع B-C افزوده شود، لذا به صورت مجزا در سلول F/37 درج می‌شود. با این وجود، فشار سرعت میانگین در اتصال ورودی A مشخص می‌نماید که چه زمانی می‌توان از تأثیرات آن صرف‌نظر نمود. در این مثال، VP_r انشعاب‌های 2-A و 1′-A با استفاده از همان رابطه برابر با 1.87 in.wg محاسبه می‌شود. پس از ترکیب جریانها، کمیت VP در مقطع بعدی (A-B) معادل 0.93 in.wg (سلول D/14) برآورد می‌شود. از آنجایی که این مقدار کمتر از VP_r است، سرعت هوا حین عبور از اتصال ورودی کندتر شده و لذا مقاومت/ افت مضاعفی ایجاد نخواهد نمود.

سلول‌های E/38 و E/39 (فقط در برگه محاسبات IP): توجه داشته باشید که فشار استاتیک غالب در اتصال ورودی B معادل 3.4- in.wg است. اما کمیت SP مورد نیاز برای مقطع 3-B صرفا 2.5- in.wg می‌باشد. اگر نسبت فشار استاتیک این دو انشعاب به ترتیب زیر بررسی شود:

$$\frac{SP_{gov}}{SP_{lower}} = \frac{-3.4}{-2.5} = 1.36$$

طبق روال معمول تغییر اندازه کانال در انشعاب 3-B ضروریست، احتمالا کاهش قطر به 4.5” نیاز باشد. با این وجود طراح با انجام محاسبه به این نتیجه می‌رسد که این فشار استاتیک جدید متعاقبا به عنوان فشار غالب مطرح خواهد شد و مکش هواگذر حجمی بیشتری از انشعاب A-B نیاز می‌باشد. بنابراین حین طراحی سیستم ممکن است طراح تصمیمات متفاوتی اتخاذ نماید، و به جای طراحی مجدد کانال کم فشار از نسبت 1.36 طبق معادله اصلاح هواگذر استفاده نموده و با افزایش هواگذر

انشعاب فشار استاتیک کوچکتر(3-B) حجم هواگذر جدید معادل 583 acfm را محاسبه و اتصال ورودی را بالانس نماید.

سلول J/20: در این مثال تصفیه‌کننده بگ‌فیلتر با حداکثر افت فشار 6.0 in.wg [1500 Pa] طرفین بستر فیلتر لحاظ شده است. این کمیت به عنوان سایر افت‌های مقطع در سلول J/35 ثبت می‌شود. از آنجایی که افت فشار تصفیه‌کننده بگ‌فیلتر به صورت فلانج به فلانج بیان نمی‌شود، افت‌های دیگری ناشی از آشفتگی جریان حین عبور از تصفیه‌کننده به وجود می‌آید که سبب افزایش مقاومت یا افت فشار سیستم می‌شود. اگر سازنده اطلاعات مربوط به این افت‌ها را ارائه نکند، روال معمول استفاده از ضرایب افت مربوط به کانال با انتهای لبه‌دار مطابق شکل ۵-۱۶ از فصل پنجم است. بنابراین ضریب افت 0.60 VP در سلول J/20 لحاظ می‌شود. مورد بعدی افزایش سرعت از مقادیر بسیار پایین (معمولا 3.0 to 10 fpm [0.02 to 0.05 m/s]) حین عبور هوا از بستر فیلتر به سرعت کانال پایین‌دست 3167 fpm [16.04 m/s] در مقطع C-E می‌باشد. برای این افزایش سرعت باید همان ملاحظات تبادل انرژی در هود یعنی 1.0 VP در نظر گرفته شود. این کمیت نیز در سلول J/22 درج گردیده و افت‌های ناشی از تصفیه‌کننده بگ‌فیلتر همانند مجموع افتهای یک هود منظور می‌شود.

سلول K/30: مطابق نقشه شکل ۶-۱۰ برای دودکش عمودی هیچ افت مضاعفی همچون اتصال باران‌گیر وجود ندارد. در صورت بکارگیری کلاهک باران‌گیر[1]، مقاومت بیشتری برای این مقطع ایجاد می‌شود که مستلزم توان مورد نیاز بیشتری خواهد بود. لازم به یادآوری است، استفاده از کلاهک باران‌گیر برای سیستم تهویه صنعتی از سوی سازمان ACGIH ممنوع شده است.

سلول‌های J/14، J/40 و K/40: مقادیری هستند که طبق رابطه شماره ۱۱ برگه محاسبات برای تعیین فشار استاتیک سیستم (SSP) مورد استفاده قرار می‌گیرند. پس از تعیین کمیت SSP، طراح می‌تواند مقدار فشار استاتیک فن (FSP) را برای انتخاب فن مشخص نماید. در این مثال، مقدار کمیت SSP محاسبه‌شده (0.6" – (-11.5") – (+0.1" معادل 11.0 in.wg [2868 Pa] است. در انتخاب کمیت FSP می‌توان ضریب ایمنی و گردکردن مقادیر را با توجه به مقتضیات فنی لحاظ نمود. در این مثال،

1. Rain cap (Weather cap)

می‌توان مقدار 12 in.wg [3000 Pa] را در نظر گرفت. پس از انتخاب مقادیر و بازنگری منحنی فن و سیستم، در صورت عملکرد ناپایدار فن انتخابی طبق منحنی، امکان تغییر فن وجود دارد.

سلول J/3: این کمیت معادل هواگذر سیستم برای انتخاب فن است. از آنجایی که هوا در شرایط استاندارد فرض شده، مشخصات فن مورد نظر به ترتیب زیر بیان می‌شود:

2,918 acfm @ 12 in.wg FSP @ (STP condition)

[1.46 am3/s @ 3000 Pa FSP] @ (STP condition)

توجه داشته باشید که در سیستم IP در واقع FSP شامل ضریب ایمنی بالاتری نسبت به کمیت SSP محاسبه شده (معادل 11.0 in.wg) می‌باشد. در سیستم SI، انتخاب فشار 3000 Pa برای فن شامل ضریب ایمنی پایین‌تری نسبت به مقدار 2868 Pa محاسبه شده می‌باشد. به عبارتی:

$$\frac{12\ \text{in. wg}}{11\ \text{in. wg}} = 1.091 \implies \%9.1\ \text{safety factor}$$

$$\frac{3000\ \text{Pa}}{2868\ \text{Pa}} = 1.046 \implies \%4.6\ \text{safety factor}$$

کمیت FSP باید حداکثر افت فشار حاصل از بستر فیلترهای پارچه‌ای را پوشش دهد. در زمان راه‌اندازی اولیه سیستم ممکن است مقاومت 6 in.wg [1500 Pa] طرفین فیلترها وجود نداشته باشد. در این شرایط فن با هواگذر بالاتری نسبت به مشخصات طراحی‌شده فعالیت خواهد نمود و ممکن است باعث گرفتگی زودهنگام بستر فیلترها گردد. بکارگیری دمپر کنترل جریان حجمی در بالادست یا پایین‌دست فن یا استفاده از سامانه راه‌اندازی فرکانس متغیر (اینورتر) برای الکتروموتور به منظور حفظ عملکرد سیستم در محدوده طراحی از نظر جریان هواگذر مکشی و توان مصرفی بسیار توصیه می‌شود.

نقشه‌های نمای ایزومتریک، مقابل و جانبی سیستم تهویه مثال ۲ در شکل‌های ۶-۱۷ الی ۶-۱۹ نمایش داده شده است.

Project: Sample System Design #2 (IP)						Designer:						Elevation (z, ft): 0			Date:			Page: of	* Input Data
Row	Abbr.		Description	Helpful Notes	Units	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	Row		
1*	—	SYSTEM INFORMATION	Segment Identification	e.g., 1-A, A-B, etc.	—	1-A	2-A	1'-A	A-B	3-B	B-C	4-C	4-C'	5-C	C-E	F-G	1*	1 ω = lb_m H_2O / lb_m da	
2*	T		Dry-Bulb Temperature	—	°F	70	70	70	70	70	70	70	70	70	70	70	2*		
3*	Q_{act}		Actual Duct Flow Rate	Eqn 3	acfm	1,500	200	1,500	1,707	500	2,290	300	300	300	2,918	2,918	3*	2 $df = (df_e) \times (df_p) \times (df_t) \times (df_m)$	
4*	V_t		Minimum Transport Velocity		fpm	3,500	3,500	3,500	3,500	3,500	3,500	3,500	3,500	3,500	3,000	3,000	4*	$df_e = [1 - ((6.73 \times 10^{-6}) \times (z))]^{5.258}$	
5*	$\dot{m}_{H2O}$		Pounds Water per Minute	—	lbm_{H2O}/min												5*		
6*	$\dot{m}_{da}$		Pounds Dry Air per Minute	—	lbm_{da}/min												6*		
7	df		Density Factor	Eqn 2	—	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	7	$df_p = (407 + SP) / (407)$	
8	Q_{std}		Standard Duct Flow Rate (dry air)	Eqn 3	dscfm	1,500	200	1,500	1,707	500	2,290	300	300	300	2,918	2,918	8		
9	h		Total Heat	Eqn 5 or Psych Chart	BTU/lbm_{da}												9	$df_t = (530) / (T + 460)$	
10	A_t		Target Duct Area	(Row 3) / (Row 4)	ft^2	0.429	0.057	0.429	0.488	0.143	0.654	0.086	0.086	0.086	0.973	0.973	10		
11*	d		Selected Diameter		inches	8.0	3.0	7.0	9.0	5.0	10.0	4.0	3.5	4.0	13.0	13.0	11*	$df_m = (1 + \omega) / (1 + 1.607\omega)$	
12*	A		Selected Duct Area		ft^2	0.349	0.049	0.267	0.442	0.136	0.545	0.087	0.067	0.087	0.922	0.922	12*	3 $Q_{std} = (Q_{act} / (1 + \omega))(df)$	
13	V_d		Duct Velocity	(Row 3) / (Row 11)	fpm	4,298	4,082	5,618	3,862	3,676	4,202	3,448	4,478	3,448	3,165	3,165	13	$Q_{act} = [(Q_{std})(1 + \omega)] / df$	
14	VP_d		Duct Velocity Pressure	Eqn 4	"wg	1.15	1.04	1.97	0.93	0.84	1.10	0.74	1.25	0.74	0.62	0.62	14		
15	A_s	SLOT PRESSURE LOSS	Slot Area		ft^2									0.150			15	4 $V = 4{,}005 \times (VP/df)^{0.5}$	
16*	F_s		Slot Loss Factor		—									1.78			16*	$VP = (df) \times (V/4{,}005)^2$	
17	V_s		Slot Velocity		fpm									2,000			17		
18	VP_s		Slot Velocity Pressure	Eqn 4	"wg									0.25			18	5 $h = 0.24T + \omega(1{,}061 + 0.444T)$	
19	—		Slot (or Orifice) Loss	(Row 16) x (Row 18)	"wg									0.4			19		
20*	F_h	STATIC HOOD	Hood Entry to Duct Loss Factor		—	0.25	0.50	0.25		0.40		0.25	0.25	0.25	0.60		20*	6 **90-Degree Elbow Loss Factors**	
21	—		Hood Entry to Duct Loss	(Row 20) x (Row 14)	"wg	0.3	0.5	0.5		0.3		0.2	0.3	0.2	0.4		21		
22	—		Acceleration Loss (Bernoulli Loss; "1VP")	Higher of VP_d or VP_s	"wg	1.15	1.04	1.97		0.84		0.74	1.25	0.74	0.62		22		
23*	SP_f		Other Losses	e.g., fitting or filter losses	"wg												23*		
24	$\lvert SP_h \rvert$		Hood Static Pressure (absolute value)	Rows: 19 + 21 + 22 + 23	"wg	1.4	1.6	2.5		1.2		0.9	1.6	1.4	1.0		24		
25*	L	DUCT COMPONENTS	Straight Duct Length	centerline-to-centerline	ft	11.0	9.0	11.0	9.0	20.0	10.0	15.0	15.0	38.0	19.0	10.0	25*	7 **Branch Entry Loss Factors**	
26	F'_d		Duct Friction Loss Factor per Foot	Eqn 8 (met./plas.)	1/ft	0.030	0.101	0.035	0.026	0.054	0.023	0.072	0.083	0.072	0.017	0.017	26		
27*	—		Number of 90-Degree Elbows	fractional for 30°, 45°, 60°	—		1.67			1.67	1.00	2.00	2.00	2.00	2.00		27*		
28*	F_{el}		Elbow Loss Factor per 90-Degree Elbow		—		0.19			0.19	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19		28*		
29*	F_{en}		Branch Entry Loss Factor		—		0.18			0.18							29*		
30*	—		Special Fitting Loss Factor	e.g. dampers, etc.	—												30*		
31	F_d		Duct Friction Loss Factor	(Row 25) x (Row 26)	—	0.33	0.91	0.38	0.24	1.09	0.23	1.08	1.24	2.73	0.32	0.17	31		
32	—		Elbow Loss Factor	(Row 27) x (Row 28)	—		0.32			0.32	0.19	0.38	0.38	0.38	0.38		32		
33	—		Total Duct Component Loss Factors	Rows: 29 + 30 + 31 + 32	—	0.33	1.40	0.38	0.24	1.59	0.42	1.46	1.62	3.11	0.70	0.17	33		
34	—		Total Duct Loss	(Row 33) x (Row 14)	"wg	0.4	1.5	0.8	0.2	1.3	0.5	1.1	2.0	2.3	0.4	0.1	34		
35*	—	OTHER	Other Losses	collector, exp., cont., etc.	"wg										6.0		35*		
36	VP_r		Weighted Average VP	Eqn 10	"wg				1.87		0.99						36		
37	—		Loss From Velocity Increase	(Row 14) - (Row 36); if > 0	"wg				REGAIN		0.1						37		
38	—	Segment Static Pressure Loss		Rows: 24 + 34 + 35 + 37	"wg	-1.8	-3.0	-3.2	-0.2	-2.5	-0.6	-2.0	-3.6	-3.7	-7.5	0.1	38		
39*	SP_{gov}	Governing Static Pressure		—	"wg	-3.0	-3.2			-3.4		-4.0	-4.0	-4.0			39*		
40*	SP_{cum}	Cumulative Static Pressure		Fan Inlet (-); Fan Outlet (+)	"wg	-1.8	-3.0	-3.2	-3.4	-2.5	-4.0	-2.0	-3.6	-3.7	-11.5	0.1	40*		
41	Q_{corr}	Corrected Volumetric Flow		Eqn 9	acfm		207			583			316	312			41		
42	V_{corr}	Corrected Velocity		(Row 41) / (Row 11)	fpm		4,224			4,287			4,716	3,586			42		
43	VP_{corr}	Corrected Velocity Pressure		Eqn 4	"wg		1.11			1.15			1.39	0.80			43		

R/D	F_{el}
1.5	0.24
2	0.19
2.5	0.17

Angle	F_{en}
15°	0.09
30°	0.18
45°	0.28
90°	1.00

8 $F'_d{}^{(met./plas.)} = 0.0307(V^{0.533} / Q^{0.612})$

$F'_d{}^{(flex\text{-}duct)} = 0.0311(V^{0.604} / Q^{0.639})$

9 $Q_{corr} = Q_{design}(SP_{gov} / SP_{lower})^{0.5}$

10 $VP_r = VP_1(Q_1/Q_3) + VP_2(Q_2/Q_3)$

11 $SSP = SP_{out} - SP_{in} - VP_{in}$

SSP provides the FAN SP for fan selection

NOTES: **SSP = +0.1 - (-11.5) - 0.6 = 11 "wg**

شکل ۶-۱۵: برگه محاسبات مثال ۶-۲ (IP)

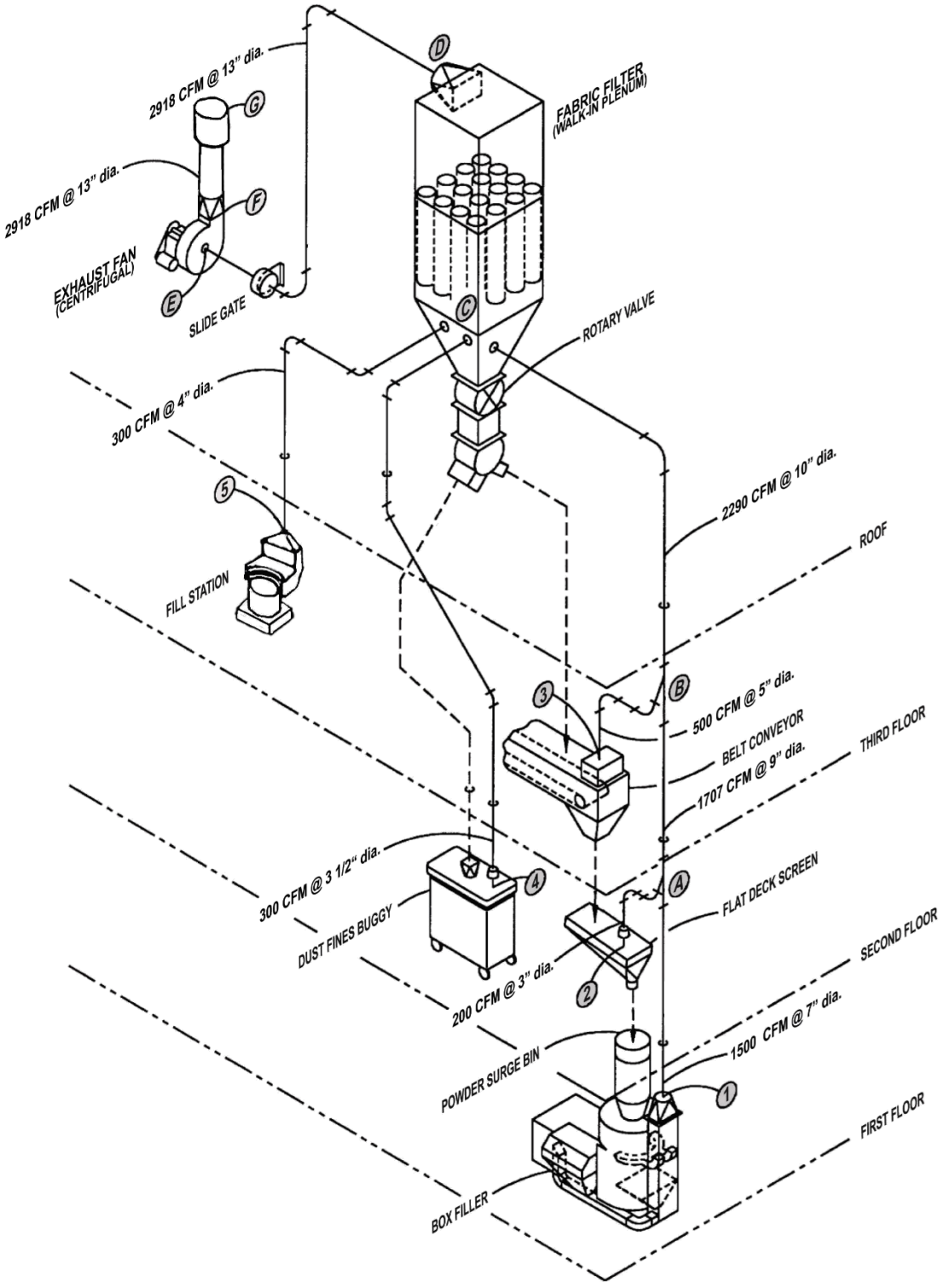
Project: Sample System Design #2 (SI)					Designer:						Elevation (z, m): 0			Date:			Page: of	* Input Data
Row	Abbr.		Description	Helpful Notes	Units	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	Row	
1*	—	SYSTEM INFORMATION	Segment Identification	e.g., 1-A, A-B, etc.	—	1-A	2-A	1'-A	A-B	3-B	B-C	4-C	4-C'	5-C	C-E	F-G	1*	1 ω = kg H_2O / kg da
2*	T		Dry-Bulb Temperature	—	°C	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	2*	
3*	Q_{act}		Actual Duct Flow Rate	Eqn 3	am^3/s	0.70	0.10	0.70	0.84	0.25	1.12	0.15	0.15	0.15	1.46	1.46	3*	2 $df = (df_e) \times (df_p) \times (df_t) \times (df_m)$
4*	V_t		Minimum Transport Velocity		m/s	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	15.00	15.00	4*	
5*	$\dot{m}_{H2O}$		Pounds Water per Minute	—	kg_{H2O}/s												5*	$df_e = [1 - ((22.08 \times 10^{-6}) \times (z))]^{5.258}$
6*	$\dot{m}_{da}$		Pounds Dry Air per Minute	—	kg_{da}/s												6*	
7	df		Density Factor	Eqn 2	—	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	7	$df_p = (407 + SP) / (407)$
8	Q_{std}		Standard Duct Flow Rate (dry air)	Eqn 3	dnm^3/s	0.70	0.10	0.70	0.84	0.25	1.12	0.15	0.15	0.15	1.46	1.46	8	
9	h		Total Heat	Eqn 5 or Psych Chart	kJ/kg_{da}												9	$df_t = (530) / (T + 460)$
10	A_t		Target Duct Area	(Row 3) / (Row 4)	m^2	0.039	0.006	0.039	0.047	0.014	0.062	0.008	0.008	0.008	0.097	0.097	10	
11*	d		Selected Diameter		mm	220	80	190	240	130	240	100	90	100	340	340	11*	$df_m = (1 + \omega) / (1 + 1.607\omega)$
12*	A		Selected Duct Area		m^2	0.038	0.005	0.028	0.045	0.013	0.045	0.008	0.006	0.008	0.091	0.091	12*	3 $Q_{std} = (Q_{act} / (1 + \omega))(df)$
13	V_d		Duct Velocity	(Row 3) / (Row 11)	m/s	18.42	20.00	25.00	18.67	19.23	24.89	18.75	25.00	18.75	16.04	16.04	13	$Q_{act} = [(Q_{std})(1 + \omega)] / df$
14	VP_d		Duct Velocity Pressure	Eqn 4	Pa	204	240	376	209	222	372	211	376	211	155	155	14	
15	A_s	STATIC PRESSURE HOOD SLOT LOSS	Slot Area	Chapters 6 and 13	m^2									0.015			15	4 $V = 1.29 \times (VP/df)^{0.5}$
16*	F_s		Slot Loss Factor		—									1.78			16*	$VP = (df) \times (V/1.29)^2$
17	V_s		Slot Velocity		m/s									10.00			17	
18	VP_s		Slot Velocity Pressure	Eqn 4	Pa									60			18	5 $h = 1.006T + \omega(2501 + 1.86T)$
19	—		Slot (or Orifice) Loss	(Row 16) x (Row 18)	Pa									107			19	
20*	F_h		Hood Entry to Duct Loss Factor		—	0.25	0.50	0.25		0.40		0.25	0.25	0.25	0.60		20*	6 90-Degree Elbow Loss Factors
21	—		Hood Entry to Duct Loss	(Row 20) x (Row 14)	Pa	51	120	94		89		53	94	53	93		21	
22	—		Acceleration Loss (Bernoulli Loss; "1VP")	Higher of VP_d or VP_s	Pa	204	240	376		222		211	376	211	155		22	
23*	SP_f		Other Losses	e.g., fitting or filter losses	Pa												23*	
24	$\lvert SP_h \rvert$		Hood Static Pressure (absolute value)	Rows: 19 + 21 + 22 + 23	Pa												24	
25*	L	DUCT COMPONENTS	Straight Duct Length	centerline-to-centerline	m	3.4	2.7	3.4	3.7	6.1	3.0	4.9	4.9	11.6	5.8	3.0	25*	
26	F'_d		Duct Friction Loss Factor per Foot	Eqn 8 (met./plas.)	1/m	0.091	0.313	0.107	0.082	0.175	0.080	0.236	0.275	0.236	0.054	0.054	26	
27*	—		Number of 90-Degree Elbows	fractional for 30°, 45°, 60°	—		1.67			1.67	1.00	2.00	2.00	2.00	2.00		27*	
28*	F_{el}		Elbow Loss Factor per 90-Degree Elbow		—		0.19			0.19	0.19	0.19	0.19	0.19	0.19		28*	
29*	F_{en}		Branch Entry Loss Factor		—		0.18			0.18							29*	
30*	—		Special Fitting Loss Factor	e.g. dampers, etc.	—												30*	
31	F_d		Duct Friction Loss Factor	(Row 25) x (Row 26)	—	0.31	0.85	0.36	0.30	1.07	0.24	1.16	1.35	2.74	0.31	0.16	31	
32	—		Elbow Loss Factor	(Row 27) x (Row 28)	—		0.32			0.32	0.19	0.38	0.38	0.38	0.38		32	
33	—		Total Duct Component Loss Factors	Rows: 29 + 30 + 31 + 32	—	0.31	1.34	0.36	0.30	1.57	0.43	1.54	1.73	3.12	0.69	0.16	33	
34	—		Total Duct Loss	(Row 33) x (Row 14)	Pa	63	323	137	64	348	160	325	649	659	107	25	34	
35*	—	OTHER	Other Losses	collector, exp., cont., etc.	Pa										1500		35*	8 $F'_d{}^{(met./plas.)} = 0.0155(V^{0.533} / Q^{0.612})$
36	VP_r		Weighted Average VP	Eqn 10	Pa				399		221						36	$F'_d{}^{(flex\text{-}duct)} = 0.0186(V^{0.604} / Q^{0.639})$
37	—		Loss From Velocity Increase	(Row 14) - (Row 36); if > 0	Pa				REGAIN		151						37	
38	—	Segment Static Pressure Loss		Rows: 24 + 34 + 35 + 37	Pa												38	9 $Q_{corr} = Q_{design}(SP_{gov} / SP_{lower})^{0.5}$
39*	SP_{gov}	Governing Static Pressure		—	Pa	-683		-683		-747	-1119	-1046		-1119			39*	10 $VP_r = VP_1(Q_1/Q_3) + VP_2(Q_2/Q_3)$
40*	SP_{cum}	Cumulative Static Pressure		Fan Inlet (-); Fan Outlet (+)	Pa	-318	-683	-606	-747	-659	-1059	-589	-1119	-1030		25	40*	
41	Q_{corr}	Corrected Volumetric Flow		Eqn 9	am^3/s			0.74		0.27	1.15			0.16			41	11 $SSP = SP_{out} - SP_{in} - VP_{in}$
42	V_{corr}	Corrected Velocity		(Row 41) / (Row 11)	m/s			26.43		20.77	25.56			20.00			42	SSP provides the FAN SP for fan selection
43	VP_{corr}	Corrected Velocity Pressure		Eqn 4	Pa			420		259	392			240			43	

90-Degree Elbow Loss Factors	
R/D	F_{el}
1.5	0.24
2	0.19
2.5	0.17

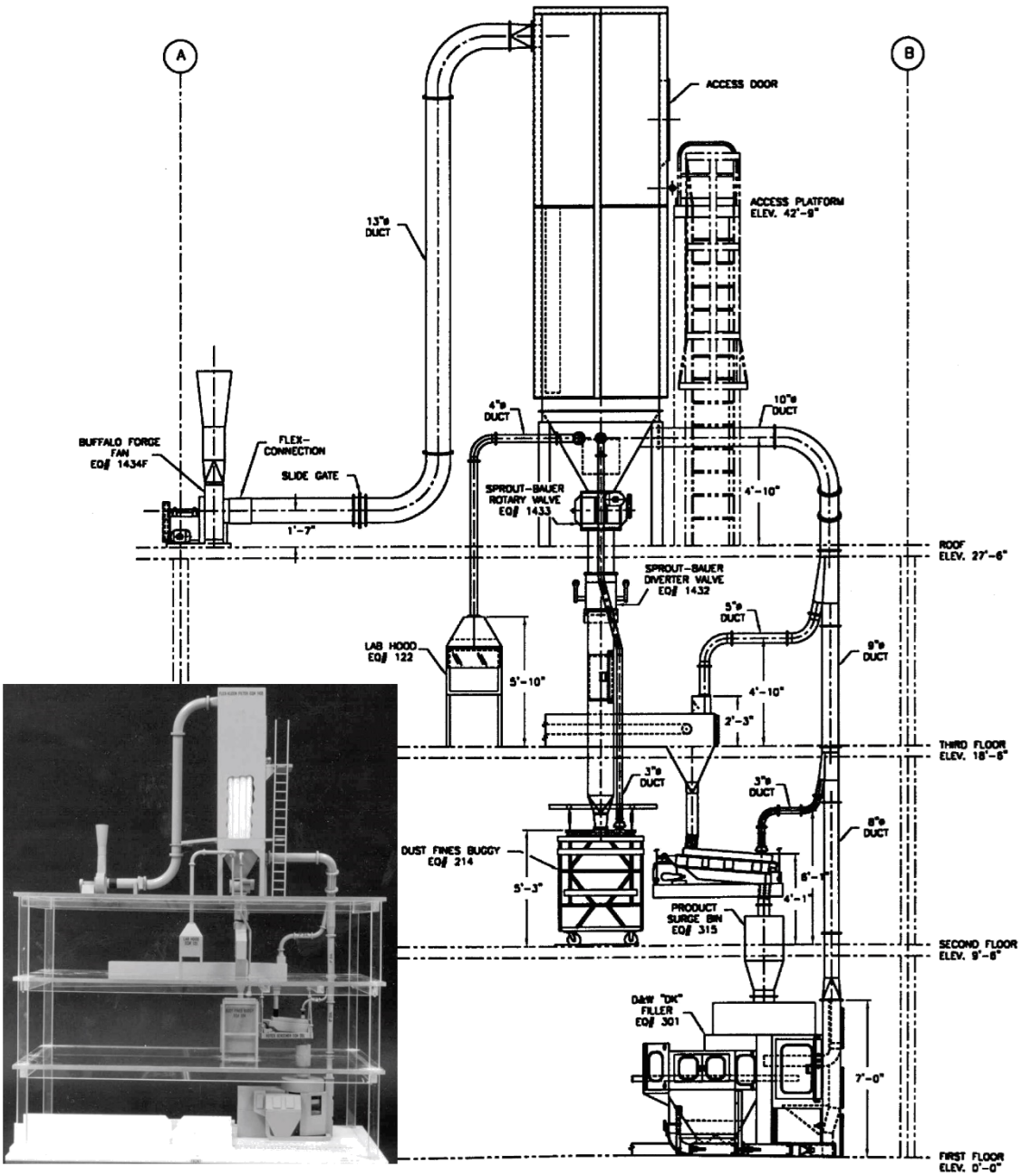
Branch Entry Loss Factors	
Angle	F_{en}
15°	0.09
30°	0.18
45°	0.28
90°	1.00

NOTES: SSP = +25 - (-2998) - 155 = 2868 Pa

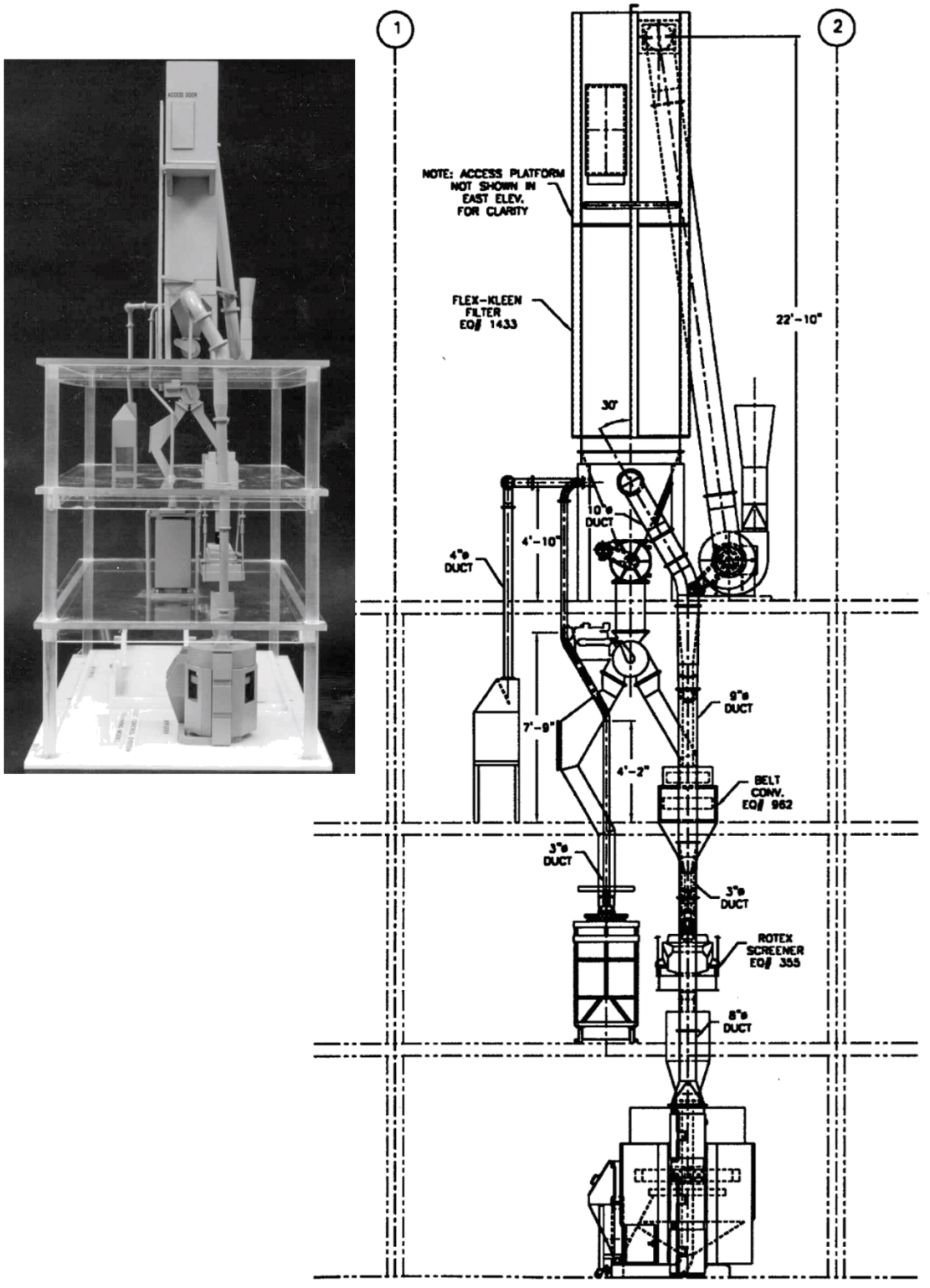
شکل ۶-۱۶: برگه محاسبات مثال ۶-۲ (SI)



شکل۶-۱۷: نمای ایزومتریک سیستم مثال ۶-۲ (نقشه تک‌خطی)



شکل۶-۱۸: نمای روبروی سیستم تهویه مثال ۶-۲



شکل۶-۱۹: نمای جانبی سیستم تهویه مثال ۶-۲

محاسبات سیستم برای هوای غیراستاندارد

در سیستم مثال ۶-۲ شرایط هوا استاندارد فرض شده بود که به ندرت در طراحی سیستم واقعی رخ می‌دهد. با فرض اینکه هوا همواره در شرایط استاندارد (0.075 lbm da/ft^3 [1.2 kg da/m^3] و فاقد رطوبت) باشد، محاسبات مختصر و تسهیل می‌شود. اگرچه تأثیر مجزای دما، رطوبت، فشار و ارتفاع ممکن است ناچیز باشد، اما تأثیر تجمعی آن‌ها عموما قابل ملاحظه است. اطلاعات جداول انتخاب فن بر اساس چگالی هوای استاندارد (دمای 70 °F [21 °C]، فاقد رطوبت و ارتفاع سطح دریا) ارائه می‌شود. چگالی هوا ممکن است بر اثر فاکتورهای متعددی شامل، ارتفاع، دما، فشار درون کانال، تغییرات وزن مولکولی ظاهری (میزان رطوبت، اجزای جریان گازی ...) و همچنین میزان ذرات معلق تغییر کند. هنگام محاسبه فشار و جریان هواگذر مورد نیاز باید تغییرات چگالی هوا مدنظر طراح سیستم باشد. فاکتور چگالی حاصل از تغییرات دما و ارتفاع در جدول ۶-۲ ارائه شده است. فشار درون کانال نیز می‌تواند با تغییر چگالی هوا تأثیر قابل توجهی به ویژه در دهانه ورودی فن داشته باشد. همچنین در صورت وجود رطوبت بالا در جریان هوا، چگالی کاهش می‌یابد. روابط محاسبه ضریب چگالی ناشی از تغییرات دما، ارتفاع، فشار درون کانال و رطوبت نسبت به شرایط استاندارد پیشتر در فصل دوم به تفصیل بیان شده است. در طراحی سیستم‌های تهویه صنعتی به ویژه تهویه موضعی، میزان ذرات معلق هوا در مقادیر پایین فرض می‌شود. در صورت وجود مقادیر قابل توجه غبار در جریان هوای مکشی (بیش از 20 Grains/dscf [0.05 kg/m^3])، چگالی جریان ذرات مواد باید در محاسبات لحاظ گردد که به مبحث جابجایی نیوماتیکی مواد مربوط می‌شود. شایان ذکر است که در غلظت 20 Grains/dscf [0.05 kg/m^3]، ذرات موجود در جریان حدود 0.4% از جریان جرمی هوا را تشکیل می‌دهد، به عبارتی مقدار قابل توجهی هوا برای جابجایی مقدار اندکی ذرات نیاز است. در شرایطی که میزان غلظت ذرات موجود در جریان بیش از 20 Grains/dscf [0.05 kg/m^3] باشد، به منظور اعمال تأثیر سایشی ذرات بر ضرایب افت فشار باید ضرایب افت موجود بر اساس رابطه زیر برای شرایط واقعی تصحیح گردند:

$$\text{Friction loss}_{\text{dusty air}} = \text{Friction loss}_{\text{clean air}} \left(0.36 \left(\frac{Wt._conveyed\ solids}{Wt._conveying\ air}\right) + 1.0\right)$$

جدول ۶-۲: فاکتور چگالی بر حسب تغییرات دما و ارتفاع از سطح دریا

(IP)	Altitude Relative to Sea Level (ft)										
	0	1,000	2,000	3,000	4,000	5,000	6,000	7,000	8,000	9,000	10,000
	Barometric Pressure										
in.Hg	29.9	28.9	27.8	26.8	25.8	24.9	24.0	23.1	22.2	21.4	20.6
in.wg	406.9	393.3	378.4	364.7	351.1	338.9	326.6	314.4	302.1	291.3	280.4
Temp (°F)	Density Factor (dF) (temperature and elevation only), dft × dfe										
-40	1.26	1.22	1.18	1.13	1.09	1.05	1.02	0.98	0.94	0.91	0.87
0	1.15	1.11	1.07	1.04	1.00	0.96	0.93	0.89	0.86	0.83	0.80
40	1.06	1.02	0.99	0.95	0.92	0.89	0.85	0.82	0.79	0.76	0.73
70	1.00	0.97	0.93	0.90	0.87	0.84	0.81	0.78	0.75	0.72	0.69
100	0.95	0.91	0.88	0.85	0.82	0.79	0.77	0.73	0.71	0.68	0.66
150	0.87	0.84	0.81	0.78	0.75	0.73	0.76	0.67	0.65	0.63	0.60
200	0.80	0.78	0.75	0.72	0.70	0.67	0.65	0.62	0.60	0.58	0.56
250	0.75	0.72	0.70	0.67	0.65	0.62	0.60	0.58	0.56	0.54	0.52
300	0.70	0.67	0.65	0.63	0.60	0.58	0.56	0.54	0.52	0.50	0.48
350	0.65	0.63	0.61	0.59	0.57	0.55	0.53	0.51	0.49	0.47	0.45
400	0.62	0.59	0.57	0.55	0.53	0.51	0.50	0.48	0.46	0.44	0.43
450	0.58	0.56	0.54	0.52	0.50	0.49	0.47	0.45	0.44	0.42	0.40
500	0.55	0.53	0.51	0.50	0.48	0.46	0.44	0.43	0.41	0.40	0.38
550	0.52	0.51	0.49	0.47	0.45	0.44	0.42	0.41	0.39	0.38	0.36
600	0.50	0.48	0.47	0.45	0.43	0.42	0.40	0.39	0.37	0.36	0.35
700	0.46	0.44	0.43	0.41	0.40	0.38	0.37	0.35	0.34	0.33	0.32
800	0.42	0.41	0.39	0.38	0.36	0.35	0.34	0.33	0.31	0.30	0.29
900	0.39	0.38	0.36	0.35	0.34	0.33	0.31	0.30	0.29	0.28	0.27

(SI)	Altitude Relative to Sea Level (m)										
	0	300	600	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000
	Barometric Pressure										
mm Hg	760	733	707	682	658	634	611	589	567	546	526
kPa	101.3	97.8	94.3	91.0	87.7	84.6	81.5	78.5	75.6	72.8	70.1
Temp (°C)	Density Factor (dF) (temperature and elevation only), dft × dfe										
-10	1.12	1.09	1.04	1.01	0.97	0.94	0.91	0.87	0.84	0.81	0.78
0	1.08	1.05	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.84	0.81	0.78	0.76
10	1.04	1.01	0.97	0.94	0.90	0.87	0.84	0.81	0.78	0.75	0.73
20	1.00	0.97	0.93	0.90	0.87	0.84	0.81	0.78	0.75	0.72	0.70
30	0.97	0.94	0.90	0.87	0.84	0.81	0.79	0.76	0.73	0.70	0.68
40	0.94	0.91	0.87	0.85	0.82	0.79	0.76	0.73	0.71	0.68	0.66
50	0.91	0.88	0.85	0.82	0.79	0.76	0.74	0.71	0.68	0.66	0.64
60	0.88	0.85	0.82	0.79	0.77	0.74	0.71	0.69	0.66	0.63	0.62
70	0.86	0.83	0.80	0.77	0.75	0.72	0.70	0.67	0.65	0.62	0.60
80	0.83	0.81	0.77	0.75	0.72	0.70	0.67	0.65	0.62	0.60	0.58
90	0.81	0.79	0.75	0.73	0.70	0.68	0.66	0.63	0.61	0.58	0.57
100	0.79	0.77	0.73	0.71	0.69	0.66	0.64	0.62	0.59	0.57	0.55
120	0.75	0.73	0.70	0.68	0.65	0.63	0.61	0.59	0.56	0.54	0.53
140	0.71	0.69	0.66	0.64	0.62	0.60	0.58	0.55	0.53	0.51	0.50
160	0.68	0.66	0.63	0.61	0.59	0.57	0.55	0.53	0.51	0.49	0.48
180	0.65	0.63	0.60	0.59	0.57	0.55	0.53	0.51	0.49	0.47	0.46
200	0.62	0.60	0.58	0.56	0.54	0.52	0.50	0.48	0.47	0.45	0.43
250	0.56	0.54	0.52	0.50	0.49	0.47	0.45	0.44	0.42	0.40	0.39
300	0.51	0.49	0.47	0.46	0.44	0.43	0.41	0.40	0.38	0.37	0.36
400	0.44	0.43	0.41	0.40	0.38	0.37	0.36	0.34	0.33	0.32	0.31
500	0.38	0.37	0.35	0.34	0.33	0.32	0.31	0.30	0.29	0.27	0.27

بر اساس معادلات تغییرات چگالی، با افزایش دما یا کاهش فشار مطلق یک جریان جرمی ثابت میزان جریان واقعی افزایش خواهد یافت. لازم به یادآوری است که فن سیستم تهویه فارغ از کمیت چگالی هوا همواره میزان هواگذر حجمی یکسانی را مکش می‌کند. ولی جرم هوای مکشی تابع کمیت چگالی هوا خواهد بود. علاوه بر این، با داشتن مقادیر دمای حباب خشک (T) و میزان رطوبت (ω) می‌توان انتالپی (h) را بر مطابق روابط زیر برآورد نمود:

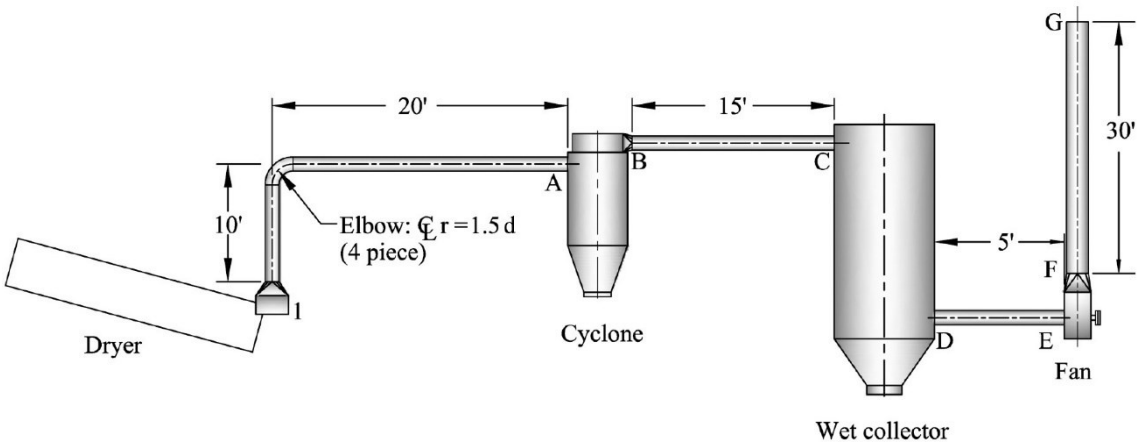
$$h = 0.24\,T + \omega\,(1061 + 0.444\,T) \quad (IP) \qquad \text{(معادله ۶-۱۴)}$$

$$h = 1.006\,T + \omega\,(2501 + 1.86\,T) \quad (SI) \qquad \text{(معادله ۶-۱۵)}$$

استفاده از این روابط می‌تواند از خطاهای ناشی از عدم قرائت دقیق نمودارهای سایکرومتریک جلوگیری کند. در مواردی که ترکیب دو جریان هوا رخ می‌دهد، امکان افزودن رطوبت از یک جریان به جریان دیگر وجود دارد. در سیستمهای تهویه صنعتی اغلب جریان هوای داغ مرطوب با جرم خشک خنک‌تر ترکیب می‌شود. در برخی موارد، اینگونه ترکیب جریان‌ها می‌تواند باعث کندانس رطوبت موجود در جریان داغ گردیده و مشکلاتی را برای طراحی ایجاد نماید (به عبارتی رطوبت کندانس‌شده با ذرات خشک ترکیب‌شده و موجب گرفتکی فیلترها یا پوشش سطوح داخلی اجزای شبکه کانال شود). بنابراین پیشبینی شرایط رطوبتی و حرارتی در این گونه ترکیب جریان‌های هوا بسیار بااهمیت است.

مثال ۶-۳ : سیستم تهویه تک شاخه در شرایط غیراستاندارد (صرفا دستگاه IP)

در این مثال تأثیرات ارتفاع، رطوبت و دما بر طراحی سیستم تهویه موضعی در قالب یک سیستم تک‌انشعابی به شرح زیر بیان می‌گردد. مطابق آرایش سیستم در شکل ۶-۲۰، هواگذر خروجی از یک دستگاه خشک‌کن با ابعاد 24” × 60” علاوه بر رطوبت گرفته‌شده از مواد معادل 16000 scfm می‌باشد. موقعیت کارخانه در ارتفاع ۵۷۵ فوت از سطح دریا بوده و دمای هوای مکشی از خشک‌کن معادل ۵۰۰ درجه فارنهایت است. ظرفیت عملیاتی خشک‌کن برابر 60 tons/hr مواد خشک با قابلیت حذف ۵ درصد رطوبت می‌باشد. فشار استاتیک مورد نیاز در دهانه هود مکشی خشک‌کن معادل -2.0 in.wg و حداقل سرعت انتقال هوا در کانال برابر 4000 fpm لحاظ شده است. سیستم کنترل آلاینده هوا در این طرح باید شامل یک سیکلون برای بازیافت مواد خشک مکشی و یک غبارگیر



شکل۶-۲۰: طرح شماتیک اجزای سیستم تهویه مثال ۶-۳

مرطوب با راندمان بالا باشد. لازم به ذکر است که برگه محاسباتی این سیستم در شکل ۶-۲۱ ارائه شده است. مشخصات عملیاتی تجهیزات تصفیه‌کننده به شرح زیر می‌باشد:

سیکلون: دارای افت فشار 4.5 in.wg در جریان هواگذر طراحی 35000 scfm.

اسکرابر مرطوب با راندمان بالا: مطابق اطلاعات سازنده، افت فشار مورد نیاز دستگاه جهت تأمین الزامات آلودگی هوا معادل 20 in.wg می‌باشد. راندمان رطوبت‌زنی غبارگیر مرطوب معادل ۹۰ درصد می‌باشد. شایان ذکر است که در عمل غبارگیر راندمان بالای فوق می‌تواند با راندمان رطوبت‌زنی ۱۰۰ درصد فعالیت کند. لحاظ کردن راندمان رطوبت‌زنی ۹۰ درصد همراه با افت فشار بالا از نظر ملاحظات طراحی مورد چالش است. انتخاب غبارگیر مذکور در این مثال با هدف آموزشی صورت گرفته است.

فن: فن سانتریفیوژ با قطر دهانه ورودی ۳۴ اینچ (Size #34) و محرک تسمه‌ای با چیدمان XYZ برای الکتروموتور مطابق مشخصات عملکردی شکل ۶-۲۲ توصیه می‌شود.

با اطلاعات فوق، ابعاد کانال‌کشی و انتخاب سرعت گردشی پروانه (RPM) و برآورد مشخصات الکتروموتور مورد نیاز به شرح زیر تعیین می‌گردد:

گام اول: ابتدا جریان هواگذر واقعی هوای مکشی از خشک‌کن برآورد می‌شود. این هواگذر باید شامل هوای مورد استفاده برای خشک‌سازی و بخار آب گرفته‌شده از محصول باشد. بنابراین ضروری است

Project: Sample System Design #3 (IP)				Designer:				Elevation (z, ft): 575			Date:		Page: of	* Input Data
Row	Abbr.		Description	Helpful Notes	Units	A	B	C	D	E	F	Row		
1*	—	SYSTEM INFORMATION	Segment Identification	e.g., 1-A, A-B, etc.	—	1-A	A-B	B-C	C-D	D-E	F-G	1*		
2*	T		Dry-Bulb Temperature	—	°F	500	500	500	180	180	180	2*		
3*	Q_{act}		Actual Duct Flow Rate	Eqn 3	acfm	33,508	33,508	33,508	24,600	26,162	24,600	3*		
4*	V_t		Minimum Transport Velocity		fpm	4,000		4,000		4,000	3,500	4*		
5*	$\dot{m}_{H2O}$		Pounds Water per Minute	—	lbm_{H2O}/min	106.7	106.7	106.7	192.0	192.0	192.0	5*		
6*	$\dot{m}_{da}$		Pounds Dry Air per Minute	—	lbm_{da}/min	1,200	1,200	1,200	1,200	1,200	1,200	6*		
7	df		Density Factor	Eqn 2	—	0.52	0.52	0.52	0.74	0.70	0.74	7		
8	Q_{std}		Standard Duct Flow Rate (dry air)	Eqn 3	dscfm	16,000	16,000	16,000	16,000	16,000	16,000	8		
9	h		Total Heat	Eqn 5 or Psych Chart	BTU/lbm_{da}	234	234	234	234	234	234	9		
10	A_t		Target Duct Area	(Row 3) / (Row 4)	ft^2	8.377		8.377		6.541	7.029	10		
11*	d		Selected Diameter		inches	38.0		38.0		34.0	36.0	11*		
12*	A		Selected Duct Area		ft^2	7.876		7.876		6.305	7.069	12*		
13	V_d		Duct Velocity	(Row 3) / (Row 11)	fpm	4,254		4,254		4,149	3,480	13		
14	VP_d		Duct Velocity Pressure	Eqn 4	"wg	0.59		0.59		0.75	0.56	14		
15	A_s	STATIC PRESSURE LOSS	Slot Area		ft^2							15		
16*	F_s		Slot Loss Factor		—							16*		
17	V_s		Slot Velocity		fpm							17		
18	VP_s		Slot Velocity Pressure	Eqn 4	"wg							18		
19	—		Slot (or Orifice) Loss	(Row 16) x (Row 18)	"wg							19		
20*	F_h	HOOD STATIC	Hood Entry to Duct Loss Factor		—							20*		
21	—		Hood Entry to Duct Loss	(Row 20) x (Row 14)	"wg							21		
22	—		Acceleration Loss (Bernoulli Loss; "1VP")	Higher of VP_d or VP_s	"wg							22		
23*	SP_f		Other Losses	e.g., fitting or filter losses	"wg	2.0						23*		
24	$\lvert SP_h \rvert$		Hood Static Pressure (absolute value)	Rows: 19 + 21 + 22 + 23	"wg	2.0						24		
25*	L	DUCT COMPONENTS	Straight Duct Length	centerline-to-centerline	ft	30.0		15.0		5.0	30.0	25*		
26	F'_d		Duct Friction Loss Factor per Foot	Eqn 8 (met./plas.)	1/ft	0.004		0.004		0.005	0.005	26		
27*	—		Number of 90-Degree Elbows	fractional for 30°, 45°, 60°	—	1.00						27*		
28*	F_{el}		Elbow Loss Factor per 90-Degree Elbow		—	0.27						28*		
29*	F_{en}		Branch Entry Loss Factor		—							29*		
30*	—		Special Fitting Loss Factor	e.g. dampers, etc.	—							30*		
31	F_d		Duct Friction Loss Factor	(Row 25) x (Row 26)	—	0.13		0.07		0.03	0.15	31		
32	—		Elbow Loss Factor	(Row 27) x (Row 28)	—	0.27						32		
33	—		Total Duct Component Loss Factors	Rows: 29 + 30 + 31 + 32	—	0.40		0.07		0.03	0.15	33		
34	—		Total Duct Loss	(Row 33) x (Row 14)	"wg	0.2		0.0		0.0	0.1	34		
35*	—	OTHER	Other Losses	collector, exp., cont., etc.	"wg		2.1		20.0			35*		
36	VP_r		Weighted Average VP	Eqn 10	"wg							36		
37	—		Loss From Velocity Increase	(Row 14) - (Row 36); if > 0	"wg							37		
38	—	Segment Static Pressure Loss		Rows: 24 + 34 + 35 + 37	"wg	-2.2	-2.1	0.0	-20.0	0.0	0.1	38		
39*	SP_{gov}	Governing Static Pressure		—	"wg							39*		
40*	SP_{cum}	Cumulative Static Pressure		Fan Inlet (-); Fan Outlet (+)	"wg	-2.2	-4.3	-4.3	-24.3	-24.3	0.1	40*		
41	Q_{corr}	Corrected Volumetric Flow			acfm							41		
42	V_{corr}	Corrected Velocity		(Row 41) / (Row 11)	fpm							42		
43	VP_{corr}	Corrected Velocity Pressure		Eqn 4	"wg							43		

1 $\omega = lb_m\ H_2O\ /\ lb_m\ da$

2 $df = (df_e) \times (df_p) \times (df_t) \times (df_m)$

$df_e = [1 - ((6.73 \times 10^{-6}) \times (z))]^{5.258}$

$df_p = (407 + SP) / (407)$

$df_t = (530) / (T + 460)$

$df_m = (1 + \omega) / (1 + 1.607\omega)$

3 $Q_{std} = (Q_{act} / (1 + \omega))(df)$

$Q_{act} = [(Q_{std})(1 + \omega)] / df$

4 $V = 4{,}005 \times (VP/df)^{0.5}$

$VP = (df) \times (V/4{,}005)^2$

5 $h = 0.24T + \omega(1{,}061 + 0.444T)$

6 **90-Degree Elbow Loss Factors**

R/D	F_{el}
1.5	0.24
2	0.19
2.5	0.17

7 **Branch Entry Loss Factors**

Angle	F_{en}
15°	0.09
30°	0.18
45°	0.28
90°	1.00

8 $F'^{(met./plas.)}_d = 0.0307(V^{0.533} / Q^{0.612})$

$F'^{(flex\text{-}duct)}_d = 0.0311(V^{0.604} / Q^{0.639})$

9 $Q_{corr} = Q_{design}(SP_{gov} / SP_{lower})^{0.5}$

10 $VP_r = VP_1(Q_1/Q_3) + VP_2(Q_2/Q_3)$

11 $SSP = SP_{out} - SP_{in} - VP_{in}$

SSP provides the FAN SP for fan selection

NOTES: **SSP = +0.1 - (-24.3) - 0.8 = 23.6 "wg**

Specified FSP: $P_e = (P_a)/(df) = (23.6)/(0.70) = 33.7$ "wg; Interpolated RPM and BHP: 1,562 RPM at 217 BHP; Actual BHP: $PWRa = (PWR_t)(df) = (217)(0.70) = 152$ BHP (Select motor at 200 HP to account for cold starts.)

شکل ۶-۲۱: برگه محاسبات سیستم تهویه مثال ۶-۳ (IP)

هواگذر از شرایط هوای استاندارد نسبت به پارامترهای ارتفاع واقعی، رطوبت، دما و فشار شبکه کانال تصحیح شود. برای یافتن وزن بخار آب در جریان هوای مکشی بر اساس داده‌های مسئله به ترتیب زیر عمل می‌شود.

نرخ وزنی مواد خروجی از خشک‌کن

60 tons/hr dried material : (M_{out}/hr)

توانایی خشک‌کن برابر با حذف ۵ درصد رطوبت مواد ورودی به دستگاه است، لذا نرخ وزنی مواد خروجی از خشک‌کن (M_{out}/hr) معادل ۹۵ درصد نرخ وزنی مواد ورودی به خشک‌کن (M_{in}/hr) می‌باشد. به عبارتی داریم:

$$(M_{out}/hr) = 0.95\ (M_{in}/hr) \quad \rightarrow \quad 60\ tons/hr = 0.95\ (M_{in}/hr)$$

$$\text{Dryer input capacity: } (M_{in}/hr) = (60\ tons/hr)/\ 0.95 = 63.2\ tons/hr$$

نرخ وزنی رطوبت حذف شده از رابطه زیر قابل برآورد است:

$$(m_w/hr) = (M_{in}/hr) - (M_{out}/hr) = 63.2\ tons/hr - 60\ tons/hr$$

$$(m_w/hr) = 3.2\ tons/hr = 6400\ lbm/hr = 106.7\ lbm/min$$

طبق صورت مسئله، نرخ حجمی هوای (هواگذر) خشک خروجی از خشک‌کن (Q_{std}) برابر است با:

$$16000\ scfm\ @\ 70\ °F\ \&\ 29.92\ in.Hg \quad or \quad \rho_{std} = 0.075\ lbm/ft^3$$

حال نرخ وزنی هوای خشک خروجی از خشک‌کن بدین ترتیب قابل برآورد است:

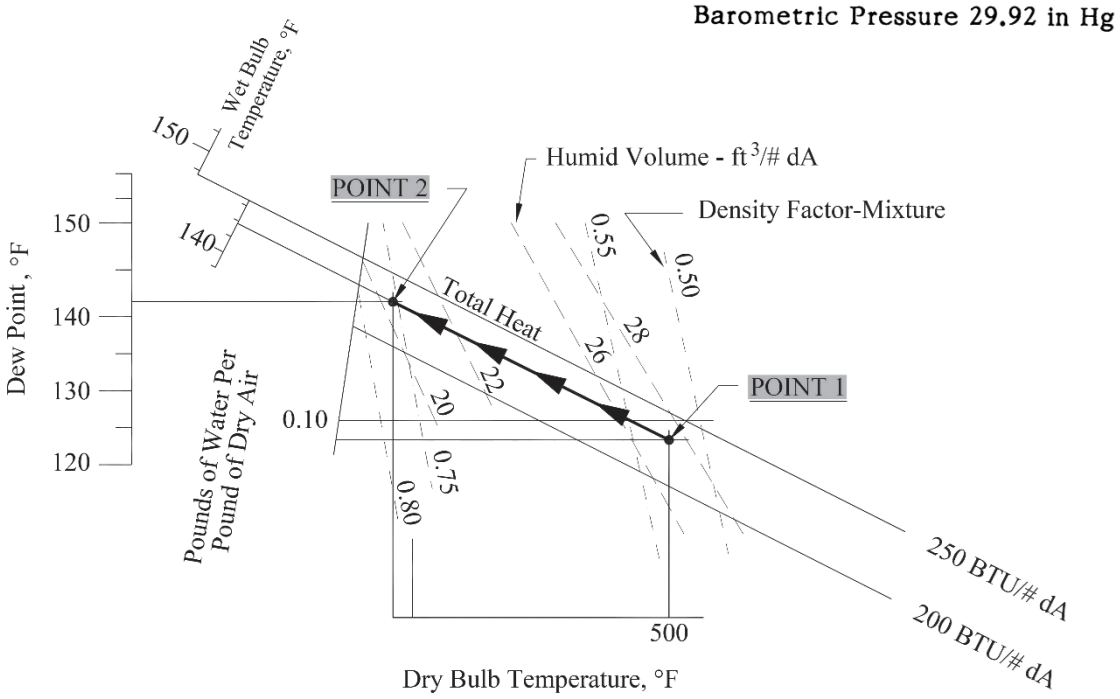
$$(m_{dry\ air}/min) = (Q_{std}) \times (\rho_{std}) = 16000 \times 0.075 = 1200\ lbm/min$$

با دانستن نسبت جرم رطوبت به جرم هوای خشک (ω) و دمای جریان اختلاط یافته می‌توان سایر مشخصات هوای مرطوب حاصل از ترکیب هوای خشک و بخار آب را مشخص نمود. بدین منظور از نمودارهای سایکرومتریک بهره‌گیری می‌شود که ابزار کاربردی مفیدی برای بررسی تحولات هوای مرطوب می‌باشد.

$$\omega = (m_w/hr)/(m_{dry\ air}/min) = 106.7/1200 = 0.089\ \frac{Ibm-H2O}{Ibm-da}$$

محل تلاقی خط دمای حباب خشک 500 °F و خط میزان رطوبت 0.089 lbm-H_2O/lbm-da روی نمودارسایکرومتریک شکل ۶-۲۲ به عنوان نقطه ۱ نمایش داده می‌شود. این نقطه نمایانگر مشخصات هوای مرطوب حاصل از اختلاط هوای خشک و بخار آب است. سایر داده‌های مرتبط با این شرایط اختلاط هوای مرطوب از نمودار سایرومتریک به شرح زیر قابل قرائت می‌باشد:

- نقطه شبنم (Dew Point - T_{dew}): 122 °F
- دمای حباب تر (Wet Bulb Temp. - T_w): 144 °F
- حجم رطوبت (Humid Volume - Hv): 27.5 ft^3 /lbm-da
- انتالپی (Enthalpy or Total Heat - H): 234 BTU/lbm-da
- فاکتور چگالی (Density Factor - dF): 0.53 برای ارتفاع سطح دریا



شکل۶-۲۲: نمودار سایرومتریک مرتبط با تحولات هوای مرطوب در سیستم تهویه مثال ۶-۳

با توجه به اینکه سیستم تهویه برای ارتفاع ۵۷۵ فوت از سطح دریا طراحی می‌شود، بنابراین میزان فاکتور چگالی (dF) به 0.52 تغییر می‌یابد. پارامترهای فاکتور چگالی، دمای حباب خشک، جرم هوای خشک و بخار آب، هواگذر استاندارد (scfm) و انتالپی در ردیفهای مربوطه در برگه محاسبات درج می‌شوند.

گام دوم، ادامه روند طراحی سیستم مطابق روش محاسباتی مورد استفاده در نمونه طرح‌های پیشین (مثال ۶–۱ و ۶–۲) لحاظ می‌شود:

$$Q_{act} = Q_{std}\,(1+\omega)/dF = 16000\,(1+0.089)/0.52$$

$$Q_{act} = 33508\ \text{acfm}\ @\ dF = 0.52$$

هنگام لحاظ نمودن افت فشار ناشی از سیکلون در مقطع (A-B)، کمیت مورد نظر در ردیف ۳۵ درج می‌شود. افت فشار سیکلون (ΔP_{cyc}) توسط سازنده تعیین می‌شود. در این مثال، افت فشار سیکلون معادل 4.5 in.wg به ازای جریان هواگذر 35000 scfm فرض شده است. افت فشار سیکلون با توان دوم تغییرات هواگذر و به صورت مستقیم با تغییرات چگالی هوا رابطه دارد. بنابراین افت فشار واقعی سیکلون بدین ترتیب قابل برآورد است:

$$\Delta P_2 = (\Delta P_1)(Q_2/Q_1)^2(\rho_2/\rho_1) = 4.5 \times (33508/35000)^2(0.52) = 2.1\ \text{in. wg}$$

لذا میزان فشار استاتیک در دهانه خروجی سیکلون معادل -4.3 in.wg برآورد می‌شود. همچنین افت ناشی از شتاب‌گیری مجدد جریان هوا وجود ندارد. سازنده تصفیه‌کننده اسکرابر باید اطلاعات مربوط به محاسبه تغییرات هواگذر نسبت به افت فشار را ارائه نماید. یکی از مشخصات مهم تصفیه‌کننده‌های مرطوب، توانایی مرطوب‌سازی جریان گاز عبوری است. فرایند رطوبت‌زنی معمولا به صورت آدیاباتیک (یعنی بدون تبادل حرارت با محیط اطراف) فرض می‌شود. بخار آب به جریان گاز عبوری افزوده می‌شود، در حالیکه انتالپی که بر حسب BTU/Ibm-da بیان می‌شود همچنان ثابت باقی می‌ماند. حین فرایند رطوبت‌زنی، نقطه نمایانگر مشخصات هوای عبوری روی نمودار سایکرومتریک در امتداد خط انتالپی ثابت و به سمت چپ تا رسیدن به شرایط اشباع حرکت می‌کند. این موضوع روی نمودار شکل ۶–۲۲ نمایش داده شده است. قابلیت رطوبت‌زنی کلیه غبارگیرهای مرطوب یکسان نیست. اگر

غبارگیر مرطوبی تحت فرایند آدیاباتیک هوای عبوری را به حالت اشباع کامل برساند، می‌توان راندمان رطوبت‌زنی را معادل ۱۰۰ درصد در نظر گرفت. راندمان رطوبت‌زنی دستگاه تصفیه‌کننده مرطوب از طریق روابط زیر قابل برآورد است:

$$\eta_{\%} = [(T_i - T_o)/(T_i - T_s)] \times 100 \qquad \text{(معادله ۶-۱۶)}$$

در این رابطه، $\eta_{\%}$ طول راندمان رطوبت زنی بر حسب درصد (%)، T_i دمای حباب خشک جریان در دهانه ورودی تصفیه‌کننده بر حسب درجه فارنهایت (°F)، T_o دمای حباب خشک جریان در دهانه خروجی تصفیه‌کننده بر حسب درجه فارنهایت (°F)، T_s دمای اشباع آدیاباتیک بر حسب درجه فارنهایت (°F) می‌باشد.

$$\eta_{\%} = [(\omega_o - \omega_i)/(\omega_s - \omega_i)] \times 100 \qquad \text{(معادله ۶-۱۷)}$$

در این رابطه، ω_i میزان رطوبت جریان در دهانه ورودی بر حسب lbm-H_2O/lbm-da، ω_o میزان رطوبت جریان در دهانه خروجی بر حسب lbm-H_2O/lbm-da، ω_s میزان رطوبت در شرایط اشباع آدیاباتیک بر حسب lbm-H_2O/lbm-da می‌باشد. شایان ذکر است، در صورت بکارگیری دما (T) بر حسب درجه سلسیوس (°C) و میزان رطوبت (ω) بر حسب kg-H_2O/kg-da می‌توان از روابط فوق در دستگاه SI نیز استفاده نمود.

حال طراح باید مشخصات هوای مرطوب حاصل از اختلاط جریان هوای ورودی با بخار آب دریافتی از اسکرابر را در دهانه خروجی (نقطه ۲) برآورد نماید. راندمان رطوبت‌زنی اسکرابر برای این مثال معادل ۹۰ درصد فرض شده است. دمای حباب خشک جریان هوای ورودی تصفیه‌کننده ۵۰۰ درجه فارنهایت است. دمای اشباع آدیاباتیک (یعنی دمای حباب تر) با رجوع به نمودار سایکرومتریک شکل ۶-۲۲ معادل ۱۴۴ درجه فارنهایت قرائت می‌گردد. بنابراین:

$$90_{\%} = [(500 - T_o)/(500 - 144)] \times 100 \quad \rightarrow \quad T_o = 180\ ^\circ\text{F}$$

بدین ترتیب دمای حباب خشک جریان هوای خروجی از تصفیه‌کننده معادل 180 °F و میزان انتالپی آن با توجه به عدم تغییر حرارت کل طی فرایند رطوبت‌زنی معادل 234 BTU/lbm da می‌باشد. نقطه

تلاقی خطوط دمای حباب خشک (180 °F) و انتالپی (234 BTU/lbm) روی نمودار سایکرومتریک شکل ۶-۲۲ به عنوان نقطه ۲ معرف مشخصات هوای خروجی از اسکرابر می‌باشد. حال سایر مشخصات هوای خروجی از نمودار سایرومتریک به شرح زیر قابل قرائت است:

- نقطه شبنم (Dew Point - T_{dew}): 143 °F
- دمای حباب تر (Wet Bulb Temp. - T_w): 144 °F
- حجم رطوبت (Humid Volume – Hv): 20.5 ft^3/lbm-da
- انتالپی (Enthalpy or Total Heat - H): 234 BTU/lbm-da
- فاکتور چگالی (Density Factor - dF): 0.76
- میزان رطوبت (Water content or Humidity Ratio - ω): 0.16 lbm-H_2O/lbm-da

فاکتور چگالی با در نظر گرفتن ارتفاع از سطح دریا به مقدار 0.74 اصلاح می‌شود. اطلاعات مورد نیاز در برگه محاسبات وارد شده و با استفاده از حجم رطوبت، میزان هواگذر واقعی (acfm) خروجی از تصفیه‌کننده اسکرابر محاسبه می‌گردد. میزان رطوبت موجود در هوای خروجی برابر است با:

$$m_{w(D-E)} = \left(m_{da(D-E)}\right) \times \left(\omega_{(D-E)}\right)$$

$$m_{w(D-E)} = \left(1200\ \frac{lbm-da}{min}\right) \times \left(0.16\ \frac{lbm-H2O}{lbm-da}\right) = 192\ \frac{lbm-H2O}{min}$$

$$Q_{act(D-E)} = \left(Hv_{(D-E)}\right) \times \left(m_{da(D-E)}\right)$$

$$Q_{act(D-E)} = \left(20.5\ \frac{ft^3}{lbm-da}\right) \times \left(1200\ \frac{lbm-da}{min}\right) = 24600\ acfm$$

افت فشار اسکرابر (ΔP_{wct}) معادل 20 in.wg اعلام شده است، بنابراین فشار استاتیک در خروجی تصفیه‌کننده مرطوب معادل 24.3 in.wg- برآورد می‌شود.

گام سوم، پیشتر بیان شد در سیستم‌های تهویه موضعی کم فشار (کوچکتر از 20 in.wg- در دهانه ورودی فن) از تأثیر فشار منفی بر چگالی جریان هوای عبوری در کانال‌های بالادست فن صرف‌نظر

می‌شود (یعنی تأثیر آن کمتر از ۵ درصد است). در طراحی عملی سیستم، سایر فاکتورهای متأثرکننده چگالی (مانند دما، رطوبت و ارتفاع) می‌توانند اثر تجمعی قابل توجه داشته باشند، بنابراین فشار دهانه ورودی برای تعیین مشخصات فن می‌تواند بسیار بااهمیت باشد. برای سیستم طراحی‌شده در دمای هوای کمتر از 100 °F در حدود ارتفاع سطح دریا (dF = 1.0)، می‌توان از فشار دهانه فن نیز صرفنظر نمود، مشروط به آنکه مقدار فشار دهانه ورودی فن مابین -20 in.wg و +20 in.wg باشد. با این حال با کاهش فشار مطلق (افزایش فشار منفی) گازها جهت اشغال حجم بزرگتر منبسط می‌شوند. در صورت عدم پیش‌بینی این افزایش حجم و انتخاب فن نامناسب جهت تأمین هواگذر حجمی بزرگتر، این موضوع موجب کاهش میزان هوای مکشی در هود انتهایی (دورترین هود نسبت دهانه فن) سیستم تهویه موضعی خواهد شد. بر اساس معادله انرژی برای جریان هوا در کانالی بدون تبادل حرارت داریم:

$$(\dot{m}_1)(H_1) = (\dot{m}_2)(H_2) \quad \text{or} \quad (\dot{m}_1)(T_1) = (\dot{m}_2)(T_2)$$

$$(\rho_1)(Q_1)(T_1) = (\rho_2)(Q_2)(T_2) \quad \text{(معادله ۶-۱۸)}$$

با در نظر گرفتن رابطه گاز ایده‌آل ($PV = mR_gT$)، معادله زیر حاصل می‌شود:

$$P_1/P_2 = (\dot{m}_1/Q_1)R_gT_1 \,/\, (\dot{m}_2/Q_2)R_gT_2$$

$$P_1\,Q_1 = P_2\,Q_2 \quad \rightarrow \quad P_1/P_2 = Q_2/Q_1 \quad \text{(معادله ۶-۱۹)}$$

تا این لحظه، هوا با فشار اتمسفر استاندارد معادل 407 in.wg فرض شده است. فشار درون کانال در نقطه E معادل -24.3 in.wg است (به عبارتی، فشار منفی نسبت به فشار هوای بیرون که معادل 407 in.wg است، بیان می‌شود). بنابراین، فشار مطلق هوا درون کانال برابر است با:

$$\text{Absolute duct pressure} = 407 + (-24.3) = 382.7 \ \text{in. wg}$$

$$P_1/P_2 = Q_2/Q_1 \ \rightarrow \ 407/382.7 = Q_2/24600 \ \rightarrow \ Q_2 = 26162 \ \text{acfm}$$

کمیت Q_2 در دهانه ورودی فن معادل 26162 acfm به دست می‌آید.

گام چهارم، چگالی هوا تحت تأثیر فشار مطلق کانال تغییر می‌کند. طبق معادله $PQ = \dot{m}R_gT$، با فرض

اینکه هیچ تبادل حرارت یا تغییر دمایی در سیستم رخ نداده باشد، فاکتور چگـالی بطور مستقیم با فشار هوا مطابق معادله زیر ارتباط دارد:

$$P_1/P_2 = (\dot{m}_1/Q_1)R_gT_1 \,/\, (\dot{m}_2/Q_2)R_gT_2$$

$$P_1/P_2 = dF_2/dF_1 \qquad \text{(معادله ۶-۲۰)}$$

اگر فشار درون کانال با فشار مطلق در شرایط استاندارد (407 in.wg) مقایسه شود، خواهیم داشت:

$$P_1/P_2 = dF_2/dF_1 \;\rightarrow\; 407/382.7 = dF_2/0.74 \;\rightarrow\; dF_2 = 0.695 \cong 0.7$$

حال مطابق کمیت واقعی فاکتور چگالی که تصحیحات مرتبط با دما، رطوبت، ارتفاع و فشار مطلق درون کانال در آن لحاظ شده است نسبت به تعیین مشخصات فن اقدام می‌شود. همچنین می‌توان محاسبات کانال خروجی اسکرابر تا دهانه ورودی فن را تکمیل نمود. هواگذر واقعی خروجی از اسکرابر معادل 26162 acfm است. لذا از آنجـایی که فن انتخابی دارای قطر دهانه ورودی معـادل ۳۴ اینچ (سطح مقطعی معـادل $6.305\ ft^2$) می‌باشد، بهتر است قطر کانال خروجی از تصفیه‌کننده مرطوب تا فن نیز ۳۴ اینچ در نظر گرفته شود. پس از تکمیل محاسبات سیستم، کمیت فشار استاتیک واقعی فن (FSPa) را می‌توان محاسبه نمود:

$$FSP_a = SP_{out} - SP_{in} - VP_{in} = (0.1) - (-24.3) - (0.75) = 23.65\ \text{in. wg}$$

گام پنجم، فشار استاتیک معادل فن (FSPe) که در واقع کمیت مورد استفاده در انتخاب فن است، از تقسیم فشار استاتیک واقعی فن بر کمیت فاکتور چگالی در دهانه ورودی برآورد می‌شود. با توجه به اینکه کلیه جداول انتخاب فن بر اساس شرایط هوای استاندارد تهیه شده‌اند، تعیین کمیت FSPe به ترتیب زیر می‌باشد:

$$FSP_e = FSP_a/dF \qquad \rightarrow \qquad FSP_e = 23.65/0.7 = 33.8\ \text{in. wg}$$

در مثال حاضر، هیچ ضریب ایمنی در نظر گرفته نشده و مقدار برآورد شده 33.8 in.wg مبنای انتخاب فن قرار گرفته است.

گام ششم، با میان‌یابی در جدول انتخاب فن ارایه‌شده در شکل ۶-۲۳ متناظر با مقادیر محاسباتی هواگذر 26162 acfm و فشار استاتیک 33.8 in.wg، فن با مشخصات سرعت گردشی 1564 RPM و توان شفت 218 HP انتخاب می‌شود. از آنجایی که چگالی واقعی کمتر از چگالی هوای استاندارد است (در نتیجه جابجایی هوا با جرم کمتر مستلزم صرف انرژی/ کار کمتری است)، توان واقعی مورد نیاز (PWR_a) از حاصلضرب فاکتور چگالی در توان شفت فن برآورد می‌شود:

$$PWR_a = (BHP) \times (dF) \quad \rightarrow \quad PWR_a = 218 \times 0.7 = 153 \ HP$$

چنانچه روی کانال دهانه ورودی/ خروجی فن از دمپر کنترل جریان به منظور پیشگیری از آسیب الکتروموتور حین راه‌اندازی سرد (کاهش دما ناشی از عدم فعالیت خشک‌کن) استفاده شده باشد، باید توان الکتروموتور انتخابی معادل 200 HP لحاظ گردد.

FAN RATING TABLE																						
Fan Size #34						Inlet Diameter = 34											Max safe RPM = 1700					
	20" SP		22" SP		24" SP		26" SP		28" SP		30" SP		32" SP		34" SP		36" SP		38" SP		40" SP	
CFM	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
14688	1171	73.3	1225	81.4	1277	89.8	1326	98.3	1374	107	1421	116	1466	125	1510	134	1552	143	1594	153	1634	162
16524	1181	81.8	1234	90.2	1286	98.8	1335	107	1382	116	1428	126	1472	135	1516	145	1557	155	1600	165	1639	175
18360	1191	90.2	1244	99.5	1294	108	1344	118	1391	127	1437	137	1481	146	1524	157	1565	167	1606	178	1645	188
20196	1204	99.9	1256	109	1306	119	1354	129	1400	139	1446	149	1490	160	1532	170	1574	181	1615	191	1654	202
22032	1217	110	1268	120	1318	130	1366	141	1412	151	1456	162	1499	173	1542	184	1584	196	1624	207	1663	218
23868	1230	120	1282	131	1331	142	1378	154	1424	165	1468	176	1511	187	1553	199	1594	211	1633	223	1672	235
25704	1245	131	1296	143	1345	155	1391	167	1437	179	1481	191	1524	203	1565	215	1606	227	1645	239	1683	252
27540	1261	143	1311	156	1359	168	1406	181	1450	193	1494	206	1537	219	1578	232	1618	245	1658	258	1695	271
29376	1277	156	1327	169	1374	182	1421	196	1465	209	1508	222	1550	236	1591	249	1631	263	1670	277		
31212	1295	170	1344	184	1391	197	1436	211	1480	225	1523	239	1564	253	1605	268	1644	282	1683	297		
33048	1313	184	1361	198	1407	213	1453	228	1496	242	1538	257	1580	272	1620	287	1659	302	1697	317		
33884	1331	198	1379	214	1425	229	1469	245	1513	260	1555	276	1595	291	1635	307	1674	323				

شکل۶-۲۳: جدول انتخاب فن برای سیستم تهویه مثال ۶-۳

سایر نکات کاربردی در خصوص مثال ۶-۳:

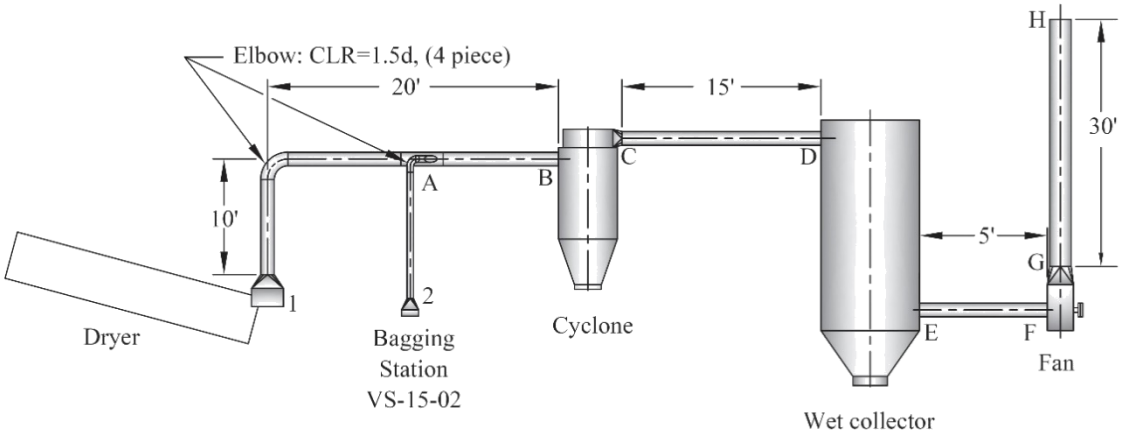
سلول A/14: توجه نمایید که کمیت فشار سرعت کانال (VP) مطابق معادله شماره ۴ برگه محاسبات بر اساس چگالی تصحیح شده است. لذا این کمیت به عدد واقعی قرائت‌شده هنگام متعادل‌سازی سیستم نزدیک خواهد بود. دقت برگه محاسبات در پیش‌بینی و برآورد شرایط میدانی (محیطی) واقعی بسیار

بالا نیست. به همین جهت، چگالی باید دقیقا معادل مقدار محاسبه‌شده در نظر گرفته شود. چنانچه دما و سطح رطوبت نسبت به مقادیر محاسباتی تغییر کند، مقادیر نیز متاثر خواهند شد. با این وجود، مقدار فشار سرعت 0.59 in.wg را می‌توان با دقت مناسبی برای بررسی مقادیر هواگذر به عنوان شروط حین پیش‌راه‌اندازی سیستم و رعایت الزامات هواگذر نسبت به مقادیر طراحی استفاده نمود.

سلول B/35: هنگام درج افت اتصالات خاص یا ضرایب افت مربوطه باید دقت لازم لحاظ شود. مطابق گام دوم در این مثال، افت فشار سیکلون بر حسب in.wg محاسبه گردید. در برخی تجهیزات ممکن است میزان افت به صورت کمیتی از فشار سرعت (مانند 2.0 VP) بیان گردد. در این موارد باید ضریب افت در ردیف ۳۰ (ضرایب افت اتصالات خاص) به جای ردیف ۳۵ برگه محاسبات درج شود.

مثال ۶-۴: اضافه نمودن انشعاب به سیستم موجود در شرایط غیراستاندارد (صرفا دستگاه IP)

در این مثال مطابق طرح نمایش داده شده در شکل ۶-۲۴، اتصال یک هود جدید به سیستم تهویه موجود به عنوان طرح اصلی (سیستم مثال ۶-۳) مدنظر است. البته در هیچ شرایطی چنین کاری توصیه نمی‌شود. زیرا همواره راندمان عملیاتی طرح اصلی کاهش خواهد یافت و این موضوع می‌تواند منجر به رسوب ذرات در شبکه کانال، کاهش میزان هواگذر در سایر انشعابات و عملکرد ناپایدار فن در اثر تغییرات هواگذر یا فشار سیستم گردد. در صورت افزودن یک یا چند انشعاب جدید باید همچنان اصول محاسبات سیستم رعایت شود. با لحاظ نمودن حداقل سرعت انتقال برای کلیه کانالهای سیستم، می‌توان افتهای مربوط به جریان هواگذر مضاعف در فن را محاسبه نمود. شایان ذکر است، مطرح



شکل ۶-۲۴: طرح شماتیک سیستم تهویه مثال ۶-۴

نمودن مثال حاضر نباید به عنوان تأییدیه بکارگیری چنین عملی/ راهکاری در نظر گرفته شود. بلکه صرفا برای نمایش محاسبات و تنظیمات در راستای دستیابی به بالانس سیستم از طریق اتصال کانالی با قطر مناسب به کانال قطر ۳۸ اینچ انشعابی از خشک‌کن می‌باشد. هنگام تصمیم‌گیری جهت انجام چنین طرحی باید طبق اصول مدیریت تغییر[1] فاکتورهای عملیاتی مورد توجه قرار گیرد:

- ترکیب هوای داغ و مرطوب با هوای سرد می‌تواند باعث ایجاد کندانس درون کانال یا تصفیه‌کننده شود. در شرایط معمول، دمای حباب خشک باید حداقل 35 F [20 C] و ترجیحا 50 F [28 °C] بالاتر از دمای نقطه شبنم باشد. در صورتی که سیستم نسبت به ایجاد کندانس یا تشکیل برخی ترکیبات شیمیایی اسیدی یا قلیایی بسیار مستعد باشد، باید روند روشن و خاموش کردن[2] سیستم تهویه بطور ویژه مورد بررسی قرار گیرد.
- سرعت جریان هوا در پایین‌دست اتصال ورودی ممکن است به قدری زیاد باشد که موجب فرسایش زودهنگام[3] کانال یا دیگر بخشهای سیستم شود.
- هواگذر و سرعت انتقال مطلوب باید همواره در کلیه مسیرهای کانال‌کشی و هودهای مکشی سیستم حفظ شود.

برگه محاسبات جدید به همراه تغییرات مورد نظر در شکل ۶-۲۵ ارائه شده است. طبق کانال انشعابی جدید وارد شده در نقشه جدید، کد شناسایی این مقطع تعیین می‌شود. ایستگاه پرکن کیسه از کانال اصلی ۳۸ اینچی معادل ۶۰ فوت (60 ft.) فاصله دارد، و این مسیر شامل یک اتصال زانویی ۹۰ درجه با ساختار چهار قطعه‌ای و شعاع گردش ۱/۵ برابر قطر (R/D = 1.5) است. جریان هواگذر مکشی این هود معادل 1500 acfm می‌باشد. طراح در این مورد ملزم به حفظ ابعاد تمامی کانالهای موجود خواهد بود (به عبارتی هیچ افزایش قطری در کانال اصلی حدفاصل خشک‌کن تا سیکلون مجاز نیست). به جز محاسبات مربوط به ترکیب هوای مکشی حاصل از ایستگاه پرکن کیسه با هوای داغ و مرطوب ناشی از خشک‌کن، سایر محاسبات مطابق روند معمول در مثال‌های قبل انجام می‌گیرد. با توجه به اصل

1. Management Of Change (MOC)
2. Startup & Shutdown procedure
3. Premature wear

Project: Sample System Design #4 (IP)				Designer:				Elevation (z, ft): 575			Date:				Page: of	* Input Data
Row	Abbr.		Description	Helpful Notes	Units	A	B	C	D	E	F	G	H	Row		
1*	—	SYSTEM INFORMATION	Segment Identification	e.g., 1-A, A-B, etc.	—	1-A	2-A	A-B	B-C	C-D	D-E	E-F	G-H	1*	1	$\omega = lb_m H_2O / lb_m da$
2*	T		Dry-Bulb Temperature	—	°F	500	70	470	470	470	470	175	175	2*		
3*	Q_{act}		Actual Duct Flow Rate	Eqn 3	acfm	33,508	1,500	34,972	34,972	34,972	34,972	28,950	27,020	3*	2	$df = (df_e) \times (df_p) \times (df_t) \times (df_m)$
4*	V_t		Minimum Transport Velocity		fpm	4,000	3,500	4,000		4,000		4,000	3,500	4*		
5*	$\dot{m}_{H2O}$		Pounds Water per Minute	—	lbm_{H2O}/min	106.7	0.0	106.7	106.7	106.7	106.7	209.6	209.6	5*		$df_e = [1 - ((6.73 \times 10^{-6}) \times (z))]^{5.258}$
6*	$\dot{m}_{da}$		Pounds Dry Air per Minute	—	lbm_{da}/min	1,200	110.3	1,310.3	1,310.3	1,310.3	1,310.3	1,310.3	1,310.3	6*		
7	df		Density Factor	Eqn 2	—	0.52	0.98	0.54	0.54	0.54	0.54	0.70	0.75	7		$df_p = (407 + SP) / (407)$
8	Q_{std}		Standard Duct Flow Rate (dry air)	Eqn 3	dscfm	16,000	1,470	17,470	17,470	17,470	17,470	17,470	17,470	8		
9	h		Total Heat	Eqn 5 or Psych Chart	BTU/lbm_{da}	234	17	216	216	216	216	216	216	9		$df_t = (530) / (T + 460)$
10	A_t		Target Duct Area	(Row 3) / (Row 4)	ft^2	8.377	0.429	8.743		8.743		7.238	7.720	10		
11*	d		Selected Diameter		inches	38.0	8.0	38.0		38.0		34.0	36.0	11*		$df_m = (1 + \omega) / (1 + 1.607\omega)$
12*	A		Selected Duct Area		ft^2	7.876	0.349	7.876		7.876		6.305	7.069	12*	3	$Q_{std} = (Q_{act} / (1 + \omega))(df)$
13	V_d		Duct Velocity	(Row 3) / (Row 11)	fpm	4,254	4,298	4,440		4,440		4,592	3,822	13		$Q_{act} = [(Q_{std})(1 + \omega)] / df$
14	VP_d		Duct Velocity Pressure	Eqn 4	"wg	0.59	1.13	0.66		0.66		0.92	0.68	14		
15	A_s	PRESSURE LOSS SLOT	Slot Area		ft^2									15	4	$V = 4{,}005 \times (VP/df)^{0.5}$
16*	F_s		Slot Loss Factor		—									16*		$VP = (df) \times (V/4{,}005)^2$
17	V_s		Slot Velocity		fpm									17		
18	VP_s		Slot Velocity Pressure	Eqn 4	"wg									18	5	$h = 0.24T + \omega(1{,}061 + 0.444T)$
19	—		Slot (or Orifice) Loss	(Row 16) x (Row 18)	"wg									19		
20*	F_h	STATIC HOOD	Hood Entry to Duct Loss Factor		—		0.25							20*	6	**90-Degree Elbow Loss Factors**
21	—		Hood Entry to Duct Loss	(Row 20) x (Row 14)	"wg		0.3							21		
22	—		Acceleration Loss (Bernoulli Loss; "1VP")	Higher of VP_d or VP_s	"wg		1.13							22		
23*	SP_f		Other Losses	e.g., fitting or filter losses	"wg	2.0								23*		
24	$\lvert SP_h \rvert$		Hood Static Pressure (absolute value)	Rows: 19 + 21 + 22 + 23	"wg	2.0	1.4							24		
25*	L	DUCT COMPONENTS	Straight Duct Length	centerline-to-centerline	ft	20.0	60.0	10.0		15.0		5.0	30.0	25*	7	**Branch Entry Loss Factors**
26	F'_d		Duct Friction Loss Factor per Foot	Eqn 8 (met./plas.)	1/ft	0.004	0.030	0.004		0.004		0.005	0.005	26		
27*	—		Number of 90-Degree Elbows	fractional for 30°, 45°, 60°	—	1.00	1.00							27*		
28*	F_{el}		Elbow Loss Factor per 90-Degree Elbow		—	0.27	0.27							28*		
29*	F_{en}		Branch Entry Loss Factor		—		0.18							29*		
30*	—		Special Fitting Loss Factor	e.g. dampers, etc.	—									30*		
31	F_d		Duct Friction Loss Factor	(Row 25) x (Row 26)	—	0.09	1.81	0.04		0.07		0.03	0.15	31		
32	—		Elbow Loss Factor	(Row 27) x (Row 28)	—	0.27	0.27							32		
33	—		Total Duct Component Loss Factors	Rows: 29 + 30 + 31 + 32	—	0.36	2.26	0.04		0.07		0.03	0.15	33	8	$F'^{(met./plas.)}_d = 0.0307(V^{0.533} / Q^{0.612})$
34	—		Total Duct Loss	(Row 33) x (Row 14)	"wg	0.2	2.6	0.0		0.0		0.0	0.1	34		$F'^{(flex-duct)}_d = 0.0311(V^{0.604} / Q^{0.639})$
35*	—	OTHER	Other Losses	collector, exp., cont., etc.	"wg				2.4		20.0			35*		
36	VP_r		Weighted Average VP	Eqn 10	"wg			0.61						36		
37	—		Loss From Velocity Increase	(Row 14) - (Row 36); if > 0	"wg			0.1						37	9	$Q_{corr} = Q_{design}(SP_{gov} / SP_{lower})^{0.5}$
38	—	Segment Static Pressure Loss		Rows: 24 + 34 + 35 + 37	"wg	-2.2	-4.0	-0.1	-2.4	0.0	-20.0	0.0	0.1	38		
39*	SP_{gov}	Governing Static Pressure		—	"wg	-4.0								39*	10	$VP_r = VP_1(Q_1/Q_3) + VP_2(Q_2/Q_3)$
40*	SP_{cum}	Cumulative Static Pressure		Fan Inlet (-); Fan Outlet (+)	"wg	-2.2	-4.0	-4.1	-6.5	-6.5	-26.5	-26.5	0.1	40*		
41	Q_{corr}	Corrected Volumetric Flow			acfm	Add								41	11	$SSP = SP_{out} - SP_{in} - VP_{in}$
42	V_{corr}	Corrected Velocity		(Row 41) / (Row 11)	fpm	Blast								42		SSP provides the FAN SP for fan selection
43	VP_{corr}	Corrected Velocity Pressure		Eqn 4	"wg	Gate								43		

R/D	F_{el}
1.5	0.24
2	0.19
2.5	0.17

Angle	F_{en}
15°	0.09
30°	0.18
45°	0.28
90°	1.00

NOTES: **SSP = +0.1 - (-26.5) - 0.9 = 25.7 "wg**

Specified FSP: $P_e = (P_a)/(df) = (25.7)/(0.70) = 36.7$ "wg; Interpolated RPM and BHP: 1,602 RPM at 250 BHP; Actual BHP: $PWRa = (PWR_t)(df) = (250)(0.70) = 175$ BHP (Select motor at 230 HP to account for cold starts.)

شکل ۶-۲۵: برگه محاسبات سیستم تهویه مثال ۶-۴ (IP)

پایستگی جرم و انرژی، شرایط جریان پایین‌دست اتصال ورودی به کمک روابط مربوطه قابل محاسبه می‌باشد. کمیت جرم هـوای خشک (ردیف ۶) و انتالپـی (ردیف ۹) مربوط به هر دو کانال انشعابی مشخص است، لذا جـرم عبوری از کانال پایین‌دست به ترتیب زیر از حـاصلجمع پارامترهـای این دو انشعاب قـابل برآورد خواهد بود:

$$(\dot{m}_{da} \times H)_1 + (\dot{m}_{da} \times H)_2 = (\dot{m}_{da} \times H)_3$$

$$\rightarrow \quad (1200 \times 234)_1 + (110.3 \times 17)_2 = (1210.3 \times H)_3$$

$$\rightarrow \quad H_3 = 216 \ \frac{BTU}{Ibm - da}$$

جرم هوا و بخار آب در پایین‌دست اتصال ورودی معادل مجموع مقادیر دریافتی از هـود جدید و خشک‌کن (ردیفهای ۵ و ۶ برگه محاسبات) است. بر این اساس، مشخصات هوا در کانال مقطع 2-A را می‌توان با استفاده از نمودار سایکرومتریک مشخص نمود:

- دمای حباب تر (Wet Bulb Temp. - T_w): 144 °F
- دمای حباب خشک (Dry Bulb Temp. - T): 464 °F

$$(\dot{m}_{da} \times T)_1 + (\dot{m}_{da} \times T)_2 = (\dot{m}_{da} \times T)_3$$

$$(1200 \times 500)_1 + (110.3 \times 70)_2 = (1210.3 \times T)_3 \quad \rightarrow \quad T_3 = 464 \ °F$$

- فاکتور چگالی (Density Factor - dF): 0.55 @ Sea level
- میزان رطوبت (Water content or Humidity Ratio - ω): 0.081 lbm-H_2O/lbm-da

$$Q_{act} = \frac{Q_{act}(1 + \omega)}{dF} = \frac{(17470)(1 + 0.081)}{0.54} = 34972 \text{ acfm @ dF} = 0.54$$

فاکتور چگالی با لحاظ شدن ارتفاع ۵۷۵ فوت از سطح دریا به کمیت 0.54 تصحیح گردیده که هواگذری معادل 34972 acfm در شرایط واقعی ایجاد می‌شود. اطلاعات فوق در برگه محاسبات درج شده است. لازم به ذکر است که فشار استاتیک مورد نیاز برای کانال انشعابی جدید معادل 4.0- in.wg

در نقطه اتصال ورودی A می‌باشد، در حالی که فشار استاتیک مورد نیاز برای کانال انشعابی از خشک‌کن در نقطه اتصال ورودی A معادل 2.2 in.wg- برآورد شده است. عموما اصلاح طرح کانال‌کشی یا انتخاب هواگذرهای جدید با هدف افزایش میزان جریان مکشی از خشک‌کن و نهایتا بالانس فشار استاتیک در هر دو کانال انشعابی گزینه پیش‌فرض است. اما در این مثال، عملکرد خشک‌کن نسبت به فشار استاتیک کانال حساس بوده و قابل تغییر نیست. در واقع این مثال، نمونه بارز الزام فنی در استفاده از دمپرها یا صفحات اریفیس به منظور متعادل‌سازی سیستم است. ادامه روند محاسبات مشابه مثال پیشین در برگه محاسبات آورده شده است. هواگذر مورد نیاز فن پس از محاسبات مربوطه معادل 28950 acfm برآورد می‌شود. نهایتا پس از تکمیل محاسبات سیستم، شرایط جدید سیستم به شرح زیر قابل محاسبه است:

$$\mathrm{FSP_a} = SSP = \mathrm{SP_{out}} - \mathrm{SP_{in}} - \mathrm{VP_{in}} = (0.1) - (-26.5) - (0.9)$$

$$\mathrm{FSP_a} = SSP = 25.7\ \mathrm{in.wg}$$

به منظور تأمین الزامات طراحی باید فن انتخابی در هواگذر و فشار بالاتری فعالیت کند که مستلزم افزایش قابل توجه توان مصرفی خواهد بود.

$$\mathrm{FSP_e} = \mathrm{FSP_a}/\mathrm{dF} \quad \rightarrow \quad \mathrm{FSP_e} = 25.7/0.7 = 36.7\ \ \mathrm{in.wg}$$

سرعت فن انتخابی پس از میان‌یابی مجدد مطابق جدول نمایش داده شده در شکل ۶-۲۳ معادل 1642 RPM و توان مورد نیاز جهت راه‌اندازی سرد فن معادل 230 HP است. اکنون فن در هواگذر و فشار بالاتری فعالیت می‌کند، اما اگر الکتروموتور سیستم اصلی (مثال ۶-۳) با توان 200 HP حفظ شود، قادر به راه‌اندازی سرد سیستم جدید نخواهد بود. در این شرایط، به منظور کاهش توان مصرفی فن ضروری است تا افزایش دمای جریان هوای مکشی حین راه‌اندازی به حد مطلوب از تغییرات طراحی یا اصلاحات سخت‌افزاری (همچون بکارگیری دمپر کنترل جریان در دهانه ورودی یا سامانه اینورتر جهت کنترل سرعت الکتروموتور) به منظور تعدیل/ کنترل جریان ورودی فن استفاده شود. لازم به ذکر است که برای سلول A/40، فشار استاتیک مورد نیاز برای مکش جریانی معادل 33508 acfm از مقطع A-1 برابر 2.2 in.wg- می‌باشد. از آنجایی که سیستم حین طراحی متعادل‌سازی

نمی‌گردد، کمیت فشار استاتیک غالب در اتصال ورودی A (4.0 in.wg-) مربوط به مقطع 2-A) جهت محاسبه و اصلاح مجدد هواگذر مقطع 1-A قابل استفاده نیست. با توجه به الزام فنی مربوط به دستگاه خشک‌کن، در عوض از دمپر کشویی یا اریفیسی برای متعادل‌سازی سیستم استفاده می‌شود. فن سیستم جهت مکش هواگذر طراحی‌شده برای ایستگاه پرکن باید توانایی ایجاد فشاری معادل 4.0 in.wg- را در اتصال ورودی داشته باشد. اختلاف میان فشار غالب (4.0 in.wg-) در اتصال ورودی و افت فشار مقطع 1-A (2.2 in.wg-) معادل مقدار افتی (1.8 in.wg) است که باید توسط دمپر کشویی یا اریفیسی ایجاد شود.

طراحی دریچه تزریق هوا

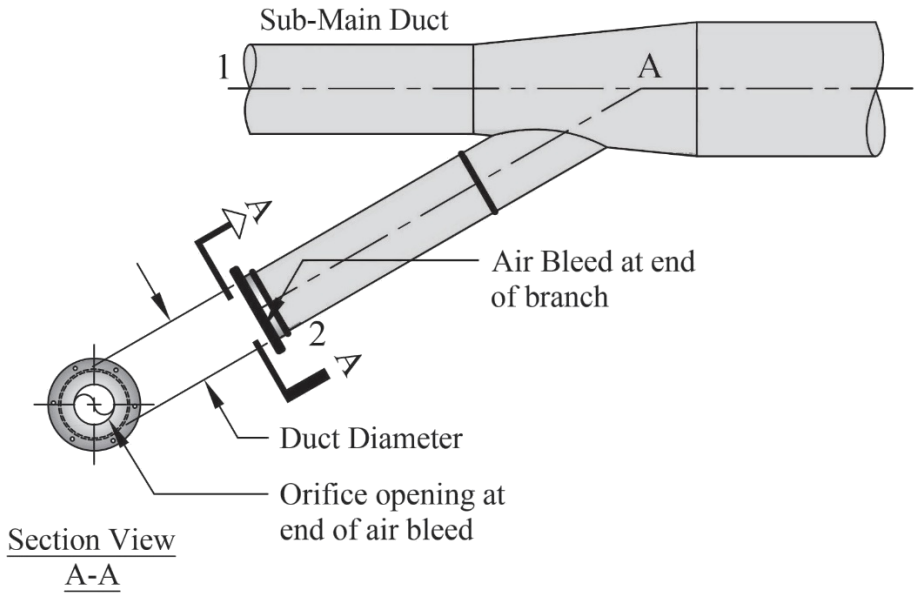
عموما دریچه تزریق هوا[1] مطابق شکل ۶-۲۶ در انتهای کانال انشعابی در راستای تامین جریان هوای مضاعف جهت انتقال ذرات مواد سنگین، یا در انتهای کانال اصلی سیستم جهت حفظ حداقل سرعت انتقال بکار گرفته می‌شود. از دیگر کاربردهای دریچه تزریق هوا اختلاط هوای مضاعف محیطی جهت کاهش دمای هوا یا کمک به متعادل‌سازی سیستم است (برای مثال سیستمی که یک کانال انشعاب آن از سرویس خارج شده باشد). روند طراحی و محاسبات دریچه تزریق هوا/ صفحه اریفیس مطابق آرایش نمایش داده شده در شکل ۶-۲۶ به شرح زیر می‌باشد:

- محاسبه فشار استاتیک (SP) کانال انشعابی منتهی به اتصال ورودی A.
- تعیین جریان هواگذر کانال فرعی متصل به اتصال ورودی بر حسب طراحی موجود یا ظرفیت مورد نیاز آینده با لحاظ پارامترهای دما و رطوبت عملیاتی.

- $Q_{\text{air bleed}} = (Q_{1-A}) - (Q_{2-A})$
- $SP_{\text{air bleed}} = |SP_{1-A}| = |SP_h| + (\text{Duct component losses})$
- $(\text{Duct component losses}) = [(F_d)(\#90° \text{ elbows})(F_{el}) + (F_{en})] \times VP_d$
- $SP_h = |SP_{1-A}| - (\text{Duct component losses})$
- $VP_{\text{air bleed}} = |SP_h| / (1.78 + 1)$

1. Air bleed openings

- $V_{air\ bleed}$: بر اساس کمیت $VP_{airbleed}$ از روابط ۲-۱۸ و ۲-۱۹ قابل محاسبه است.
- $A_{air\ bleed} = (Q_{air\ bleed}) / (V_{air\ bleed})$



شکل ۶-۲۶: مشخصات دریچه تزریق هوا

مثال ۶-۵: بکارگیری دریچه تزریق هوا برای کاهش دمای جریان هوای مکشی کانال

هوا با جریان جرمی 720.3 Ibm/min [5.37 kg/s] و دمای 192 °F [91 °C] از هود کوره ذوبی مکش می‌شود. با استفاده از دریچه تزریق هوا باید دمای هوای ورودی به تصفیه‌کننده بگ‌فیلتر به مقادیر 125 °F [52 °C] کاهش یابد. دمای هوای محیط بیرون 70 °F [21 °C] فرض شده است. دریچه تزریق هوا در محلی از شبکه کانال‌کشی جانمایی گردیده که افت‌های تجمعی کانال انشعابی از هود کوره ذوب تا آن نقطه معادل 3.2 in.wg [800 Pa] می‌باشد. مجموع افتهای اجزای کانال در مقطع کانال دریچه تزریق هوا معادل 1 in.wg [250 Pa] است. با توجه به اطلاعات فوق، اندازه اریفیس دریچه تزریق هوا را محاسبه نماید.

- جریان جرمی دریچه تزریق هوا بدین ترتیب برآورد می‌شود:

$$(\dot{m}_a) \times (T_a) + (\dot{m}_f) \times (T_f) = (\dot{m}_{comb}) \times (T_{comb})$$

$$(\dot{m}_a) \times (460 + 70) + (720.3) \times (460 + 196) = (720.3 + \dot{m}_a) \times (460 + 125)$$

$$[(\dot{m}_a) \times (273 + 21) + (5.37) \times (273 + 91) = (5.37 + \dot{m}_a) \times (273 + 52)\ ]$$

$$\dot{m}_a = 930\ \text{Ibm/min}\ [\,6.76\ \text{kg/s}]$$

- جریان هواگذر استاندارد:

$$Q_{std} = (\dot{m}_a)/\rho_{std} = (930\ \text{Ibm/min})/(0.075\ \text{Ibm/ft}^3)$$

$$= 12400\ \text{scfm @ 70 °F}$$

$$[Q_{std} = (6.76\ \text{kg/s})/(1.2\ \text{kg/m}^3) = 5.63\ \text{nm}^3/\text{s @ 21 °C}]$$

$$SP_{\text{air bleed}} = 3.2\ \text{in. wg} = |SP_h| + \text{Duct component losses} = |SP_h| + 1\ \text{in. wg}$$

$$[SP_{\text{air bleed}} = 800\ \text{Pa} = |SP_h| + 250\ \text{Pa}\ ]$$

$$|SP_h| = 2.2\ \text{in. wg}\ [550\ \text{Pa}] = (1.78 + 1)\ VP_{\text{air bleed}}$$

$$VP_{\text{air bleed}} = (2.2\ \text{in. wg}) / (2.78) = 0.79\ \text{in. wg}$$

$$[VP_{\text{air bleed}} = (550\ \text{Pa}) / (2.78) = 198\ \text{Pa}]$$

$$V_{\text{air bleed}} = 4005\ \left(\sqrt{VP_{\text{air bleed}}/dF}\right) = 4005\ \left(\sqrt{0.79}\right) = 3560\ \text{fpm}$$

$$\left[V_{\text{air bleed}} = 1.29\ \left(\sqrt{VP_{\text{air bleed}}/dF}\right) = 1.29\ \left(\sqrt{198}\right) = 18.15\ \text{m/s}\right]$$

$$A_{\text{air bleed}} = (Q_{\text{air bleed}})/(V_{\text{air bleed}}) = (12400\ \text{scfm})/(3560\ \text{fpm}) = 3.48\ \text{ft}^2$$

$$[A_{\text{air bleed}} = (5.63\ \text{nm}^3/\text{s})/(18.15\ \text{m/s}) = 0.31\ \text{m}^2]$$

بر خلاف اندازه کانال، این کمیت در واقع اندازه واقعی دهـانه اریفیس دایره شکل در دریچـه تزریق هواست (مثلا قطری معادل "25.3). لازم به ذکر است که هواگذر جدید مورد نیاز برای تصفیه‌کننده

بگ‌فیلتر و فن در ارتفـــاع 4300 ft [1300 m] از سطح دریـــا و دمـــای 125 °F [52 °C] معـــادل 27400 acfm [12.93 am^3/s] خواهد بود. این مثال صرفا برای هوای خشک صادق است و در صورت وجود رطوبت باید همانند محاسبات مثال ۶-۳ از انتالپی استفاده شود. لازم به ذکر است در صورت انجام محاسبات توسط کامپیوتر (مانند برنامه صفحه گسترده Excel) باید تا تکمیل محاسبات مربوط به مشخصات فن و کانال دودکش تخلیه از گرد نمودن اعداد و ارقام اجتناب شود.

فصل هفتم:

تهویه عمومی

مقدمه

تهویه مکشی عمومی یا تهویه عمومی[1] به مکش جریان هوای محیط کار و متعاقبا پاشش هوای تازه در فضای محیط با هدف کنترل مخاطرات بالقوه آلاینده‌های هوابرد یا شرایط استرس حرارتی ناشی از کار اطلاق می‌شود. تهویه عمومی نرخ آلاینده انتشاری از عملیات/ فرآیند صنعتی را حذف یا کاهش نمی‌دهد، به عبارتی در مقایسه با تهویه مکشی موضعی[2] (تهویه موضعی) که آلاینده هوابرد در منبع تولید ربایش می‌شود، تهویه عمومی از ورود آلاینده هوابرد به فضای محیط کار جلوگیری نمی‌کند. بنابراین تهویه عمومی نباید به اندازه تهویه موضعی در کنترل مخاطرات بهداشتی (سلامت) آلاینده‌های هوابرد موثر در نظر گرفته شود. بلکه باید صرفا برای آلاینده‌هایی با سطح سمیت کم استفاده گردد، یا برای شرایطی لحاظ شود که بکارگیری تهویه موضعی یا سایر راهکارهای کنترلی امکان‌پذیر و منطقی[3] نباشند. معیارهای انتخاب سیستم تهویه موضعی و عمومی پیشتر در جدول ۲-۱ از فصل دوم بیان شده است. چنانچه صرفا از تهویه عمومی بهره‌گیری شود، قرارگیری منبع انتشار آلاینده با غلظت بالا در مجاورت اپراتور منجر به مواجهه غیر مجاز ایشان خواهد شد. با این حال، حتی هنگامیکه سایر راهکارهای کنترلی استفاده شده باشد، بکارگیری سیستم مناسب تهویه عمومی می‌تواند به عنوان یک راهکار کنترلی پشتیبان برای مواقعی که دیگر راهکارهای کنترلی دچار نقص فنی هستند، در نظر گرفته شود. تهویه عمومی در قالب ۲ استراتژی متفاوت جریان هوا قادر به کاهش غلظت آلاینده‌های هوابرد به سطوح قابل قبول می‌باشد:

---

1. General Exhaust Ventilation - GEV
2. Local Exhaust Ventilation - LEV
3. Feasible

تهویه ترقیقی[1]

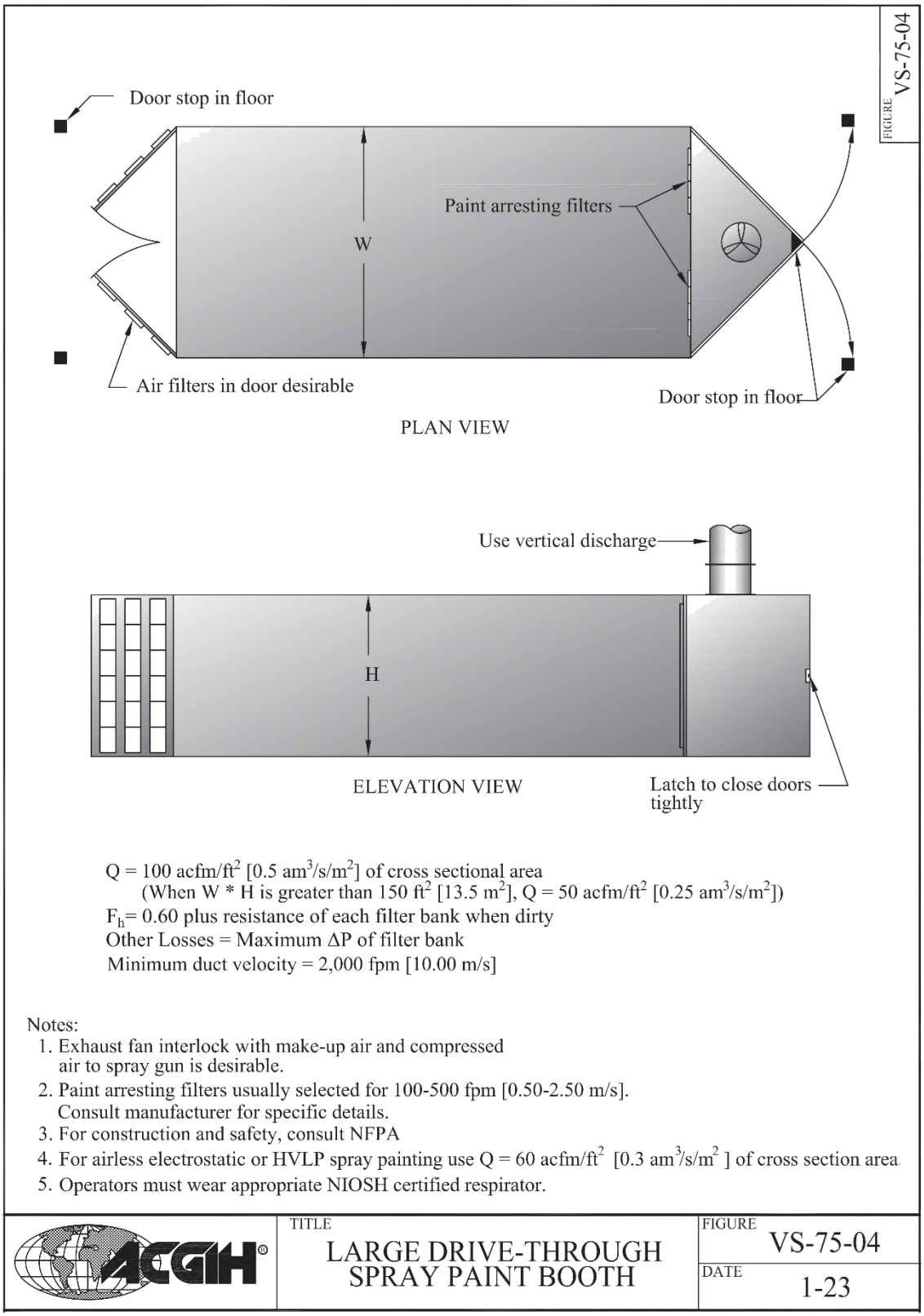
عبارت است از رقیق‌سازی مخلوط هوا و آلاینده (شامل بخارات، گازها یا آئروسلها) با هوای پاک به منظور کنترل مخاطرات بالقوه بهداشتی/ سلامت، حریق، انفجار و بوی ناخوشایند. به عبارتی کاهش غلظت آلاینده هوابرد از طریق اختلاط هوای محیط کار با هوای پاک جایگزین و نهایتا تخلیه توده مخلوط (آلاینده و هوا) صورت می‌گیرد. هدف نهایی کاهش غلظت آلاینده هوابرد به سطوح ایمن شناخته‌شده از نظر مواجهه شغلی است (برای مثال کسری از حدود مجاز مواجهه شغلی از جمله TLV).

تهویه انتقالی[2]

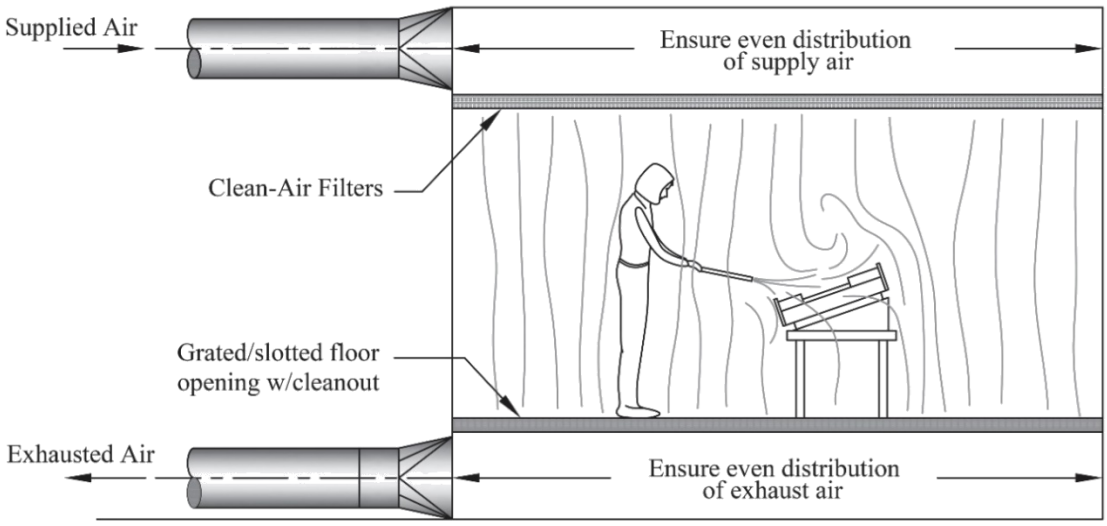
استراتژی کنترلی آن مخالف با تهویه ترقیقی است. در واقع هدف تهویه ترقیقی به حداکثر رساندن اختلاط است، در حالیکه هدف تهویه انتقالی راندن یا روبیدن[3] هوای آلوده از منطقه تنفسی اپراتور با پاشش یکنواخت جریان هوای پاک می‌باشد. بنابراین ضروری است هوای پاک در راستای مشخص به گونه‌ای پاشش گردد که با کمترین اختلاط جایگزین هوای آلوده محیط شود. موقعیت قرارگیری نقاط مکشی و پاششی، سرعت جریان هوای محیط و بار حرارتی فرایند/ عملیات در تعیین الگوهای جریان هوا بسیار حیاتی هستند. در طراحی سیستم تهویه انتقالی افقی باید از قرارگیری اپراتورها در پایین‌دست منابع بالقوه انتشار آلاینده اجتناب شود. در طراحی بهینه سیستم تهویه موضعی می‌توان از اصول تهویه انتقالی جهت پاشش هوای تازه به سمت دهانه هود مکشی استفاده نمود. این موضوع برای طراحی هودهای موضعی حجیم همچون اتاقک پاشش رنگ خودرو که هوای پاک به صورت افقی و یکنواخت از دهانه هود وارد اتاقک می‌شود و از منطقه تنفسی اپراتور عبور می‌کند، مصداق دارد. بنابراین مطابق شکل ۷-۱ آلاینده حاصل از عملیات پاشش رنگ (بخارات و میست) با حرکت به سمت فیلترهای هود از اپراتور دور می‌شود، یا مطابق شکل ۷-۲ برای اتاقک با جریان مکشی از کف راستای جریان به صورت عمودی رو به پایین[4] در نظر گرفته می‌شود. برخی نمونه‌های سیستم تهویه انتقالی به شرح زیر می‌باشند:

---

1. Dilution ventilation
2. Displacement ventilation
3. Push or Sweep
4. Downdraft room



شکل۷-۱: طرح هود استاندارد اتاقک پاشش رنگ خودرو (VS-75-04)



شکل۷-۲: اتاقک حجیم با جریان مکشی از کف

- سوله مرغداری، که هوای پاک به صورت افقی درون بخش بسته‌بندی نهایی پاشش می‌شود و با عبور از بخش فرایندی از بخش کشتارگاه مکش می‌گردد.
- سوله تمرین تیراندازی، هوای پاک به صورت افقی از منطقه استقرار نفرات پاشش و با عبور از مسیر شلیک از منطقه استقرار اهداف مکش می‌شود.
- کنترل بیوآئروسلهای انتشاری از افراد عفونی، که تهویه انتقالی عمودی در پیشگیری از مواجهه سایر افراد می‌تواند بسیار موثر باشد (برای مثال تأمین هوای پاک به صورت کم و آرام در نزدیکی کف و مکش آن در ارتفاع سقف صورت می‌پذیرد).
- تهویه جهت کنترل حرارت[1] همان کنترل شرایط جوی در محیط صنعتی پرحرارت همچون ریخته‌گری، خشکشویی، شیرینی‌پزی است که با هدف پیشگیری از نارضایتی یا آسیب/ بیماری حاد ناشی از استرس حرارتی انجام می‌گیرد. این نوع کنترل عموما متشکل از خنک‌سازی موضعی[2]، یا مشابه اثر شناوری حرارت در بحث تهویه انتقالی، دمای هوای پاششی در نزدیکی کف در اثر حرارت ناشی از فرایند افزایش یافته و هوای گرمتر و سبکتر با حرکت به سمت سقف از محیط کار تخلیه می‌گردد.

1. Heat Control Ventilation
2. Spot cooling

- تأمین فشـار تأسیسات[1] عبارت از حفظ اندک فشـار مثبت/ منفی در فضـای محیط می‌باشد. برای مثال، تأسیسات فراورش مواد غذایـی جهت پیشگیری از ورود حشرات و قـارچ از طریق جریان هوای نفوذی[2] به محیط و آلودگی مواد غذایی باید همواره تحت فشار مثبت قرار داشته باشد. در حالیکه آزمایشگاه مواد شیمیایی به منظور محدودسازی آلاینده‌های هوابرد سمی و جلوگیری از انتشار آنها به فضای بیرون باید همواره تحت فشار منفی قرار داشته باشد.

از نظر تئوری، موثرترین سیستم تهویه ترقیقی مبتنی بر بیشترین میزان اختلاط هوای پاک با هوای آلوده است، در حالیکه موثرترین سیستم تهویه انتقالی بر اساس روبیدن یا شناورسازی حرارتی یا لایه‌بندی هوای آلوده توسط هوای پاک پاششی با کمترین میزان اختلاط می‌باشد. در عمل، سیستم تهویه ترقیقی میزان اختلاط کمتری را نسبت شرایط تئوری خواهد داشت، و سیستم تهویه انتقالی نیز دارای اندکی اختلاط می‌باشد. لذا در زمان طراحی ضروری است فاکتورهای اصلاحی[3] جهت لحاظ نمودن شرایط واقعی فوق در نظر گرفته شود. اگرچه هزینه‌های اجرا و نصب (سرمایه اولیه) سیستم تهویه عمومی (ترقیقی/ انتقالی) موفق در کنترل مخاطرات هوابرد نسبت به سیستم تهویه موضعی کمتر به نظر می‌رسد، اما معمولا سیستم تهویه موضعی صرفا به کسری از هوای مورد نیاز سیستم تهویه عمومی موثر نیاز دارد. همچنین، ممکن است هوای پاششی جایگزین مستلزم مطبوع‌سازی باشد (که شامل گرمایش در فصول سرد جهت جبران کاهش دمای ناشی از هواگذر مکشی و سرمایش در فصول گرم جهت جبران گرمای مضاعف محیطی می‌شود). لذا این موضوع می‌تواند هزینه سرانه انرژی مصرفی و بهره‌برداری سیستم تهویه عمومی را در مقایسه با سایر راهکارهای کنترلی به شدت افزایش دهد. توزیع و اختلاط موثرتر هوای پاششی در تهویه ترقیقی مستلزم مقدار هواگذر بالاتر است، که منجر به افزایش هزینه سرانه بهره‌برداری سیستم خواهد شد. طراح سیستم تهویه باید به خاطر داشته باشد که سایر استراتژیهای کنترلی همچون حذف یا جایگزینی مخاطرات می‌تواند به عنوان راهکار موثر پیشنهادی مدنظر قرار گیرند. جریان هواگذر مورد نیاز برای کنترل مناسب مواجهه بر اساس یکی از چهار روش زیر قابل دستیابی است:

---

1. Facility Pressurization
2. Infiltration
3. Compensating factors

- مکش مکانیکی با جایگزینی طبیعی هوا[1]
- مکش مکانیکی با جایگزینی مکانیکی هوا
- مکش مکانیکی با ترکیبی از بازگردش[2] و جایگزینی مکانیکی هوا
- تأمین مکانیکی هوا با تخلیه طبیعی هوا[3] مانند روش تأمین فشار مثبت تأسیسات

تولید گازها و بخارات

گازها و بخارات آلاینده می‌توانند در قالب بخشی از عملیات فرایندی در محیط آزاد شوند، یا از طریق واکنش شیمیایی فرایندی ایجاد گردند. تبخیر[4] عبارت از تولید بخارات در اثر تغییر حالت مایع به حالت گازی است. میزان تولید بخارات بطور مستقیم با سطح تماس مایع با هوا، دما، و فشار بخار مایع شیمیایی مرتبط است. تصعید[5] عبارت از تولید گاز بطور مستقیم از جسم جامد می‌باشد (مانند تولید گـاز دی اکسید کربن از یخ خشک). حداکثر غلظت بخار (حـالت اشباع) در فضای بالای مایعـات در ظرف بسته معادل تقسیم کمیت فشار بخار مایع در همان دما به کمیت فشار کلیه گازها و بخارات موجود در آن فضا می‌باشد. اگر فضای مورد نظر در فشار اتمسفریک باشد، آنگاه غلظت بخار از تقسیم فشار بخار بر فشـار اتمسفریک بدست می‌آیـد. برای مثـال، غلظت اشبـاع بخـــارات بنزن با میزان فشـار بخـار 40.7 in.wg [76 mmHg] در دمای ۷۰ درجه فارنهایت [۲۱ درجه سلسیوس] در فشـار اتمسفریک 407 in.wg [760 mmHg] معادل 0.1 =40.7/407 [76/760] (یعنی 10% یا 100000 ppm) خواهد بود. در فضای بالای مایعات، برخی مولکولها از حالت بخار به مایع کندانس می‌شوند، در حالیکه برخی مولکولها نیز از سطح مایع تبخیر شده و بخار می‌گردند. در صورتیکه محیط بسته باشد، غلظت بخار مایعات در فضا به صورت تابع نمایی به سمت غلظت اشباع حرکت می‌کند. به عبارتی برای غلظت‌های پایین، نسبت مولکولهایی که تبخیر می‌شوند بسیار بیشتر از مولکولهایی است که کندانس می‌گردند و لذا غلظت بخار مایعات در فضای محیط سریع افزایش می‌یابد. در غلظت‌های بالاتر این نرخ تبخیر و کندانس تقریبا برابر گردیده و روند افزایش غلظت بخار مایعات در محیط بطور

1. Infiltration
2. Recirculation
3. Exfiltration
4. Evaporation
5. Sublimation

قابل توجهی کاهش می‌یابد. در شرایط تعادل هر ۲ روند یکسان گردیده و غلظت بخار مایعات در محیط ثابت باقی می‌ماند و نهایتا در دامنه بسیار کوچکی نوسان دارد. افزایش دما رابطه مستقیم با افزایش فشار بخار مایعات (مانند حلال شیمیایی) دارد. فشار بخار مایعات هرگز نمی‌تواند کاملا صفر گردد (مگر مایع به شکل جامد منجمد شود)، یا به فشار اتمسفریک برسد (مگر مایع در نقطه جوش خود قرار گیرد). با تغییر فشار بخار مایعات نسبت به دما، غلظت اشباع نیز بطور متناسب تغییر می‌کند. همانطور که در مثال فوق مشاهده شد، غلظت بخار محیط در فضای محصور بر حسب دما و فشار بخار مایعات بطور دقیق قابل برآورد است. روی سطح مایع در فضای باز (مانند مایع پاشیده شده روی زمین)، یک لایه نازک هوا تحت عنوان لایه مرزی[1] ایجاد می‌شود که تبادل با هوای محیط را محدود می‌کند. غلظت بخار در این لایه نسبت به هوای محیط حتی چند میلی‌متر بالاتر از آن بسیار بیشتر است. با این حال عبور جریان هوای اتاق از روی سطح مایع باعث افزایش نرخ تبادل در لایه نازک مرزی گشته و نرخ تبخیر را تا حد زیادی افزایش می‌دهد. لذا برآورد نرخ تبخیر در عمل بسیار دشوار است و به همین دلیل طراح سیستم باید زمان لازم برای تبخیر کامل تحت شرایط غالب[2] را برآورد نماید. محاسبات تهویه ترقیقی با این فرضیه که مایعات سریعا تبخیر می‌شود برآورد می‌گردد، در حالیکه حداقل زمان لازم جهت ورود به فضای محصور[3] مبتنی بر این فرضیه که تبخیر به آرامی رخ می‌دهد محاسبه می‌شود. تغییرات غلظت آلاینده هوابرد در صورت بزرگ بودن نشتی می‌تواند چشمگیر باشد. اگر ماهیت ماده شیمیایی (مانند حلال) هم فرار و هم بسیار سمی باشد، غلظت آن می‌تواند در عرض چند دقیقه از حدود بسیار جزئی و غیرقابل اندازه‌گیری تا حدود مرگ‌آور و کشنده افزایش یابد. حتی اگر ماده شیمیایی بسیار فرار یا سمی نباشد، ولی در سطح وسیعی پخش شود، یا در فضای محصور منتشر گردد، می‌تواند باعث ایجاد غلظت‌های خطرناک در فضای محیط گردد. نرخ تبخیر مایعات با کل سطح در معرض هوای اتاق متناسب است. در این رابطه، درک این نکته مهم است که هم‌زدن یک سطح موجب افزایش مساحت سطحی آن می‌شود (یعنی لایه مرزی مورد اشاره شکسته می‌شود). اگر عمل هم‌زدن به قدری شدید باشد که ذرات مایع تشکیل شود، مساحت سطحی بطور گسترده‌ای بیشتر شده و نرخ تبخیر بطور چشمگیری بالا می‌رود.

---

1. Boundary layer
2. Prevailing conditions
3. Confined space

طبق قانون رائول[1]، برای مخلوطی از مایعات در حال تبخیر، نرخ تبخیر اجزای مخلوط تحت تأثیر سایر اجزای مخلوط خواهد بود. حداکثر غلظت بخار هر یک از اجزای مخلوط گازی توسط فشار بخار، چگالی و وزن مولکولی همان جز محاسبه می‌شود.

اصول تهویه ترقیقی

اصول طراحی سیستم تهویه ترقیقی شامل مراحل زیر است:

گام اول)

لیستی از منابع تولید آلاینده که باید کنترل شوند تهیه گردد. جهت اجرای موفقیت‌آمیز تهویه ترقیقی، داده‌های واقعی از میزان تولید آلاینده نیاز است. این داده‌ها را می‌توان بر اساس مستندات مواد مصرفی در تأسیسات/ فرایند/ عملیات به دست آورد. بر اساس داده‌های وزن مولکولی (Mw) و وزن مخصوص (SG)، میزان هوای مورد نیاز برای رقیق‌سازی مطلوب آلاینده تا سطوح قابل‌قبول برآورد می‌گردد. شایان ذکر است که این محاسبات بهترین برآورد مشروط به قضاوت حرفه‌ای طراح، لحاظ نمودن ضرایب اصلاحی، در نظر گرفتن موقعیت دهانه‌های دمشی و مکشی، نوع و تعداد منابع آلاینده، و همچنین چیدمان محیط کار می باشد، زیرا این عوامل قادرند توزیع و اختلاط بهینه هوا را متاثر نمایند. حجم هوا بر حسب ft^3 [m^3] جهت ترقیق بخار حاصل از یک پینت[2] [لیتر] مایع به حد آستانه مواجهه شغلی مربوطه (TLV) برای حلالهای آلی متداول به عنوان مرجع حجم هوای ترقیقی در جدول ۷-۱ ارائه شده است. جهت برآورد میزان هواگذر حجمی اثربخش[3] (Q′) بر حسب cfm [m^3/s] باید مقادیر مذکور در کمیت نرخ تبخیر (ER) آلاینده ضرب گردد. لازم به ذکر است که عبارت میزان هواگذر اثربخش را می‌توان معادل میزان هواگذر تئوری یا ایده‌آل لحاظ نمود، با این فرض که هوای پاششی به محیط با گازها و بخارات آلاینده بطور کامل اختلاط می‌یابد. به منظور برآورد میزان هواگذر حجمی واقعی[4] (Q) باید این مقادیر در ضرایب اختلاط (m_i) مناسب ضرب گردند. ضرایب اختلاط

1. Raoult's law
2. Pint
3. Effective volumetric airflow rate (Q′)
4. Actual volumetric airflow rate (Q)

جدول ۷-۱: حجم هوای ترقیقی برای بخارات حاصل از تبخیر هر پینت [لیتر] حلال آلی

Substance	2023 TLV[a] (ppm)	ft³/pint[b]	m³/L[b]
Acetone	250	22,000	1,310
Butyl acetates, all isomers	50	61,200	3,640
1,2-Dichloroethylene	200	26,800	1,600
Ethanol (ethyl alcohol)	1,000	6,900	410
Ethyl acetate	400	10,300	610
Ethyl ether	400	9,700	580
Gasoline	300	10,310	610
Isoamyl alcohol	100	37,100	2,210
Isopropyl ether	250	11,400	680
Methyl acetate	200	25,200	1,500
Methanol (methyl alcohol)	200	49,800	2,970
Methyl ethyl ketone (2-butanone)	200[c]	22,500	1,340
2-Propanol (isopropyl alcohol or isopropanol)	200	26,300	1,570
Propyl acetate isomers	100	35,000	2,080

(1 liter = 2.113 pint)

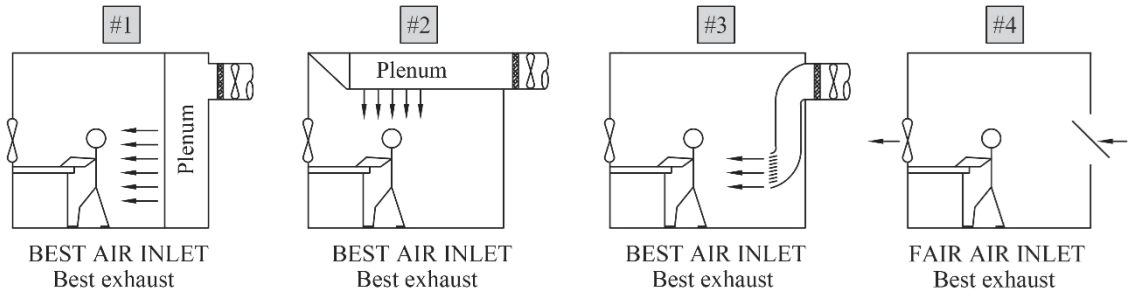
[a] If a TLV value has changed, the dilution air volume requirement must be adjusted accordingly

[b] Multiply the given volume per pint [liter] of evaporated liquid by the actual ER (in pts/min [L/s])

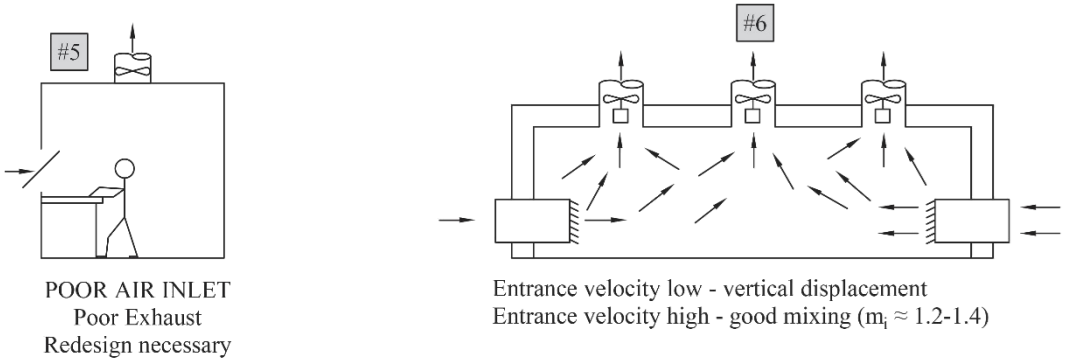
[c] 2023 Notice of Intended Change to 75 ppm based on additional health effects of embryo/fetal damage.

پیشنهـادی بر اساس آرایش ایستگاه فعالیت اپراتورهـا و چیدمان نسبی دریچـه‌های مکشـی و پاششی هوا در شکل ۷-۳ ارایـه شده است. همچنین ضروری است مقادیر فوق توسط ضرایب چگالی ارتفاع، دما و رطوبت تصحیح گردند. توصیه می‌شود برای افزایش سطح حفاظتی تهویـه ترقیقی از کسری از حـد آستـانه مواجـــهه شـغلی (TLV) به عنـوان ضریب ایمنی (S_f) در محاسبات استفاده گردد. و بطور مشابه جهت کاهش ریسک اشتعال و انفجار در شبکه کانال یا تجهیزات فرایندی محصور[1] باید کسری از حد پایین انفجار (LEL) در محاسبات در نظر گرفته شود. بدیهی است که مبتنی بر تعداد منابع انتشار آلاینده و میزان اثربخشی اختلاط، هواگذر مورد نیاز تهویه ترقیقی برای کنترل مواجهه شغلی تا سطوح قابل‌قبول نسبت به هواگـذر مورد نیاز تهویـه موضعی اثربخش بسیار قابل توجه (چندین برابر بیشتر) خواهد بود.

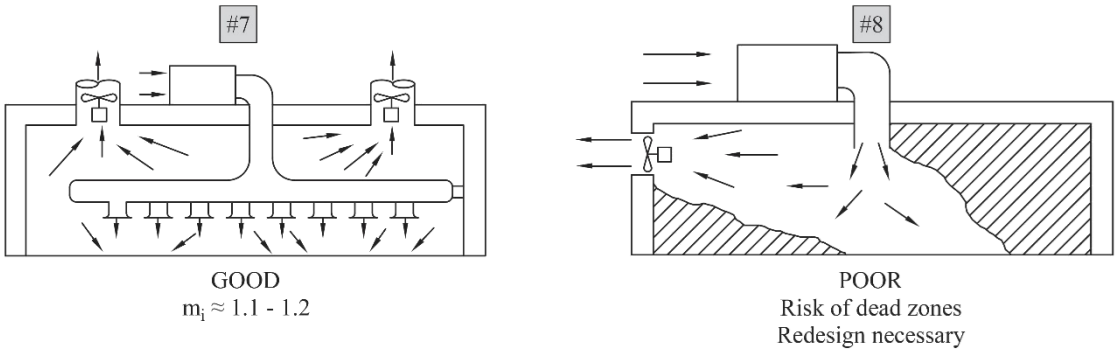
1. Enclosed process vessels



EXAMPLES OF DISPLACEMENT AIRFLOW (#1 - #4)



HYBRID (DISPLACEMENT OR DILUTION)



DILUTION MIXING (#7 and #8)

NOTE: The mixing factors (m_i) listed here are suggested comparative examples only and not based on laboratory or other research values.

شکل۷-۳: ضرایب اختلاط پیشنهادی با توجه به چیدمان دریچه های مکشی و پاششی هوا

مثال ۷-۱ : محاسبه هواگذر ترقیقی بر اساس جدول ۷-۱

چه میزان هواگذر حجمی جهت کنترل بخارات حاصل از تبخیر 2 pts/hr [0.946 L/hr] استن به سطح حد آستانه مواجهه شغلی نیاز است؟

بر اساس جـدول ۷-۱، حجـم هوا به ازای هر پینت [لیتر] مـایع تبخیر شده در نـرخ تبخیری بر حسب پینت در دقیقه [لیتر در ثانیه] ضرب می‌شود.

$$Q' = \frac{22000\ ft3}{1\ pt} \times \frac{2\ pt}{hr} \times \frac{1\ hr}{60\ min} = 733\ \text{cfm}$$

$$[Q' = \frac{1310\ m3}{1\ L} \times \frac{0.946\ L}{hr} \times \frac{1\ hr}{3600\ sec} = 0.36\ \text{m3/s}]$$

جهت برآورد هواگذر حجمی واقعی باید میزان هواگذر محاسباتی فوق را در ضرایب ایمنی (S_f) و اختلاط (m_i) مناسب ضرب نمود.

$$Q = S_f \times m_i \times Q' \qquad \text{(معادله ۷-۱)}$$

جهت بهره‌گیری از مزایای کنترل موضعی در تهویه ترقیقی، در صورت امکان دهانه‌های مکشی در نزدیکی منـابع انتشـار آلاینده جانمـایی می‌گردند. با این حـال برای منـابع آلاینده نقطـه‌ای/ موضـعی بکارگیری تهویه موضعی تا حدامکان در اولویت است.

گام دوم)

به منظور دستیابی به بیشترین رقیق‌سازی و اختلاط آلاینده انتشاری باید جانمایی دهانه‌های پاششی و مکشی به گونه‌ای باشد که اختلاط هوا در فضای محیط تا حدامکان با کمترین میزان اتلاف (میان‌بر شدن) صورت پذیرد. لازم به یادآوری است که موقعیت قرارگیری اپراتورها نسبت به راستای حرکت هوا باید در بالادست منابع بالقوه انتشار آلاینده لحاظ گردد.

گام سوم)

هوای مکشی از محیط با استفاده از سیستم تأمین مکانیکی هوا جایگزین می‌شود. این هوای پاششی یا جایگزین باید مطابق ملاحظات آسایش حرارتی محیط/ الزامات حرارتی فرایند عملیاتی مورد پالایش، تحولات گرمایشی و سرمایشی قرار گیرد. سیستم‌های تهویه ترقیقی معمولا جریان هواگذر قابل توجهی را با استفاده از فن‌های کم فشار تأمین می‌کنند. لذا به منظور فعالیت مطلوب سیستم مکشی باید میزان هوای پاششی مناسبی به محیط تزریق شود.

گام چهارم)

با توجه به جهت وزش باد غالب باید از ورود مجدد آلاینده (هوای مکشی) از طریق جانمایی دهانه دودکش تخلیه در ارتفاع بالاتر از خط پشت بام و پایین‌دست دریچه‌های برداشت هوای پاششی جلوگیری شود. همچنین باید اطمینان حاصل شود که هیچ پنجره‌ای، دریچه برداشت هوای تازه، یا دیگر دریچه باز در نزدیکی دهانه تخلیه دودکش قرار نداشته باشد.

تهویه ترقیقی برای کنترل مخاطرات بهداشتی (سلامتی)

در صورت تعیین تهویه ترقیقی به عنوان روش مطلوب کنترل مواجهه با آلاینده‌های هوابرد، ضروری است نسبت به برخی محدودیتهای این روش در کنترل مخاطرات بهداشتی آگاهی داشته باشید:

۱) در مقایسه با تهویه موضعی، آلاینده‌های هوابرد بطور کامل از محیط حذف نمی‌شوند.

۲) کمیت آلاینده انتشاری نباید بسیار بزرگ باشد، یا جریان هواگذر مورد نیاز جهت رقیق‌سازی نباید غیرعملی و غیرمنطقی باشد.

۳) موقعیت قرارگیری کارگران باید از منابع انتشار آلاینده نسبتا دور باشد، یا تولید آلاینده باید در غلظتهای پایین انجام گیرد به گونه‌ای که ایشان در معرض فرامواجهه نسبت به سطوح قابل قبول (کسری از حد آستانه مواجهه شغلی معتبر همچون OEL یا TLV) نباشند. همچنین مقادیر حد آستانه مواجهه شغلی باید صرفا به عنوان راهنمای محاسبات باشد، و نباید به عنوان شاخص تصمیم‌گیری در خصوص ایمن و قابل‌قبول بودن سطح ریسک محیط کار در نظر گرفته شود.

۴) سمیت آلاینده هوابرد باید پایین باشد، شامل موادی که عوارض جزئی، التهاب موقت و بازگشت‌پذیر برای چشم، دستگاه تنفسی و پوست دارند. در صورت ناشناخته بودن سمیت مواد، تا مشخص شدن سطح سمیت باید به عنوان مواد بسیار سمی دسته‌بندی شوند.

۵) تولید آلاینده هوابرد در سراسر محیط کار باید بطور کاملا یکنواخت انجام گیرد. کنترل تغییرات غیرعادی و ناگهانی در انتشار آلاینده دشوار است. بنابراین تا حدامکان منابع انتشار موضعی آلاینده باید از طریق تهویه موضعی کنترل شوند.

۶) احجام ثابت و متحرک موجود در محیط کار (شامل ماشین‌آلات و اپراتورها) می‌توانند الگوی مطلوب جریان هوا جهت اختلاط موثر را مختل نماید.

۷) اگرچه حرکت اتفاقی جریان هوا می‌تواند باعث بهبود اختلاط گردد، اما ممکن است مانند حرکت جریان مزاحم ناشی از باز نمودن دربها، فن‌های ایستاده خنک‌کننده، جابجایی افراد یا ماشین‌آلات باعث رانده شدن آلاینده هوابرد به سمت سایر اپراتورهـای اطراف گردد. برای مثال، حرکت اپراتور با سرعت عادی 150 – 300 fpm [0.76 – 1.5 m/s] در نزدیکی منبع آلاینده می‌تواند باعث تشکیل جریان گردابی تلاطمی گردیده و موجب ربایش آلاینده هوابرد به سمت منطقه تنفسی اپراتور شود.

۸) جانمایی نامناسب دهانه پاششی و مکشی باعث محدودیت اختلاط موثر و عامل میان‌بر شدن هوای پاششی بدون بهبود اختلاط می‌گردد.

۹) اثربخشی سیستم تهویه ترقیقی از طریق طراحی مطلوب و برنامه پایش دوره‌ای قابل دستیابی است.

معادلات تهویه ترقیقی

نرخ تهویه مورد نیاز جهت حفظ غلظت ثابت آلاینده با نرخ تولید یکنواخت از طریق اصل موازنه مواد (با فرض عدم وجود آلاینده در هوای پاششی) حاصل می‌شود.

(معادله ۷-۲)

$$\text{نرخ حذف } (Q'\ C_g) \ - \ \text{نرخ تولید } (G) \ = \ \text{نرخ تجمع آلاینده } \left(V_r\ \frac{dC_g}{dt}\right)$$

در این رابطه، V_r حجم اتاق بر حسب ft^3 [m^3]، G نرخ تولید آلاینده (به صورت گاز یا بخار) بر حسب acfm [am^3/s]، Q' نرخ هواگذر حجمی موثر (تئوری) بر حسب acfm [am^3/s]، C_g غلظت گاز یا بخار در زمان t بر حسب ppm، t زمان بر حسب min [s] می‌باشد.

در حالت یکنواخت[1] (پایدار) که غلظت ثابت است، یعنی تغییرات غلظت نسبت به زمان صفر می‌باشد:

$$\frac{dC_g}{dt} \ = \ 0$$

در غلظت ثابت (Cg) و نرخ تولید یکنواخت آلاینده (G) با ساده‌سازی موازنه فوق معادله پایه حالت پایدار به دست می‌آید:

$$G = Q' \times C_g \qquad \rightarrow \qquad Q' \ = \frac{G}{C_g}$$

برای آنکه واحد پارامترهای طرفین معادله حالت پایدار بر حسب acfm [am^3/s] باشد، پارامتر غلظت که بر حسب ppm است باید با تقسیم ppm بر عدد یک میلیون (10^6) بصورت غلظت کسری بدون واحـــد بیان شود:

$$Q' = \ G/\left(C_g/\ 10^6\right) \qquad \rightarrow \qquad Q' = \ \left(G/C_g\right) \times \ 10^6 \qquad \text{(معادله ۷-۳)}$$

چنانچه آلاینده آئروسل باشد، معادله مناسب برای تعیین میزان هواگذر موثر (Q') بر اساس رابطه ساده‌سازی موازنه به شرح زیر حاصل می‌شود.

$$Q' = \ G/C_g \qquad \text{(معادله ۷-۴)}$$

---

1. Steady State

در این رابطه، G نرخ تولید آلاینده (به صورت آئروسل) بر حسب [mg/s]، Q′ نرخ هواگذر حجمی موثر (تئوری) بر حسب [am^3/s]، C_g غلظت آئروسل بر حسب [mg/m^3] می‌باشد. در خصوص تعیین هواگذر بر حسب acfm در واحد امپریال (IP) می‌توان از جداول تبدیل واحد استفاده نمود.

غلظت آلاینده در فضای محیط بسیار متأثر از نحوه چیدمان منابع انتشار آلاینده و میزان اختلاط موثر آلاینده با هوای پاششی است. لذا همانطور که پیشتر بیان گردید، با توجه به کامل نبودن اختلاط از ضریب اختلاط (m_i) جهت تصحیح میزان هواگذر تئوری یا موثر (Q′) جهت تعیین هواگذر واقعی مورد نیاز (Q) استفاده می‌شود. کمیت ضریب اختلاط برای شرایطی که اختلاط کامل باشد یا هوای پاششی بطور مناسبی از اپراتور محافظت کند معادل یک ($m_i = 1.0$) در نظر گرفته می‌شود. از آنجایکه اختلاط کامل در واقعیت به ندرت رخ می‌دهد، ضروری است جهت جبران عوارض اختلاط ناکامل از ضرایب بزرگتر از یک استفاده شود. که نهایتا میزان هواگذر مکشی و پاششی افزایش خواهد یافت. ضرایب اختلاط عموما بین ۱ الی ۲ می‌باشند، و در برخی شرایط خاص مقدار ۳ نیز قابل استفاده است. برای شرایط اختلاط مناسب عموما بکارگیری ضرایب کوچک ($m_i = 1.1 - 1.2$) توصیه می‌گردد. با بدتر شدن شرایط اختلاط و افزایش احتمال میان‌بر شدن هوای پاششی و محتمل شدن مواجهه اپراتورها باید با افزایش این ضریب میزان هواگذر مکشی و پاششی تصحیح گردد. ضرایب اختلاط برای برخی الگوهای جریان هوا مطابق چیدمان و آرایش دهانه‌های مکشی و پاششی در شکل ۷-۴ ارایه شده است. همچنین ضریب دیگری تحت عنوان ضریب ایمنی (S_f) متناسب با هدف بکارگیری تهویه ترقیقی جهت کنترل مخاطرات بهداشتی (سلامتی) یا ایمنی (اشتعال و انفجار) معرفی گردیده است.

مواجهه شغلی کارگران با آلاینده‌های محیط کار در چهار گروه اصلی به شرح زیر دسته‌بندی می‌شود:

- گروه اول: مواجهه با غلظت کمتر از ۱۰ درصد حدود مواجهه شغلی
- گروه دوم: مواجهه با غلظت بیشتر از ۱۰ درصد ولی کمتر از ۵۰ درصد حدود مواجهه شغلی
- گروه سوم: مواجهه با غلظت بیشتر از ۵۰ درصد ولی کمتر از ۱۰۰ درصد حدود مواجهه شغلی
- گروه چهارم: مواجهه با غلظت بیشتر از ۱۰۰ درصد حدود مواجهه شغلی

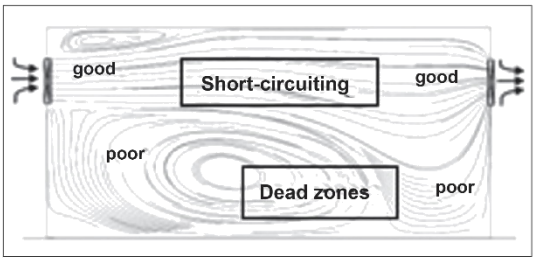


Fig- A). Airflow pattern with supply and exhaust only near the ceiling — redesign necessary

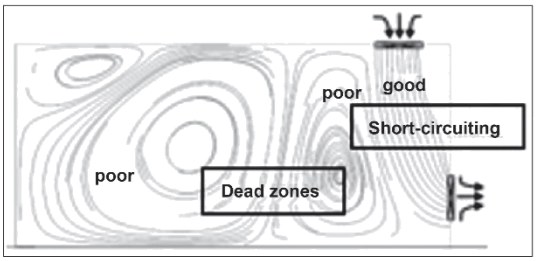


Fig- B) . Airflow pattern with supply and exhaust at same end of room — redesign necessary

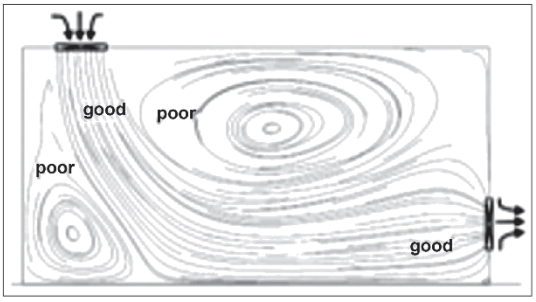


Fig- C) . Airflow pattern with supply and exhaust on diagonals. ($m_i \approx 1.2–1.4$)

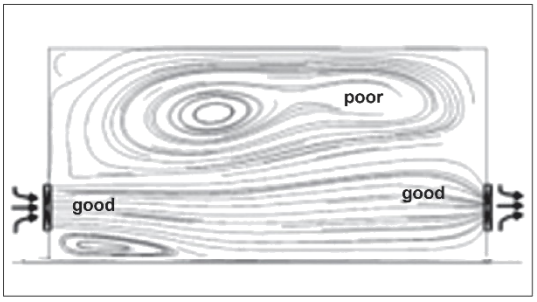


Fig- D) . Airflow pattern with supply and exhaust near the floor. ($m_i \approx 1.1–1.3$)

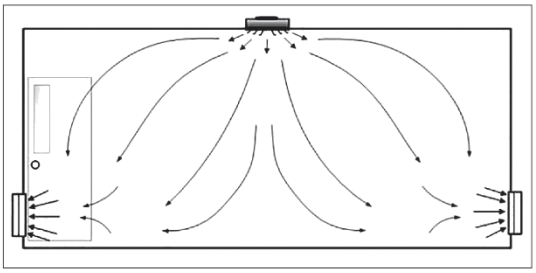


Fig- E) . Airflow pattern with central supply and floor exhausts. ($m_i \approx 1.1$)

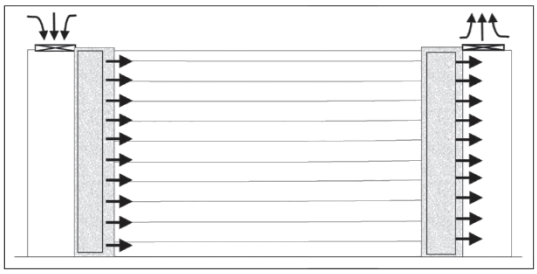


Fig- F) . Example with uniform mixing but with a potentially high energy loss

شکل۷-۴: ضرایب اختلاط پیشنهادی با توجه به چیدمان دریچه‌های مکشی و پاششی هوا

عموما گروه اول و دوم هدف متخصصین بهداشت صنعتی و طراحان تهویه صنعتی است. برای مثال انتخاب ضریب ایمنی ۲ ($S_f = 2.0$) به معنای کاهش سطح مواجهه تا حدود ۵۰ درصد حد آستانه مواجهه شغلی (50% TLV) خواهد بود. بنابراین جهت تصحیح هواگذر موثر (تئوری) و برآورد هواگذر واقعی بر حسب ضرایب اختلاط و ایمنی از رابطه زیر استفاده می‌شود:

$$Q = S_f \times m_i \times Q' \quad \rightarrow \quad Q = S_f \times m_i \times \left(G/C_g\right) \times 10^6 \qquad \text{(معادله ۷-۵)}$$

همانطور که مشاهده می‌شود، بکارگیری تهویه ترقیقی مطلوب و موثر در کنترل مخاطرات بهداشتی/

سلامتی از نظر مصرف انرژی (هزینه سرمایش/ گرمایش) در مقایسه با تهویه موضعی بسیار قابل تأمل است.

محاسبات تهویه ترقیقی برای غلظت حالت پایدار

لازم به یادآوری است که غلظت گاز یا بخار در حالت پایدار با لحاظ ضرایب ایمنی و اختلاط بر اساس معادله موازنه مواد به ترتیب زیر بیان می‌شود:

$$Q = S_f \times m_i \times \left(\frac{G}{C_g}\right) \times 10^6$$

میزان جریان هوای پاک مورد نیاز برای حفظ غلظت اتمسفریک یک ماده خطرناک در سطح قابل‌قبول به راحتی قابل محاسبه است، مشروط به اینکه نرخ تولید ماده خطرناک معین باشد. غلظت قابل‌قبول (Cg) که بر حسب ppm بیان می‌گردد، به عنوان کسری از حد مجاز مواجهه شغلی (OEL) در نظر گرفته می‌شود. برای مایعات حلال، نرخ تولید بخارات تبخیر بر حسب cfm [m^3/s] از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$G = (CONST. \times SG \times ER)/Mw \quad \text{(معادله ۷-۶)}$$

در این رابطه، G نرخ تولید بخارات آلاینده بر حسب acfm [am^3/s]، SG چگالی نسبی مایع فرار (حلال)، ER نرخ تبخیر حلال بر حسب pts/min [L/s]، Mw جرم مولکولی حلال بر حسب Ibm/Ibmol [g/gmol]، CONST. ثابت تبدیل واحد معادل 403 ft^3-Ibm/pts-Ibmol [24 m^3-g/L-gmol] می‌باشد.

بنابراین با قرار دادن پارامترهای حاضر در معادله تهویه ترقیقی می‌توان نوشت:

$$Q = (403 \times 10^6 \times SG \times ER \times S_f \times m_i) / (Mw \times C_g) \quad (IP) \quad \text{(معادله ۷-۷)}$$

$$Q = (24 \times 10^6 \times SG \times ER \times S_f \times m_i) / (Mw \times C_g) \quad (SI) \quad \text{(معادله ۷-۸)}$$

شایان ذکر است، کمیت ثابت ۴۰۳ [۲۴] از تبدیل pint [liter] مایع حلال به ft^3 [m^3] بخارات حلال

با لحاظ اصلاحات حجم مولی نسبت به دمای 70 °F [21 °C] و تبدیل واحدهای مربوطه برآورد شده است. همچنین برای ضریب ایمنی از مقادیر ۲ و ۴ به ترتیب برای دستیابی به 50% و 25% غلظت حد مجاز مواجهه شغلی (TLV) استفاده می‌شود.

مثال ۷-۲ : محاسبه هواگذر ترقیقی بر اساس نرخ تبخیر ثابت

ترکیب اتیل استات[1] حین فرایند ساخت با نرخ 1.5 pts/hr [0.71 L/hr] تبخیر می‌شود. میزان هواگذر موثر (Q′) و هواگذر واقعی (Q) مورد نیاز برای حفظ غلظت بخارات حدود 50% TLV چقدر است؟

TLV= 400 ppm, SG= 0.901, Mw= 88.10

Assume m_i = 1.6 (due to poor mixing), S_f = 2 (to achieve 50% TLV)

برای محاسبه میزان تهویه موثر با فرض اختلاط کامل (m_i=1.0) داریم:

$$Q = \frac{403 \times 10^6 \times 0.901 \times (1.5/60) \times 2 \times 1.0}{88.01 \times 400} = 515 \text{ acfm}$$

$$\left[Q = \frac{24 \times 10^6 \times 0.901 \times (0.71/3600) \times 2 \times 1.0}{88.01 \times 400} = 0.24 \text{ am}^3/\text{s} \right]$$

برای محاسبه میزان تهویه واقعی با توجه به عدم اختلاط کامل (m_i=1.6) داریم:

$$Q = \frac{403 \times 10^6 \times 0.901 \times (1.5/60) \times 2 \times 1.6}{88.01 \times 400} = 824 \text{ acfm}$$

$$\left[Q = \frac{24 \times 10^6 \times 0.901 \times (0.71/3600) \times 2 \times 1.6}{88.01 \times 400} = 0.39 \text{ am}^3/\text{s} \right]$$

1. Ethyl acetate

تجمع غلظت آلاینده[1]

مطابق شکل ۷–۵، غلظت هرآلاینده‌ای در هوا پس از گذشت زمان مشخص قابل محاسبه است. از بازنویسی دیفرانسیل معادله موازنه مواد خواهیم داشت:

$$\frac{dC_g}{G - Q'\,C_g} = \frac{dt}{V_r}$$

که با انتگرال‌گیری از آن به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\int_{c1}^{c2} \frac{1}{G - Q'C_g}\,dC_g = \int_{t1}^{t2} \frac{1}{V_r}\,dt$$

$$\ln\left[\left(G - Q'\,C_{g2}\right)/\left(G - Q'\,C_{g1}\right)\right] = -\,Q'\,(t_2 - t_1)/\,V_r \qquad \text{(معادله ۷–۹)}$$

که در این رابطه اندیس ۱ به شرایط اولیه و اندیس ۲ به شرایط نهایی اشاره دارد.

جهت برآورد زمان مورد نیاز رسیدن به یک غلظت مشخص از طریق بازنویسی معادله جهت محاسبه بازه زمانی $(t_2 - t_1)$ یا Δt خواهیم داشت:

$$\Delta t = -\,(V_r/Q') \times \mathrm{Ln}\left[\left(G - Q'\,C_{g2}\right) / \left(G - Q'\,C_{g1}\right)\right] \qquad \text{(معادله ۷–۱۰)}$$

اگر $C_{g1}=0$ فرض شود، آنگاه معادله به حالت زیر ساده خواهد شد:

$$\Delta t = -\,(V_r/Q') \times \mathrm{Ln}\left[\left(G - Q'\,C_{g2}\right) / (G)\right] \qquad \text{(معادله ۷–۱۱)}$$

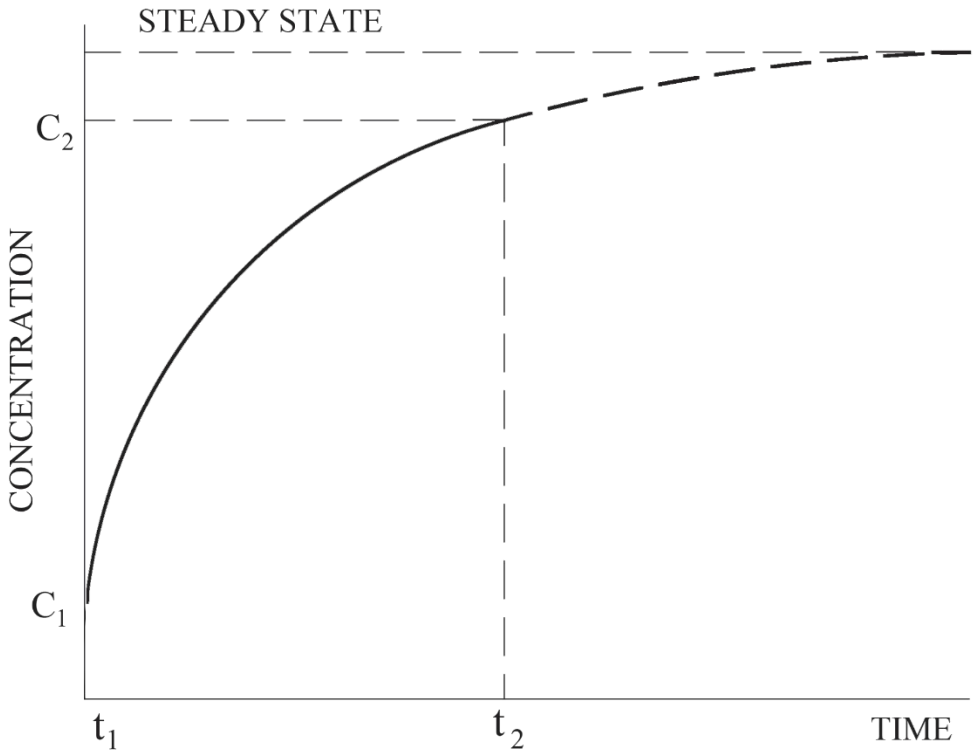
لازم به ذکر است که غلظت C_{g2} بر حسب ppm باید با تقسیم ppm بر عدد یک میلیون (10^6) بصورت غلظت کسری بدون بعد بیان شود (برای مثال اگر $C_{g2} = 200$ ppm باشد، باید به صورت $200/10^6$ درج شود). بنابراین سطح غلظت (C_{g2}) پس از یک بازه زمانی مشخص از رابطه زیر قابل محاسبه خواهد بود:

---

1. Contaminat Concentration Buildup

$$C_{g2} = \frac{G\left[1 - e^{-\left[\frac{Q' \times \Delta t}{V_r}\right]}\right]}{Q'} \qquad \text{(معادله ۷-۱۲)}$$

لازم به ذکر است که کمیت غلظت C_{g2} به صورت کسری می‌باشد. جهت تبدیل به ppm باید پاسخ در عدد یک میلیون (10^6) ضرب شود. با هر گونه افزایش تهویه موثر(Q')، یا بازه زمانی (Δt) یا کاهش حجم محیط (V_r)، کمیت عبارت $e^{-\left[\frac{Q' \times \Delta t}{V_r}\right]}$ به سمت صفر نزدیک شده و میزان پارامتر C_{g2} به سمت کمیت معادل (G/Q') نزدیک می‌شود.



شکل ۷-۵: نمودار تجمع غلظت آلاینده در بازه زمانی مشخص

همچنین باید یادآور شد با هدف برآورد دقیق‌تری نسبت به بازه زمانی (Δt) و غلظت نهایی (C_{g2}) میزان تهویه واقعی (Q) در محاسبات معادل کمیت تهویه موثر (Q') می‌باشد. لذا در صورت نیاز باید مقدار تهویه واقعی بر حسب تهویه موثر تصحیح گردد.

مثال ۷-۳ : محاسبه زمان رسیدن به غلظت مشخص بر اساس نرخ تبخیر ثابت

ترکیب اتیل استات مطابق شرایط زیر انتشار می‌یابد. مطلوب است علاوه بر محاسبه میزان تهویه موثر، با فرض اینکه غلظت اولیه معادل صفر باشد، زمان لازم برای رسیدن به غلظت نهایی 200 ppm برآورد شود؟ در صورت تداوم انتشار، میزان غلظت نهایی پس از ۶۰ دقیقه [۳۶۰۰ ثانیه] چقدر خواهد شد؟ همچنین با افزایش زمان انتشار میزان غلظت معادل محاسبه شود؟

$G = 1.2$ acfm [0.0005663 am^3/s], $Q = 4000$ acfm [1.888 am^3/s],

$Vr = 100000$ ft^3 [2832 m^3], $m_i = 2.0$

ابتدا، میزان تهویه واقعی به منظور محاسبه میزان تهویه موثر (Q′) تصحیح می‌گردد:

$$Q' = \frac{Q}{m_i} = \frac{4000}{2} = 2000 \quad \text{acfm}$$

$$\left[Q' = \frac{Q}{m_i} = \frac{1.888}{2} = 0.944 \quad am^3/s\right]$$

با فرض اینکه غلظت اولیه معادل صفر است، زمان رسیدن به غلظت نهایی 200 ppm به شرح زیر برآورد می‌شود:

$C_{g1} = 0$, $C_{g2} = 200$ ppm (must be entered as $200/10^6$)

$$\Delta t = -\frac{V_r}{Q'} \times \left[\ln\left(\frac{G - Q'\,C_{g\,2}}{G}\right)\right]$$

$$\Delta t = -\frac{100000}{2000} \times \left[\ln\left(\frac{1.2 - 2000\,(200/10^6)}{1.2}\right)\right] = 20.3\ min$$

$$\left[\Delta t = -\frac{2832}{0.944} \times \left[\ln\left(\frac{0.0005663 - 0.944\,(200/10^6)}{0.000563}\right)\right] = 1217\ sec.\right]$$

$$[\Delta t = 1217\ sec. = 20.3\ min]$$

در صورت تداوم انتشار، میزان غلظت نهایی پس از گذشت ۶۰ دقیقه [۳۶۰۰ ثانیه] به ترتیب زیر محاسبه می‌شود:

$$C_{g2} = \frac{G\left[1 - e^{-\left[\frac{Q' \times \Delta t}{V_r}\right]}\right]}{Q'} = \frac{1.2\left[1 - e^{-\left[\frac{2000 \times 60}{100000}\right]}\right]}{2000} \times 10^6 = 419 \quad ppm$$

$$\left[C_{g2} = \frac{0.0005663\left[1 - e^{-\left[\frac{0.944 \times 3600}{2832}\right]}\right]}{0.944} \times 10^6 = 419 \quad ppm\right]$$

با افزایش زمان انتشار، کمیت عبارت $e^{-\left[\frac{Q' \times \Delta t}{V_r}\right]}$ به سمت صفر نزدیک شده و متعاقبا غلظت نهایی به غلظت ثابت معادل نزدیک می‌شود.

$$C_{g2} = \frac{G}{Q'} = \frac{1.2}{2000} \times 10^6 = 600 \quad ppm$$

$$\left[C_{g2} = \frac{0.0005663}{0.944} \times 10^6 = 600 \quad ppm\right]$$

با توجه به اینکه میزان TLV ترکیب اتیل استات معادل 400 ppm است، غلظت آلاینده در محیط بعد از گذشت ۲۰ دقیقه حدود 50% TLV برآورد می‌شود، و بعد از گذشت یک ساعت از میزان TLV تجاوز می‌کند. در این شرایط ضروری است با افزایش میزان تهویه واقعی (Q) یا اصلاح الگوی جریان هوا میزان اختلاط بسیار موثرتری برای تأمین کنترل آلاینده فراهم شود. لذا توصیه می‌گردد همواره مقادیر غلظت نسبت به حدود مجاز مواجهه شغلی مقایسه و بررسی شود.

نرخ پاکسازی[1]

مطابق شکل ۷-۶، در شرایطی که مقداری آلاینده وارد هوا شده اما تولید آلاینده متوقف شده باشد

1. Rate of Purging

(به عبارتی $G = 0$)، نرخ کاهش غلظت آلاینده در بازه زمانی مشخص بر اساس رابطه موازنه مواد قابل محاسبه است:

$$V_r \frac{dC_g}{dt} = -Q' C_g \qquad \rightarrow \qquad \frac{dC_g}{C_g} = -\frac{Q'}{V_r} dt$$

با انتگرال‌گیری از رابطه فوق خواهیم داشت:

$$\int_{c1}^{c2} \frac{1}{C_g} dC_g = -\frac{Q'}{V_r} \int_{t1}^{t2} dt$$

$$\ln\left(\frac{C_{g2}}{C_{g1}}\right) = -\frac{Q'}{V_r}(t_2 - t_1) \qquad \text{(معادله ۷-۱۳)}$$

که در این رابطه اندیس ۱ به شرایط اولیه و اندیس ۲ به شرایط نهایی اشاره دارد.

برای محاسبه زمان لازم (Δt) جهت کاهش غلظت اولیه (C_{g1}) به غلظت کمتر (C_{g2})، با بازنویسی رابطه فوق خواهیم داشت:

$$\Delta t = -\frac{V_r}{Q'} \ln\left(\frac{C_{g2}}{C_{g1}}\right) \qquad \text{(معادله ۷-۱۴)}$$

جهت تعیین غلظت نهایی (C_{g2}) بعد از گذشت بازه زمانی(Δt) از رابطه زیر استفاده می‌شود:

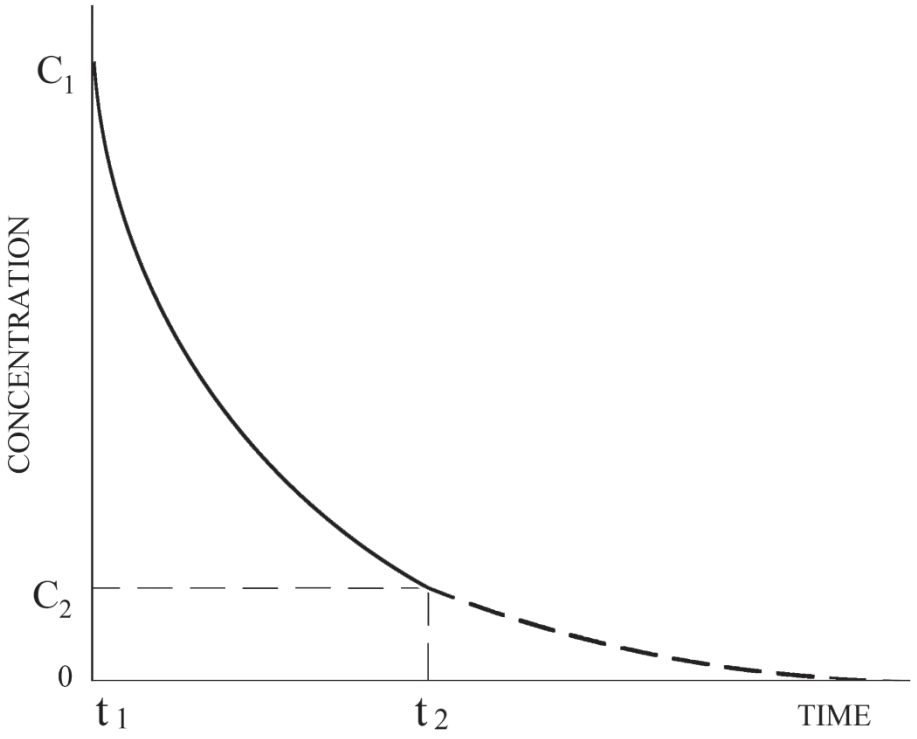
$$C_{g2} = C_{g1}\, e^{-\left[\frac{Q' \times \Delta t}{V_r}\right]}$$

کمیت عبارت $e^{-\left[\frac{Q' \times \Delta t}{V_r}\right]}$ معادل نسبت کسری غلظت نهایی به غلظت اولیه آلاینده می‌باشد.

مجدد مطابق رابطه تجمع آلاینده با هر گونه افزایش تهویه موثر(Q')، یا بازه زمانی (Δt) یا کاهش حجم محیط (V_r)، کمیت عبارت $e^{-\left[\frac{Q' \times \Delta t}{V_r}\right]}$ به سمت صفر نزدیک شده و متعاقبا میزان پارامتر C_{g2} نیز به سمت صفر نزدیک خواهد شد. همچنین با هدف برآورد دقیق‌تری از بازه زمانی (Δt) و غلظت نهایی (C_{g2}) میزان تهویه واقعی (Q) در این محاسبات معادل کمیت تهویه موثر (Q') می‌باشد. لذا در صورت

نیاز باید مقدار تهویه واقعی بر حسب تهویه موثر تحصحیح شود.

$$\frac{C_{g2}}{C_{g1}} = e^{-\left[\frac{Q' \times \Delta t}{Vr}\right]} \qquad \text{(معادله ۷-۱۵)}$$



شکل ۷-۶: نمودار نرخ پاکسازی آلاینده

مثال ۷-۴ : پاکسازی غلظت آلاینده پس از حذف منبع انتشار

در فضای محیط کار مثال ۷-۳، فرض کنید که فرایند تهویه با نرخ موثر 2000 acfm [0.944 m^3/s] ادامه یابد، اما انتشار ترکیب اتیل استات متوقف شده باشد. برای کاهش غلظت آلاینده از 100 ppm به 25 ppm چقدر زمان لازم است؟ همچنین چنانچه غلظت اولیه در لحظه مشخصی معادل 100 ppm باشد، میزان غلظت بعد از گذشت یک ساعت چقدر خواهد شد؟

Q = 2000 acfm [0.944 am^3/s], Vr = 100000 ft^3 [2832 m^3]

برآورد زمان مورد نیاز جهت کاهش غلظت آلاینده از C_{g1} = 100 ppm به C_{g2} = 25 ppm بدین ترتیب است:

$$\Delta t = -\frac{V_r}{Q'}\ln\left(\frac{C_{g2}}{C_{g1}}\right) = -\frac{100000}{2000}\ln\left(\frac{25}{100}\right) = 69.3 \quad min$$

$$\left[\Delta t = -\frac{2832}{0.944}\ln\left(\frac{25}{100}\right) = 69.3 \quad min\right]$$

چنانچه غلظت اولیه (C_{g1}) در زمان t_1 معادل 100 ppm باشد، میزان غلظت بعد از گذشت یک ساعت به شرح زیر قابل محاسبه است:

$$C_{g2} = C_{g1}\, e^{-\left[\frac{Q' \times \Delta t}{V_r}\right]} = 100 \times e^{-\left[\frac{2000 \times 60}{100000}\right]} = 30.1 \text{ ppm}$$

$$\left[C_{g2} = 100 \times e^{-\left[\frac{0.944 \times 3600}{2832}\right]} = 30.1 \text{ ppm}\right]$$

تعویض هوا در ساعت[1]

حجم اتاق (V_r) در رابطه تهویه ترقیقی یکنواخت (پایدار) لحاظ نشده است. برآورد میزان تهویه مورد نیاز بر حسب نرخ تولید آلاینده، غلظت مطلوب نهایی به عنوان کسری از حد مجاز مواجهه شغلی و شرایط اختلاط در فضای محیط بدون در نظر گرفتن ابعاد فضای اتاق انجام می‌گیرد. در حقیقت حجم اتاق غلظت معادل نهایی را متأثر نمی‌کند، اما در مدت زمان مورد نیاز برای رسیدن به غلظت مطلوب تأثیرگذار است. به عبارتی در شرایطی که آلاینده با نرخ ثابت در حال تولید باشد، هر چه حجم اتاق کوچکتر باشد، غلظت یکنواخت سریعتر قابل دستیابی خواهد بود و بالعکس. بطور مشابه برای فضای کوچکتر امکان پاکسازی آلاینده به محض توقف انتشار سریعتر خواهد بود. با این حال، اندازه فضای اتاق در تعریف تعداد دفعات تعویض حجم هوای اتاق در بازه زمانی یک ساعت لحاظ می‌شود، که تحت عنوان دفعات تعویض هوا در ساعت (ACH) شناخته می‌شود. به عبارتی کمیت ACH از تقسیم هواگذر عبوری یک فضای مشخص بر حجم آن به شرح زیر برآورد می‌شود:

$$ACH = \frac{\left(\frac{\text{Volume of air exhausted or supplied}}{\text{hour}}\right)}{\text{Volume of room}}$$

1. Air changes per Hour - ACH

$$ACH = \frac{\text{acfm} \times \left(\frac{60\ \text{min}}{\text{hour}}\right)}{\text{Volume of room, ft}^3} \quad , \quad \left[\text{ACH} = \frac{\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times \left(\frac{3600\ \text{min}}{\text{hour}}\right)}{\text{Volume of room, m}^3}\right]$$

$$\text{ACH} = \frac{Q \times 60}{V_r} \qquad \text{(IP)} \qquad \text{(معادله ۷ – ۱۶)}$$

$$\left[\text{ACH} = \frac{Q \times 3600}{V_r}\right] \qquad \text{(SI)} \qquad \text{(معادله ۷ – ۱۷)}$$

مثال ۷-۵ : محاسبه دفعات تعویض هوا در ساعت

چنانچه عملیات‌کاری مثال ۷-۱ در اتاقی با ابعاد $30' \times 30' \times 10'$ $(9000\ \text{ft}^3)$ $[255\ \text{m}^3]$ با میزان هواگذر $824\ \text{acfm}$ $[0.39\ \text{m}^3/\text{s}]$ انجام گیرد، تعداد دفعات تعویض هوا در ساعت چقدر می‌باشد؟

$$ACH = \frac{824 \times 60}{9000} = 5.5\ \# \quad , \quad \left[ACH = \frac{0.39 \times 3600}{255} = 5.5\ \#\right]$$

ACH یک کمیت بدون بعد[1] است. برای تهویه ترقیقی/ اختلاطی استفاده از ACH نمی‌تواند تعداد دفعاتی که هوا در مدت یک ساعت بطور کامل در محیط تعویض (هوای تازه جایگزین) می‌شود را نشان دهد. زیرا آنچه که در واقعیت رخ می‌دهد آن است که هوای تازه با هوای موجود در محیط جهت ترقیق آلاینده مخلوط می‌شود. هوایی که در این روش مکش می‌شود الزاما هوای آلوده منبع انتشار نیست، اما در واقعیت مخلوط هوای آلوده با هوای تازه رقیق‌سازی می‌شود. هدف از روش ACH ارائه این مفهوم است که تعداد ACH بالاتر موجب تهویه بهتر خواهد شد. با این حال، روش ACH به جهت ملاحظات اختلاط ناقص که پیشتر در خصوص آن بحث شد دارای محدودیت است. یعنی تعداد ACH الزاما به معنای تأمین سطح بهتر کنترل آلاینده نخواهد بود. در نتیجه برای فضاهایی که کنترل آلاینده‌های هوابرد نیاز است، ACH یک شاخص تهویه کنترلی ضعیف است. الگوهای جریان هوا و اثربخشی اختلاط با توجه به موقعیت کارگران و منابع انتشار آلاینده باید لحاظ شود، زیرا تعویض هوا در منطقه تنفسی اپراتور مهمترین وظیفه تبادل هوا می‌باشد. در تهویه صنعتی توصیه می‌شود که میزان

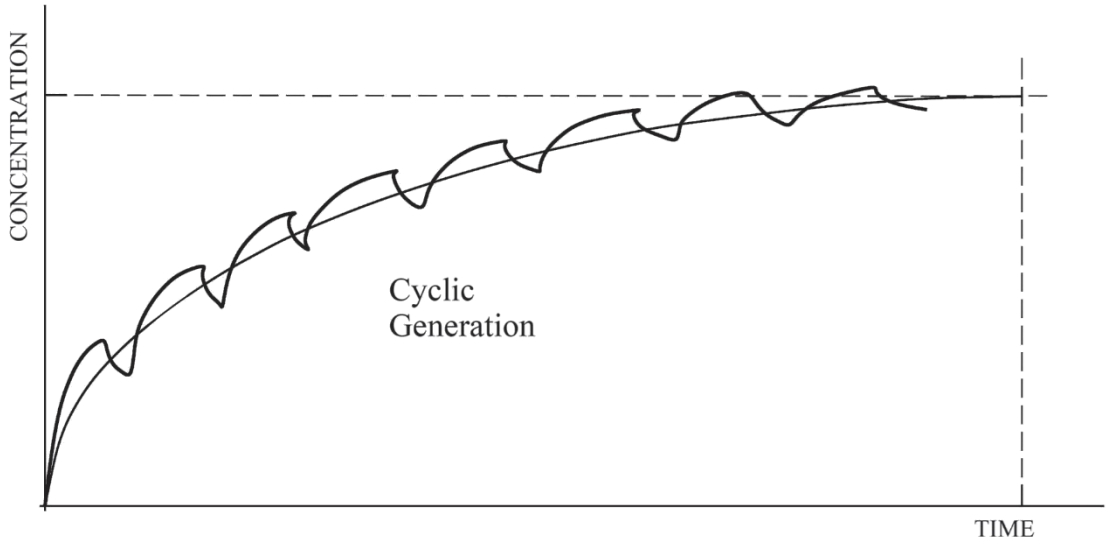
1 Dimensionless

تهویه مورد نیاز بر اساس شرایط مواجهه خاص هر فعالیت/ عملیات و نرخ انتشار آلاینده تعیین شود. و صرفا مبتنی بر ابعاد اتاقی که انتشار در آن رخ می‌دهد نباشد. برای مثال، انتقال منبع انتشار آلاینده از یک اتاق بزرگتر به اتاق کوچکتر موجب افزایش ACH و القای برداشت کاذب تأمین تهویه مناسب خواهد شد. اگر فرایند مثال ۷–۱ به اتاقی با ابعاد (3200 ft^3) 20′ x 20′ x 8′ [91 m^3] منتقل شود، ACH محاسباتی از مقدار اولیه 5.5 به 15.5 افزایش می‌یابد، ولی صرفا دستیابی به سطح غلظت معادل[1] سریعتر رخ خواهد داد. آشنایی با فعالیت معمول در انواع فضاهای خاص به عنوان راهنمای و استاندارد تعیین نرخ دفعات تعویض هوا بکار گرفته می‌شود (برای مثال اتاق بیماران در بیمارستان). روش ACH در طراحی تهویه مطبوع (HVAC) برای فضاهای غیرصنعتی همچون ساختمانهای اداری و فضاهای آموزشی که نرخ تهویه استاندارد مبتنی بر نوع کاربری مطرح است، بیشتر کاربرد دارد. موارد توصیه شده ACH بر اساس شرایط موجود از حدود پایین ۲ الی ۴ تا حدود بالا ۱۲ الی ۱۵ متغیر می‌باشد. در مواردی که از میزان انتشار آلاینده برآورد مناسبی در دسترس نیست، روش ACH می‌تواند ابزاری مناسب برای تضمین کنترل مواجهه باشد، مشروط به اینکه الگوی جریان هوا هم اختلاط کافی جهت رقیق‌سازی موثر را فراهم نماید، و هم جهت حرکت هوای جایگزین انتقال موثر[2] و دور نمودن آلاینده از منطقه تنفسی اپراتور را تأمین نماید. شاخصهای ACH در ساختمانهای اداری و تجاری، نقش بسزایی در حفاظت افراد در مقابل بیماریهای عفونی هوابرد همچون کوید–۱۹[3] ایفا نموده است.

عملیات دوره‌ای[4]

تولید آلاینده می‌تواند به صورت دوره‌ای به ویژه در فرایند ناپیوسته/ عملیات پیمانه‌ای[5] رخ دهد. مطابق شکل ۷–۷ اگر بازه زمانی دوره‌ها در مقایسه با کل زمان تجمعی دوره‌ها کوتاه باشد، مقادیر غلظت آلاینده نسبت به شرایط انتشار آلاینده با نرخ ثابت می‌تواند اندکی بیشتر یا کمتر باشد. با این حال اگر بازه‌های زمانی انتشار در مقایسه با کل دوره تجمع بسیار طولانی باشند، در آن صورت مقادیر حداقلی و حداکثری نوسانات بطور قابل ملاحظه‌ای از منحنی نمایی پیوسته (شرایط انتشار آلاینده با

1. Equilibrium concentration level
2. Effective displacement
3. COVID-19
4. Cyclic operations
5. Batch operations



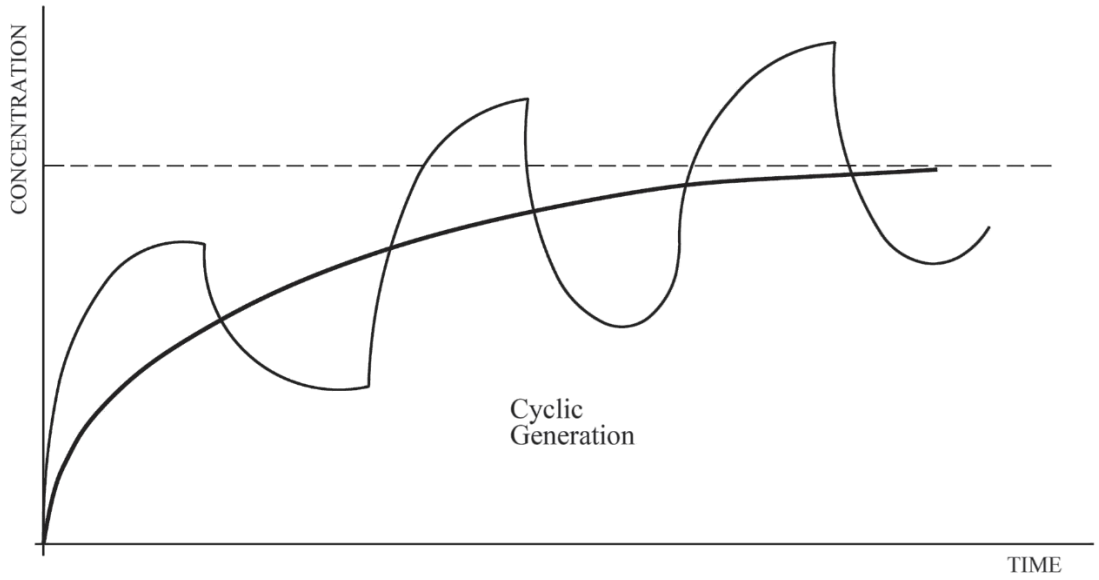
شکل ۷–۷: تولید دوره‌ای آلاینده با در بازه‌های زمانی کوتاه

نرخ ثابت) انحراف می‌یابند. در تحلیل میانگین وزنی زمانی ۸ ساعته مواجهه[1]، این انحرافات چندان نگران کننده نیستند، زیرا تا زمانی که دوره تجمع کمتر از ۸ ساعت باشد، میانگین یکسان خواهد بود. برای میانگین مواجهه کوتاه مدت، دوره‌های مواجهه می‌توانند بسیار اهمیت پیدا کنند، به ویژه هنگامیکه مدت دوره‌ها از بازه زمانی اندازه‌گیری طولانی‌تر باشند. برای مثال اگر فاصله زمانی مابین مقادیر حداکثری نوسانات متوالی[2] مطابق شکل ۷–۸ معادل یک ساعت طول بکشد، آنگاه مقادیرمیانگین وزنی زمانی ۱۵ دقیقه‌ای[3] اندازه‌گیری‌شده در بازه حداکثری نوسانات می‌تواند بسیار بیشتر از مقادیر میانگین وزنی زمانی ۱۵ دقیقه‌ای اندازه‌گیری‌شده در بازه حداقلی نوسانات باشد.

مخلوط بخارات[4]

مایع اصلی که نرخ تهویه ترقیقی بر اساس آن طراحی و محاسبه می‌شود می‌تواند مخلوطی از چندین حلال باشد. هنگامی که دو یا چند ماده خطرناک دارای اثرات سم‌شناسی مشابه روی اندام یا سیستم هدف یکسان باشند، باید اثر ترکیبی[5] آنها در درجه اول مورد توجه قرار گیرد. در صورت عدم

1. TWA-TLV
2. Peak-to-peak time
3. 15-minute TWA
4. Mixtures
5. Combined effect



شکل ۷-۸: تولید دوره‌ای آلاینده با در بازه‌های زمانی طولانی

وجود اطلاعات موثق در این خصوص، اثرات مخاطرات مختلف باید به صورت هم‌افزا[1] درنظر گرفته شود. به عبارتی اثرات بهداشتی (سلامتی) و اندام یا سیستم هدف انها یکسان منظور می‌شود. یعنی به صورت مجموع کسرهای زیر بیان می‌شود:

$$\frac{Cg_1}{TLV_1}+\frac{Cg_2}{TLV_2}+\cdots+\frac{Cg_n}{TLV_n}$$

چنانچه مجموع کسرهای رابطه فوق از عدد یک بیشتر گردد، آنگاه حد غلظت مخلوط باید فراتر از حد مجاز در نظر گرفته شود، که در این رابطه Cg_n و TLV_n به ترتیب غلظت اندازه‌گیری شده و کمیت حد آستانه مجاز متناظر با اجزای ترکیب (حلالهای تشکیل دهنده) می‌باشد. بنابراین هنگامیکه اثرات بهداشتی (سلامتی) ترکیبات به صورت هم‌افزا در نظر گرفته شود، میزان هوای کل مورد نیاز جهت ترقیق مخلوط ترکیبات به سطح غلظت ایمن مطلوب معادل مجموع مقادیر هوای مورد نیاز جهت رقیق‌سازی هر یک از اجزای مخلوط به غلظت ایمن قابل قبول خواهد بود. بنابراین:

$$Q_{total} = Q_1 + Q_2 + \cdots + Q_n$$

1. Additive

موارد استثناء نسبت به قاعده فوق نیز وجود دارد، هنگامیکه مستنداتی تأیید کند که اثرات اجزای مختلف ترکیب (مخلوط) هم‌افزا نبوده بلکه مستقل از یکدیگر هستند (مانند زمانیکه اثرات کاملا موضعی روی اندام‌های مختلف بدن توسط اجزای مختلف ترکیب حاصل شود)، در چنین شرایطی غلظت اندازه‌گیری شده ترکیب زمانی از حد آستانه مواجهه تجاوز می‌نماید که مقدار نسبت غلظت جزئی از مخلوط (ترکیب) به کمیت حد آستانه مجازش بیش از عدد یک گردد. برای مثال:

$$\frac{C_{g1}}{TLV_1} > 1 \quad or \quad \frac{C_{g2}}{TLV_2} > 1 \quad or \quad \frac{C_{gn}}{TLV_n} > 1$$

بنابراین در مواردی که دو یا چند مـاده خطرناک در ترکیب (مخلوط) وجود داشتـه باشند و هم‌افزا نبودن اثرات مواد مختلف مشخص باشد (یعنی بطور مستقل بر اندام‌ها و سیستمهای مختلف بدن اثرگذار باشند)، باید تهویه ترقیقی مورد نیاز برای هر یک از اجزای مخلوط را محاسبه نمود و بیشترین میزان هواگذر محاسباتی acfm [am^3/s] را به عنوان نرخ تهویه ترقیقی در نظر گرفت.

لازم به ذکر است در مواردی که اثرات ترکیبات هم‌افزا باشند، باید ضریب ایمنی (S_f) مطابق توضیحات پیشین به ترتیبی لحاظ شود که مجموع کلیه مقادیر (C_g/TLV) معادل نسبت کسر $(1/S_f)$ گردد. برای مثال، چنانچه ضریب ایمنی معادل ۲ (سطح حفاظت معادل 50% TLV) انتخاب گردد، مجموع کلیه نسبتهای (C_g/TLV) باید معادل $(1/2)$ شود. در خصوص ترکیباتی که دارای اثرات هم‌افزا نیستند، استفاده از بالاترین میزان هواگذر محاسباتی این اطمینان را فراهم می‌کند که غلظت کلیه ترکیبات معادل یا کمتر از 50% TLV مربوطه باشد.

مثال ۷-۶ : تهویه ترقیقی برای تبخیر یکنواخت ۲ آلاینده

در یک کارگاه صنعتی فعالیت پاکسازی و چسب‌زنی مواد به گونه‌ای انجام می‌گیرد که از هر دو حلال متیل اتیل کتون (MEK) و متانول در هر ساعت بطور یکنواخت حدود 2 pints [0.946 L] در فضای محیط منتشر می‌شود. هر ۲ حلال دارای خواص مخدر بوده که اثرات هم‌افزایی مدنظر گرفته می‌شود.

MEK: TLV= 200 ppm, SG= 0.805, Mw= 72.1

Methanol: TLV= 200 ppm, SG= 0.792, Mw= 32.04

Assumption:
m_i= 1.5 (due to poor air distribution & mixing), S_f= 2.0 (to achieve 50% TLV)

هواگذر حجمی مورد نیاز برای ترقیق مخلوط به سطح غلظت معادل 50% TLV به شرح زیر می‌باشد:

$$Q = \frac{403 \times 10^6 \times SG \times ER \times S_f \times m_i}{MW \times C_g} \quad acfm$$

$$Q_{MEK} = \frac{403 \times 10^6 \times 0.805 \times (2/60) \times 2 \times 1.5}{72.1 \times 200} = 2250 \ acfm$$

$$Q_{Methanol} = \frac{403 \times 10^6 \times 0.792 \times (2/60) \times 2 \times 1.5}{32.04 \times 200} = 4981 \ acfm$$

$$Q_{Mixture} = Q_{MEK} + Q_{Methanol} = 2250 + 4981 = 7231 \ acfm$$

$$\left[Q = \frac{24 \times 10^6 \times SG \times ER \times S_f \times m_i}{MW \times C_g} \quad a\,m^3/s\right]$$

$$\left[Q_{MEK} = \frac{24 \times 10^6 \times 0.805 \times (0.9462/3600) \times 2 \times 1.5}{72.1 \times 200} = 1.06 \ am^3/s\right]$$

$$\left[Q_{Methanol} = \frac{24 \times 10^6 \times 0.792 \times (0.9462/3600) \times 2 \times 1.5}{32.04 \times 200} = 2.34 \ am^3/s\right]$$

$$[Q_{Mixture} = 1.06 + 2.34 = 3.40 \ am^3/s]$$

از آنجاییکه هواگذر 2250 acfm [1.06 am3/s] میزان غلظت ترکیب متیل اتیل کتون را تا 50% TLV یعنی 100 ppm کنترل می‌کند، میزان هواگذر 7231 acfm [3.40 am3/s] غلظت این ترکیب را به شرح زیر ترقیق می‌نماید:

$$C_{MEK} = (2250/7231)\,[(1.06/2.34)] \times 100\ ppm = 31\ \ ppm$$

$$C_{MEK}/TLV = (31/200) = 0.155$$

همچنین از آنجـاییکه میزان هواگـذر 4981 acfm [2.34 am3/s] میزان غلظت ترکیب متـانول را تا 50% TLV یعنی 100 ppm کنترل می‌کند، میزان هواگذر 7231 acfm [3.40 am3/s] غلظت این ترکیب را به شرح زیر ترقیق خواهد نمود:

$$C_{Methanol} = (4981/7231)\,[(2.34/2.34)] \times 100\ ppm = 69\ \ ppm$$

$$C_{Methanol}/TLV = (69/200) = 0.345$$

و مجموع مقادیر کسری غلظت به حدود مجاز مواجهه برای مخلوط فوق برابر است با:

$$(C_{Methanol}/TLV) + (C_{MEK}/TLV) = 0.345 + 0.155 = 0.5$$

تهویه ترقیقی برای پیشگیری از وقوع حریق و انفجار

کاربرد دیگر تهویه ترقیقی در کاهش غلظت بخارات اشتعال‌پذیر در فضای محصور به زیر حد پایین انفجار/ اشتعال (LEL) می‌باشد. این شرایط در مواردی همچون کوره پخت و خشککن، فضای خشک‌سازی محصور و همچنین داخل مسیر کانـال سیستم تهویه ایجـاد می‌شود. ضریب ایمنی (S_f) بر حسب درصدی از کمیت LEL جهت تأمین شرایط ایمن در رابطه تهویه ترقیقی یکنواخت مطرح می‌گردد. در اکثـر کوره‌هـا و محفظه‌های خشککن، حفظ غلظت بخـارات قابل اشتعـال/ انفجار تا سطح 25% LEL در کلیه بخشهای محفظه مطلوب است. برای تهویه مناسب کوره‌های تونلی، حداقل ضریب ایمنی ۴ ($S_f = 4$) معـادل 25% LEL لحـاظ می‌گردد. برای کوره‌هـای اتاقکـی (کالسکه‌ای) با توزیع هوای مناسب، جهت حـداکثر نرخ خشک‌سـازی حداقـل ضریب ایمنی ۱۰ الـی ۱۲ معـادل 10% LEL جهت حفظ غلظت بخارات در سطح ایمن نیاز است. در کوره‌های اتاقکی بدون گردش هوا با تهویه نامناسب یا کوره‌های تونلی، به جهت احتمال میان‌بر شدن الگوی جریان هوا و تجمع بخارات با غلظت بالاتر[1] استفاده از ضرایب ایمنی بالاتر ضروری خواهد بود. در صورتی که امکان تنظیم سرعت

1. Pockets of higher concentration

فن توسط سنسور پایش غلظت بخارات در کوره امکان‌پذیر باشد، ضریب ایمنی ۴ معادل 25% LEL کفایت می‌کند. لازم به تأکید است که این تدابیر نباید هرگز در مواردی که کارگران در معرض مواجهه هستند به کار گرفته شود، چراکه مواجهه با اینگونه اتمسفر حتی برای زمان کوتاه می‌تواند باعث بیماری شدید و حتی مرگ گردد. در چنین مواردی، باید نرخ رقیق‌سازی برای کنترل مخاطرات سلامتی در نظر گرفته شود. برای مثال حد مجاز مواجهه با زایلن معادل 100 ppm است، در حالیکه حد پایین انفجار/ اشتعال آن معادل 1% یا 10000 ppm می‌باشد. محفظه حاوی زایلن در برابر وقوع انفجار تا حدود غلظت 25% LEL یا 250000 ppm رقیق‌سازی می‌گردد، که معادل ۲۵۰۰ برابر بالاتر از حد مجاز مواجهه شغلی است. جهت برآورد میزان تهویه ترقیقی به زیر حدود پایین انفجار/ اشتعال از رابطه زیر استفاده می‌شود:

$$Q = \frac{403 \times 100 \times SG \times ER \times S_f}{Mw \times LEL \times B} \quad acfm \qquad (\text{معادله } ۷ - ۱۸)$$

$$\left[Q = \frac{24 \times 100 \times SG \times ER \times S_f}{Mw \times LEL \times B} \quad am^3/s\right] \qquad (\text{معادله } ۷ - ۱۹)$$

نکات:

۱) از آنجایی که LEL بر حسب درصد (یک قسمت در ۱۰۰ قسمت) به جای ppm (یک قسمت در یک میلیون قسمت) بیان می‌شود، ضریب عددی ۱۰۰۰۰۰۰ به ۱۰۰ تبدیل شده است.

۲) رابطه فوق برای محاسبه هواگذر در شرایط استاندارد کاربرد دارد، لذا برای شرایط دمایی پرحرارت کوره‌های پخت و خشککن باید مطابق رابطه گازهای کامل هواگذر واقعی تصحیح گردد.

۳) ضریب B جهت تصحیح حد پایین انفجار/ اشتعال در شرایط دمایی پرحرارت استفاده می‌شود. زیرا کمیت LEL گازها و بخارات در دماهای بالا کاهش می‌یابد. برای دمای عملیاتی تا 250 °F [121 °C] میزان ضریب B = 1.0 و برای دمای 250 °F [121 °C] الی 500 °F [260 °C] میزان ضریب B = 0.7 لحاظ می‌شود. برای دمای بالاتر از 500 °F [260 °C] مقدار این ضریب باید به

صورت موردی بررسی و تعیین گردد.

۴) ضریب اختلاط (m_i) در این رابطه کاربرد ندارد. با توجه به حجم نسبتا کوچک کوره‌ها و محفظه‌های محصور، استفاده از ضریب ایمنی (S_f) هم برای کاهش غلظت بخارات تا سطح مناسبی زیر حدود پایین انفجار/ اشتعال و هم برای کاهش نواحی اختلاط ضعیف مطلوب خواهد بود.

۵) در صورت استفاده از سوخت فسیلی مانند گاز طبیعی جهت گرمایش مستقیم کوره/ خشککن، باید حجم محصولات احتراق در برآورد مشخصات فن مکشی لحاظ گردد. بدیهی است این موضوع برای سیستم گرمایش الکتریکی نیاز نیست.

مثال ۷-۷ : تهویه ترقیقی برای پیشگیری از انفجار در کوره اتاقکی

قطعات روکش‌شده طی فرایند غوطه‌وری باید برای پخت به مدت ۶۰ دقیقه در دمـای 350 °F [177 °C] در کوره اتاقکی با سیستم گردش حرارت الکتریکی قرار داده شوند. بخارات فرار روکش اعمال‌شده شامل 2 pints [0.946 L] زایلن می‌باشد. نرخ تهویه کوره جهت ترقیق غلظت بخارات زایلن به حدود ایمن در طول زمان فعالیت بر حسب acfm [am^3/s] چقدر است؟

Xylene: LEL = 1.0 %, SG = 0.88, Mw = 106, S_f = 10, B = 0.7

$$Q_{std} = \frac{403 \times 100 \times SG \times ER \times S_f}{Mw \times LEL \times B}$$

$$Q_{std} = \frac{403 \times 100 \times 0.88 \times (2/60) \times 10}{106 \times 1.0 \times 0.7} = 159 \ \ acfm$$

$$\left[Q_{std} = \frac{24 \times 100 \times SG \times ER \ \times S_f}{Mw \times LEL \times B} \right]$$

$$\left[Q_{std} = \frac{24 \times 100 \times 0.88 \times (0.946/3600) \times 10}{106 \times 1.0 \times 0.7} = 0.075 \ \ am^3/s \right]$$

از آنجایکه رابطه فوق برای شرایط استاندارد است، میزان هواگذر باید برای دمای عملیاتی کوره به شرح زیر تصحیح گردد:

$$Q_{act} = Q_{std} \times dF_t$$

$$\mathrm{Q_{act}} = \mathrm{Q_{std}} \times \left(\frac{460 + 350}{460 + 70}\right) = 243 \ \ \mathrm{acfm} \ @ \ 350\ ^\circ\mathrm{F}$$

$$\left[\mathrm{Q_{act}} = \mathrm{Q_{std}} \times \left(\frac{273 + 177}{273 + 21}\right) = \ 0.115 \ \ \mathrm{am^3/s} \ @ \ 177\ ^\circ\mathrm{C}\right]$$

مثال ۷-۸ : تهویه ترقیقی برای پیشگیری از ایجاد اتمسفر انفجاری با تغییرات تبخیر حلال

در بسیاری موارد، نرخ تبخیر حلال مبتنی بر دمای فرایند عملیاتی یا شیوه بکارگیری حلال غیریکنواخت است. از یک خردکن گردشی با قطر 6 ft [1.8 m] برای اختلاط ماسه رزینی در بازه زمانی ۱۰ دقیقه استفاده می‌شود. هر محموله شامل 400 Ibm [181 kg] ماسه، 19 Ibm [8.6 kg] رزین، 8 pints [3.78 L] اتیل الکل می‌باشد. لازم به ذکر است که اتیل الکل در ۲ دقیقه ابتدای عملیات تبخیر می‌شود. مطلوبست نرخ تهویه ترقیقی مورد نیاز برآورد شود؟

Ethyl alcohol: LEL = 3.28 %, SG= 0.789, Mw = 46.07, S_f= 4, B = 1.0

$$\mathrm{Q_{std}} = \frac{403 \times 100 \times 0.789 \times (8/2) \times 4}{46.07 \times 3.28 \times 1.0} \ = \ 3367 \ \ \mathrm{acfm}$$

$$\left[\mathrm{Q_{std}} = \frac{24 \times 100 \times 0.789 \times (3.78/120) \times 4}{46.07 \times 3.28 \times 1.0} = 1.58 \ \ \mathrm{am^3/s}\right]$$

چنانچه دو یا چند ترکیب قابل اشتعال/ انفجار در یک مخلوط وجود داشته باشد، مشابه رویکرد تأثیر اثرات هم‌افزایی حلالها در برآورد میزان تهویه ترقیقی برای مخاطرات بهداشتی باید غلظت کل ترکیبات مخلوط کمتر از ۲۵ درصد حد پایین اشتعال/ انفجار کل مخلوط باشد. بنابراین، میزان تهویه مورد نیاز معادل مجموع هواگذر محاسباتی برای تک تک ترکیبات مخلوط خواهد بود.

تهویه فضای محصور[1]

ابتدا لازم به یادآوری است که ملاحظات ورود و فعالیت در فضای محصور باید مطابق رویه‌های استاندارد از جمله استاندارد اداره ایمنی و بهداشت شغلی آمریکا[2] انجام گیرد. پایش غلظت گازها و بخارات در فضای محصور بسیار اهمیت داشته و تأکید بر راندمان و کفایت تهویه لحظه‌ای در اینگونه فضاها از نظر ایمنی بسیـار حیاتی است. طبق تعریف OSHA ویژگیهای فضای محصور عبارتند از:

- برای ورود و فعالیت اپراتور به اندازه کافی بزرگ باشد،
- دارای مسیر ورود و خروج محدود باشد،
- برای حضور مستمر اپراتور طراحی نشده باشد.

چنانچه فضای محصور دارای اتمسفر بالقوه خطرناک باشد به عنوان فضای محصور مستلزم مجوز ورود[3] لحاظ می‌شود. فضای محصور از نظر تعاریف کاربردی به منظور طراحی تهویه عبارت است از مکانی که غلظت آلاینده‌های هوابرد خطرناک در آن وجود داشته باشد، یا پتانسیل انتشار و تجمع سریع به دلیل اندازه کوچک آن و محدودیت تبادل هوا با بیرون محتمل باشد. مطابق این تعریف، محفظه سیلندرهای گاز کلرین تاسیساتی با ابعاد .10 × 10 ft [3 × 3 m] به عنوان فضای محصور لحاظ می‌شود. زیرا هم امکان نشتی سیلندرها وجود دارد و هم ریسک نشتی بسیار قابل توجه است. به همین ترتیب ترانشه‌ای با عمق .7 ft [2.1 m] برای کارگرانی که کف آن در حال اسپری اپوکسی هستند نیز می‌تواند فضای محصور در نظر گرفته شود. و اگر مسیر خروج دشوار باشد، فضای مذکور بسیار خطرناک‌تر خواهد بود. مخازن اختلاط با مسیرهای ورودی محدود که ورود و خروج کارگران صرفا توسط نردبان میسر است از جمله نمونه‌های بارز مورد اخیر می‌باشد. لازم به یادآوری است که تهویه به تنهایی جهت تأمین ورود ایمن به فضای محصور کافی نیست. پایش هوای مکشی علاوه بر هوای کلیه نواحی فعالیت کارگران قبل از ورود به فضای محصور و حین انجام فعالیت از عوامل بسیار حیاتی در تأمین ایمنی کارگران می‌باشد. این تنها روشی است که تعیین می‌کند آیا مقادیر غلظت آلاینده به

1. Confined space ventilation
2. Occupational Safety and Health Administration – OSHA : CFR 1910.146
3. Permit-required confined space

سطح قابل قبولی کاهش یافته و افزایش نمی‌یابد. و کارگران می‌توانند بطور ایمن وارد فضای محصور شده و فعالیت کنند. برای شرایطی همچون حلال تبخیر شده یا نشتی برطرف شـده که آلاینده مضاعفی تولید نمی‌گردد ($G = 0$) و هوای پاششی پاک باشد، مطابق رابطه پاکسازی می‌توان زمان رسیدن به غلظت قابل قبول جهت ورود ایمن به فضای محصور را برآورد نمود. همچنین با فرض اختلاط مناسب می‌توان از گزینه زمان دستیابی به هفت تعویض هوا ($ACH = 7$) بدون تولید مجدد که منجر به تقلیل غلظت آلاینده به حدود 0.1% غلظت اولیه می‌شود مطابق رابطه زیر استفاده نمود.

$$t_{7AC} = 7\left(\frac{V_r}{Q}\right) \quad \min[\text{sec.}] \qquad \text{(معادله ۷ − ۲۰)}$$

یادآور می‌شود پایش فضای محیط قبل از ورود و حین فعالیت کارگران همچنان در تأیید ایمن بودن شرایط بسیار حیاتی است. برای شرایطی همچون حلال در حال ریزش یا نشتی که آلاینده در حال تولید است یا هنگامیکه آلاینده حین فعالیت‌کاری مانند جوشکاری در فضای محصور تولید می‌شود، میزان تهویه مورد نیاز جهت تأمین شرایط ورود/ فعالیت ایمن باید از رابطه تهویه ترقیقی برای تبخیر یکنواخت برآورد شود. لازم به یادآوری است با وجود تهویه ترقیقی در فضای محصور چنانچه هر گونه ابهامی در اثربخشی تهویه وجود داشته باشد، یا چنانچه پیش‌بینی نرخ تولید آلاینده دشوار باشد، باید کارگرانی که وارد فضای محصور می‌شوند مجهز به تجهیزات پایش فردی[1] و وسایل حفاظت فردی[2] مناسب باشند. در صورت امکان و صلاحدید فنی، می‌توان از تهویه موضعی جهت مکش آلاینده در نقاط تولید (مانند نزدیک عملیات جوشکاری) استفاده نمود. چنانچه نتایج پایش فضای محصور مشخص نماید که غلظت آلاینده در هوای پاششی صفر بوده ولی در هوای مکشی هنوز فراتر از غلظت هدف[3] است، یعنی شرایط همچنان غیر قابل‌قبول بوده و باید با افزایش سطح هواگذر مطابق رابطه زیر غلظت آلاینده به صورت خطی کاهش یابد:

$$Q_{new} = Q_{original}\left(\frac{C_{exh}}{C_t}\right) \qquad \text{(معادله ۷ − ۲۱)}$$

1. Personal protective equipment (PPE) – e.g. full face mask
2. Personal monitors – e.g. personal toxic gas detector
3. Target concentration - Ct

در این رابطه، Q جریان هواگذر مکشی بر حسب acfm [am^3/s]، C_t غلظت هدف در هوای مکشی بر حسب ppm، C_{exh} غلظت آلاینده در هوای مکشی بر حسب ppm می‌باشد.

دامنه تغییرات غلظت آلاینده در فضای مورد تهویه به شدت تحت تأثیر اثربخشی اختلاط می‌تواند چشمگیر باشد. این موضوع به ویژه برای مواردی که آلاینده بطور غیریکنواخت در سرتاسر فضای محصور پخش شده باشد صادق است. هر چه پراکندگی منابع انتشار کمتر باشد، میزان گرادیان تغییرات غلظت در فضای محصور بزرگتر خواهد بود. بطور مشابه، هر چه کارگران به منابع انتشار نزدیکتر باشند، اهمیت رعایت ملاحظات ایمنی از جمله راستای جهت جریان هوا، استفاده از تجهیزات حفاظت فردی و بهره‌گیری از تهویه موضعی بیشتر نمایان می‌شود. مقادیر ضرایب اختلاط (m_i) می‌تواند از حدود پایین (1.2 – 1.1) تا حدود بالا (3 – 2) برای یک فضای یکسان متغیر باشد. به عبارتی مقادیر پایین برای فضایی کاربردی است که از طریق آرایش مناسب نقاط مکشی و پاششی نسبت به موقعیت قرارگیری منابع و کارگران امکان تأمین تهویه موثرتر فراهم باشد.

ملاحظات کاهش احتمال مواجهه در فضای محصور

چنانچه سیستم تهویه موجود بطور مطلوبی کارگران را محافظت نکند، امکان کاهش مواجهه به حدود قابل قبول از طریق ملاحظات زیر وجود دارد:

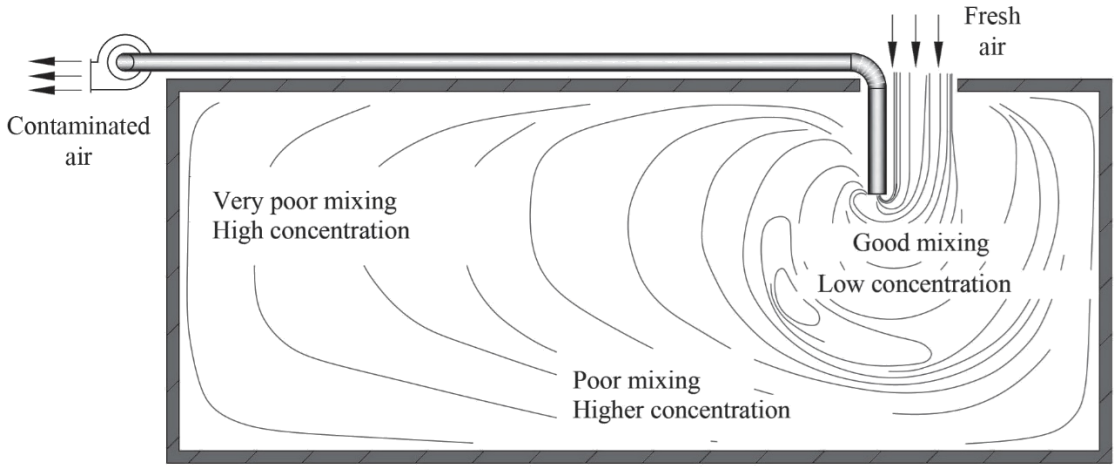
- مایعات بطور کامل تخلیه گردد،
- امکان ریزش و نشتی مایعات حین فعالیت به حداقل رسانده شود،
- لحاظ نمودن هود تهویه موضعی جهت جمع‌آوری و ربایش آلاینده انتشاری در منبع تولید،
- جانمایی نقاط مکشی و پاششی به گونه‌ای که هوای آلوده توسط الگوی جریان هوای پاششی بطور موثری اختلاط یابد،
- چنانچه تجربه یا شرایط نشان دهد که بخشهایی از فضای محیط دارای غلظت بالاتری هستند، در دوره پاکسازی اولیه باید دهانه کانال هوای مکشی به آن نواحی آلوده‌تر جابجا شود،
- پاکسازی فضای محصور با حداقل میزان هواگذر و در کوتاهترین بازه زمانی تعیین شده نسبت به

تجارب مشابه انجام گیرد. مجوز ورود تا سپری شدن حداقل زمان و کاهش غلظتهای اندازه‌گیری شده به زیر حدود هدف صادر نشود. به عبارتی هر دو الزام فوق باید همزمان صادق باشد،

- تهویه فضای محصور با حداقل جریان هواگذر تعیین شده از تجارب مشابه انجام گیرد.

مقایسه تهویه فضای محصور با فن دمنده و مکنده

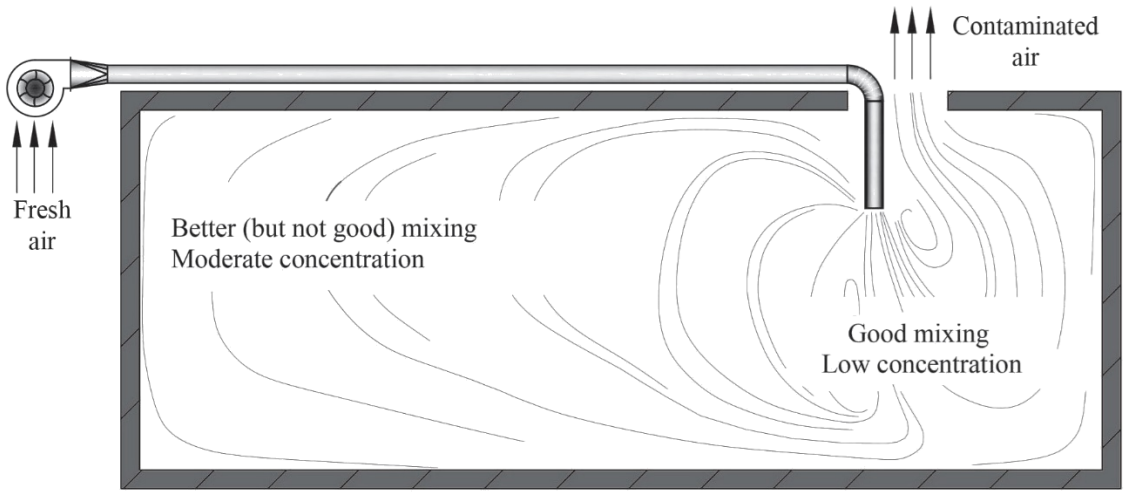
در اکثر موارد بهتر است هوای پاک به فضای محصور دمیده شود. به این دلیل که هوای مکشی به فضای محصور تحت شرایط فشار منفی ناشی از بکارگیری فن مکنده توانایی ایجاد اختلاط مناسب با هوای آلوده درون فضای محصور را ندارد. در این حالت علاوه بر ضریب اختلاط (m_i) و میزان هواگذر بزرگتر به زمان پاکسازی بیشتری نیز نیاز خواهد بود. در صورت قرارگیری یک منبع آلاینده در نزدیکی دریچه ورودی فضای محصور (مانند لوله اگزوز خودرو) ضروری است از دمیدن هوا به فضای محصور (مانند مخازن) استفاده شود. طبق شکل ۷-۹ هوای ورودی به فضای محصور در اثر فشار منفی حاصل از جریان هواگذر مکشی (فن مکنده) دارای انرژی جنبشی اندکی است که صرفا قادر به ایجاد اختلاط و آشفتگی هوا در اطراف دریچه ورودی می‌باشد. همچنین کوتاهی فاصله موقعیت دریچه ورودی تا دهانه کانال جریان مکشی احتمال میان‌بر شدن جریان هوای تازه را به شدت افزایش می‌دهد، که سبب خنثی شدن اثربخشی هوای ورودی به فضای محصور می‌شود. بنابراین با امتداد دادن کانال مکشی به عمق محیط فضای محصور و افزایش فاصله نسبت به دریچه ورودی می‌توان از میان‌بر شدن هوا



شکل ۷-۹: اختلاط ضعیف تهویه مکشی برای فضای محصور

جلوگیری نمود. شایان ذکر است که مطابق شکل ۷-۱۰، حتی در سیستم تهویه دمشی فشار مثبت نیز در برخی نواحی اختلاط نامناسب و ضعیف وجود خواهد داشت. جهت بهبود این شرایط، فن دمنده باید از توان لازم جهت پاشش هوا به نواحی کف و عمق فضای محصور برخوردار باشد، یا حتی برای بهبود مضاعف شرایط می‌توان از کانال با طول مناسب جهت دسترسی به کف یا فواصل دور از دریچـه ورودی به منظور افزایش اثربخشی اختلاط و حفاظت کارگران با جریان هوای پاک پاششی اقدام نمود. بکارگیری تهویه مکشی با فن مکنده برای فضای محصور در سه مورد خاص زیر اکیدا توصیه می‌شود:

- هنگـام شروع پاکسازی فضای محصور با سطح آلودگی بالا چنانچه عملیات مستلزم حضور اپراتور ناظر[1] بیرون فضای محصور نزدیک دریچـه ورودی باشد، از آنجاییکه هوای درون فضای محصور به دلیل دمش هوای پاششی از دریچـه ورودی تخلیه می‌شود، بهتر است از سیستم تهویه مکشی (فن مکنده) استفاده شود و پس از تخلیه آلاینده و تثبیت غلظت در سطوح قابل قبول می‌توان از تهویه فشار مثبت با فن دمنده استفاده نمود.
- در صورت بکارگیری سیستم تهویه موضعی جهت کنترل موثر آلاینده حین تولید در فضای محصور.



شکل ۷-۱۰: اختلاط نسبتا بهتر تهویه دمشی برای فضای محصور

1. Watch man

- در صورتیکه از چادر یا سایبان بالای دریچـه ورودی به فضای محصور استفاده شود. در غیر اینصورت، چنانچه تهویه فشار مثبت (دمشی) استفاده شده باشد، هوای آلوده خروجی از فضای محصور سبب افزایش غلظت آلاینده در چادر یا سایبان ورودی خواهد شد.

تامین هوای پاک فضای محصور

هوای پاششی توسط سیستم تهویه دمشی و هوای مکشی از دریچه ورودی در سیستم تهویه مکشی در فضای محصور باید عاری از آلاینده‌های خطرناک بهداشتی و ایمنی باشد. بطور کلی:

- هنگام دمش هوا به فضای محصور (ایجاد فشار مثبت در محیط)، مطابق شکل ۷-۱۰ باید دهانه برداشت هوای تازه[1] (دهانه فن دمنده) با فاصله مناسب نسبت به منابع بالقوه آلاینده شامل هوای خروجی از دریچه ورودی فضای محصور جانمایی گردد. ضروری است طول کانال برداشت هوای تازه تا حد لزوم جهت دسترسی به ناحیه پاک طولانی باشد. مشخصات فن دمنده باید به گونه‌ای باشد که قادر به غلبه بر افتهای مسیر انتقال هوا باشد.
- هنگام مکش هوا از فضای محصور (ایجاد فشار منفی در محیط)، مطابق شکل ۷-۹، اطمینان حاصل شود که هیچ منبع آلاینده هوابردی در نزدیکی دریچه ورودی فضای محصور قرار نداشته باشد، زیرا این مسیر نقش دهانه تأمین هوای پاک را ایفا می‌کند. چنانچه این امر میسر نباشد، باید از تهویه دمشی جهت پاشش هوای پاک به فضای محصور استفاده شود.
- چنانچه موقعیت قرارگیری فن دمنده/ مکنده سیستم تهویه در نزدیکی دریچه ورودی فضای محصور باشد، باید با لحاظ نمودن طول کانال مناسب در پایین‌دست/ بالادست فن از ورود آلاینده به فضای محصور جلوگیری نمود. مطابق تصویر شکل ۷-۱۱، از قراردادن فن در نزدیکی دریچه ورودی فضای محصور اجتناب شود.
- چنانچه از فن با موتور ژنراتور بنزینی استفاده می‌شود، دود حاصل از احتراق ژنراتور یک منبع مخاطره‌آمیز جدی محسوب می‌گردد. اگزوز ژنراتور نباید در نزدیکی دهانه برداشت هوای فن دمنده در سیستم فشـار مثبت یا در نزدیکی دریچه ورودی فضـای محصور در سیستم فشـار منفی

1. Fresh air

شکل ۷-۱۱: اجتناب از جانمایی فن در نزدیکی دهانه ورودی فضای محصور

قرار داشته باشد.

- از پیچش و مسدود شدن کانال ارتجاعی باید جلوگیری شود. بهتر است مسیری انتخاب شود که حداقل خمش کانال نیاز باشد. در صورت امکان می‌توان از کانالهای سخت همچون کانال اسپیرال استفاده نمود.

تهویه برای کنترل حرارت[1]

کنترل حرارت محیطهای صنعتی پرحرارت از جمله کاربردهای تهویه عمومی می‌باشد. هدف اصلی این سیستم تهویه جلوگیری از نارضایتی حاد و بیماریهای شغلی ناشی از گرمـای شدید است. طراحی مطلوب سیستم تهویه برای محیطهای صنعتی پرحرارت مستلزم لحاظ نمودن پارامترهای هواگذر، سرعت جریان، دما، رطوبت و مسیرهای عبور جریان در محیط است. چهار روش اصلی تهویه برای

1. Ventilation for heat control

کنترل حرارت محیطهای صنعتی پرحرارت به شرح زیر می‌باشد:

- جایگزینی هوای محیط کار با هوای بیرون که دارای دما و رطوبت کمتر است،
- بکارگیری اصولی خنک‌سازی موضعی[1]
- بکارگیری دستگاه سرمایش تبخیری[2]
- بکارگیری هواساز دارای کویل سرمایشی[3]

شایان ذکر است علاوه بر روشهای فوق می‌توان از طریق محدودسازی زمان مواجهه، استفاده از تجهیزات حفاظت فردی مناسب، بکارگیری حفاظ، بافل، پارتیشن یا عایق‌بندی میزان مواجهه حرارتی ناشی از گرمای تابشی را کاهش داد.

تبادل و موازنه حرارت[4]

در خصوص بکارگیری تهویه جهت کنترل حرارت باید ۲ موضوع روش انتقال حرارت و مکانیزم فیزیولوژیکی آن مورد توجه قرار گیرد:

- انتقال حرارت محسوس و نهان از محیط کار (حرارت تابشی، فرایندهای گرمازا و رطوبت‌زا، الکتروموتورها، چراغهای روشنایی و پرسنل) به هوای محیط کار،
- انتقال حرارت از هوای محیط کار به کارگران از طریق همرفتی[5] علاوه بر افت حرارتی ناشی از تبخیر عرق از روی پوست.

مطابق الزامات فیزیولوژیک جهت عملکرد نرمال بدن، دمای مرکزی بدن باید در بازه مطلوب 98 ± 2 °F [37 ± 1 °C] حفظ شود. جهت حفظ توازن دمایی بدن باید تبادل حرارتی پایداری بین بدن و محیط وجود داشته باشد. میزان تبادل حرارت به عوامل زیر بستگی دارد:

---

1. Spot cooling
2. Evaporative cooling
3. Cooling coil
4. Heat balance & exchange
5. Convection

- حرارت کل تولید شده توسط بدن (شامل حرارت متابولیکی که همواره مثبت است)
- حرارت دریافتی از محیط[1] یا اتلافی به محیط[2]

بنابراین شیوه‌های تبادل حرارت بدن با محیط به شرح زیر خواهد بود:

- روش همرفتی که انتقال حرارت از هوای محیط می‌باشد. نرخ تبادل حرارت همرفتی بین بدن و هوای اطراف تابعی از اختلاف دمای خشک هوا، دمای بدن و سرعت جریان هوای عبوری در سطح بدن می‌باشد. انتقال حرارت همرفتی برای کارگران می‌تواند مثبت (حرارت دریافتی بدن از هوای گرمتر محیط) یا منفی (حرارت اتلافی بدن به هوای سردتر محیط) باشد.
- روش تابشی که انتقال حرارت از سطوح داغ به سطوح سرد از طریق امواج الکترومغناطیس می‌باشد. انتقال حرارت تابشی می‌تواند مثبت (حرارت دریافتی بدن از سطوح داغ محیط) یا منفی (حرارت اتلافی بدن به سطوح سرد محیط) باشد. لازم به ذکر است که حرارت تابشی از طریق تهویه قابل کنترل نیست، و باید از سایر روشهای کنترلی مانند حفاظ‌گذاری و جداسازی استفاده شود.
- روش تبخیر که عبارت از تغییر حالت آب از مایع به بخار است. در محیط دارای عملیات/ فرایند مرطوب میزان حرارت دریافتی نهان افزایش می‌یابد، به عبارتی سبب افزایش نسبت رطوبت هوای محیط بدون افزایش دمای خشک می‌شود. از نظر کارگران، حرارت نهان تبخیر برای تبخیر عرق از سطح پوست معادل اتلاف حرارتی بدن بوده و باعث خنک‌شدن ایشان می‌شود. تبخیر تنها مکانیزم انتقال حرارتی انسان است که همواره منفی است و تبخیر عرق از سطح پوست موجب افت حرارت بدن و انتقال آن به هوای محیط می‌شود. افت حرارت تبخیری بدن تابعی از میزان و سرعت جریان هوای عبوری از سطح بدن، نوع لباس، سطح پوست مرطوب شده، و اختلاف فشار جزیی بخار آب در سطح پوست با هوای محیط می‌باشد.

---

1. Gain heat
2. Lost heat

کنترل حرارت محسوس و نهان[1]

بار حرارتی محسوس به حرارتی اطلاق می‌شود کـه سبب افزایش دمـای هوای محیط شود. بار حرارتی نهان نیز به حرارتی اطلاق می‌شود که باعث افزایش نسبت رطوبت هوای محیط بدون تغییر در دمای خشک هوا شود. مطابق الزامات عملیات/ فرایند صنعتی، از تهویه عمومی جهت مکش و حذف بار حرارتی/ رطوبت مضاعف محیط و جایگزینی هوای خنک‌تر و خشک‌تر استفاده می‌شود. در این راستـا امکـان استفاده مستقیم از هوای بیرون برای خنک‌سـازی فضای محیط کـار به عوامل زیر بستگی دارد:

- میزان حرارت و رطوبت انتشاری از تجهیزات شامل هرگونه منبع تولید بار حرارتی محسوس و نهان،
- دمای خشک و میزان رطوبت هوای بیرون.

چنانچه دمای خشک هوای بیرون نزدیک یا معادل دمای هوای داخل باشد، با ورود هوای بیرون به فضای محیط کار هیچ اتلاف حرارتی محسوسی[2] رخ نمی‌دهد. بطور مشابه، اگر نسبت رطوبت هوای بیرون نزدیک یا معادل از نسبت رطوبت هوای داخل باشد نیز هیچ اتلاف حرارتی نهانی[3] امکان‌پذیر نیست. حتی اگر دما و رطوبت هوای بیرون کمتر از مقادیر متناظر در هوای داخل باشد، برای رهایی از حرارت محیط کار در تابستان به میزان هواگذر پاششی بزرگتری نسبت به هوای جایگزین مورد نیاز جهت کنترل آلاینده هوابرد نیاز است. لذا طراحی مبتنی بر کنترل آلاینده هوابرد قادر به کنترل موثر حرارت محیط کار نخواهد بود و متعاقبا نارضایتی کارگران و بیماریهای ناشی از استرس حرارتی همچنان وجود خواهد داشت. در حالیکه طراحی مبتنی بر کنترل بار حرارتی نیز منجر به تحمیل هزینه گزاف فعالیت سیستم فراتر از نیاز نرمال در مقایسه با سایر روشهای خنک‌سازی می‌باشد. رابطه بین بار حرارتی محسوس، تغییرات دمای هوا، جریان هواگذر مورد نیاز در چگالی مشخص و حرارت ویژه هوا به صورت زیر می‌باشد:

---

1. Sensible and latent heat control
2. Sensible heat removal
3. Latent heat removal

$$H_S = \dot{m}_{da} \times C_p \times \Delta T$$

$$H_S = Q_S \times \rho \times C_p \times \Delta T \times (60\ \text{min/hr}) \quad \text{(معادله ۷ − ۲۲)}$$

$$\left[H_S = Q_S \times \rho \times C_p \times \Delta T \times (10^3\ \text{W/KW})\right] \quad \text{(معادله ۷ − ۲۳)}$$

در این روابط، H_S بار حرارتی محسوس بر حسب BTU/hr [W]، ΔT تغییرات دما بر حسب °F [°C]، Q_S هواگذر حجمی حرارت محسوس بر حسب acfm [am^3/s]، ρ چگالی هوا بر حسب lbm/ft^3 [kg/m^3]، C_P حرارت ویژه هوا بر حسب BTU/lbm-F [KJ/kg-C or KW-S/Kg-C] می‌باشد.

برای هوا با دمای ۷۰ درجه فارنهایت [۲۱ درجه سلسیوس] و فشار یک اتمسفر (یعنی شرایط استاندارد تهویه صنعتی)، کمیت حرارت ویژه برابر 0.24 BTU/Ibm-F [1.0 KW-s/kg-C] و کمیت چگالی معادل 0.075 Ibm/ft^3 [1.20 kg/m^3] می‌باشد. بنابراین رابطه فوق را می‌توان به صورت زیر بازنویسی نمود:

$$H_S = 1.08 \times Q_S \times \Delta T \quad \text{(معادله ۷ − ۲۴)}$$

$$[H_S = 1.20 \times 10^3 \times Q_S \times \Delta T] \quad \text{(معادله ۷ − ۲۵)}$$

رابطه بین بار حرارتی نهان، تغییرات نسبت رطوبت هوا، جریان هواگذر مورد نیاز در چگالی معین و حرارت نهان تبخیر آب به صورت زیر بیان می‌شود:

$$H_L = \dot{m}_{wv} \times C_L$$

$$H_L = Q_L \times \rho \times C_L \times \Delta\omega \times (60\ min/hr) \quad \text{(معادله ۷ − ۲۶)}$$

$$[H_L = Q_L \times \rho \times C_L \times \Delta\omega] \quad \text{(معادله ۷ − ۲۷)}$$

در این روابط، H_L بار حرارتی نهان بر حسب BTU/hr [W]، $\Delta\omega$ تغییرات نسبت مخلوط بر حسب Ibm-wv/Ibm-da [kg-wv/kg-da]، Q_L هواگذر حجمی حرارت نهان بر حسب acfm [am^3/s]،

ρ چگـالی هــوا بر حسب lbm/ft^3 [kg/m^3]، C_L حـرارت نهــان تبخـیر بر حسب BTU/lbm [KW-S/Kg] می‌باشد.

برای هوا در شرایط استاندارد، کمیت حرارت نهان تبخیر که معادل حرارت مورد نیاز جهت تغییر حالت آب از مایع به بخار می‌باشد، مبتنی بر دمای آب در حال تبخیر متغیر است. ایـن مقـدار برای آب در حـال تبخیر از سطح پوست، با فرض دمـای تقریبـی 95 °F [35 °C]، معــادل 1040 BTU/Ibm [2.419 × 106 KW-s/kg] برآورد می‌شود. و برای آب در حال تبخیر در فرآیند داغ، با فرض دمای تقریبی 212 °F [100 °C]، معادل 970 BTU/Ibm [2.256×10^6 KW-s/kg] محاسبه می‌گردد. با این وجود عموما از مقدار تقریبی معادل 1000 BTU/Ibm [2.326×10^6 KW-s/kg] استفاده می‌شود که رابطه مربوطه با تغییرات کمتر از ۵ درصد به شکل زیر قابل بازنویسی است:

$$H_L = 4.5 \times 10^3 \times Q_L \times \Delta\omega \quad \text{(معادله ۷ − ۲۸)}$$

$$[H_L = 2.79 \times 10^6 \times Q_L \times \Delta\omega] \quad \text{(معادله ۷ − ۲۹)}$$

دیگر روش برآورد بار حرارتی نهان مبتنی ارتباط بین میزان رطوبت تزریق‌شده به فضای محیط، تغییرات نسبت رطوبت هوا و جریان هواگذر مورد نیاز در چگالی معین به شرح زیر است:

$$\dot{m}_{wv} = Q_L \times \rho \times \Delta\omega \times (60\ min/hr) \quad \text{(معادله ۷ − ۳۰)}$$

$$[\dot{m}_{wv} = Q_L \times \rho \times \Delta\omega] \quad \text{(معادله ۷ − ۳۱)}$$

برای شرایط استاندارد تهویه رابطه فوق بدین ترتیب خواهد بود:

$$\dot{m}_{wv} = 4.5 \times Q_L \times \Delta\omega \quad \text{(معادله ۷ − ۳۲)}$$

$$[\dot{m}_{wv} = 1.20 \times Q_L \times \Delta\omega] \quad \text{(معادله ۷ − ۳۳)}$$

برای برآورد هواگذر حجمی مورد نیاز جهت کنترل بارهای حرارتی محسوس و نهان از روابط زیر استفاده می‌شود:

$$Q_S = H_S \,/\, (1.08 \times \Delta T) \quad \text{(معادله ۷ − ۳۴)}$$

$$[Q_S = H_S \,/\, (1.20 \times 10^3 \times \Delta T)] \quad \text{(معادله ۷ − ۳۵)}$$

$$Q_L = H_L \,/\, (4.5 \times 10^3 \times \Delta\omega) \quad \text{(معادله ۷ − ۳۶)}$$

$$[Q_L = H_L \,/\, (2.79 \times 10^6 \times \Delta\omega)] \quad \text{(معادله ۷ − ۳۷)}$$

$$Q_L = \dot{m}_{wv} \,/\, (4.5 \times \Delta\omega) \quad \text{(معادله ۷ − ۳۸)}$$

$$[Q_L = \dot{m}_{wv} \,/\, (1.20 \times \Delta\omega)] \quad \text{(معادله ۷ − ۳۹)}$$

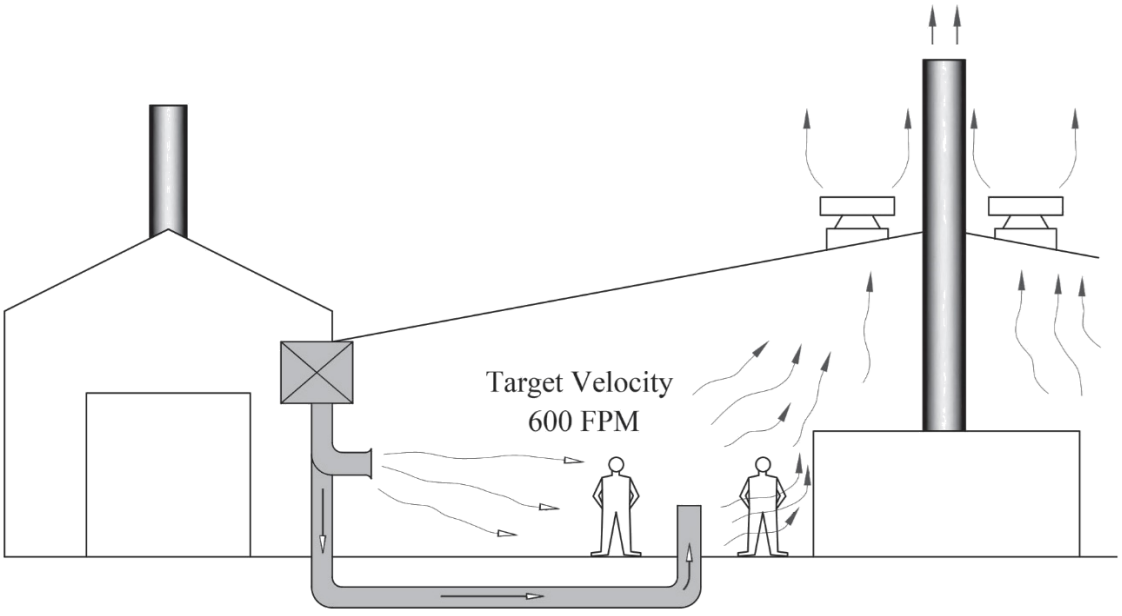
در صورت بهره‌برداری مستقیم از هوای بیرون به عنوان هوای پاششی جهت کنترل حرارت، پس از برآورد بار حرارتی محسوس باید میزان افزایش دمای قابل‌قبول توسط طراح سیستم تهویه مشخص گردد و سپس طبق رابطه بار حرارتی محسوس جهت تعیین هواگذر مورد نیاز به منظور کنترل بار حرارتی محسوس اقدام شود. بطور مشابه، به محض برآورد بار حرارتی نهان یا رطوبت موجود در محیط، باید میزان افزایش رطوبت قابل‌قبول توسط طراح سیستم برآورد گردد. طبق رابطه بار نهان یا رابطه نسبت رطوبت می‌توان برای برآورد هواگذر مورد نیاز جهت کنترل بار نهان اقدام نمود. به منظور محاسبه هواگذر مورد نیاز نباید مقادیر هواگذر حرارت محسوس و نهان را جمع جبری نمود. در عوض باید میزان هواگذر بزرگتر را مدنظر قرار داد، زیرا هر دو حرارت محسوس و نهان بطور همزمان جذب می‌شوند. اکثر صنایع، بار حرارتی محسوس بسیار بزرگتری نسبت به بار نهان دارند، لذا عموما محاسبات بر مبنای بار حرارتی محسوس انجام می‌گیرد. چنانچه دمای هوای بیرون در فصل تابستان حدود 85 – 95 °F [30 – 35 °C] باشد، شرایط فضای کاری مبتنی بر میزان رطوبت هوای بیرون و بار نهان مضاعف می‌تواند از نظر حدود مواجهه شغلی استرس حرارتی برای افراد سازگار نیافته غیرقابل قبول (نامناسب) باشد.

خنک سازی موضعی[1]

در برخی محیط‌های صنعتی پرحرارت، تأمین تهویه مطبوع برای کل فضای محیط کار از نظر اقتصادی امکان‌پذیر نیست. در این شرایط، خنک‌سازی موضعی در ایستگاه‌کاری کارگران در معرض استرس حرارتی بر اساس یکی از ۲ روش فن خنک‌کننده ایستاده بدون کانال یا تأمین هوای پاششی خنک از طریق کانال انجام می‌گیرد. در صورت استفاده از خنک‌سازی موضعی جهت رهایی از استرس حرارتی[2]، باید متوسط دمای پوست با دمای خشک هوا مقایسه گردد. عموما میانگین دمای پوست معادل ۹۵ درجه فارنهایت [۳۵ درجه سلسیوس] فرض می‌شود. بنابراین برای دمای هوای کمتر از این میزان، اتلاف حرارت از بدن به هوای محیط از طریق همرفتی رخ می‌دهد. بر اساس سرعت جریان هوا، دمای حباب تر هوا و سطح پوست مرطوب با عرق می‌توان اثر خنک‌سازی ناشی از تبخیر عرق را بهبود داد. هنگامیکه دمای هوا بالاتر از ۹۵ درجه فارنهایت [۳۵ درجه سلسیوس] باشد، دریافت حرارت از هوای محیط به بدن از طریق همرفتی رخ خواهد داد، و افزایش سرعت هوا در واقع دریافت حرارت را افزایش می‌دهد. اگر دمای حباب تر بطور مطلوبی پایین‌تر از دمای حباب خشک باشد (یعنی میزان رطوبت کم باشد)، اندکی افت حرارت به دلیل تبخیر رخ می‌دهد که بخشی از حرارت همرفتی دریافتی جبران خواهد شد. با نزدیک شدن دمای حباب تر به دمای حباب خشک (یعنی افزایش رطوبت هوا) قابلیت افت حرارتی ناشی از تبخیر عرق کاهش می‌یابد و برآیند شرایط منجر به افزایش حرارت مرکزی بدن کارگران خواهد شد. بنابراین استفاده از فن ایستاده برای تأمین خنک‌سازی موضعی در صنایع پرحرارت، به ویژه برای سطح رطوبت بالاتر ممکن است اثربخشی مورد انتظار را نداشته باشد و حتی منجر به افزایش نارضایتی کارگران گردد. در صورت بهره‌برداری از هوای بیرون به منظور تأمین هوای پاششی جهت خنک‌سازی موضعی، برای رهایی از استرس حرارتی باید دمای حباب خشک از ۸۰ درجه فارنهایت [۲۷ درجه سلسیوس] فراتر نرود. به عبارت دیگر علاوه بر دمای حباب خشک باید دمای حباب تر یعنی رطوبت هوا نیز در نظر گرفته شود. در تابستان هنگامیکه دمای هوا حدود ۹۵ درجه فارنهایت [۳۵ درجه سلسیوس] می‌شود، ضروری است از سرمایش تبخیری مشروط به پایین بودن سطح رطوبت جهت کاهش دمای حباب خشک استفاده نمود، یا از تجهیزات

1. Spot cooling
2. Heat stress relief

سرمایش مکانیکی جهت کاهش همزمان دمای حباب خشک و تر به منظور تأمین سرمایش موضعی هوا بهره‌گیری نمود. با در نظر گرفتن محدودیت دمایی و رطوبتی فوق می‌توان از خنک‌سازی موضعی برای سرمـایش مستقیم[1] کارگران بطور مطلوبی استفاده نمود. چنانچه دمای حباب تر و خشک هوا مناسب باشند، می‌توان با افزایش سرعت هوا میزان اتلاف حـرارتی از طریق همرفتی و تبخیری را بهبود داد. معمولا سرعت هوا باید کمتر از 1000 fpm [5 m/s] باشد. نتایج تحقیقـات مبتنی بر نمونه‌هـای انسـانی و مانکن‌هـای حرارتی[2] نشان می‌دهـد که حداکثر سرعت جریان هوا برای طراحی سیستم خنک‌سازی موضعی باید حدود 800 fpm [4 m/s] باشد. در شرایط خاص، سرعتهای بسیار بالاتر از 1000 fpm [5 m/s] مشروط به استفاده از تجهیزات حفاظت فردی مناسب برای چشم، صورت و سر قابل طراحی خواهد بود. طبق دیاگرام شماره ۲ از شکل ۷–۳ پاشش هوا از بالای سر به صورت تهویه اختلاطی[3] موثرترین جهت پاشش هوای خنک در مقایسه با راستای روبرو، پهلو و پشت می‌باشد. همچنین مطابق شکل ۷–۱۲ پاشش در سطح کف در قالب تهویه انتقالی[4] نیز توصیه می‌شود.



شکل ۷–۱۲: تهویه مکانیکی با پاشش هوای خنک با سرعت مناسب

1. Direct cooling
2. Human subjects and thermal manikins
3. Mixing ventilation
4. Displacement ventilation

با این وجود باید توجه گردد که جهت و سرعت هوای خنک‌سازی باعث ایجاد شرایط زیر نشود:

- تداخل با مسیر جمع‌آوری آلاینده هوابرد از منطقه تنفسی به نحوی که راستای پاشش جریان هوای خنک موجب انتقال آلاینده هوابرد به سمت کارگران شود. لازم به یادآوری است که خنک‌سازی موضعی با سرعت پرتاب بالا از سمت پشت اپراتور می‌تواند باعث ایجاد نواحی اثر تلاطم کم فشار در مقابل ایشان گردد و نهایتا منجر به مکش آلاینده هوابرد به منطقه تنفسی می‌شود.
- آلاینده در چشمان و مخاط سیستم تنفسی کارگران جریان یابد، لذا خنک‌سازی موضعی نباید در نزدیکی فرآیندهایی که تولید ذرات هوابرد دارند استفاده شود.
- تداخل یا کاهش اثربخشی کنترل آلاینده هوابرد توسط هود مکشی سیستم تهویه موضعی، به ویژه اثربخشی منطقه ربایش[1] در هودهای ربایش‌کننده باید مورد توجه قرار گیرد.

1. Capture zone

فصل هشتم:

دستگاه‌های

تصفیه‌کننده هوا

مقدمه

دستگاه‌های تصفیه‌کننده هوا قادرند آلاینده‌های هوابرد را از جریان هوا یا گاز حذف کنند. و در طیف گسترده‌ای از طرح‌ها برای فراهم کردن الزامات پاکسازی هوا موجود هستند. سطح پاکسازی مورد نیاز که عموما به صورت استانداردهای ابلاغی از سوی مراجع دولتی می‌باشد، تعیین کننده کمیت و ویژگی ترکیبات آلاینده‌ای است که باید حذف شوند. همچنین شرایط جریان هوا یا گاز ورودی در تعیین مشخصات فنی دستگاه تصفیه‌کننده تأثیرگذار است. علاوه بر این، ملاحظات ایمنی حریق و کنترل انفجار باید در تمام گزینه‌های انتخابی در نظر گرفته شود. این فصل یک نمای کلی از دستگاه‌های اصلی کنترل آلاینده (شامل ذرات، آئروسل و گاز) را ارائه می‌دهد. برای انتخاب دستگاه کنترلی مناسب، دانستن مشخصات ترکیبات شیمیایی، توزیع اندازه ذرات/ آئروسل و غلظت نسبی آلاینده‌ها از اهمیت بالایی برخوردار است. آژانس حفاظت محیط زیست آمریکا[1] روش‌هایی را برای تعیین اجزای تشکیل‌دهنده جریان هوای و تصفیه‌کننده مناسب ارائه داده است. برای آلاینده ذره‌ای، دستگاه‌های تصفیه‌کننده هوا به دو گروه اصلی فیلترهای هوا[2] و غبارگیرها[3] تقسیم می‌شوند. فیلترهای هوا برای حذف غلظت پایین غبار در هوای اتمسفریک طراحی می‌شوند. و معمولا در سیستم‌های تهویه مطبوع کاربرد دارند که غلظت غبار به ندرت از $1.0\ grain/1000ft^3$ [$2.3\ mg/m^3$] هوا بیشتر می‌شود و معمولا کمتر از $0.1\ grain/1000ft^3$ [$0.23\ mg/m^3$] است (یک پوند برابر با ۷۰۰۰ گرین است). غلظت معمول غبار اتمسفریک در مناطق شهری معادل $0.000038\ grains/1000ft^3$ [$87\ \mu g/m^3$]

1. US Environmental Protection Agency (EPA) - www.epa.gov
2. Air filters
3. Dust collectors

هوای استانـدارد است. غبارگیرهـا باید قـادر به کنترل غلظت‌های ۱۰۰ تا ۲۰۰۰۰ برابر بیشتر از مواردی باشند که فیلترهای یکبار مصرف برای آنها طراحی شده‌اند.

انتخاب غبارگیر

تجهیزات جمع‌آوری غبار در طرح‌های متعددی با بهره‌گیری از مکانیزم‌های مختلف و با مشخصات عملیاتی گوناگون از جمله اثربخشی، راندمان پاکسازی، هزینه اولیه، سطح/ فضا اشغالی و هزینه راهبری و تعمیرات موجود می‌باشند. در این فصل مشخصات انواع تصفیه‌کننده متداول برای سیستمهای تهویه صنعتی بررسی خواهد شد.

کارایی غبارگیر

پیش از سال ۲۰۱۶ میلادی هیچ استاندارد پذیرفته شده‌ای برای آزمایش و بیان سطح کارایی غبارگیرها وجود نداشت. مقایسه دقیق عملکرد/ کارایی دو غبارگیر با مقایسه مشخصات مورد ادعای سازندگان عملا غیرممکن بود. صرفا امکان مقایسه عملکرد بستر فیلتر بر اساس کمیت حداقل راندمان گزارشی[1] تحت شرایط آزمایشگاهی وجود داشت. رتبه‌بندی MERV عموما برای سیستمهای تهویه مطبوع (HVAC) کاربرد داشته و برای ارزیابی مشخصات عملکردی تجهیزات غبارگیر اطلاعات کافی ارایه نمی‌کند. با این حال، سازمان ANSI/ASHRAE در سال ۲۰۱۶ روش استاندارد تست متفاوتی به شماره ۲۰۱۶-۱۹۹[2] را جهت ارزیابی عملکرد عملیاتی غبارگیرهای پارچه‌ای شامل میزان انتشار ذرات، اختلاف فشار و نرخ مصرف هوای فشرده پاکسازی تدوین نموده است. در حال حاضر این روش استاندارد فقط برای غبارگیرهای پارچه‌ای اعمال می‌شود. ارزیابی عملکرد برای انواع دیگر تجهیزات مانند رسوب‌دهنده‌هـای الکترواستاتیکی ولتاژ بالا، غبارگیر مرطوب یا گریز از مرکز خشک منوط به انجام اندازه‌گیری میدانی خواهد بود. بهترین معیار عملکرد برای هر غبارگیر نرخ انتشار جرم واقعی است که تحت شرایط عملیاتی واقعی انجـام می‌گیرد و برحسب mg/m^3 یا $grains/ft^3$ بیان می‌شود. وقتی قرار است هوای پالایش شده در فضای اتمسفریک تخلیه شود، حد پاکسازی مورد نیاز می‌تواند بر حسب موقعیت محل کارخانه، ماهیت آلاینده (ارزش بازیافت، پتانسیل مخاطرات بهداشتی

1. Minimum Efficiency Reporting Value – MERV (ASHRAE 52.2-1999)
2. ANSI/ASHRAE 199-2016 (this method applies to bag, cartridge, or envelope industrial dust collectors)

(سلامتی)، قابلیت ایجاد مزاحمت عمومی یا توانایی آسیب به اموال عمومی و همچنین مقررات و الزامات سازمان‌های دولتی متفاوت باشد. با این حال در صورت جانمایی کارخانه در مناطق حومه شهر نیز امکان آسیب به مزارع یا ایجاد مشکلات آلودگی هوا می‌تواند بر لزوم و اهمیت تجهیزات تصفیه‌کننده تأثیرگذار باشد. بسیاری از صنایع که در ابتدا دور از مناطق مسکونی قرار داشتند، نتوانستند ساخت مناطق مسکونی که اغلب در اطراف یک کارخانه توسعه می‌یابند را پیش‌بینی کنند. عدم آینده‌نگری در این موارد مستلزم نصب تجهیزات تصفیه‌کننده با صرف هزینه بسیار بالاتر نسبت به شرایط اولیه می‌گردد. امروزه صنایعی که در مناطق حومه قرار دارند باید در بیشتر موارد از همان مقررات مشابه مناطق شهری پیروی کنند. بر اساس نگرش ایجاد مزاحمت عمومی، آسیب به بهداشت عمومی/ محیط زیست و کاهش کیفیت هوای اتمسفریک می‌توان مدیران صنایع را نسبت به تخلیه و انتشار بیش از حد آلاینده‌های هوا مورد انتقاد قرار داد. لذا توصیه می‌شود سامانه تصفیه‌کننده مناسبی انتخاب گردد که بالاترین سطح کنترل را با هزینه اولیه و بهره‌برداری معقول تأمین نماید. چنانچه کنترل مضاعف آلاینده ضروری باشد، ممکن است چندین دستگاه تصفیه‌کننده برای به حداقل رساندن سطح آلاینده خروجی تا کمترین میزان انتشار قابل دستیابی[1] مورد نیاز باشد.

مشخصات جریان گاز

مشخصات جریان گاز حامل می‌تواند تأثیر قابل توجهی بر انتخاب مشخصات تجهیزات و راندمان عملکردی آنها داشته باشد. دمای جریان گاز ممکن است انتخاب بستر فیلتر در غبارگیرهای پارچه‌ای را محدود کند. دما بالا و چگالی پایین گاز، راندمان جمع‌آوری غبارگیرهای گریز از مرکز را کاهش می‌دهد. کندانس بخار آب باعث گرفتگی و مسدودشدن مسیرهای عبور هوا در غبارگیرهای خشک توسط ذرات غبار می‌شود. مواد شیمیایی خورنده می‌توانند به سطوح پارچه یا فلز در غبارگیرهای خشک حمله کنند، و در صورت تماس با آب در غبارگیرهای تر قادرند صدمات شدیدی ایجاد کنند.

مشخصات آلاینده

ویژگی‌های آلاینده نیز بر انتخاب تجهیزات تأثیرگذار است. مواد چسبنده مانند غبار فلزی آغشته

---

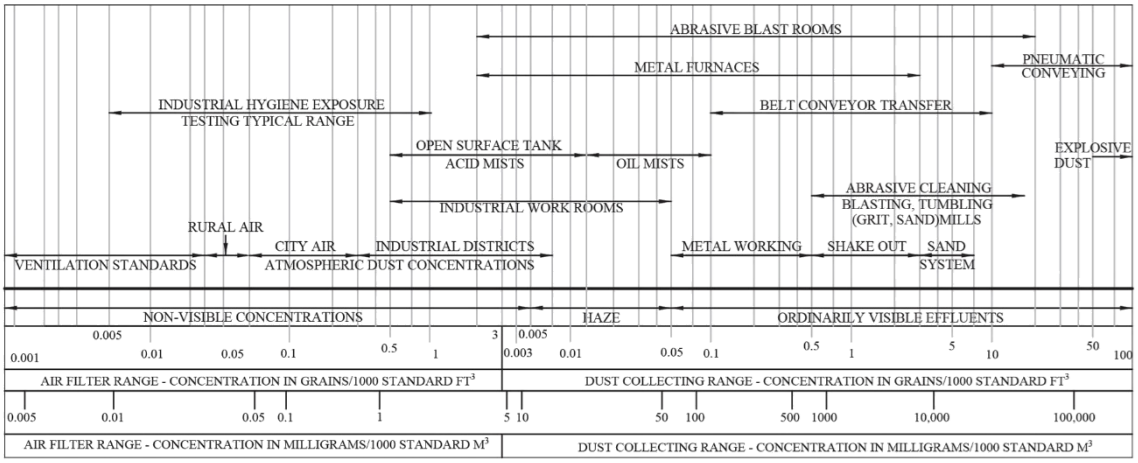
1. Lowest Achievable Emission Rate - LAER

به ترکیبات براق‌کننده و یا الیاف کتان می‌توانند به اجزای سامانه غبارگیر و سطوح داخلی آن بچسبند. مواد ساینده همچون فلس آسیاب یا ذرات سیلیس در غلظت‌های متوسط تا سنگین باعث سایش سریع سطوح فلزی خشک می‌شوند. اندازه، شکل و چگالی ذرات (وزن مخصوص) می‌تواند کارایی جمع‌آوری غبارگیرهای گریز از مرکز را متأثر کند. برای مثال جمع‌آوری و جداسازی ذرات چتری شکل سبوس حاصل از غلات دشوارتر است، زیرا قطر کروی معادل این ذرات به عنوان اندازه آیرودینامیکی ذرات لحاظ می‌شود ولی با توجه به شکل آنها مانند یک ذره کوچک‌تر با سرعت سقوط پایین رفتار کنند. همچنین در صورت قابل احتراق بودن ذرات به غبارگیرهایی با ملاحظات ایمنی جهت اطمینان از عملکرد ایمن نیاز می‌باشد. پسماند جامد/ پساب مایع آلاینده‌های موجود در غبارگیرهای صنایع، محدوده گسترده‌ای را از نظر غلظت و اندازه ذرات شامل می‌شود. غلظت غبار از حدود $0.1grain/1000ft^3$ [$0.23mg/m^3$] تا بیش از $10grain/1000ft^3$ [$23mg/m^3$] می‌تواند متغیر باشد. همچنین این مقدار در سیستمهای انتقال پنوماتیک که اغلب در مسیر تخلیه غبارگیرها کاربرد دارد تا بیش از $100grain/1000ft^3$ [$230mg/m^3$] افزایش می‌یابد. در شکل ۸-۱ منحنی راندمان عملیاتی انواع غبارگیر متناسب با اندازه و دامنه غلظت ذرات ارایه گردیده است.

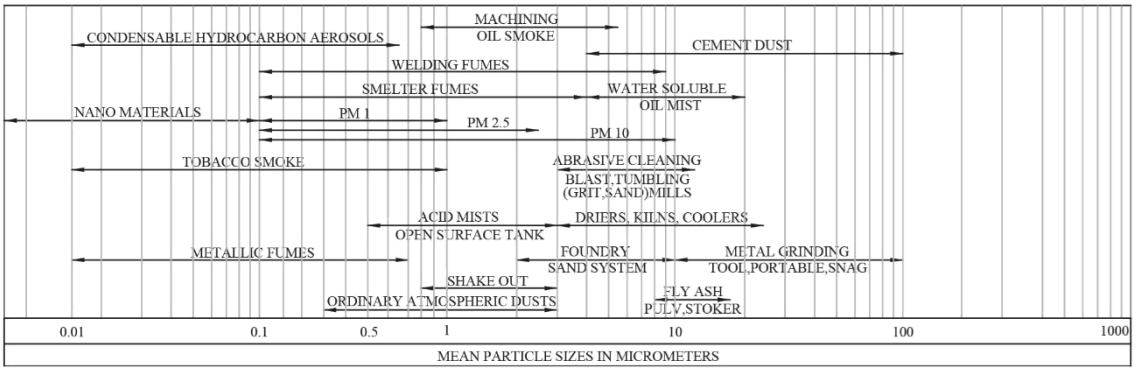
تخلیه و دفع ذرات

غبار خروجی از غبارگیرهای خشک و مرطوب به ترتیب به صورت جریان ضایعات جامد یا مایع تخلیه و جداسازی می گردد یا در صورت امکان مجددا به فرآیند تولید برگشت داده می‌شود. روش‌های حذف و دفع مواد جمع‌آوری‌شده با توجه به نوع و مقدار مواد، عملیات/ فرآیند تولید و طراحی غبارگیر متفاوت است. غبارگیرهای خشک را می‌توان بطور مداوم (پیوسته) یا پیمانه‌ای (متناوب) از طریق دریچه تخلیه[1]، دریچه قطره‌ای[2] و شیر دوار[3] به نوار نقاله‌ها/ ظروف/ کیسه‌های مخصوص تخلیه نمود. اگر برای دفع مواد جداسازی‌شده راهکار مناسبی لحاظ نشود، این مواد خشک می‌توانند مشکل غبار ثانویه ایجاد کنند. این مواد هرگز نباید در هاپر[4] غبارگیر ذخیره و نگهداری شوند، مگر اینکه هاپر بطور خاص برای این منظور طراحی شده باشد. برای انتخاب مناسب شیرهای دوار باید مشخصات

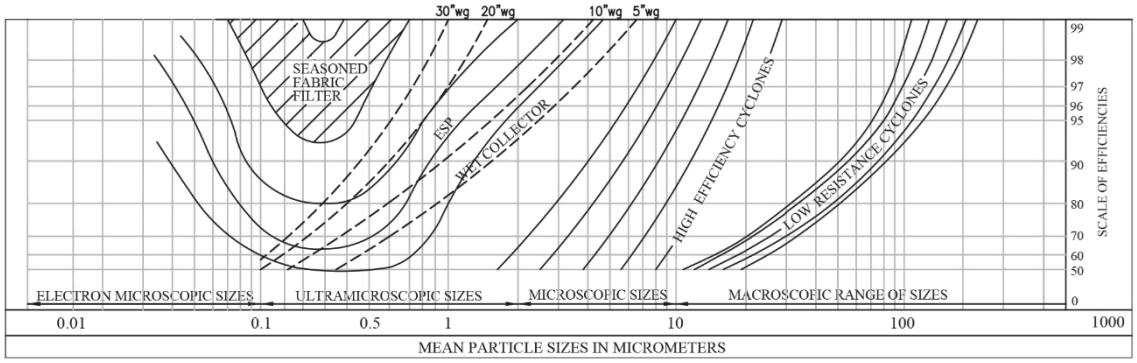
1. Dump gates
2. Trickle valves
3. Rotary valves
4. Hopper



DUST CONCENTRATION RANGE



PARTICLE SIZE GENERATION * Described as Aerodynamic Particle size



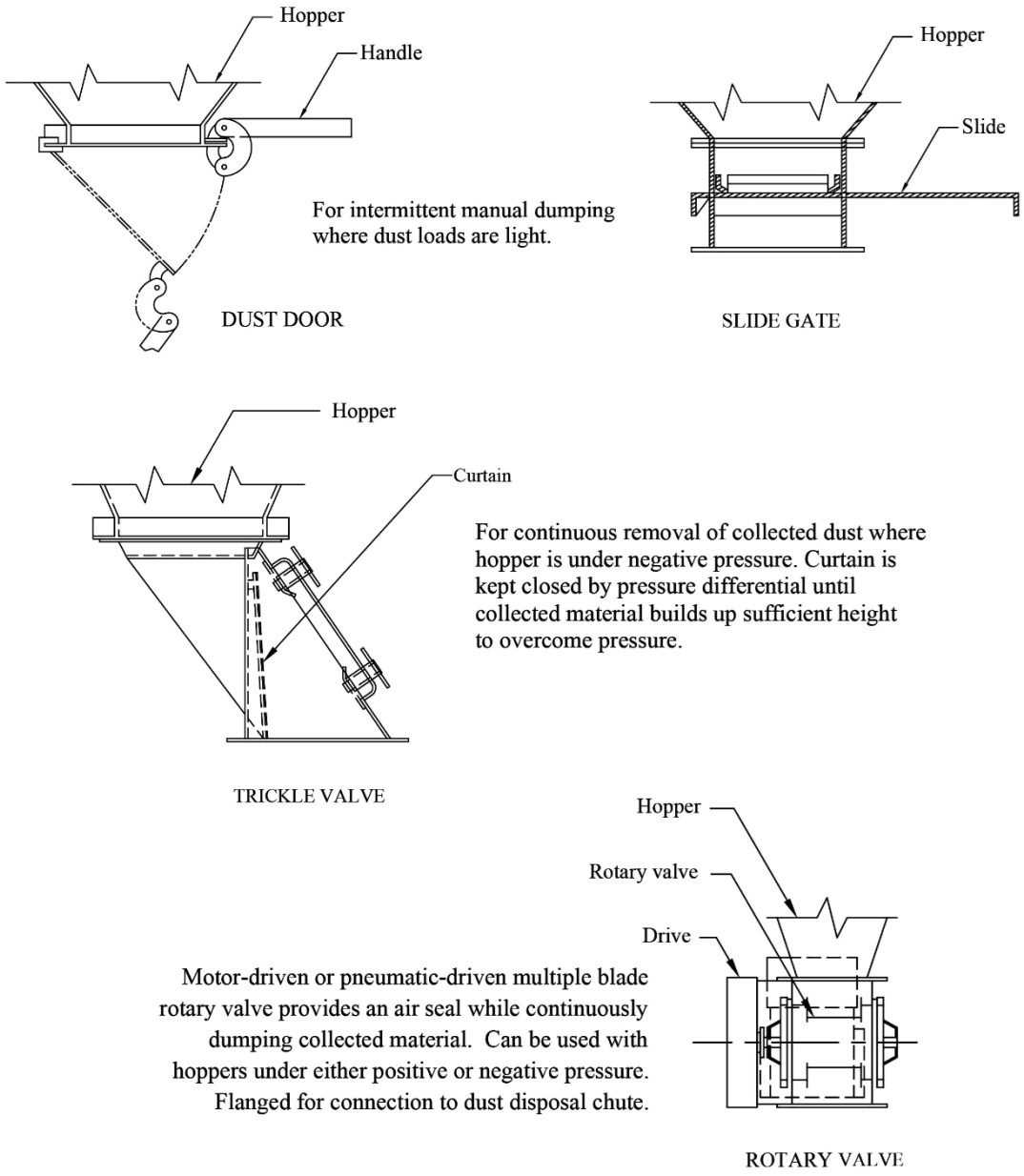
RANGE OF PARTICLE SIZES & COLLECTOR PERFORMANCE

شکل ۸-۱: محدوه اندازه ذرات و عملکرد غبارگیرها

مواد در نظر گرفته شود. سرعت گردش شیر نباید طوری انتخاب شود که اثر فن[1] در تخلیه هاپر ایجاد کند. اثر فن می‌تواند راندمان جمع‌آوری غبارگیرهای گریز از مرکز را کاهش دهد و ظرفیت عملیاتی فضای هوابند[2] شیر را کاهش دهد. انتخاب سرعت ۲۰ دور در دقیقه (20 RPM) یا کمتر برای

1. Fan effect
2. Air lock

غبارگیرهای پارچه‌ای و ۱۵ دور در دقیقه (15 RPM) یا کمتر برای غبارگیرهای گریز از مرکز معمولا از ایجاد اثر فن جلوگیری نموده و عملکرد مناسب شیر دوار در تخلیه مواد را تضمین می‌کند. برخی از انواع دریچه‌های تخلیه متداول در شکل ۸-۲ ارائه شده است. در غبارگیرهای مرطوب باید بطور مداوم مواد جمع‌آوری‌شده خارج گردد، مگر اینکه مخزن بازیافت به‌طور خاص برای جدا کردن مواد جامد از آب شستشو طراحی شده باشد. در این گروه غبارگیرها مشکل غبار ثانویه وجود ندارد، اگرچه



شکل ۸-۲: انواع روشهای تخلیه غبار از هاپر غبارگیرها

دفع لجن و تصفیه مایع حاوی ذرات می‌تواند محل چالش و ایجاد مشکلات ثانویه عملیاتی باشد. سموم جامد یا محلول که از طریق پساب منتقل می‌شوند، چنانچه به درستی رسیدگی نگردد می‌تواند عامل ایجاد آلودگی فاضلاب، آبهای سطحی و زیرزمینی باشد. برخی مشخصات مواد می‌تواند مشکلات دفع را تشدید کند. کلوخه شدن مواد در هاپر غبارگیرهای خشک، تشکیل جریان دوغابی (نسبت بالای غبار در سیال مایع) در غبارگیرهای مرطوب نمونه‌هایی از مشکلات فوق هستند. شایان ذکر است، پسماند/ پساب ناشی از دستگاه‌های کنترل آلودگی هوا باید به عنوان زباله‌های خطرناک دسته‌بندی گردند، مگر خلاف آن ثابت شود.

انواع دستگاه تصفیه‌کننده

بر اساس ماهیت فیزیکی آلاینده (ذره‌ای یا گازی) می‌توان انواع دستگاه تصفیه‌کننده را به دو دسته متفاوت تصفیه‌کننده‌های ذره‌ای و گازی تقسیم نمود. با این حال بسته به شرایط طراحی دستگاه تصفیه‌کننده هوا، در برخی موارد امکان حذف همزمان آلاینده‌های ذره‌ای و گازی فراهم می‌باشد (مانند رسوب‌دهنده‌های الکترواستاتیکی و اسکرابرها). در پاره‌ای از شرایط نیز، به منظور رسیدن به کارایی بالاتر و وجود الزامات سختگیرانه زیست محیطی، سامانه‌های هیبریدی[1] بکار گرفته می‌شود. در این سامانه‌ها، انواع وسایل تصفیه‌کننده هوا با مکانیزم‌های جمع‌آوری متفاوت در کنار هم قرارگرفته و با یکدیگر ترکیب می‌شوند (مانند غبارگیر پارچه‌ای در ترکیب با رسوب‌دهنده الکترواستاتیک). در ادامه به معرفی و شرح کلیاتی از نحوه عملکرد دستگاه‌های تصفیه‌کننده متداول در سیستمهای تهویه صنعتی پرداخته می‌شود.

اتاقک رسوب‌دهنده گرانشی[2]

اتاقک رسوب‌دهنده گرانشی یک دستگاه غبارگیر مختص ذرات درشت است، ولی عمدتا به عنوان یک پیش تصفیه‌کننده توصیه می‌شوند. این دستگاه یکی از تجهیزات اولیه کنترل ذرات محسوب شده و شامل یک اتاقک بزرگ است که سرعت گاز یا جریان هوای آلوده به محض ورود به شدت کاهش

1. Hybrid systems
2. Gravity settling chambers

می‌یابد. در این شرایط رسوب ذرات در اثر نیروی گرانش صورت گرفته و به عبارتی نیروی خارجی جداسازی ذرات به صورت طبیعی تأمین می‌شود. لذا کاربرد آن در صنعت معمولا محدود به ذرات بزرگتر از قطر ۴۰ میکرون می‌باشد. مطابق شکل ۸-۳، انواع اصلی اتاقک رسوب‌دهنده گرانشی خشک عبارتند از:

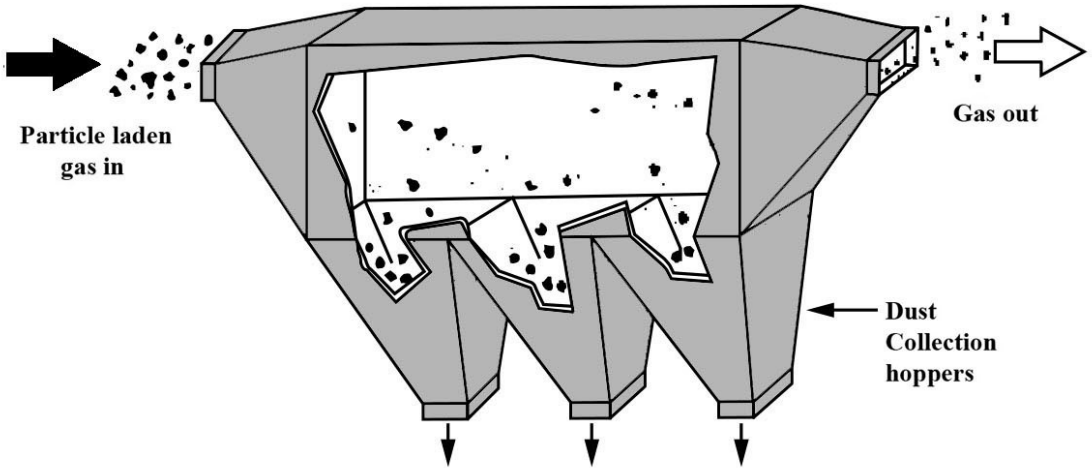
- اتاقک ساده[1]
- اتاقک چند صفحه‌ای[2]

همه ذرات در معرض نیروی گرانش قرار دارند. البته در دامنه سرعت پایین جریان گاز (هوا)، ذرات بزرگتر بطور متمایزی در اثر نیروی گرانشی درون هاپر دستگاه غبارگیر سقوط می‌کنند. از نظر تئوری، یک اتاقک رسوب‌دهنده با طول نامحدود حتی می‌تواند ذرات خیلی ریز (حدود ۱۰ میکرون) را جمع‌آوری کند. ولی با افزایش تلاطم میزان راندمان ته‌نشینی کاهش می‌یابد. بنابراین سرعت جریان گاز باید در پایین‌ترین حد ممکن حفظ شود. سرعت گاز در اتاقک رسوب‌دهنده گرانشی نباید آنقدر زیاد باشد که ذرات رسوبی مجددا هوابرد شوند، و نه آنقدر کم باشد که ابعاد اتاقک بسیار حجیم شود. در عملیات واقعی، سرعت ته‌نشینی طراحی باید بر مبنـای تجربه یا آزمایشات پایلوت در شرایط میدانی لحاظ شود، زیرا سرعت نهایی ته‌نشینی تحت تأثیر فاکتورهایی مثل انباشتگی و نیروی الکترواستاتیک قرار دارد. افت فشار در اتاقک رسوب‌دهنده گرانشی کاملا پایین و عموما حدود 0.2 in.wg [50 Pa] می‌باشد. مشخصات فیزیکی یک اتاقک رسوب‌دهنده گرانشی شامل موارد زیر می‌گردد:

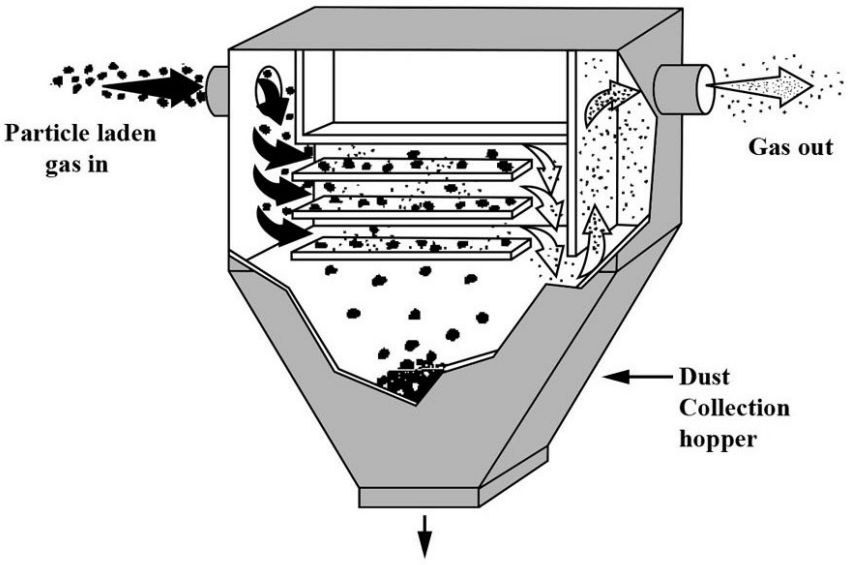
- ابعاد طول، عرض و ارتفاع،
- تعداد طبقات (اگر کاربرد داشته باشد)،
- تجهیزات کمکی شامل: کانال‌های ورودی و خروجی، مکانیزم پاکسازی، هاپر و غیره.

در اتاقک ته‌نشینی چند صفحه‌ای یا اتاقک رسوب‌دهنده هاوارد[3] برای کوتاه کردن مسیر ته‌نشینی ذره و

1. Simple expansion chamber
2. Multiple-tray settling chamber
3. Howard



Simple expansion chamber



Multiple-tray settling chamber

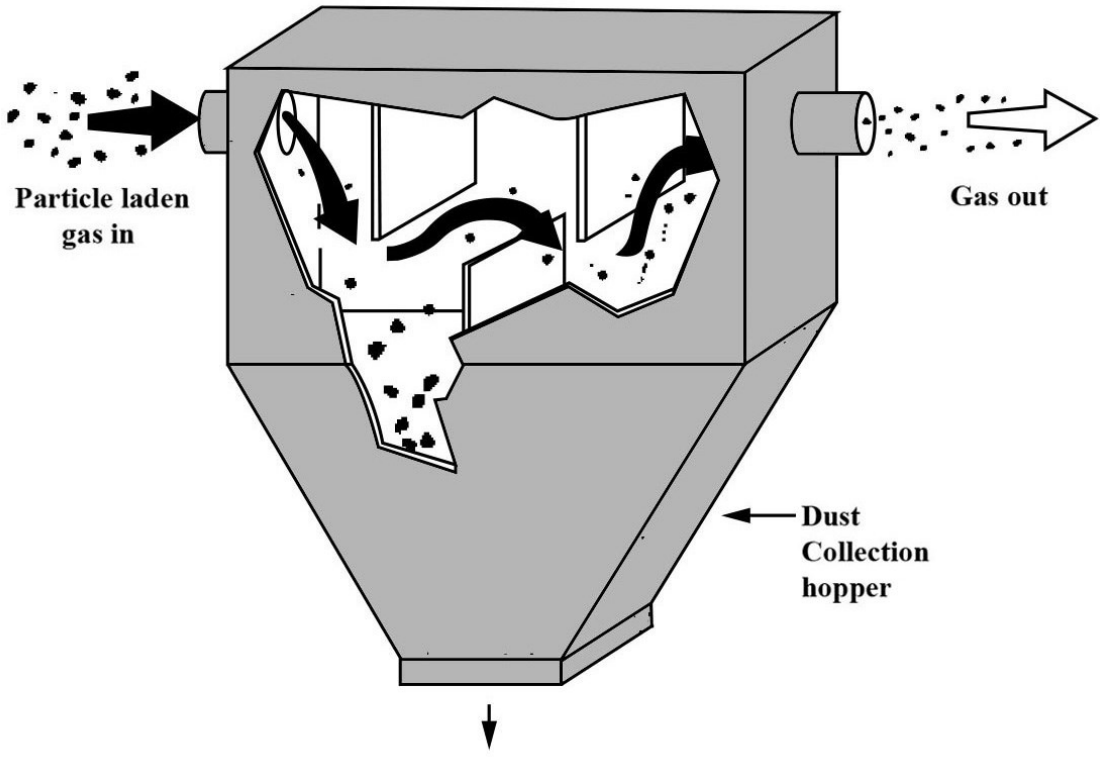
شکل ۸–۳: اتاقک رسوب‌دهنده گرانشی ساده و چند صفحه‌ای

افزایش راندمان جمع‌آوری ذرات کوچکتر (تا قطر حدود ۱۵ میکرون)، چندین صفحه افقی جمع‌آوری به کار گرفته می‌شود. راندمان کلی رسوب‌دهنده هاوارد از راندمان اتاقک ساده افقی بیشتر است. به دلیل لزوم توزیع یکسان جریان گاز مابین صفحات، توزیع یکنواخت با کمک پره‌های هدایت‌کننده و صفحات مشبک انجام می‌شود. از معایب دستگاه هاوارد، می‌توان به مشکل تخلیه ذرات رسوب یافته، تمایل صفحات به پیچش و خمش در دمای بالا و ناتوانی دستگاه در کنترل غبار با تراکم

بیش از $1grain/ft^3$ [$2.29g/m^3$] اشاره نمود. مطابق شکل ۸-۴، طرح دیگری از اتاقک رسوب‌دهنده تحت عنوان اتاقک بافل‌دار[1] یا جداکننده اینرسیال[2] در نظر گرفته می‌شود. در نوع اینرسیال، علاوه بر گرانش از اثر اینرسی یا مومنتوم نیز بهره‌گیری می‌شود. در واقع اینرسی با تغییر جهت سرعت گاز افزایش یافته و یک حرکت رو به پایین به ذره تحمیل می‌شود. این حرکت القایی به حرکت ناشی از نیروی گرانش افزوده می‌شود. این روش جمع‌آوری ذرات در سایر تجهیزات کنترلی از جمله غبارگیرهای مرطوب نیز مورد استفاده می‌باشد.

از ویژگی‌های رسوب‌دهنده گرانشی اینرسیال می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- استفاده از بافل‌ها یا پره‌های جداساز برای افزایش راندمان.
- با تغییر جهت سرعت گاز و القای حرکت رو به پایین به ذرات، جداسازی بهتری حاصل می‌شود.



شکل ۸-۴: اتاقک رسوب‌دهنده گرانشی اینرسیال

1. Baffle chamber
2. Inertial separator

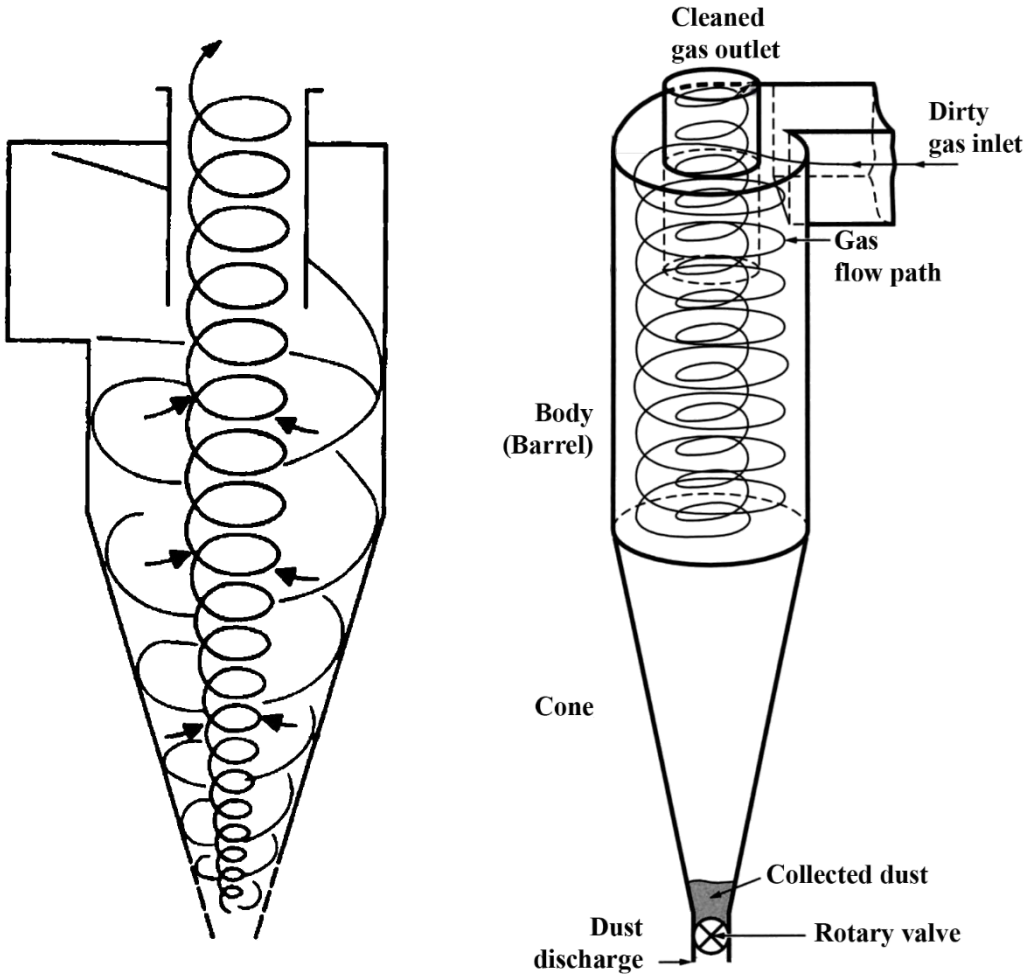
- جمع آوری ذرات در اثر گرانش و اینرسی حاصل می‌شود.
- امکان جمع‌آوری ذرات کوچک‌تر با قطر ۲۰ الی ۴۰ میکرون فراهم می‌شود.
- نیاز به فضای کمتر دارد.
- افت فشار به مقدار جزئی بالاتر و حداکثر حدود 1 in.wg [250 Pa] خواهد بود.

جداکننده‌های گریز از مرکز (سیکلون)

جداکننده گریز از مرکز یا سیکلون[1] از جمله تجهیزات غبارگیر هستند که عمدتا ذرات نسبتا درشت را از جریان گاز (هوا) جداسازی می‌کنند. طراحی سیکلون تا حدودی پیچیده‌تر از اتاقک ته‌نشینی است. از این‌رو، راندمان جداسازی ذرات در سیکلون‌ها بسیار بیشتر از این اتاقک‌هاست. با این حال سیکلون‌ها کارآمدتر از رسوب دهنده‌های الکترواستاتیک، غبارگیرهای پارچه‌ای و اسکرابرها نیستند و اغلب نقش پیش تصفیه‌کننده را برای این وسایل ایفا می‌کنند. سیکلون‌ها در اشکال و ابعاد مختلف بدون هیچ قطعه متحرکی ساخته می‌شوند. و به عنوان یک وسیله تقریبا ارزان با هزینه بهره‌برداری و نگهداشت پایین دسته‌بندی می‌شوند که از طریق نیروی گریز از مرکز بدون استفاده از فیلتر با افت فشار عملیاتی کم تا متوسط فعالیت می‌کنند. مطابق شکل ۸-۵ هر سیکلون استاندارد متشکل از چهار بخش اصلی شامل دهانه ورودی[2]، بدنه استوانه‌ای[3]، قیف[4] و دهانه خروجی[5] است که بر عملکرد و کارایی دستگاه تاثیرگذار هستند. جریان هوا از طریق ورودی به بدنه سیکلون هدایت و تحت تأثیر آن جریان گردابی شکل[6] تشکیل می‌شود. ذرات در بدنه سیکلون در اثر نیروی گریز از مرکز به سمت دیواره سوق داده می‌شوند. و حرکت رو به پایین جریان گاز در بدنه تا رسیدن به بخش قیف تحتانی ادامه می‌یابد. در این بخش سرعت چرخش کافی به جریان هوا اعمال شده تا حرکت ذرات روی دیواره حفظ شود. در انتهای قیف نیز مسیر حرکت جریان هوا از پایین به بالا تغییر جهت می‌یابد. جریان گردابی رو به بالا وارد لوله‌ای به نام گرداب یاب[7] شده و با عبور از دهانه خروجی از سیکلون خارج می‌گردد. در حین روند

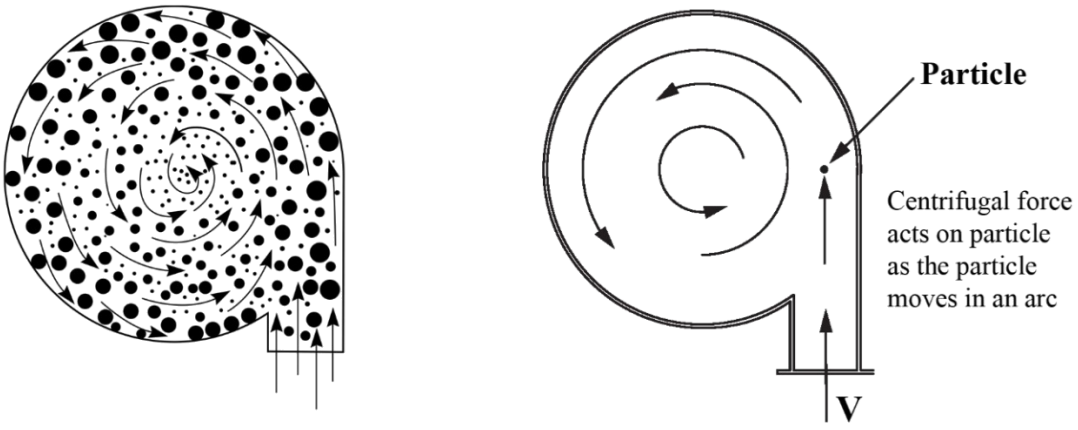
1. Cyclone
2. Gas inlet
3. Barrel
4. Cone
5. Gas outlet
6. Helical pattern
7. Vortex finder

فوق ذرات درشت (با قطر ۶ الی ۱۲ میکرون) به سمت پایین قیف سقوط کرده و جداسازی می‌شوند و سپس به صورت دوره‌ای یا پیوسته از دستگاه تخلیه می‌گردند. راندمان عملیاتی سیکلون برای ذرات با اندازه معین بستگی زیادی به ابعاد آن دارد. میزان کارایی در یک هواگذر مشخص بسیار تحت تاثیر قطر بدنه سیکلون است. ارتفاع کلی سیکلون نماینده تعداد چرخش جریان گردابی شکل است. افزایش تعداد چرخش سبب افزایش راندمان عملیاتی سیکلون می‌شود. همچنین ابعاد ارتفاع و عرض دهانه ورودی بسیار مهم است. بدیهی است با کوچک شدن دهانه ورودی، سرعت آن مقطع افزایش خواهد یافت. افزایش سرعت ورودی باعث افزایش کارایی و همچنین بالا رفتن میزان افت فشار سیکلون می‌شود. با توجه به مکانیزم عملکرد سیکلون (چرخش جریان هوای ورودی پس از عبور از دهانه) ذرات درشت‌تر دارای شتاب حرکتی بزرگتری بوده و متأثـر از نیروی گـریز از مرکـز نمی‌توانند همراه



شکل۸-۵: فرایند جداسازی ذرات از جریان هوا در سیکلون

جریان گاز به حرکت خود ادامه دهند. لذا روی دیواره بدنه و قیف دستگاه ساییده می شوند. الگوی تغییرات سرعت جریان هوا و روند جداسازی ذرات از جریان هوای چرخشی در امتداد محور سیکلون در شکل ۸-۶ نمایش داده شده است.

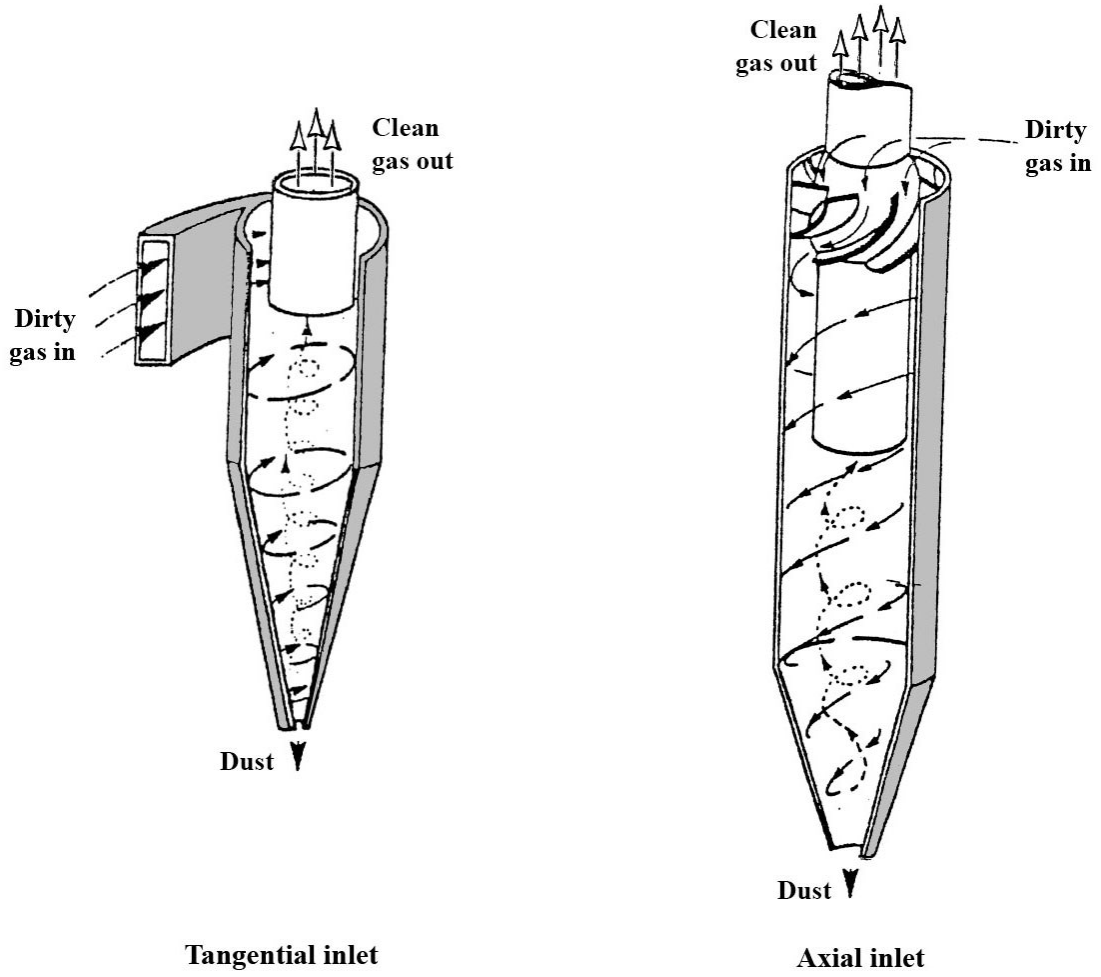


شکل۸-۶: روند حرکتی و توزیع ذرات جریان گاز در سیکلون

سیکلون‌های مورد استفاده در تهویه صنعتی مطابق شکل ۸-۷ از نظر ساختار ورودی به ۲ دسته مماسی[1] و محوری[2] تقسیم می‌گردند. متداول‌ترین سیکلون دارای ساختار ورودی مماسی است که جریان هوا از قسمت فوقانی مماس بر جداره بدنه استوانه‌ای وارد و به صورت محوری از سیکلون خـارج می‌شود. در سیکلون با ورودی محوری جریان هوا به صورت موازی با محور مرکزی سیکلون در امتداد بدنه از قسمت بالا وارد شده و توسط پره‌های متصل به لوله دهانه خروجی[3] به شکل جریان گردابی/ چرخشی در می‌آید. میزان استهلاک سایشی در بخشهای دهانه ورودی و انتهای قیف نسبت به سایر سطوح بسیار بیشتر است که مستلزم توجه خاص حین طراحی سیکلون می‌باشد. عملکرد سیکلون در جداسازی ذرات متأثر از عوامل زیر می‌باشد:

- اندازه، چگالی وزنی و شکل ذرات به نحوی که افزایش اندازه و وزن و همچنین کروی بودن شکل ذرات منجر به بهبود عملکرد سیکلون خواهد شد.

1. Tangential inlet
2. Axial inlet
3. Outlet tube

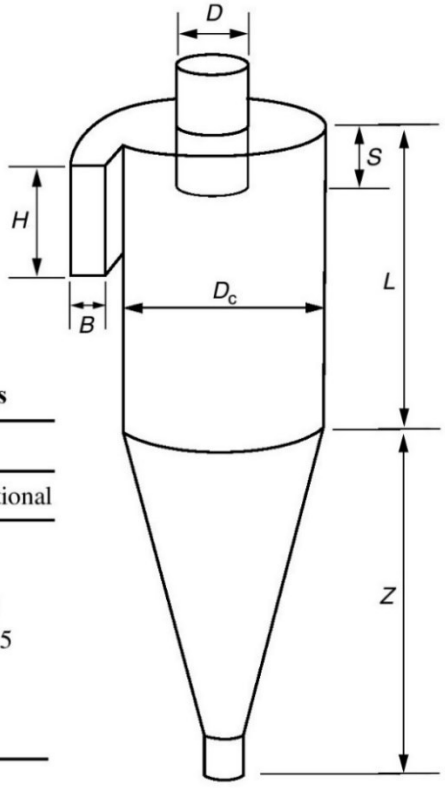


شکل ۸ –۷: انواع سیکلون از نظر ساختار ورودی

- سرعت دهـانه و تعداد چرخش هـوا حین عبور از سیکلون که بطور مستقیم منجـر به بهبـود عملکرد دستگاه می‌شود. باید توجه داشت که افت فشار سیکلون با توان دوم سرعت دهانه رابطه مستقیم دارد.
- افزایش غلظت/ بار ذرات جریان هوای ورودی باعث بهبود عملکرد جداسازی و افزایش راندمان عملیاتی سیکلون می‌گردد.

بکارگیری سیکلون در اغلب شهرک‌های صنعتی شامل کارخانه‌های چوب، مواد غذایی، صنایع سیمان، نیروگاه، ذوب و ریخته‌گری توصیه می‌شود. لازم به یادآوری است، قیف تحتانی سیکلون نباید به عنوان هاپر جمع‌آوری ذرات در نظر گرفته شود. زیرا با افزایش ارتفاع ذرات جمع‌آوری شده احتمال هوابرد شدن مجدد ذرات توسط جریان گردابی رو به بالا بسیار افزایش می‌یابد. عموما ابعاد طراحی سیکلون

نسبت به قطر بدنه[1] بیان می‌شود. سیکلون‌هایی با راندمان بالا[2] معمولا دارای ورودی، خروجی و قطر بدنه کوچک و ارتفاع بدنه زیاد هستند. مطابق تصویر و مقادیر جدول نمایش داده شده در شکل ۸–۸، مشخصات طراحی سه نوع سیکلون با ورودی مماسی و سطح راندمان عملیاتی متعارف[3]، متوسط و بالا ارائه شده است. افت فشار سیکلون با راندمان معمولی برای قطر بدنه .4 – 12 ft [1.2 – 3.600 m] حدود 3 – 6 in.wg [750 – 1500 Pa] است که عموما برای جداسازی ذرات درشت‌تر در قالب پیش‌فیلتر استفاده می‌گردد. سیکلون‌های راندمان بالا با قطر بدنه کمتر از .4 ft [1.2 m] نیز دارای افت فشاری حدود 3 – 12 in.wg [750 – 3000 Pa] هستند. بدیهی است که سیکلون‌های کوچک بسیار کارآمدتر از سیکلون‌های بزرگ هستند، اما از افت فشار بالاتری برخوردار بوده و ظرفیت هواگذر محدودتری دارند. سیکلون‌های نسبتا کوچک را می‌توان به دو صورت موازی و سری به منظور



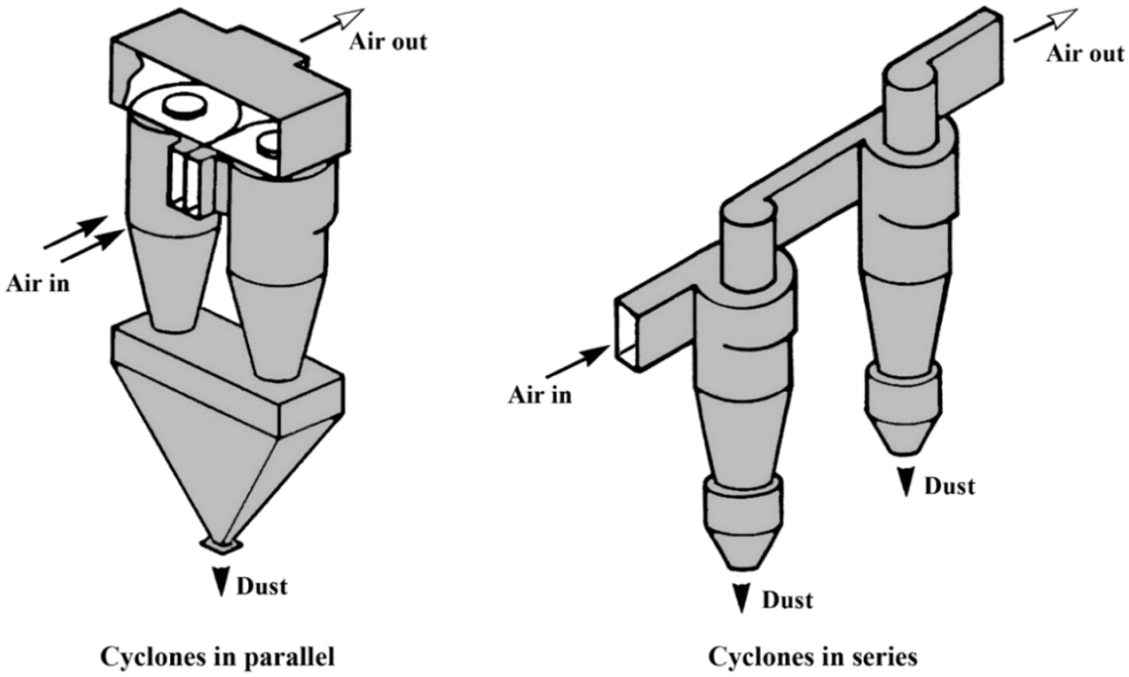
Dimensionless Design ratios for Tangential Entry Cyclones

Symbol	Nomenclature	Efficiency		
		High	Medium	Conventional
D_c	Body diameter	1.0	1.0	1.0
H	Inlet height	0.5	0.75	0.5
B	Inlet width	0.2	0.375	0.25
S	Outlet length	0.5	0.875	0.625
D	Outlet diameter	0.5	0.75	0.5
L	Cylinder length	1.5	1.5	2.0
Z	Cone length	2.5	2.5	2.0

شکل ۸–۸: مشخصات طراحی انواع سیکلون با دهانه مماسی

1. Body (Barrel) diameter - Dc
2. High efficiency cyclones
3. Conventional (2D2D) cyclones

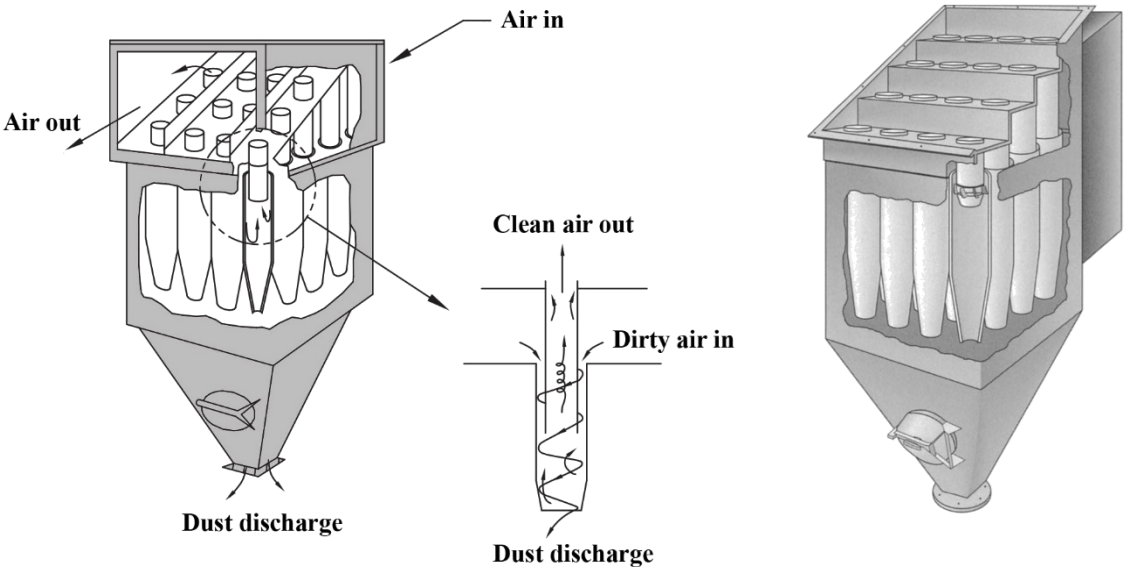
افزایش راندمان و کاهش هزینه‌های بهره‌برداری ترکیب نمود. مطابق طرح شماتیک شکل ۸–۹ در ترکیب سری، عموما سیکلون اول جهت جداسازی ذرات درشت لحاظ می‌شود. در حقیقت با حذف ذرات درشت نه تنها از پرشدن زود هنگام سیکلون(های) پایین‌دست پیشگیری می‌شود، بلکه از مشکلات ساییدگی (خوردگی) و گرفتگی نیز جلوگیری می‌گردد. در این حالت، افت فشار مجموعه ترکیبی معادل مجموع افت فشار سیکلونهای سری شده خواهد بود. افت فشار بالای ترکیب سری از جمله معایب آن محسوب می‌شود. در ترکیب موازی که عموما به عنوان مولتی‌سیکلون[1] شناخته می‌شود، از چندین سیکلون مشابه با ابعاد طراحی یکسان با هدف ارتقای ظرفیت هواگذر عبوری بدون افزایش افت فشار بهره‌گیری می‌شود. بدین منظور آرایش مربع $(N \times N)$ مورد توصیه است. لازم به ذکر است مشکلات نشتی و گرفتگی مولتی‌سیکلون‌ها حین بهره‌برداری بیشتر است و در نتیجه هزینه‌های نگهداشت آنها نیز افزایش می‌یابد. نوع دیگر ترکیب موازی استفاده از سیکلون‌هایی با ورودی محوری است که عموما به عنوان مولتی‌کلون[2] شناخته می‌شود. در این آرایش از سیکلون‌های محوری با راندمان



شکل ۸–۹: انواع ترکیب سیکلون‌ها با ورودی مماسی به صورت سری و موازی

1. Multi-cyclone
2. Multi-clone

بالا و قطر کوچک استفاده می‌شود که علاوه بر افزایش راندمان جمع‌آوری سبب کاهش افت فشار، فضا اشغالی و هزینه می‌شود. دامنه افت فشار آنها حدود 4 – 6 in.wg [1000 – 1500 Pa] است. ورودی محوری نسبت به ورودی مماسی جریان‌های آشفته[1] کمتری ایجاد می‌کند. همانطور که پیشتر بیان شد، پره‌های راهنما[2] در دهانه ورودی باعث تشکیل جریان گردابی در این نوع سیکلون می‌شوند. بنابراین طراحی محفظه پلنوم ورودی[3] باید به گونه‌ای باشد تا از توزیع یکنواخت جریان هوا اطمینان حاصل گردد. لازم به ذکر است، جداسازی ذرات چسبنده نباید توسط مولتی‌کلون انجام گیرد زیرا پره‌ها ورودی و لوله‌های خروجی کوچک آن مستعد گرفتگی هستند. نمونه این ترکیب موازی بطور شماتیک در شکل ۸–۱۰ نمایش داده شده است.



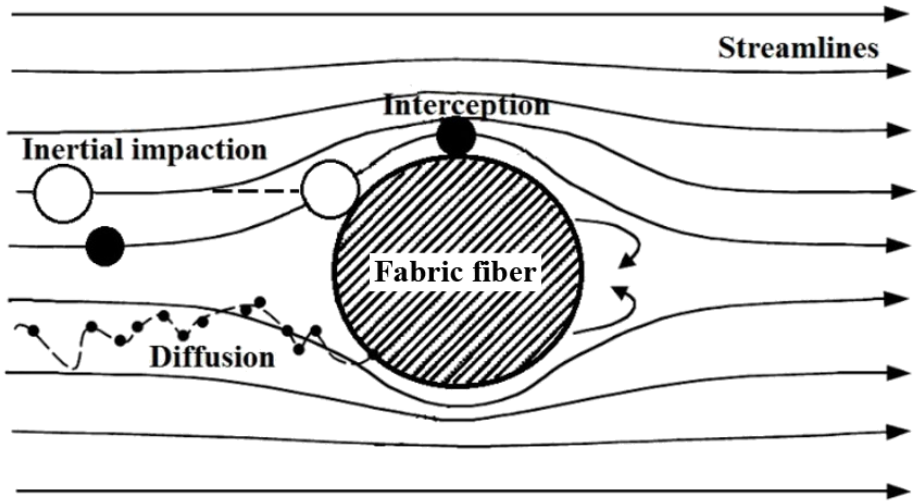
شکل ۸–۱۰: آرایش موازی سیکلون‌ها با ورودی محوری (مولتی‌کلون)

غبارگیرهای پارچه‌ای

غبارگیر پارچه‌ای[4] یکی از قدیمی‌ترین، ساده‌ترین و مؤثرترین روش‌های جداسازی و حذف ذرات از جریان گاز (هوا) از طریق بستر پارچه‌ای می‌باشد. جداسازی ذرات (ترکیبات شیمیایی آلی و

1. Eddy
2. Guide vanes
3. Inlet plenum
4. Fabric dust collector

معدنی) از گاز مبتنی بر تئوری فیلتراسیون با عبور سیـال از یک بستر متخلخل همچون انواع پارچه پرس‌شده (نمـدی)[1] و بافته‌شده[2] انجـام می‌گیرد. در پارچـه‌هـای بافته‌شده، حذف ذرات توسط مکـانیزم غربال کردن[3] از طریق اختلاف سایز ذرات معلق نسبت به قطر منافذ سطح بستر فیلتر رخ می‌دهد. بطوریکه ذرات درشت‌تر حین عبور از منافذ مذکور جداسازی و حذف می‌گردند. کارایی این مکانیزم با تشکیل کیک ناشی از انباشت غبـار روی سطح بستر فیلتر افزایش می‌یابد. هنگام استفاده از پارچه‌های نمدی، تشکیل کیک غبار حداقل بوده یا ایجاد نمی‌شود. مطابق شکل ۸–۱۱ در پارچه‌های نمدی فرایند فیلتراسیون ذرات از جریان هوا عموما تحت تأثیر سه مکانیزم گیرافتادن[4]، برخورد اینرسی[5] و انتشـار[6] صورت می‌پذیرد. گیرافتادن ذرات مکـانیزمی است که طی آن ذرات ریز موجـود در جریان هوا (گـاز)



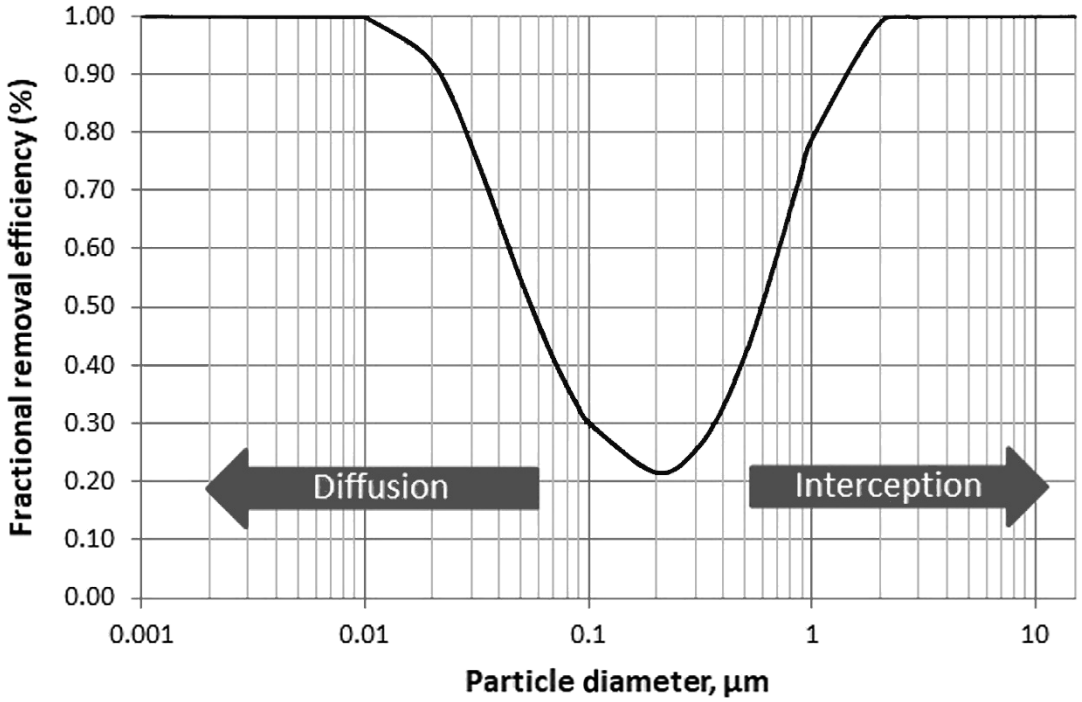
شکل۸–۱۱: سه مکانیزم اصلی فیلتراسیون در پارچه‌های نمدی: گیرافتادن، برخورد اینرسی و انتشار

با سطح الیـاف پارچـه برخورد نموده و به آنهـا می‌چسبند. ذراتی توسط این مکـانیزم جداسازی می‌شوند که عمدتا قطری بین ۰/۱ تا ۱ میکرون دارند. در این حالت هرچه منافذ عبوری کوچکتر و فاصله بین الیاف کمتر باشد امکان تماس ذرات و در نتیجه به دام افتادن آنها بیشتر می‌گردد. این مکانیزم

1. Nonwoven (Felt) fabric
2. Woven fabric
3. Straining
4. Interception
5. Inertial Impaction
6. Diffusion

مستقل از سرعت عبور جریان هواست. در راستای افزایش نیروی جذب باید از الیاف نازک با فواصل کم استفاده شود. بنابراین اندازه الیاف بهتر است معادل قطر ذرات در نظر گرفته شود. برخورد اینرسی زمانی رخ می‌دهد که قطر ذرات به اندازه کافی بزرگ است و نمی‌تواند در راستای خطوط جریان گاز در نزدیکی الیاف پارچه سریعا مسیر حرکت خود را به دلیل اینرسی حرکتی قابل ملاحظه تغییر دهد. بررسی آزمایشگاهی نشان می‌دهد خطوط جریان هوا عموما راستای حرکت خود را تا نزدیکی الیاف پارچه تغییر نمی‌دهند. بنابراین ذرات همراه جریان هوا مسیر حرکت اصلی خود را ادامه داده و به سطح الیاف چسبیده و جداسازی می‌شوند. در حقیقت ذرات بزرگ و سنگین در حین حرکت دارای نیروی اینرسی بیشتری هستند. بنابراین راندمان فیلتراسیون مکانیزم برخورد اینرسی با عدد استوکس[1] رابطه مستقیم دارد و با افزایش سرعت عبور جریان هوا برای ذرات بزرگتر و الیاف قطورتر افزایش خواهد داشت. عموما ذراتی توسط این مکانیزم حذف می‌شوند که قطری بین ۱ تا ۵ میکرون دارند. انتشار مکانیزمی است مبتنی بر حرکت براونی[2] می‌باشد و غالبا در ربایش و جداسازی ذرات کوچکتر از ۰/۱ میکرون نقش دارد. هنگامیکه ذرات بسیار ریز با جریان گاز (هوا) حرکت می‌کنند، بطور مداوم به مولکول‌های هوا و سایر ذرات برخورد کرده و در نتیجه حین نزدیک شدن به بستر فیلتر دارای حرکت تصادفی با الگوی زیگزاکی هستند. ذراتی که به جای حرکت مستقیم در راستای خطوط جریان به این شیوه حرکت می‌کند، زمان بیشتری برای عبور از فیلتر نیاز دارند. بنابراین این موضوع شانس بیشتری را برای ربایش و جداسازی این ذرات فراهم می‌کند. راندمان جداسازی مکانیزم‌های گیرافتادن و انتشار بر حسب قطر ذرات در شکل ۸-۱۲ نمایش داده شده است. دیگر مکانیزم‌های جداسازی و حذف ذرات در فیلترهای پارچه‌ای عبارت از رسوب گرانشی، غربال کردن و جداسازی الکترواستاتیک می‌باشد. رسوب گرانشی در جمع‌آوری ذرات بزرگ و سنگین مشروط به حرکت رو به پایین جریان آئروسل موثر است. حذف ذرات توسط مکانیزم غربال کردن، از طریق اختلاف سایز ذرات معلق نسبت به منافذ سطح بستر فیلتر رخ می‌دهد، بطوریکه ذرات درشت‌تر حین عبور از منافذجداسازی می‌گردند. کارایی این مکانیزم با تشکیل و انباشت کیک غبار روی سطح بستر فیلتر افزایش می‌یابد. نیروهای الکترواستاتیک هنگامی بوجود می‌آیند که ذرات یا الیاف دارای بارهای الکتریکی باشند، یا زمانی که

1. Stokes number
2. Browning motion



شکل۸-۱۲: راندمان حذف مکانیزم‌های گیرافتادن و انتشار بر حسب قطر ذرات

یک میدان الکتریکی خارجی به فیلتر اعمال گردد. این مکانیزم شامل دو نیروی کولومبیک[1] و دی الکتروفورتیک[2] است که برای حذف ذرات ۱۰ تا ۵۰۰ نانومتر عمل می‌نماید. در یک حالت، بین ذرات باردار و الیاف باردار تک قطبی یا دو قطبی نیروی کولمبیک حـاکم است، مانند شرایطی کـه در رسوب دهنده‌هـای الکترواستاتیک وجود دارد. نوع دیگری از تعامل الکترواستاتیک، نیروی بین ذرات باردار و الیاف خنثی است، که نتیجه آن قطبی شدن الیاف خواهد بود. بطور مشابه، الیاف باردار تک قطبی یا دو قطبی می‌توانند یک ذره خنثی را قطبی کنند، که نتیجـه آن ایجاد نیروهای دی‌الکتروفورتیک در ذرات است. یک میدان الکتریکی خارجی نیز می‌تواند الیاف را بطور موقت قطبی کند. در این شرایط میدان غیریکنواخت ایجادشده در اطراف الیاف می‌تواند ذرات باردار را جذب کند. همچنین قطبی شدن ذرات توسط یک میدان الکتریکی خارجی نیز می‌تواند نیروهای دی الکتروفورتیک در آنها ایجاد نماید. بر اساس انواع مکانیزم فیلتراسیون و متناسب با مقتضیات و شرایط انتشار ذرات، فیلترهای پارچه‌ای قادرند ذرات کوچکتر از یک میکرون را با راندمان بسیـار بالایی جداسازی و جمع‌آوری نمایند. نمونه فیلتر

1. Coulombic force (Electrostatic force)
2. Dielectrophoretic force

بستر پارچـه‌ای لولـه‌ای شکل به همراه سبد نگهدارنـده[1] و ونتـوری در شکل ۸-۱۳ نمایش داده شده است. به علت محـدودیت‌های عملیاتی تجهیزات انتقـال هوا (فن) در تأمین افت فشار ناشی از انباشت غبار روی بستر فیلتر ضروری است از سامانه پاکسـازی مناسب در فواصل زمـانی معین استفاده

شکل ۸-۱۳: نمونه فیلتر پارچه‌ای به همراه سبد فلزی و ونتوری

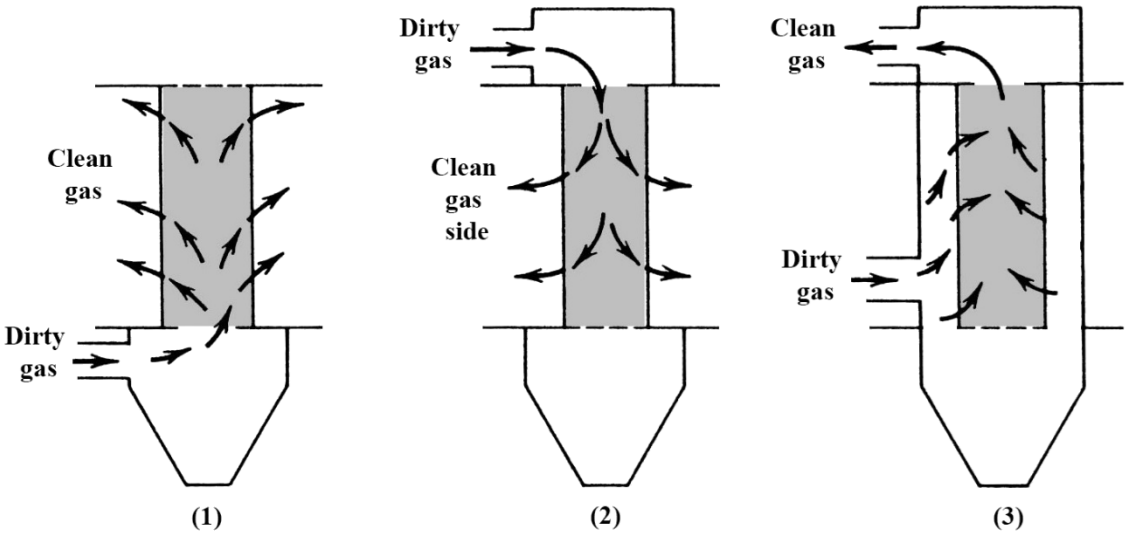
شود. عملیاتی تجهیزات انتقال هوا (فن) در تأمین افت فشار ناشی از انباشت غبار روی بستر فیلتر ضروری است از سامانه پاکسازی مناسب در فواصل زمانی معین استفاده شود. به فضایی از غبارگیر که کیسه‌های پارچه‌ای در آن جانمایی می‌شوند اصطلاحا فیلترخانه[2] اطلاق می‌شود، کـه دارای ۲ بخش مجـزای کثیف (جریان هوای حاوی ذرات) و تمیز (جریان هوای عاری از ذرات) می‌باشد. تعداد کیسه‌های پارچه‌ای بر حسب هواگذر حجمی ممکن است از چند ده تا چندین هزار متغیر باشد. اساس فرایند پاکسازی در انواع مختلف فیلترهای پارچه‌ای با چیدمان مختلف تاسیسات و روش‌هـای متفاوت دفع مواد جمع‌آوری شده تقریبا مشابه و یکسان است. تفاوت عمده فرایند پاکسازی به عوامل زیر مرتبط است:

- مشخصات پارچه (بافته شده یا نمدی) و ساختار هندسی فیلتر (لوله‌ای یا پاکتی)
- سامانه پاکسازی (پالس جت، لرزشی و تزریق هوای معکوس)
- ساختار هندسی فیلترخانه (تک بخشی یا چند بخشی)

1. Cage (Basket)
2. Baghouse

- نحوه عملیات فیلتراسیون (پیوسته یا دوره‌ای)

با توجه به موارد مورد اشاره، روند عبور جریان هواگذر از دستگاه غبارگیر مبتنی بر یکی از حالات نمایش داده شده در شکل ۸-۱۴ خواهد بود. حالت اول تغذیه از پایین است که جریان حاوی غبار از هـاپر فیلترخانه وارد و سپس به درون فیلتر جهت فیلتراسیون هدایت می‌شود. حالت دوم تغذیه از بالاست که جریان حاوی غبار از بالا به درون فیلتر هدایت می‌شود و نهایتا هوای عبوری از فیلتر وارد بخش تمیز می‌شود. در هر ۲ حالت فوق، تا زمانی که جریان گاز (هوا) از داخل به سمت خارج کیسه باشد، سطح داخلی فیلتر به دلیل اختلاف فشار موجود باز خواهد ماند و نیازی به نگهدارنده (سبد فلزی) نخواهد داشت. حالت سوم تغذیه جریان حاوی غبار از سطح دیواره خارجی فیلتر می‌باشد. زمانیکه فرایند پاکسازی بر عکس می‌شود، ضروری است برای پیشگیری از مچاله شدن بستر فیلتر در برابر فشار ایجاد شده، از سبد فلزی استفاده شود. متناسب با شکل هندسی کیسه، سبد نگهدارنده نیز به شکل لوله‌ای یا پاکتی استفاده می‌شود. غبارگیرهای پارچه‌ای برای هر دو نوع فعالیت متناوب (دوره‌ای) و پیوسته (مداوم) قابل طراحی و استفاده هستند. فعالیت متناوب یا دوره‌ای غبارگیرها هنگامی امکان‌پذیر است که برنامه زمانی فرایند تولید غبار اجازه دهد عملیات پاکسازی با جریان ناپیوسته هوا در فواصل دوره‌ای (با تنظیم زمـان یا اختلاف فشـار) جهت تخلیه ذرات انباشته شده روی بستر فیلتـر انجام شود. فعالیت پیوسته یا مداوم غبارگیرهـا از طریق استقرار چندین واحـد فیلتراسیون مشابه با جریان عبوری



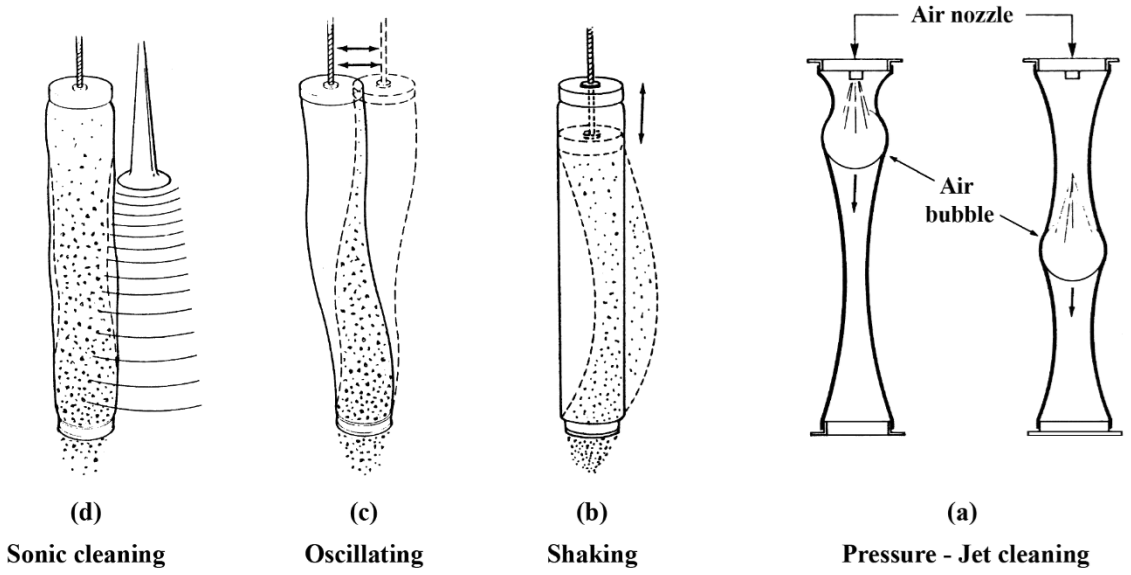
شکل۸-۱۴: روش‌های عملکرد فیلترخانه: (۱) تغذیه از پایین، (۲) تغذیه از بالا و (۳) تغذیه دیواره بیرونی

موازی امکان‌پذیر است، بطوری که بتوان همزمان در حین عملکرد بخشی از واحدهای فیلتراسیون یکی از واحدها را مطابق با شرایط عملیاتی از پیش تعریف شده پاکسازی نمود. با توجه به توضیحات بالا، عملیات پاکسازی کیسه‌ها اصطلاحا به دو روش آنلاین (بر خط)[1] و آفلاین (برون خط)[2] انجام می‌شود. در حالت آنلاین به منظور پاکسازی فیلترها، غبارگیر از چرخه فعالیت خارج نشده و همچنان فیلتراسیون هوای آلوده انجام می‌گیرد. ولی در حالت آفلاین، بخش مشخصی از سامانه پاکسازی از طریق دمپرهای کنترلی از چرخه فعالیت فیلتراسیون خارج شده و پس از اتمام عملیات پاکسازی مجددا به چرخه بازگردانده می‌شود.با توجه به توضیحات بالا غبارگیرها را می‌توان بر اساس نحوه عملکرد سامانه پاکسازی بستر فیلتر دسته‌بندی نمود. انواع روش پاکسازی بستر فیلتر به شرح زیر است:

- لرزش یا تکاندن کیسه‌ها[3]،
- تزریق هوای معکوس روی کیسه‌ها توسط دمنده پرفشار[4]،
- انبساط سریع کیسه‌ها توسط تزریق هوای فشرده[5]

بطور کلی، برخی روش‌های پاکسازی کیسه‌ها مبتنی بر قابلیت انعطاف‌پذیری پارچه از طریق جریان معکوس هوای تمیز امکان‌پذیر است. در شکل ۸-۱۵ چهار روش متداول پاکسازی فیلترهای پارچه‌ای نشان داده شده است. در خصوص فیلترهای پارچه‌ای تجاری ۲ نوع فیلتراسیون اساسی وجود دارد، یکی با عنوان فیلتراسیون الیافی یا بستر پارچه‌ای[6] است که غبار موجود در جریان هوا تحت مکانیزم‌های برخورد اینرسی، گیرافتادن و انتشار بر روی بستر فیلتر جمع‌آوری می‌شود، و دومی فیلتراسیون لایه‌ای یا کیکی[7] است که الیاف پارچه به عنوان نگهدارنده لایه غبار رسوب‌یافته عمل نموده و این لایه متخلخل غبار خود قادر است ذرات بیشتری را از طریق غربال کردن و/ یا سایر مکانیزم‌های فیلتراسیون (برخورد اینرسی، گیرافتادن و نفوذ، ته‌نشینی و جذب الکترواستاتیک) جداسازی کند. شایان ذکر است

1. On-line
2. Off-line
3. Mechanical shaking
4. Reverse air
5. Pulse Jet
6. Media or fiber filtratione
7. Layer or cake filtration



شکل ۸–۱۵: انواع روش‌های پاکسازی فیلترهای پارچه‌ای

در فیلترهای پارچه‌ای صنعتی عملا هر دو روش فیلتراسیون رخ می‌دهد اما پس از اینکه فیلتر پارچه‌ای جدید کاملا غبار اندود شد، فرایند فیلتراسیون کیکی نقش مهمتری ایفـا می‌کند. از جمله ویژگی برجسته و ذاتی فیلترهـای پارچـه‌ای، داشتن راندمان بسیار بالا حتی برای ذرات ریز است. در صورت طراحی، ساخت و بهره‌برداری مناسب، این غبارگیرها به راحتی توانایی دستیابی به راندمان حدود ۹۹ درصد را دارند. تعداد متغیرهای لازم برای طراحی غبارگیرهای پارچه‌ای بسیار زیاد است. از آنجا که اساسا نمی‌توان همه فاکتورها را در طراحی و پیش‌بینی عملکرد غبارگیر لحاظ نمود، لذا تصمیم‌گیری و تعیین برخی مشخصات مبتنی بر تجربه و قضاوت مهندس طراح خواهد بود. در گذشته عموما از سامانه لرزش مکانیکی و تزریق هوای معکوس جهت پاکسازی فیلترها استفاده می‌گردید. اما امروزه، سامانه تزریق هوای فشرده (پالس جت) بسیار متداول شده است. در غبارگیرهای کیسه‌ای نوع پالس جت به منظور جلوگیری از مچاله شدن کیسه‌های استوانه‌ای باید داخل آن‌ها از سبد فلزی استوانه‌ای استفاده شود. مجموعه کیسه و سبد فلزی به صورت عمودی از یک صفحه ضخیم پانچ‌شده[1] آویزان می‌شوند. برای جدا کردن لایه غبار رسوب یافتـه بر روی سطح خـارجی کیسه‌ها، از جت هوای فشرده با فشـار بالا 80 – 100 psig [470 – 590 KPa] استفاده می‌شود. به عبارتی غبار انباشته روی بستر فیلتر با

1. Tube sheet

حرکت سریع و آنی حباب هوای فشرده از پارچه جدا و درون هاپر غبارگیر سقوط می‌کند. برای اینکه غبار روی کیسه افت فشار زیادی برای عبور جریان هوا ایجاد نکند، به سطح نسبتا بزرگی پارچه نیاز است. در برخی موارد برای آنکه سطح بزرگ پارچه در یک فضای محدود جای بگیرد، پارچه فیلتر را به صورت کیسه‌های استوانه‌ای با ساختار چین‌دار[1] مطابق شکل ۸-۱۶ در می‌آورند.

شکل ۸-۱۶: نمونه فیلتر پارچه‌ای با ساختار چین‌دار

ابعاد و اندازه هر غبارگیر کیسه‌ای بر حسب نرخ هواگذر حجمی به سطح پارچه[2] محاسبه می‌شود. این نسبت معرف متوسط حجم هوای عبوری در واحد زمان از سطح فیلتر یا سرعت فیلتراسیون[3] می‌باشد. تعیین سرعت فیلتراسیون به عوامل مختلفی از جمله غلظت بار غبار جریان هوا، دما، روش پاکسازی و مشخصات فنی پارچه فیلتر بستگی دارد. نوع پارچه فیلتر در غبارگیرهای کیسه‌ای بر اساس مشخصات فرایندی جریان هوای مکشی شامل دما، رطوبت، ترکیبات گاز (وجود و یا عدم وجود گازهای حاصل از احتراق) و میزان ساینده‌گی ذرات انتخاب می‌گردد. مشخصات فنی انواع پارچه فیلتر از نظر دمای عملیاتی، استحکام فیزیکی و مقاومت شیمیایی در جدول ۸-۱ ارائه شده است. برای مثال پارچه مورد استفاده برای غبارگیری گازهای خروجی از کوره مواد خام خطوط تولید سیمان معمولا از جنس فایبرگلاس با پوشش پلی تترا فلورو اتیلن (PTFE) است که تحمل دمای عملیاتی ۵۰۰ درجه فارنهایت [۲۶۰ درجه سلسیوس] را دارد. اجزای اصلی غبارگیرهای فیلتر پارچه‌ای با سامانه‌های پاکسازی پالس جت، لرزشی و تزریق هوای معکوس به ترتیب در اشکال ۸-۱۷، ۸-۱۸ و ۸-۱۹ نمایش داده شده است.

1. Pleated
2. Air to cloth ratio – acfm/sq.ft [am3/s/m2]
3. Filteration velocity – fpm [m/s]

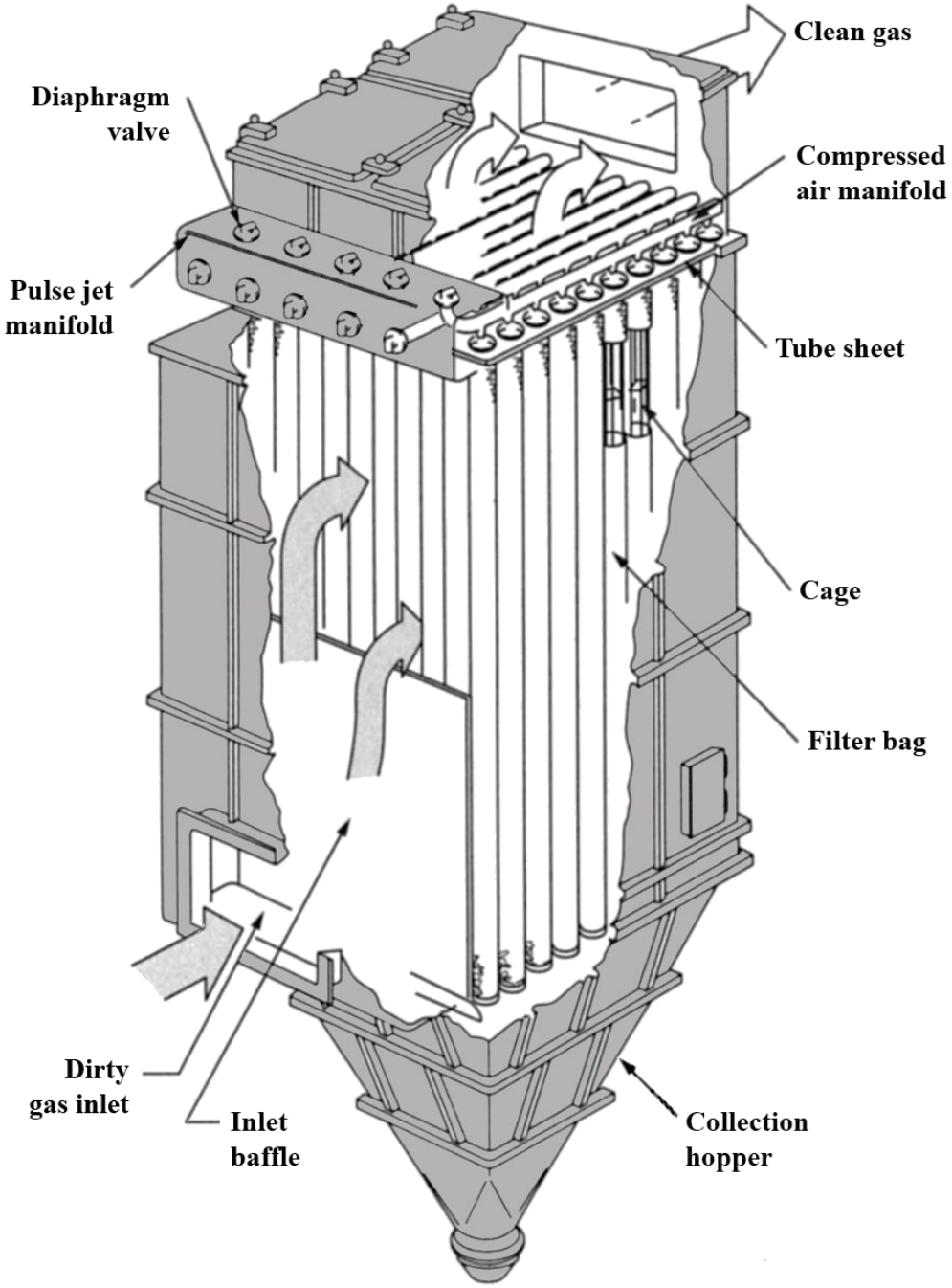
جدول ۸–۱: مشخصات انواع پارچه فیلتر تجاری

Generic Names	Example Trade Name Fabrics*	Max. Temp. °F [°C]		Resistance to Physical Action					Resistance to Chemicals				
		Continuous	Intermittent	Dry Heat	Moist Heat	Abrasion	Shaking	Flexing	Mineral Acid	Organic Acid	Alkalies	Oxidizing	Solvents
Cotton	Cotton	180 [86]	—	G	G	F	G	G	P	G	F	F	E
Polyester	Polyester	275 [135]	—	G	F	G	E	E	G	G	F	G	E
Acrylic	Zefran[9]	275 [135]	285 [140]	G	G	G	G	E	G	G	F	G	E
Modacrylic	Verel	160 [71]	—	F	F	F	P-F	G	G	G	G	G	G
Nylon (Polyamide)	Nylon 6[5,11,12]	225 [107]	—	G	G	E	E	E	P	F	G	F	E
	Nomex[11]	400 [204]	450 [232]	E	E	E	E	E	P-F	E	G	G	E
Polyimide	P-84[13]	500 [260]	580 [304]	E	P	G	G	E	P-F	G	F	G	E
Polypropylene	Vectra[16]	200 [93]	250 [121]	G	F	E	E	G	E	E	E	G	G
Teflon (Fluorocarbon)	TFE[1]	500 [260]	500 [288]	E	E	P-F	G	G	E	E	E	E	E
	FEP[1]	450 [232]	—	E	E	P-F	G	G	E	E	E	E	E
Expanded PFTE	Rastex	500 [260]	550 [288]	E	E	P-F	G	G	E	E	E	E	E
Vinyon	Clevyl[18]	350 [177]	—	F	F	F	G	G	E	E	G	G	P
Glass	Glass	500 [260	600 [316]	E	E	P	P	F	E	E	F	E	E
Fiberglass	Fiberglass[19]	550 [288]	550 [288]	E	E	P	P	G	G	G	G	E	G

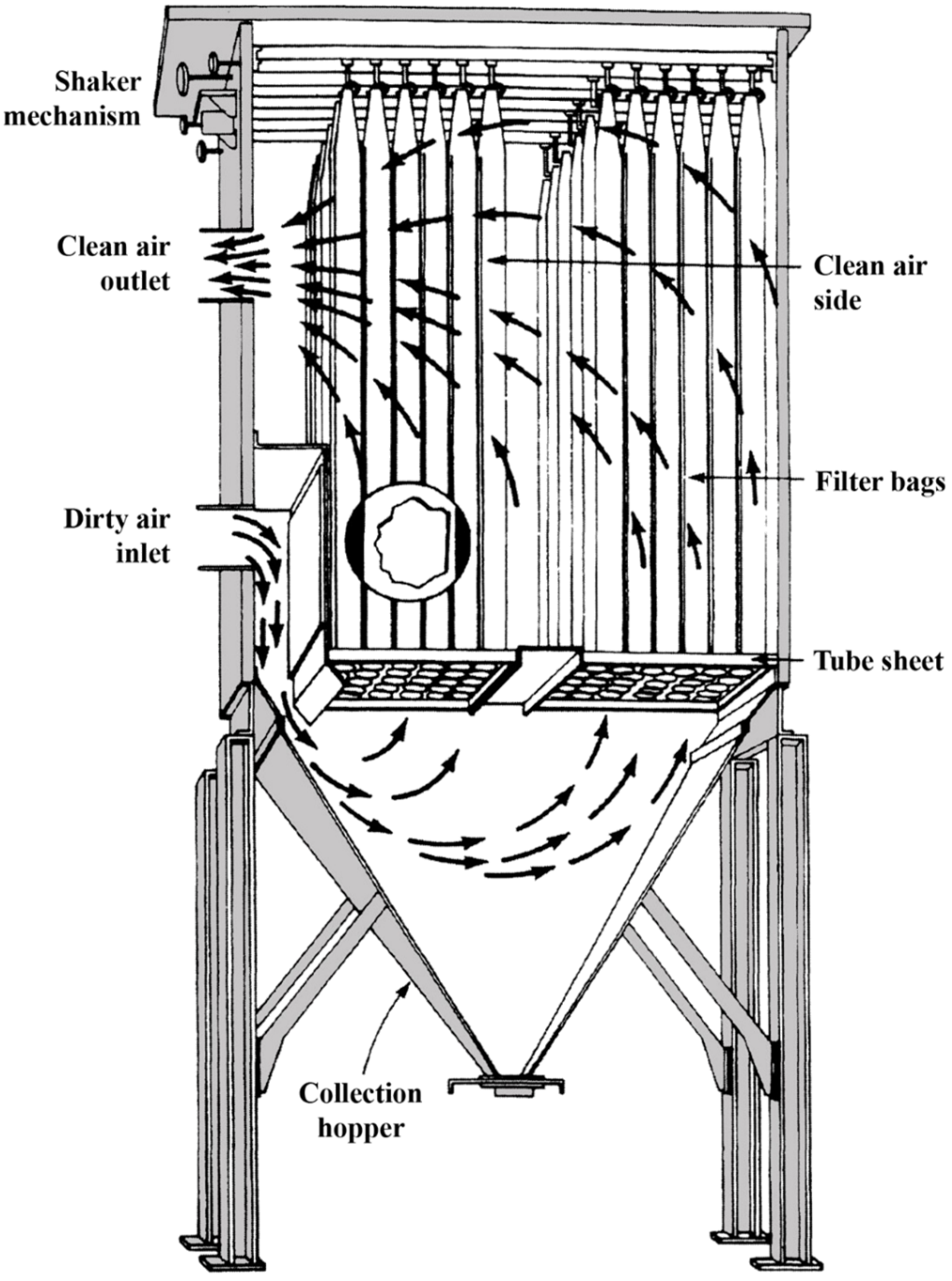
E, excellent; G, good; F, fair; P, poor

*Registered trademarks. Numbers denote manufacturers: (1) Du Pont; (2) Celanese; (3) Beaunit; (4) Eastman; (5) American Enka; (6) Chemstrand; (7) American Cyanamid; (8) Farbenfabriken Bayer AG; (9) Dow Chemical; (10) Union Carbide; (11) Allied Chemical; (12) Firestone; (13) Lenzing; (14) Hercules; (15) Alamo Polymer; (16) National Plastic; (17) FMC; (18) Societe Rhovyl; (19) Huyglas

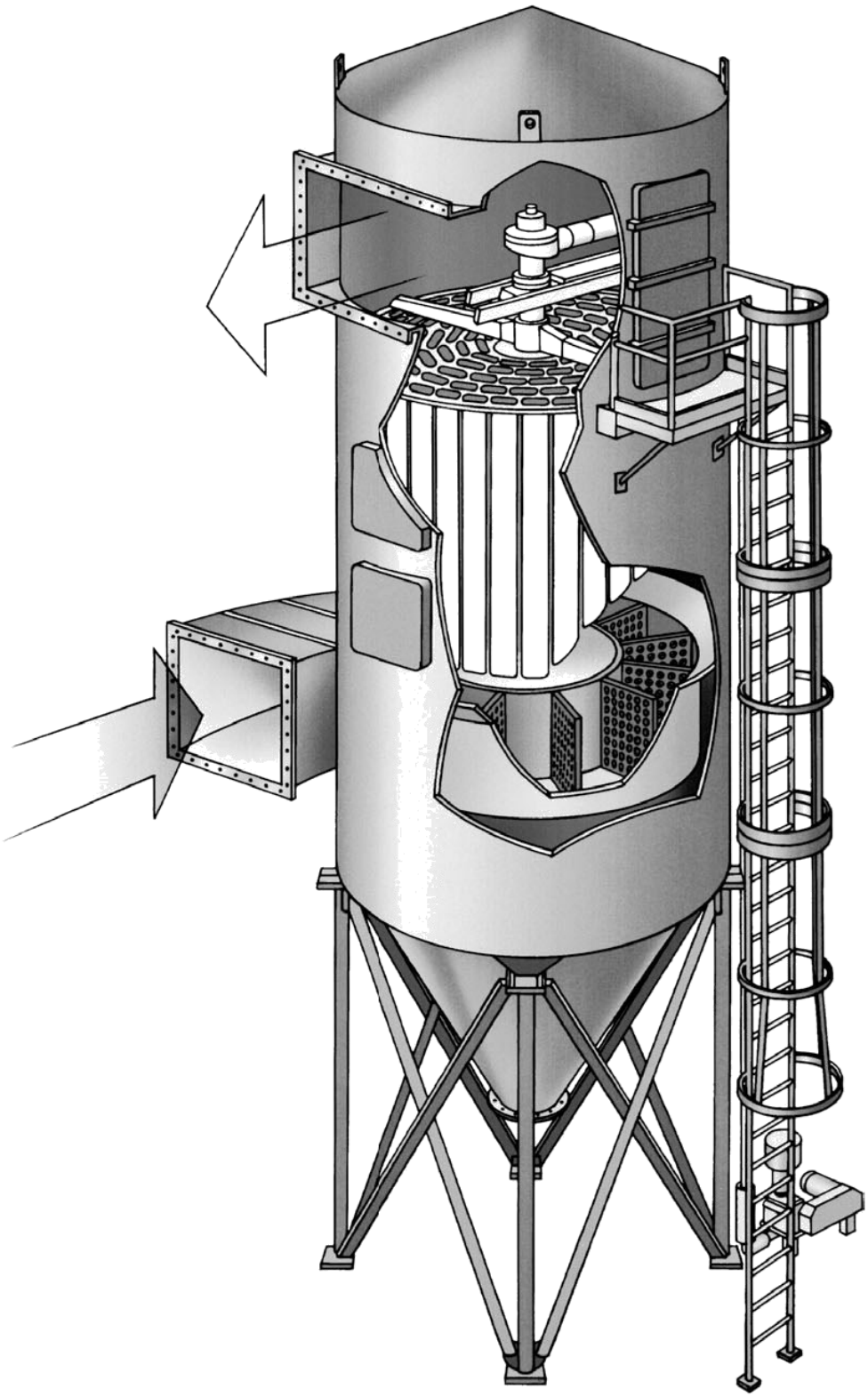
میزان افت فشار عملیاتی فیلترهای پارچه‌ای متناسب با سرعت فیلتراسیون افزایش می‌یابد. مقادیر سرعت فیلتراسیون برای برخی ذرات آلاینده متداول در صنایع به تفکیک سامانه پاکسازی در جدول ۸–۲ لیست شده است.



شکل ۸–۱۷: اجزای غبارگیر پارچه‌ای با سامانه پاکسازی تزریق هوای فشرده (پالس جت)



شکل ۸–۱۸: اجزای غبارگیر پارچه‌ای با سامانه پاکسازی لرزشی



شکل ۸–۱۹: نمای شماتیک غبارگیر پارچه‌ای با سامانه پاکسازی تزریق هوای معکوس

جدول ۸-۲: مقادیر پیشنهادی سرعت فیلتراسیون انواع پارچه برای برخی ذرات آلاینده هوابرد (fpm)

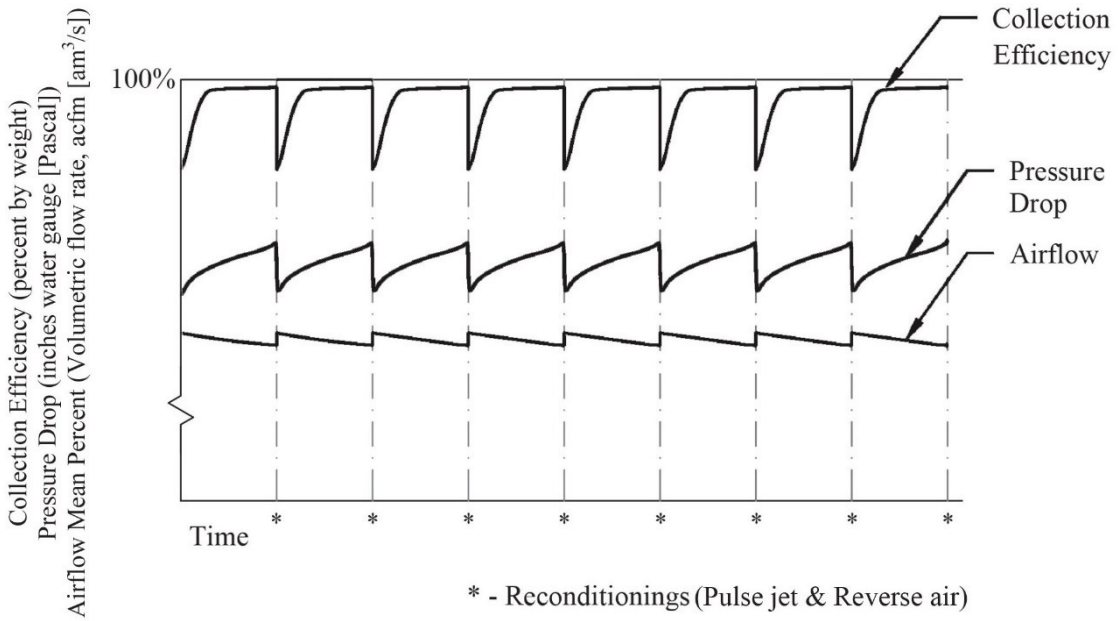
Dust	Shaker / Reverse-Air	Pulse Jet / Reverse-Air
	Woven fabric	Felt fabric
Alumina	2.5	8
Asbestos	3.0	10
Bauxite	2.5	8
Carbon black	1.5	5
Coal	2.5	8
Cocoa, chocolate	2.8	12
Clay	2.5	9
Cement	2.0	8
Cosmetics	1.5	10
Enamel frit	2.5	9
Feeds, grain	3.5	14
Feldspar	2.2	9
Fertilizer	3.0	9
Flour	3.0	12
Fly ash	2.5	5
Graphite	2.0	5
Gypsum	2.0	10
Iron ore	3.0	11
Iron oxide	2.5	7
Iron sulfate	2.0	6
Lead oxide	2.0	6
Leather dust	3.5	12
Lime	2.5	10
Limestone	2.7	8
Mica	2.7	9
Paint pigments	2.5	7
Paper	3.5	10
Plastics	2.5	7
Quartz	2.8	9
Rock dust	3.0	9
Sand	2.5	10
Sawdust (wood)	3.5	12
Silica	2.5	7
Slate	3.5	12
Soap, detergents	2.0	5
Spices	2.7	10
Starch	3.0	8
Sugar	2.0	7
Talc	2.5	10
Tobacco	3.5	13
Zinc oxide	3.0	5

مشخصات غبارگیرهای پارچه‌ای بر حسب فعالیت دوره‌ای و پیوسته در جدول ۸–۳ ارایه شده است.

جدول ۸–۳: مشخصات غبارگیرهای پارچه‌ای بر حسب نوع فعالیت

Specifications	Interruptible Operation	Interruptible Operation		Continuous Operation	
	Up to Moderate Loading	Heavy Loading		Heavy Loading	
Fabric reconditioning requirement	Intermittent	Continuous			
Type of reconditioning	Shaker	Shaker	Reverse air (low pressure)	Reverse pulse (high pressure) pulse jet or fan pulse	
Collector configuration	Single compartment	Multiple compartments with inlet or outlet dampers for each		Single compartment	
Fabric configuration	Tube, cartridge, or envelope	Tube or envelope	Tube	Tube or envelope	Pleated cartridge
Type of fabric	Woven	Woven	Woven, Nonwoven	Nonwoven (felt)	Nonwoven
Airflow	Highly variable	Slightly variable		Virtually constant	Virtually constant
Normal rating (filtration velocity, fpm) [m/s]	1-6 fpm [0.005-0.03 m/s]	1-3 fpm [0.005-0.015 m/s]	1-10 fpm [0.005-0.05 m/s]	5-12 fpm [10.027-0.061 m/s]	<1-7 fpm [0.005-0.036 m/s]
Special notes	Good on particles of large aerodynamic diameter, i.e., paper, feathers, fiberboard			See interstitial velocity	

با توجه به راندمان عملیاتی غبارگیرهای پارچه‌ای در جداسازی و حذف ذرات با قطر کمتر از ۵ میکرون، بکارگیری پیش‌فیلتر (مانند رسوب‌دهنده گرانشی و سیکلون) می‌تواند مانع ورود ذرات درشت غبار به بستر پارچه و ازدیاد زودهنگام افت فشار فیلترها حین بهره‌برداری شود. مطابق نمودار نمایش داده شده در شکل ۸–۲۰ فواصل پاکسازی (پالس جت و تزریق هوای معکوس) فیلترهـا برحسب میزان



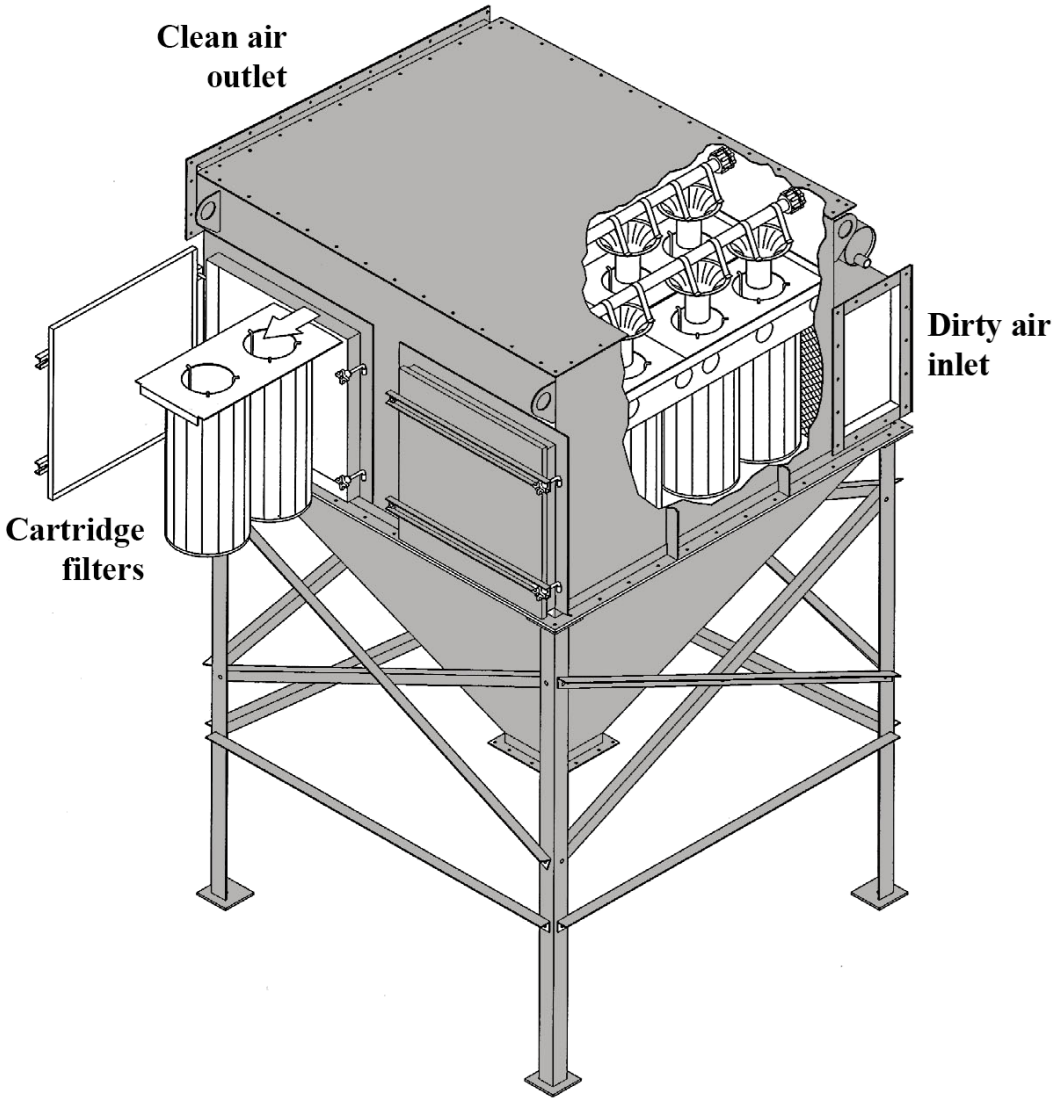
شکل ۸–۲۰: سیکل عملیاتی غبارگیر پارچه‌ای بر اساس فواصل زمانی پاکسازی فیلترها

انباشت غبار و متعاقبا ازدیاد افت فشار و کاهش جریان هوای عبوری تعیین می‌شود. میزان افت فشار طرفین فیلتر پارچه‌ای طی شروع و پایان سیکل پاکسازی متناسب با حجم بار ذرات، مشخصات پارچه و سامانه پاکسازی بین 2 – 6 in.wg [500 – 1500 Pa] متغیر است. از جمله نقاط ضعف فیلترهای پارچه‌ای محدودیت تحمل دمای هوای ورودی (برای مثال جریان پیوسته با دمای ۵۰۰ درجه فارنهایت [۲۶۰ درجه سلسیوس] یا جریان منقطع با دمای ۵۳۶ درجه فارنهایت [۲۸۰ درجه سلسیوس]) می‌باشد که در صورت بالا رفتن دما از مقادیر فوق، پارچه غیرقابل استفاده خواهد شد. به منظور کاهش دمای جریان ورودی می‌توان از انواع مبدلهای خنک‌کننده استفاده نمود. اگر چه کاهش دما به ۵۰۰ درجه فارنهایت [۲۶۰ درجه سلسیوس] برای حفظ قابلیت تحمل دمایی پارچه کفایت می‌کند، ولی چون کاهش دما باعث کاهش هواگذر حجمی و متعاقبا کاهش سرعت فیلتراسیون می‌گردد، به همین جهت برای فیلترهای پارچه‌ای دمای خنک‌سازی جریان ورودی به غبارگیر در دامنه ۳۰۰ تا ۴۰۰ درجه فارنهایت [۱۵۰ تا ۲۰۰ درجه سلسیوس] لحاظ می‌شود. نوع جدیدی از غبارگیرها تحت عنوان فیلترهای کارتریجی با سامانه پاکسازی پالس جت (فشار پایین) برای کنترل ذرات هوابرد ناشی از برخی فعالیت و عملیات صنعتی شامل پاشش رنگ پودری، جوشکاری، برشکاری، نجاری، ... در سالهای اخیر مورد استفاده قرار گرفته است. مطابق تصویر نمایش داده شده در شکل ۸–۲۱، عموما برای ساخت فیلترهای کاتریجی از پارچه نمدی کاغذی شکل[1] به صورت چین‌دار با ساختار استوانه‌ای استفاده می‌شود. با

شکل ۸–۲۱: نمونه فیلترهای کاتریجی کاغذی شکل چین‌دار

1. Paper-like fiber

توجـه به ساختـار فیلتر و سامانه پاکسـازی دامنـه سرعت فیلتراسیون این نوع فیلترهـا بین 1 - 3 fpm [0.005 – 0.015 m/s] پیشنهاد می‌شود. در شکل ۸–۲۲ نمای شماتیک غبارگیر با فیلترهای کارتریجی نمایش داده شده است.



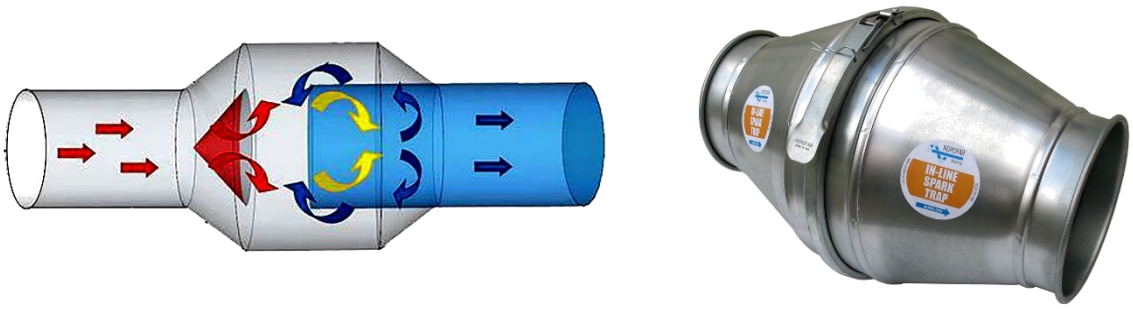
شکل ۸–۲۲: نمای شماتیک غبارگیر کارتریجی با سامانه پاکسازی تزریق هوای فشرده

ملاحظات ایمنی فیلترخانه[1]

با توجه به کاربرد گسترده غبارگیرهای پارچه‌ای در صنایع مختلف، ضروری است متناسب با مخاطرات بالقوه ناشی از عملیات/ فرایند صنعتی (مانند ورود ذرات اخگر (جرقه) همراه جریان، انفجار غبار قابل‌احتراق و موج فشار مثبت ناشی از انفجار) ملاحظات ایمنی در طراحی سیستم تهویه موضعی منظور شود. مهمترین تجهیزات ایمنی مورد استفاده برای حفاظت فیلترخانه عبارت از تله جرقه، شیر یکطرفه، پنل تخلیه فشار انفجـار و شیر قطع جریـان می‌باشد.

تله جرقه[2]

تله جرقه روی کانال ورودی غبارگیر پارچه‌ای نصب می‌شود تا از ورود جرقه و ذرات داغ به فیلترخانه و آسیب فیلترها جلوگیری کند. این تجهیز به عنوان اولین مرحله حفاظت در سیستم جمع‌آوری غبار عمل می‌کند، که علاوه بر کاهش خطر آتش‌سوزی موجب افزایش عمر فیلترهای پارچه‌ای می‌شود. نمونه طرح یک دستگاه تله جرقه در شکل ۸-۲۳ نمایش داده شده است. در برخی طرحهای تکمیلی، کانالی برای تخلیه پلیسه‌ها و ذرات جمع‌آوری‌شده در دستگاه لحاظ می‌شود. بکارگیری پیش‌فیلتر همچون رسوب‌دهنده گرانشی/ سیکلون می‌تواند نقش تله جرقه را نیز ایفا نماید.

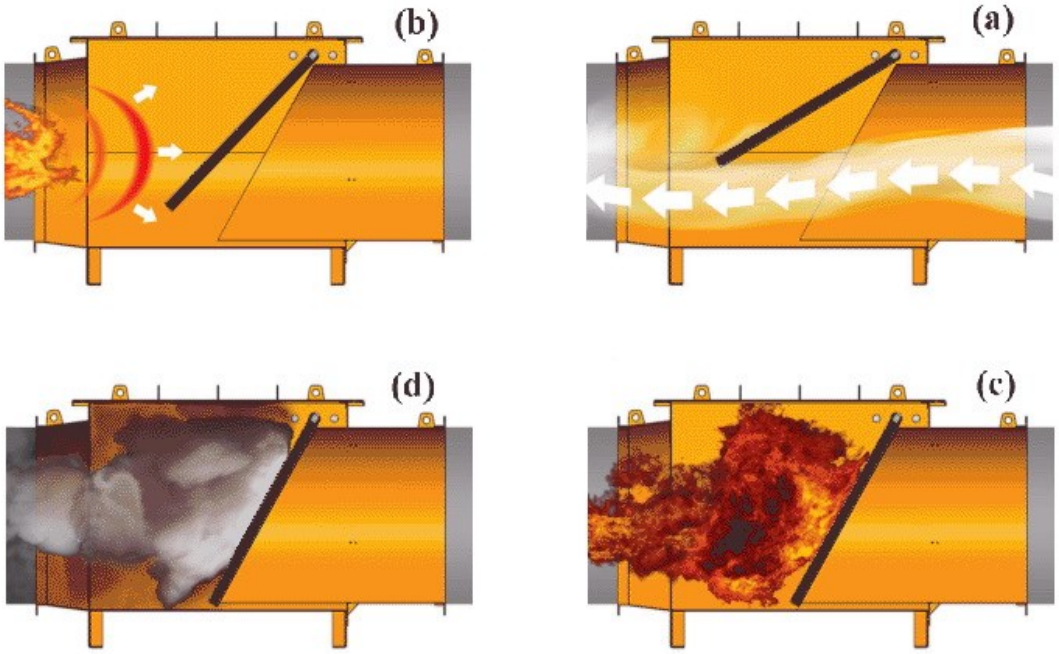


شکل ۸-۲۳: نمای تجهیز و نحوه عملکرد تله جرقه

1. Baghouse safety considerations
2. Spark trap

شیر یکطرفه[1]

شیر یکطرفه از جمله ادوات ایزوله‌کننده انفجـار است که بکارگیری آن بر اسـاس کلاس انفجـار غبار[2] مشخص می‌شود. شیر یکطرفه اجازه می‌دهد هوا (گاز) تنها در یک جهت حرکت کند و از جریان معکوس جلوگیری می‌کند. مطابق شکل ۸-۲۴ در شرایط نرمال، این شیر به جریان هواگذر اجازه عبور به سمت غبارگیر را می‌دهد، اما در صورت وقوع انفجار در فیلترخانه، با توجه به افزایش سریع و شدید فشـار و معکوس شدن جهت جریان هوا بطور خودکار فعال و بسته می‌شود و از گسترش فشار مثبت انفجار به مسیرهای بالادست سیستم تهویه (برای مثال هودهای موضعی) جلوگیری می‌کند. در نتیجه مانع از آسیب جانی پرسنل و خسارت مالی بیشتر یا انفجارهای ثانویه می‌گردد. مطابق جدول نمایش داده شده در شکل ۸-۲۵، شاخص انفجار[3] بر اساس اندازه‌گیری سرعت افزایش فشار ناشی از انفجار غبار در یک ظرف استاندارد با حجم یک متـر مکعب بر حسب bar. m/s محـاسبه و در قالب چهـار



شکل ۸-۲۴: نحوه عملکرد شیر یکطرفه در زمان وقوع انفجار

1. Non-return valve – NRV
2. Dust explosion class – St
3. Dust deflagration index – Kst

Dust Explosion Class	Kst (bar.m/s)	Characteristic	Typical Material
St 0	0	No explosion	Silica
St 1	>0 and ≤200	explosion	Powdered milk, charcoal, sulphur, sugar, zinc
St 2	>200 and ≤300	Strong explosion	Cellulose, wood, flour, polymethyl acrylate
St 3	>300	Very strong explosion	Anthraquinone, aluminium, magnesium

Dust	KSt Value	Characteristic	ST Class
Activated carbon	44	Explosion	1
Aluminium grit	100	Explosion	1
Aluminium powder	400	Very Strong Explosion	3
Asphalt	117	Explosion	1
Barley grain dust	240	Strong Explosion	2
Bronze	31	Explosion	1
Brown coal	123	Explosion	1
Calcium stearate	132	Explosion	1
Cellulose pulp	62	Explosion	1
Cellulose	229	Strong Explosion	2
Corn	75	Explosion	1
Charcoal	117	Explosion	1
Cotton	24	Explosion	1
Dextrin	106	Explosion	1
Egg White	38	Explosion	1
Epoxy powder	125	Explosion	1
Epoxy resin	129	Explosion	1
Flour, Bakers 4.3% Moist	112	Explosion	1
Lead stearate	152	Explosion	1
Magnesium	508	Very Strong Explosion	3
Malt dust	122	Explosion	1
Melamine resin	110	Explosion	1
Methyl cellulose	209	Strong Explosion	2

Dust	KSt Value	Characteristic	ST Class
Milk powder	90	Explosion	1
Paper tissue dust	52	Explosion	1
Para formaldehyde	178	Explosion	1
Peat	178	Explosion	1
Pectin	162	Explosion	1
Phenolic resin	129	Explosion	1
Polyester	85	Explosion	1
Polyethylene	134	Explosion	1
Polyurethane	156	Explosion	1
Rice starch	190	Explosion	1
Silicon	126	Explosion	1
Soap	111	Explosion	1
Sodium ascorbate	119	Explosion	1
Sodium stearate	123	Explosion	1
Soot	26	Explosion	1
Soybean flour	110	Explosion	1
Starch, corn	202	Strong Explosion	2
Sugar	138	Explosion	1
Sulphur	151	Explosion	1
Tobacco	12	Explosion	1
Toner	145	Explosion	1
Wood dust	102	Explosion	1
Wood Flour	205	Strong Explosion	2
Zinc	176	Explosion	1

شکل ۸-۲۵: تعیین شاخص انفجار برای برخی غبار متداول در عملیات/ فرایند صنعتی

کلاس تقسیم می‌شود. بکارگیری و طراحی شیر یکطرفه برای غبارگیرهای حاوی غبار قابل‌احتراق با شاخص انفجار یک (۱) الی سه (۳) توصیه می‌شود. شایان ذکر است مقـادیر شـاخص انفجار برخی غبار متداول در عملیات/ فرایند صنعتی در شکل ۸-۲۵ ارایه شده است. برای مثال، شاخص انفجار غبار سیلیس و فیوم جوشکاری صفر می‌باشد و بنابراین نیازی به لحاظ نمودن شیر یکطرفه وجود ندارد. بسیاری از شیرهـای یکطرفه دارای گواهینامه ATEX[1] هستند، بدین معنی است که مطابق با استانداردهـای اروپایی برای حفاظت از انفجار در فضای بالقوه انفجاری دارای تأییدیه می‌باشند. این شیر معمولا در مسیر کانال ورودی و تا حد امکان نزدیک به غبارگیر نصب می‌شود.

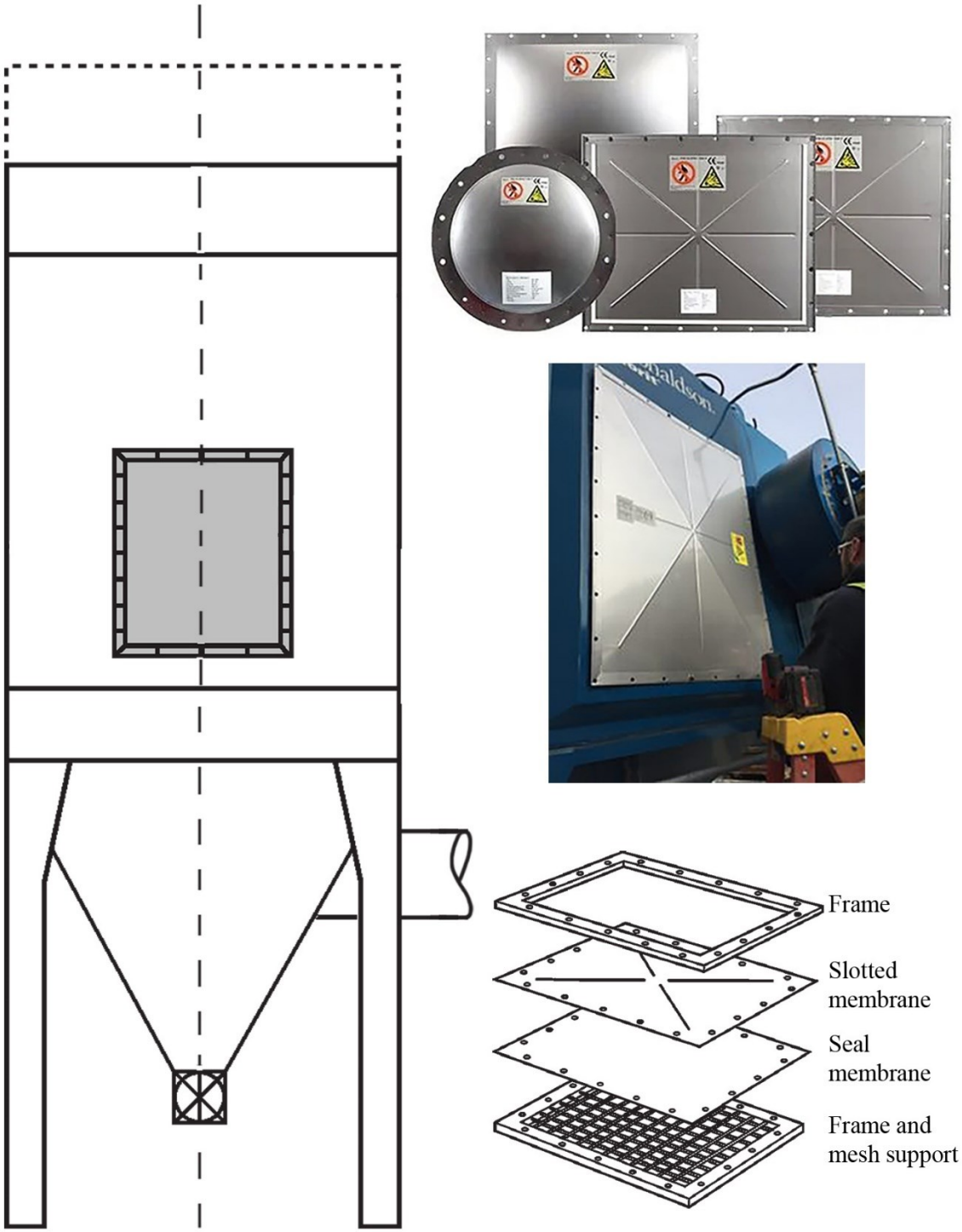
پنل تخلیه موج انفجاری[2]

این پنل روی بدنه فیلترخانه برای تسکین فشار مثبت و شعله حاصل از انفجار با هدف مدیریت موج انفجاری به منظور کاهش حداکثری مخاطرات بالقوه طراحی و جانمایی می‌گردد. در حقیقت این پنل به عنوان سطح ضعیف در بدنه محفظه عمل می‌کند. و در زمان انفجار سریعا پاره شده تا فشار و مواد سوختنی طبق ملاحظات ایمنی به بیرون هدایت شوند. بدین ترتیب از آسیب شدید به فیلترخانه و تجهیزات اطراف جلوگیری می‌شود. علاوه بر ساختار جنس بدنه غبارگیر، موقعیت جانمایی و نوع پنل عوامل متعددی دیگری از جمله شاخص انفجار (Kst)، حجم فیلترخانه، فشار عملکردی پنل[3]، حداکثر فشار ایمن تخلیه‌سازی[4] در تعیین مشخصات پنل تخلیه موج انفجار موثر هستند. نمونه این پنل به همراه جزئیات نصب در شکل ۸-۲۶ نمایش داده شده است.

دمپر قطع جریان[5]

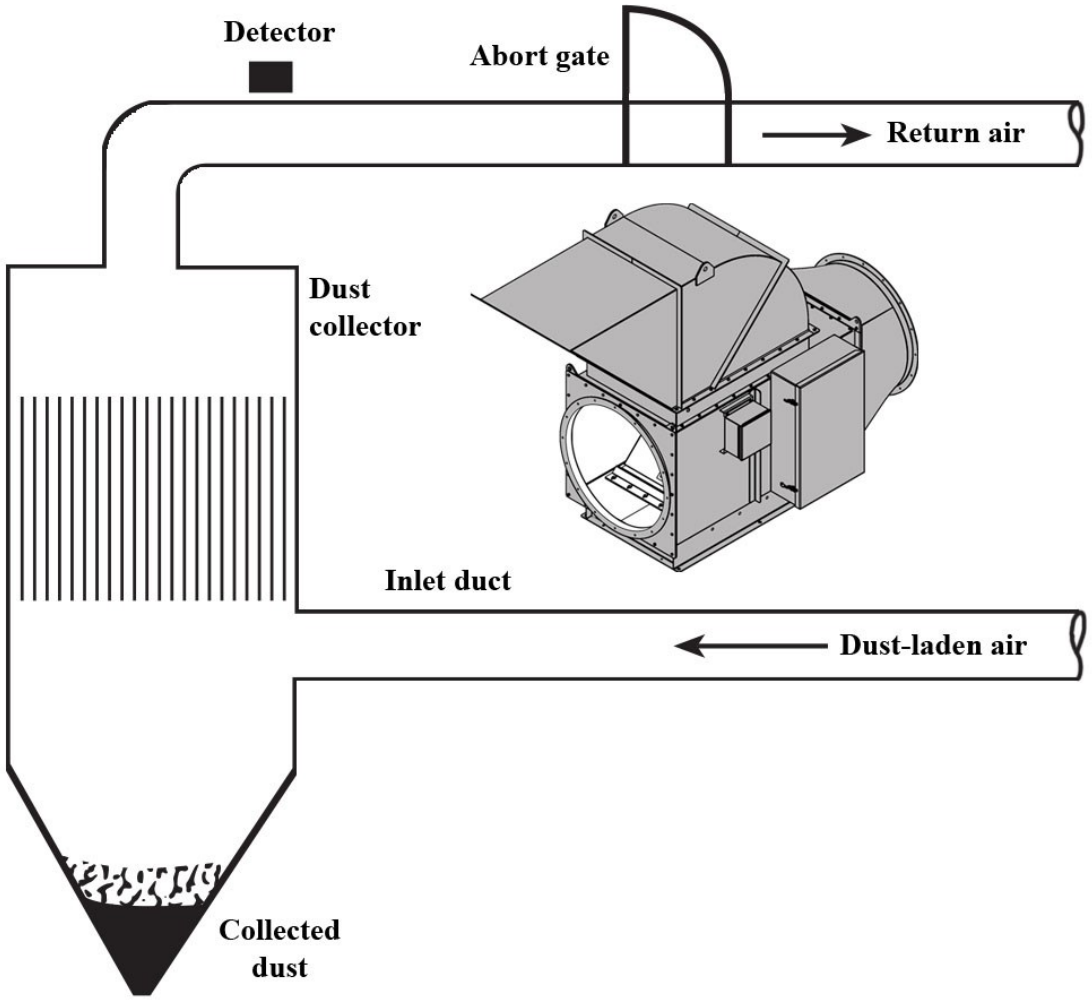
چنانچه جریان مکشی صرفا حاوی ذرات و عاری از گازها یا بخارات شیمیایی باشد، امکان برگشت مجدد هوا خروجی از غبارگیر پارچه‌ای به محیط کار (کارگاه) مشروط به عدم ایجاد ریسک غیرقابل قبول ثانویـه و تـأیید کارشناس بهداشت صنعتـی میسر است. و در صورت وجـود ریسک انفجـار در

1. ATmosphères EXplosibles (ATEX) which is French for "explosive atmospheres"
2. Deflagration vent panel
3. Static Activation Pressure (Pstat)
4. Reduced Pressure (Pred)
5. Abort gate (Abort damper)



شکل ۸-۲۶: نمونه پنل تخلیه موج انفجاری به همراه جزئیات نصب

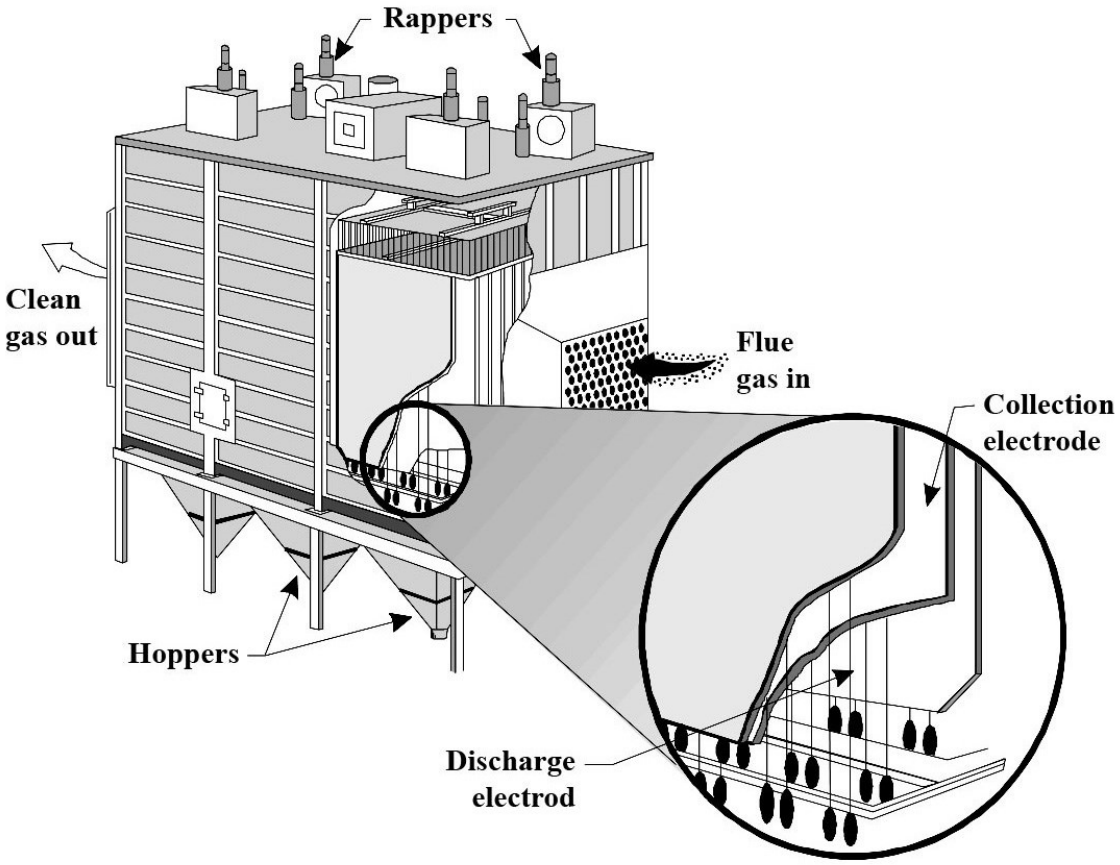
فیلترخانه باید کانال هوای برگشتی جهت انسداد مسیر و هدایت ایمن موج انفجاری و مخاطرات بالقوه (شعله و آلاینده‌های هوابرد) به فضای اتمسفریک (ناحیه ایمن) مجهز به دمپر قطع جریان باشد. این دمپر باید در پایین‌دست یک یا چند دتکتور فعال‌سازی در فاصله‌ای مناسب از غبارگیر جانمایی گردد. متناسب با شرایط غبارگیر می‌توان از انواع دتکتور (شعله، جرقه، ازدیاد حرارت، مادون قرمز) استفاده نمود. جانمایی و آرایش دمپر قطع جریان و دتکتور فعال‌سازی نسبت به غبارگیر بطور شماتیک در شکل ۸–۲۷ نمایش داده شده است.



شکل ۸–۲۷: آرایش دریچه قطع جریان و دتکتور فعال‌سازی

رسوب دهنده‌های الکترواستاتیک

رسوب‌دهنده‌های الکترواستاتیک[1] یکی از پرکاربردترین وسایل تصفیه‌کننده هوا برای جداسازی و جمع‌آوری آلاینده‌های ذره‌ای می‌باشند. اصول کار دستگاه الکترواستاتیک استاندارد مطابق تصویر شماتیک نمایش داده شده در شکل ۸–۲۸، شامل باردارسازی مولکول‌های گاز (هوا) و ذرات معلق، جمع‌آوری ذرات روی صفحات با بار الکتریکی مخالف و دفع لایه‌های غبار انباشته‌شده از صفحات می‌گردد. این دستگاه دارای سیم‌های باریکی به نام الکترود تخلیه[2] است که بطور یکسان در فضای بین دو صفحه بزرگ متصل به زمین (ارت)[3] به نام الکترودهای جمع‌آوری[4] جانمایی می‌شوند. به واسطه میدان الکتریکی اعمالی از سوی الکترود تخلیه، الکترون‌های آزاد و یون‌های گازی مثبت اطراف آن



شکل ۸–۲۸: اجزای اصلی رسوب‌دهنده الکترواستاتیک استاندارد

1. Electrostatic Precipitators - ESPs
2. Discharge electrode
3. Grounded
4. Collection electrode

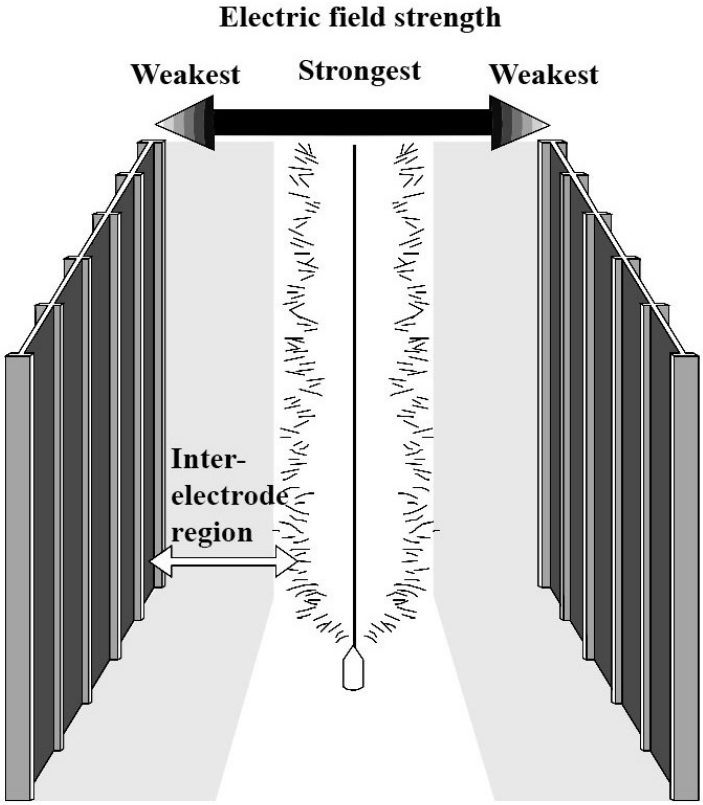
تشکیل می‌شوند. الکترون‌های آزاد با حداکثر سرعت از اطراف میدان الکتریکی دور می‌شوند، و این الکترون‌های متواری باعث القای بار منفی به مولکول‌های گاز (هوا) در ناحیه بین الکترودی شده و یون‌های گازی منفی را تشکیل می‌دهند. این یون‌ها با ذرات برخورد نموده و به آنها می‌چسبند. شایان ذکر است که همه این اتفاقات در کسری از ثانیه رخ می‌دهد. نتیجه اصلی این مکانیزم، اعمال بار منفی به ذرات و جذب آنها توسط صفحات جمع‌آوری متصل به زمین با بار مثبت خواهد بود. این دستگاه می‌تواند براساس طراحی خاص برخی پارامترها مانند شکل الکترود، روش باردارسازی، دمای عملکردی و شیوه حذف ذرات از سطوح جمع‌آوری طبقه‌بندی شوند. سوب‌دهنده‌های الکترواستاتیک می‌توانند حجم زیادی از هوا را در محدوده وسیعی از دمای ورودی، فشار، غلظت آلاینده و شرایط اسیدی کنترل نمایند. آنها قادرند دامنه گسترده ذرات را در اندازه‌های مختلف در دو وضعیت مرطوب و خشک جداسازی و جمع‌آوری کنند. عموما راندمان جمع‌آوری رسوب‌دهنده‌های الکترواستاتیک به ۹۹ درصد می‌رسد. همانطور که پیشتر بیان شد، این دستگاه دارای سیم‌های باریکی به نام الکترود تخلیه است که در فضای بین صفحات بزرگ الکترود جمع‌آوری جانمایی می‌شوند. الکترود به قطعه‌ای اطلاق می‌شود که قادر به تولید و انتقال الکتریسته است. یک جریان پالسی مستقیم با ولتاژ بالا و بار منفی به الکترود تخلیه اعمال می‌شود تا یک میدان الکتریکی با بار منفی ایجاد نماید. این میدان الکتریکی مطابق شکل ۸-۲۹ به سه ناحیه تقسیم‌بندی می‌شود:

- ناحیه مجاور الکترودهای تخلیه که شدت میدان الکتریکی در بالاترین حد قرار دارد.
- ناحیه بین الکترودی[1] مابین دو الکترود تخلیه و جمع‌آوری که شدت میدان الکتریکی آن نسبت به ناحیه مجاور الکترودهای تخلیه ضعیف‌تر است.
- ناحیه مجاور الکترود جمع‌آوری که شدت میدان الکتریکی آن در ضعیف‌ترین حالت است.

ناحیه اطراف الکترودهای تخلیه فضایی است که فرآیند باردارسازی ذرات شروع می‌شود. این فرایند در ناحیه کوچکی در اطراف الکترود تخلیه در لحظه (حدود یک میلی ثانیه) رخ می‌دهد. ولتاژ اعمالی

1. Inter-electrode region

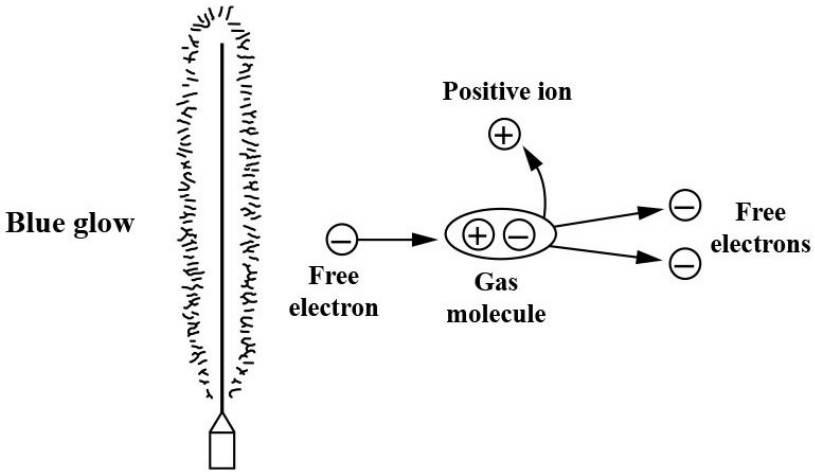
بر این الکترود دائما افزایش می‌یابد تا اینکه تخلیه کرونا[1] (پدیده الکتریکی است که هوا (گاز) اطراف هادی الکتریکی با ولتاژ بالا در اثر یونیزه‌شدن از حالت عایق به رسانا تبدیل می‌شود) صورت بگیرد. این پدیده به صورت تابش آبی رنگ درخشانی[2] در اطراف الکترودهای تخلیه قابل رویت است. الکترون‌های آزاد ایجادشده توسط تخلیه کرونا به سرعت از اطراف میدان الکتریکی منفی متأثر و دور



شکل ۸-۲۹: نواحی میدان الکتریکی رسوب‌دهنده الکترواستاتیک

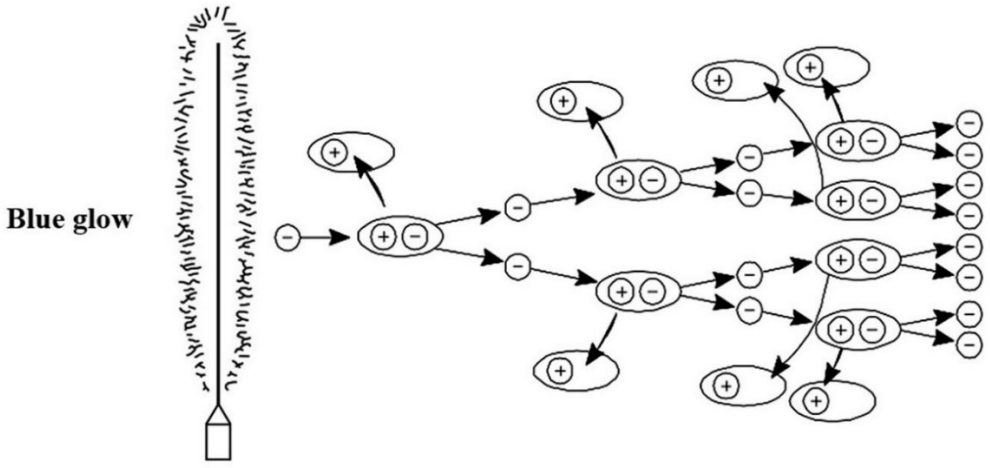
می‌شوند. شتاب بالای گریز الکترون‌های آزاد باعث برخورد شدید آنها با مولکول‌های گاز شده و مطابق تصویر شماتیک شکل ۸-۳۰ موجب خروج الکترون‌های داخل مولکول گاز (هوا) می‌گردد. در نتیجه با از دست دادن الکترون (بار منفی)، مولکول‌های هوا به یون‌های مثبت تبدیل می‌شوند. به عبارت دیگر، یونیزه شدن مولکول‌های هوا منجر به تولید الکترون‌های آزاد می‌شود. تمام اتفاقات فوق در ناحیه بسیار نزدیک به الکترود تخلیه رخ می‌دهد. این فرایند بطور پیوسته ادامه یافته و مرتبا الکترون‌های

1. Corona discharge
2. Luminous blue glow



شکل۸-۳۰: پدیده تخلیه کرونا

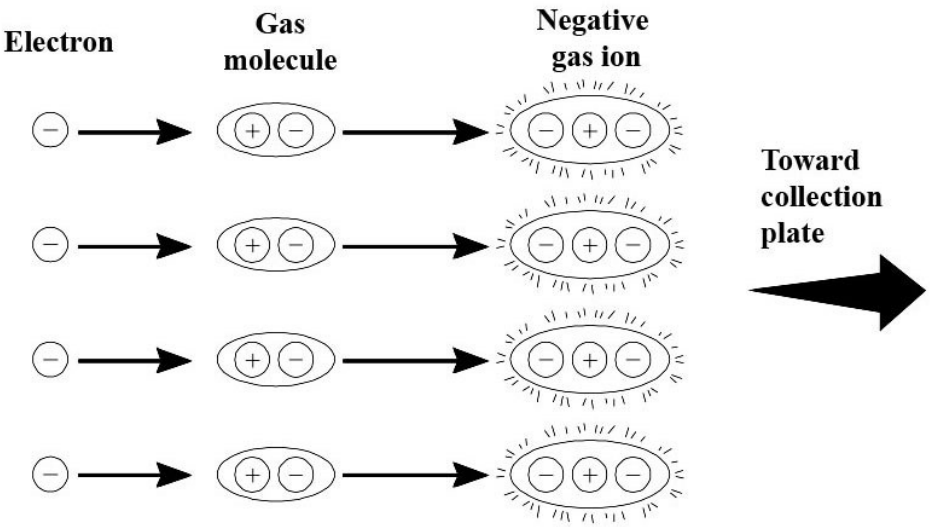
آزاد و یون‌های مثبت بیشتری تولید می‌گردد، که مطـابق تصویر شکل ۸-۳۱ اصطلاحا تحت عنوان تکثیر بهمنی[1] شناخته می‌شود. الکترون‌های آزاد به صورت تصادفی با مولکول‌های گاز برخورد و مولکول‌های بیشتری را یونیزه می‌کنند. و یون‌های مثبت حاصله به سمت الکترود تخلیه با بار منفی کشیده می‌شوند. مولکول‌ها صدها برابر بزرگتر از الکترون‌های ریز هستند و به آرامی حرکت می‌کنند. بسیاری از مولکول‌های گازی یونیزه مستقیما به سیم الکترود تخلیه برخورد نموده و در فضـای گـــازی اطراف سیم مجددا الکترون‌هـــای بیشتری از آنها جـدا می‌شود. این پـدیده انتشار ثانویه[2] نامیده می‌شود.



شکل۸-۳۱: تکثیر عظیم مولکول‌های گاز

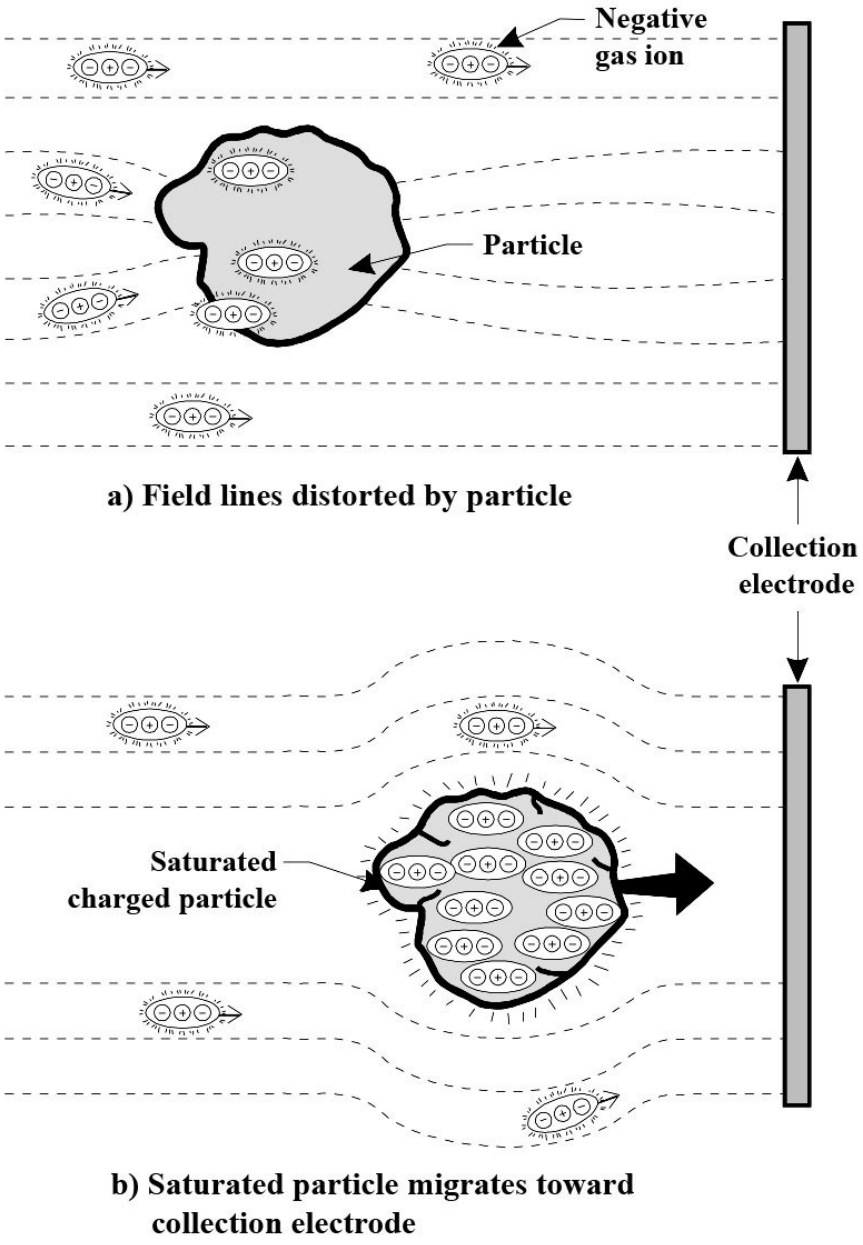
1. Avalanche multiplication
2. Secondary emission

در واقـع با انجـام این پدیـده فضـای اطراف الکترود تخلیـه مملو از یون‌های مثبت و تعداد بسیار زیادی الکترون‌های آزاد می‌گردد. به محض خروج الکترون‌ها از میدان الکتریکی قوی اطراف الکترود تخلیه، سرعت آنها به مرور کمتر می‌شود. یعنی الکترون‌ها در ناحیه بین الکترودی تحت تأثیر دافعه الکترود تخلیـه قرار دارند، اما شدت آن با افزایش فاصله کاهش می‌یابد. مطابـق تصویر شکل ۸-۳۲ مولکول‌های هوا (گاز) در ناحیه بین الکترودی نیز حضور دارند، اما الکترون‌ها به جای برخورد شدید با آنها و تولید الکترون آزاد، به مولکول‌های گاز چسبیده و به دام می‌افتند. این الکترون‌ها سبب القای بارهای منفی به مولکول‌های گاز شده و یون‌های گازی منفی ایجاد می‌نمایند. و یون‌های منفی حاصله تمایل دارند در خلاف جهت میدان الکتریکی منفی حاصل از الکترود تخلیه حرکت کنند. به عبارتی در ناحیه بین الکترودی نزدیک الکترود تخلیه عملیات یونیزاسیون مولکول‌های گاز به شکل کاملا متفاوتی رخ می‌دهد. یون‌های نزدیک الکترود تخلیه مثبت هستند و تمایل به حضور در آن ناحیه دارند، و یون‌های ناحیه بین الکترودی منفی هستند و تمایل به دور شدن از اکترود تخلیه در راستای خطوط نامرئی میدان الکتریکی و حرکت به سوی صفحات جمع‌آوری دارند. یون‌های گازی منفی نقشی کلیدی در به دام انداختن ذرات غبار ایفا می‌کنند. برای حذف ذرات غبار از جریان هوا ضروری است توسط بار الکتریکی منفی باردار شوند. این عملیات باردار شدن زمانی رخ می‌دهد کـه ذرات غبار حین عبور از ناحیه بین الکترودی با یون‌های منفی گازی در حال حرکت به سمت صفحـات جمع‌آوری برخورد



شکل۸-۳۲: تشکیل یون‌های گازی منفی در ناحیه بین الکترودی

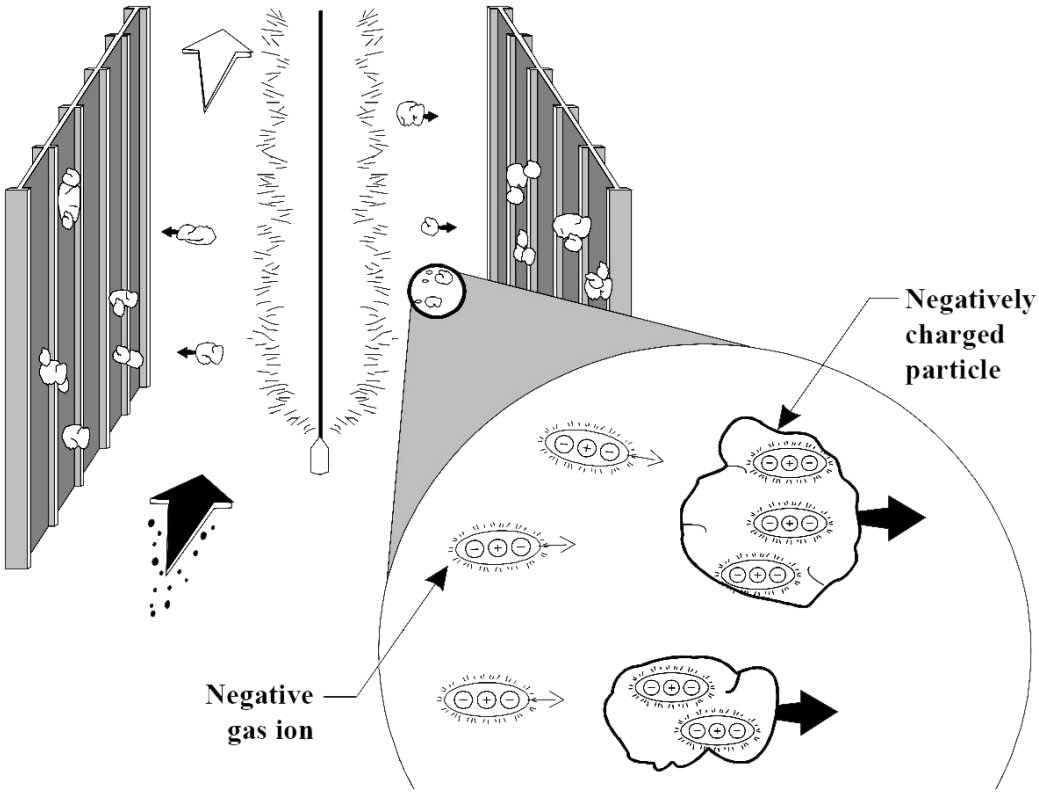
می‌کنند. باردارسازی ذرات بر حسب اندازه ذرات به ۲ مکانیزم میدانی[1] و انتشاری[2] صورت می‌گیرد. مطابق شکل ۸-۳۳ در مکانیزم باردارسازی میدانی با ورود ذرات غبار (با قطر بیش از یک میکرون) به میـدان الکتریکی، خطوط نامرئـی میدان منحرف می‌گردد. یونهـای گازی منفی که در راستای خطوط نامرئی از سمت الکترود تخلیـه به سمت صفحـات جمع‌آوری در حرکت هستند بـا این ذرات برخورد



شکل۸-۳۳: مکانیزم باردارسازی میدانی ذرات

1. Field charging
2. Diffusion charging

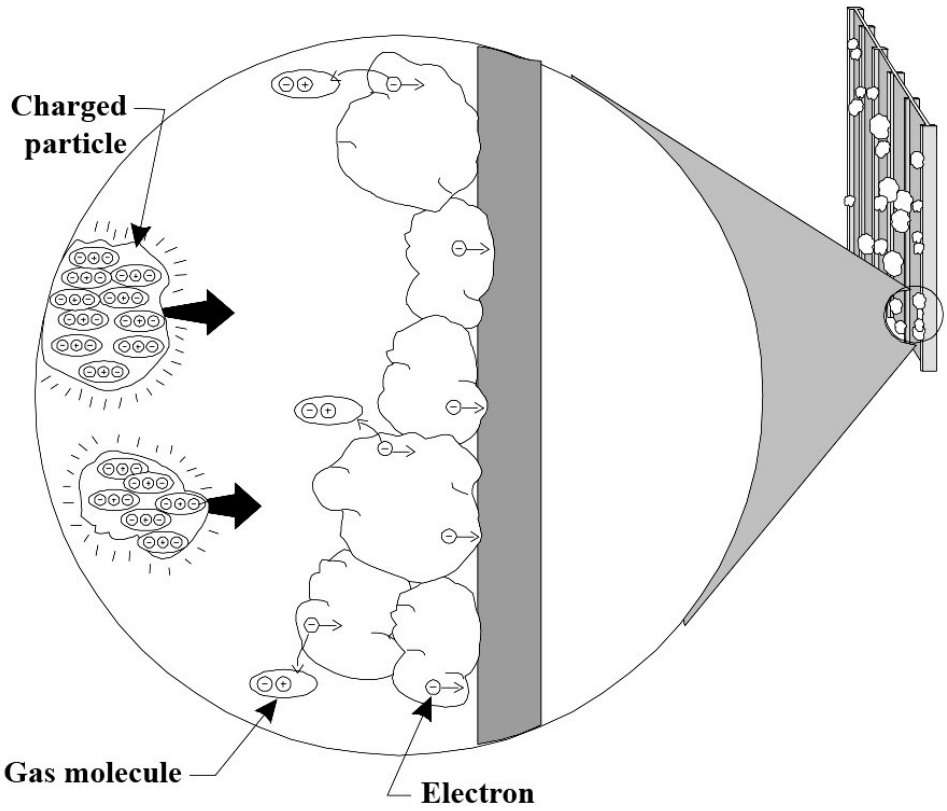
نموده و موجب القای بار الکتریکی منفی به آنها می‌شوند. در ابتدا با توجه به اندازه بزرگ ذرات نسبت به یون‌های گازی، میزان شارژ آنها نسبتا اندک است، اما به مرور یون‌های بیشتری به ذرات چسبیده و روند شارژ افزایش می‌یابد. ذرات بسیار کوچک (با قطر حدود یک میکرون) می‌توانند ده‌ها یون را جذب نمایند و ذرات بزرگ (با قطر حدود ۱۰ میکرون) قادرند ده‌ها هزار یون را جذب کنند. روند بمباران ذرات غبار توسط یون‌های گازی منفی تا رسیدن به حالت اشباع ادامه می‌یابد. در نهایت هیچ یون منفی دیگری توسط ذرات غبار جذب نمی‌شود. در واقع، یون‌های منفی گازی توسط میدان الکتریکی منفی اطراف ذرات دفع می‌گردد که اصطلاحا این حالت را شارژ اشباع[1] می‌نامند. ذرات غبار باردار (منفی) موجب تغییر مسیر خطوط نامرئی میدان الکتریکی الکترود تخلیه گردیده و مطابق شکل ۸-۳۴ به سمت الکترود (صفحات) جمع‌آوری حرکت می‌کنند و بدین ترتیب از جریان هوای عبوری جداسازی می‌شوند. بدیهی است ذرات بزرگتر، شارژ اشباع بیشتری دارند (به دلیل داشتن



شکل۸-۳۴: روند شارژ ذرات و رسوب آنها روی صفحات جمع‌آوری متصل به زمین

1. Saturation charge

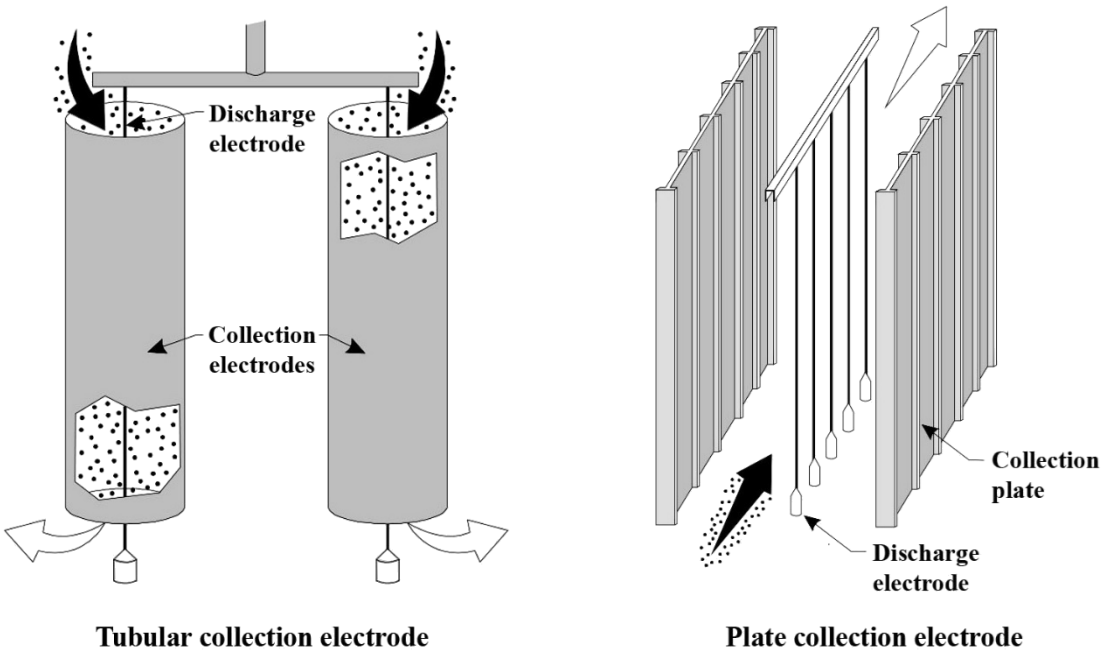
یون‌های منفی بیشتر) و در نتیجـــه با سرعت بیشتری نسبت به ذرات کوچک‌تر به سمت صفحـات جمع‌آوری (الکترودهای متصل به زمین) حرکت خواهند کرد. مکانیزم باردارسازی انتشاری برای ذرات بسیار ریز (با قطر حدود یک دهم میکرون) صادق است. زیرا این ذرات قادر به انحراف خطوط نامرئی میدان الکتریکی نبوده و باردارسازی آنها مبتنی بر حرکت براونی یون‌های منفی و برخورد تصادفی آنها با ذرات غبار بسیار ریز می‌باشد. در این شرایط با افزایش دمـای گـاز، سرعت حرکت یون‌های منفی افزایش یافته و القای بار الکتریکی منفی به ذرات بیشتر خواهد شد. نهایتا ذرات دارای بار القایی منفی توسط صفحات جمع‌آوری متصل به زمین جذب و جداسازی می‌شوند. صرف نظر از اندازه، پس از رسیدن ذرات به صفحات جمع‌آوری بر اثر نیروهای چسبندگی[1] و پیوستگی[2] به آنها می‌چسبند. مطابق شکل ۸-۳۵ به تدریج لایه‌ای از ذرات روی صفحـات تشکیل و به مرور ضخیم‌تر می‌شود تا زمانی که



شکل۸-۳۵: تجمع ذرات روی صفحات جمع‌آوری متصل به زمین

1. Adhesive force
2. Cohesive force

به روش مناسبی دفع گردد. وقتی کـه ذرات باردار به صفحات جمع‌آوری متصل به زمین می‌رسند، بخشی از بار الکتریکی ذرات به آرامی به صفحات جمـع‌آوری متصل به زمین نشت می‌کنـد. بخشی از بار الکتریکی حفظ شده و بخشـی از آن در قالب نیروهای چسبندگی و پیوستگی بین مولکولی جهت نگهداری ذرات بر روی صفحات حفظ می‌شود. نیروهای چسبندگی باعث می‌شوند که ذرات به دلیل سطوح ناهمسان بطور فیزیکی برروی یکدیگر نگه داشته شوند. ذراتی که تازه به ذرات جمع‌آوری شده قبلی می‌رسند، توسط نیروی پیوستگی نگه داشته می‌شوند، در واقع ذرات جذب گردیده و سپس به صورت مولکولی کنار هم حفظ می‌شوند. بعـد از اینکه لایه غبار به ضخامت مشخصی بر روی صفحات رسید، آنگاه چرخه حذف ذرات از روی صفحات جمع‌آوری شروع می‌شود. روش پاک‌سازی بر اساس ساختار و نوع الکترود جمع‌آوری به دو صورت است. مطابق شکل ۸-۳۶ الکترودهای جمع‌آوری می‌توانند به شکل صفحه‌ای و لوله‌ای طراحی گردند، که نوع صفحه‌ای آن متداول‌تر است. در نوع لوله‌ای معمولا ذرات توسط پاشش آب پاک‌سازی می‌شوند، و در نوع صفحه‌ای امکان پاک‌سازی از طریق پاشش آب یا ایجاد لرزش (تکاندن) امکان‌پذیر است. تکاندن عملیاتی است که به واسطه اعمال نیروی مکانیکی و ایجاد ارتعاش، ذرات غبار خشک از الکترود جمع‌آوری جداسـازی می‌گردد. حین فراینـد جداسـازی ذرات غبـار از جریان هـوا در بازه زمـانی معینی به صفحـات جمع‌آوری ضربه زده



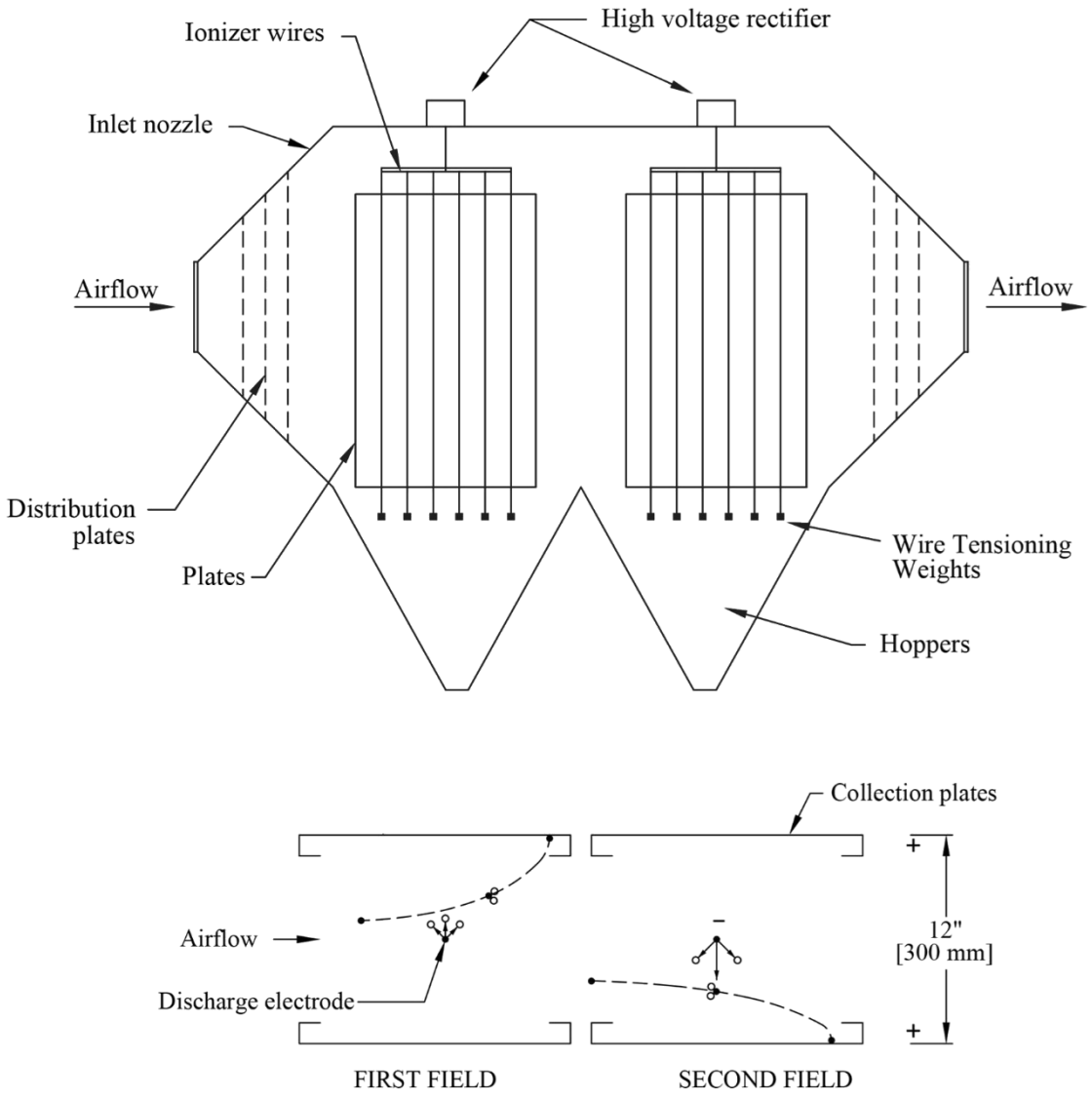
شکل ۸-۳۶: الکترودهای جمع‌آوری صفحه‌ای و لوله‌ای

می‌شود و فعالیت دستگاه ESP متوقف نمی‌گردد. به عبارتی ورود جریان هوای حاوی ذرات به دستگاه پیوسته ادامه داشته و ولتاژ دستگاه ثابت باقی می‌ماند. عموما با افزایش و رسیدن ضخامت لایه غبار به 0.03 – 0.5 in. [0.8 – 12.7 mm] صفحات پاک‌سازی می‌شوند. این میزان ضخامت اجازه می‌دهد که لایه‌های غبار به صورت ورقه‌های متراکم بزرگ از جای خود جدا شده و به سمت هاپر جمع‌آوری سرازیر گردد و از هوابرد شدن مجدد ذرات در هوا پیشگیری شود. برخی سامانه‌های تکان دهنده قابل تنظیم هستند، یعنی می‌توان شدت و فرکانس ضربات را بر حسب تراکم ذرات جریان هوای ورودی تنظیم نمود. بدین ترتیب زمانی که تراکم ذرات زیاد باشد، نیاز به ضربات با تناوب بیشتری خواهد بود. هاپر جمع‌آوری، یک مخزن ذخیره هرمی شکل با دیواره‌های مایل با شیب ۵۰ تا ۷۰ درجه است که اجازه حرکت آزادانه ذرات را از بالای هاپر به دهانه تخلیه فراهم می‌کند. در سامانه پاک‌سازی توسط پاشش آب، لجن حاصله از طریق لوله‌کشی به مخزن نگهداری لجن منتقل و متعاقبا به سمت حوضچه ته‌نشینی هدایت می‌شود تا بطور مناسبی دفع گردند. پاشش آب نیز زمانی رخ می‌دهد که دستگاه ESP در حال فعالیت است و بطور متناوب ذرات جمع‌آوری شده روی صفحات را حذف می‌کند. آب متداول‌ترین مایع مصرفی محسوب می‌شود، با این حال چنانچه فرایند جذب آلاینده‌های گازی هم مدنظر باشد، امکان استفاده از سایر ترکیبات مایع وجود دارد.

انواع رسوب دهنده‌های الکترواستاتیک

رسوب دهنده‌های الکترواستاتیک براساس تعداد مراحل شارژ و جمع‌آوری ذرات از جریان هوای ورودی طبقه‌بندی می‌شوند. در دستگاه ESP تک مرحله‌ای کترل[1] از ولتاژ بالا (حدود ۴۰۰۰۰ تا ۷۵۰۰۰ ولت جریان مستقیم) جهت انجام فرایند یونیزاسیون استفاده می‌شود که تحت عنوان رسوب‌دهنده‌های ولتاژ بالا معروف هستند. این گروه رسوب‌دهنده عموما برای جریان هوا با بار غبار سنگین مانند خروجی بویلرها و کوره‌های خشک‌کن سیمان بکارگرفته می‌شود. مطابق شکل ۸–۳۷ با انجام فرایند یونیزاسیون، ذرات غبار باردار عمود بر جریان هوای عبوری از دستگاه به سمت الکترودهای جمع‌آوری (مانند صفحه‌ای یا لوله‌ای) مستقر مسیر جذب می‌شوند. در این دستگاه ذرات در یک مرحله باردار و جمع‌آوری می‌گردند. در دستگاه ESP دو مرحله‌ای پنی[2] از ولتاژ پایین (حدود ۱۱۰۰۰ تا ۱۵۰۰۰ ولت

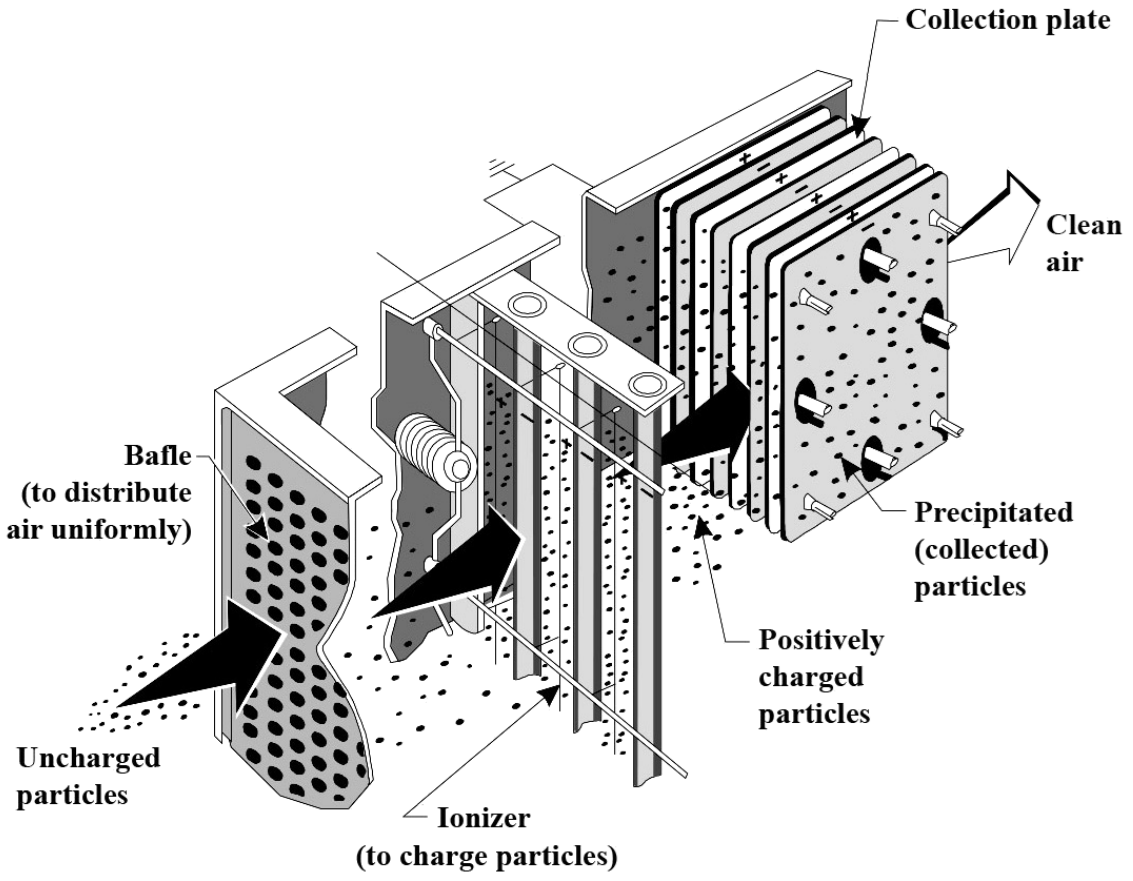
1. Cottrell single-stage precipitator
2. Penny two-stage precipitator



شکل ۸–۳۷: رسوب دهنده الکترواستاتیک تک مرحله‌ای کترل

جریان مستقیم) جهت فرایند یونیزاسیون استفاده می‌شود که عموما به رسوب‌دهنده‌های ولتاژ پایین معروف هستند. این گروه رسوب‌دهنده برای جریان هوا با بار غبار سبک معمولا کمتر از $0.025 grain/ft^3$ [$57\ mg/m^3$] مانند آلاینده‌های انتشاری دستگاه تزریق پلاستیک، پرس فورج، دایکاست و جوشکاری قابل بهره‌برداری است. مطابق شکل ۸–۳۸ فرایند باردار نمودن و جمع‌آوری ذرات در ۲ مرحله مجزا صورت می‌گیرد. مرحله یونیزاسیون که متشکل از یک سری سیمهای کوچک دارای بار الکتریکی مثبت با فواصل یکسان .in 2 – 1 [25 – 51 mm] است که بطور موازی نسبت به لوله‌ها یا میله‌های متصل به زمین قرار دارند. فرایند تخلیه کرونا مابین هر سیم و لوله/ میله متناظر

موجب باردار شدن ذرات معلق عبوری از بخش یونیزاسیون می‌شود. مرحله دوم متشکل از صفحات فلزی موازیست که با فاصله کمتر از .in 1 [25 mm] از یکدیگر قرار دارند. در مرحله یونیزاسیون، ذرات غبار از نظر الکتریکی دارای بار مثبت گردیده و بر روی صفحـات دارای بار الکتریکی منفی مرحلـه دوم رسوب می‌کنند. دود، مایعـات، آب و حلال پاششی بطور ثقلی درون تشتک[1] مستقر در زیر صفحـات جمع‌آوری تخلیه شده و در قالب پسـاب به مسیر مربوطه هدایت می‌شود. شایان ذکـر است، جهت دستیابی به راندمان بهینه رسوب‌دهنده‌هـای الکترواستاتیک باید اطمینان حـاصل شود که دمـای جریان ورودی جهت تشکیل کندانس در حـد مطلوب پایین نگـه داشته شده باشد.

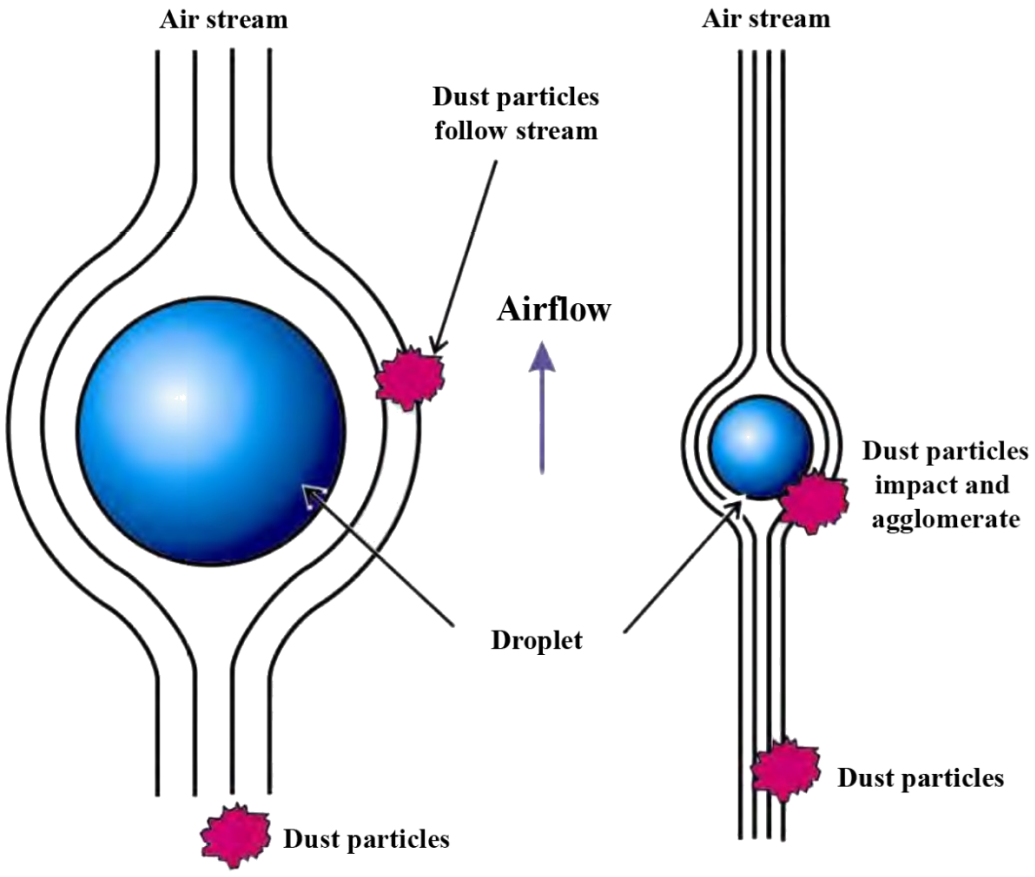


شکل ۸–۳۸: رسوب دهنده الکترواستاتیک ۲ مرحله‌ای پنی

1. Pan

اسکرابرها[1]

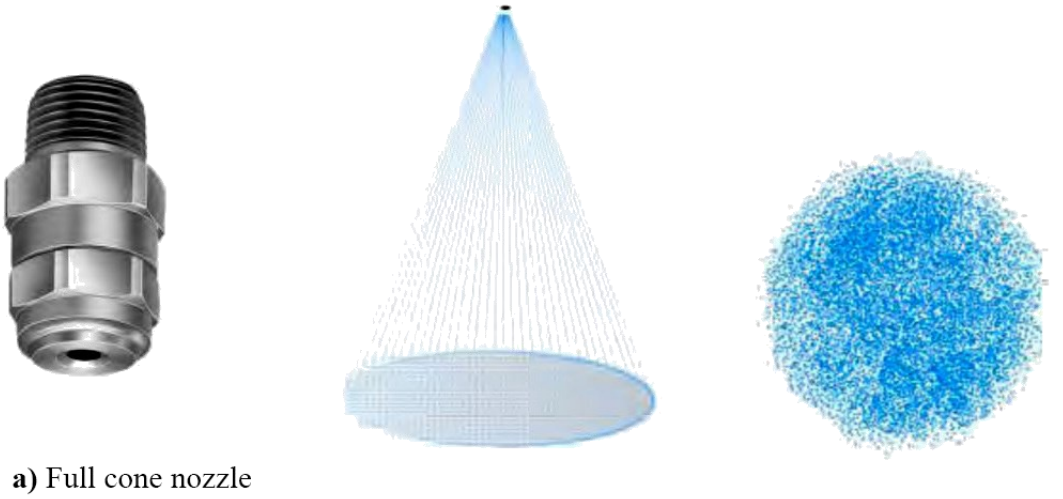
در این نوع تصفیه‌کننده‌ها برای جداسازی و حذف آلاینده‌های هوابرد جریان هوا از سیال مایع (عموما آب) استفاده می‌شود. به عبارتی سیال مایع به عنوان عامل پاکسازی به ذرات آلاینده برخورد و تشکیل توده بزرگتر می‌دهد. و هرچه میزان تماس موثر هوا و مایع بیشتر باشد، میزان راندمان عملیاتی تصفیه‌کننده بالاتر خواهد بود. جریان آب تحت فشار پشت نازلها به حالت اسپری روی جریان هوای عبوری پاشیده می‌شود. مطابق شکل ۸-۳۹، با کاهش قطر قطرات آب میزان برخورد و توده‌سازی[2] افزایش خواهد یافت. عموما اندازه قطرات آب (مایع جاذب) ۵۰ تا ۳۰۰ میکرون نیاز عملیاتی اکثر تصفیه‌کننده‌های مرطوب را فراهم می‌کند. لازم به یادآوری است، تأمین قطرات ریزتر مستلزم صرف توان و فشار هیدرولیکی بالاتر برای نازلهای اسپری می‌باشد. دامنه فشار نازل پاشش انواع اسکرابرهای



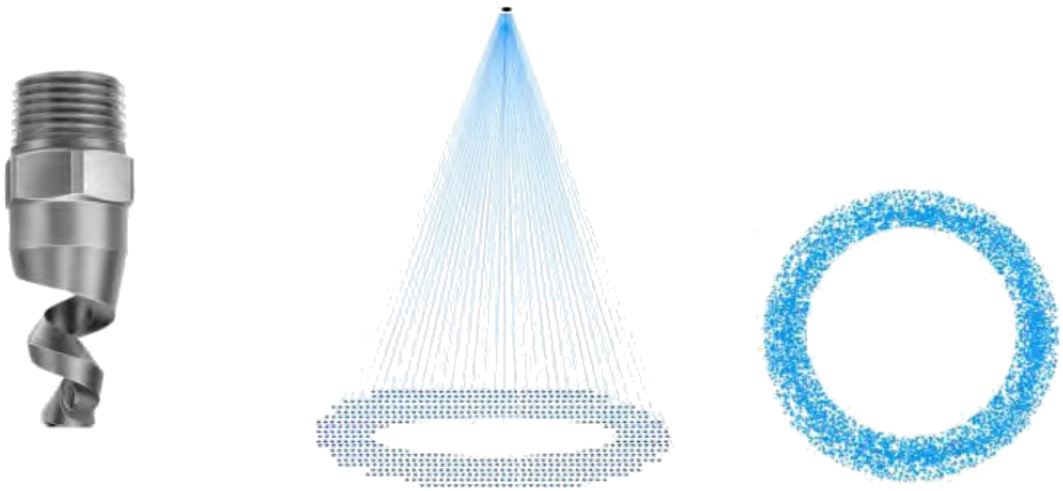
شکل ۸-۳۹: تأثیر اندازه قطرات در میزان جمع‌آوری غبار

1. Wet collectors (Scrubbers)
2. Agglomeration

کاربردی در تهویـه صنعتی حدود 20 – 400 psig [140 – 2750 Kpa] است. متناسب با شرایط عملیاتی مطابق شکل ۸–۴۰ از نازلهای اسپری با الگوی پاشش مخروط توپر یا توخالی[1] استفاده می‌شود.



a) Full cone nozzle

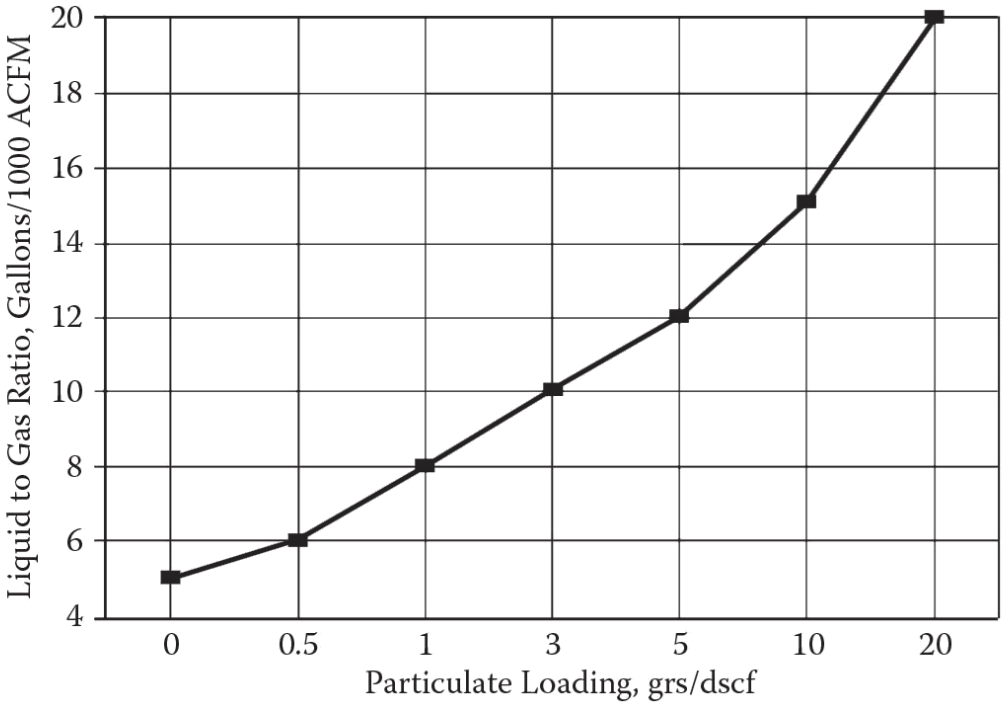


b) Hollow cone spiral nozzle

شکل ۸–۴۰: الگوی پاشش نازلهای متداول در اسکرابرها

دبی جریـان آب مورد نیاز اسکرابرها برای جداسازی و کنترل ذرات مبتنی بر بار غبار جریان هوای ورودی به دستگاه از نمودار نمـایش داده شده در شکل ۸–۴۱ قابل برآورد است. از اسکرابرهـا در صنایـع مختلف به منظور حذف گازها و بخارات اسیدی، دوده، فیوم و ذرات معلق استفاده می‌شود. شایان ذکر است، قابلیت پاکسـازی هوای مکشی از فرایندهـای پرحرارت یا عملیات صنعتی با درصد

1. Full cone nozzle and Hollow cone spiral nozzle



شکل ۸–۴۱: نمودار دبی آب مورد نیاز اسکرابر بر حسب بار غبار ورودی

رطوبت بالا از جمله مزایای این نوع تصفیه‌کننده است. تصفیه‌کننده‌های مرطوب در انواع مختلفی با دامنه افت فشار متفاوت 1.5 – 100 in.wg [374 – 24900 Pa] قابل طراحی هستند. در راستای افزایش تماس موثر عموما جریان هوای آلوده از روی صفحات مشبک[1] یا بستر پرشده با مواد پرکن[2] عبور داده می‌شود. همچنین در برخی موارد، اسکرابر ونتوری برای افزایش مضاعف راندمان جداسازی بکارگیری می‌شود. لازم به ذکر است، پساب سامانه اسکرابر در صورت پالایش و بازیافت مجددا جهت فعالیت اسکرابر قابل استفاده است. عموما استفاده از ترکیب آب تازه و بازیافتی توصیه می‌شود. اسکرابرها از نظر ساختار و نحوه عملکرد دارای انواع مختلفی هستند. با این حال، روند فعالیت آنها در قالب ساختار زیر می‌باشد.

مرطوب‌سازی جریان هوا

طی فرآیند مرطوب‌سازی جریان هوای ورودی در اسکرابر (بالای ۸۰ درصد)، قابلیت توده‌سازی ذرات ریز غبار افزایش یافته و نهایتا عملیات جداسازی و جمع‌آوری آنها تسهیل و تسریع می‌گردد.

1. Tray
2. Packing material

تماس هوا و سیال مایع (آب)

یکی از مهمترین عوامل موثر بر راندمان اسکرابر فرایند برخورد قطرات آب با ذرات آلاینده است که تحت ۲ مکانیزم اصلی صورت می‌گیرد:

- برخورد اینرسی[1]: هنگامی که قطرات آب در مسیر جریان هوای مملو از غبار قرار گیرند، ذرات غبار بزرگتر تحت تأثیر اینرسی به حرکت در مسیر مستقیم خود ادامه می‌دهند و با قطرات آب برخورد نموده و جداسازی می‌شوند.
- انتشار[2]: هنگامی که قطرات ریز مایع در میان ذرات غبار پراکنده می‌شوند، ذرات بسیار ریز (عموما کوچکتر از ۱ میکرون) تحت تأثیر حرکت براونی بر روی سطح قطرات زیر آب رسوب نموده و جمع‌آوری می‌شوند.

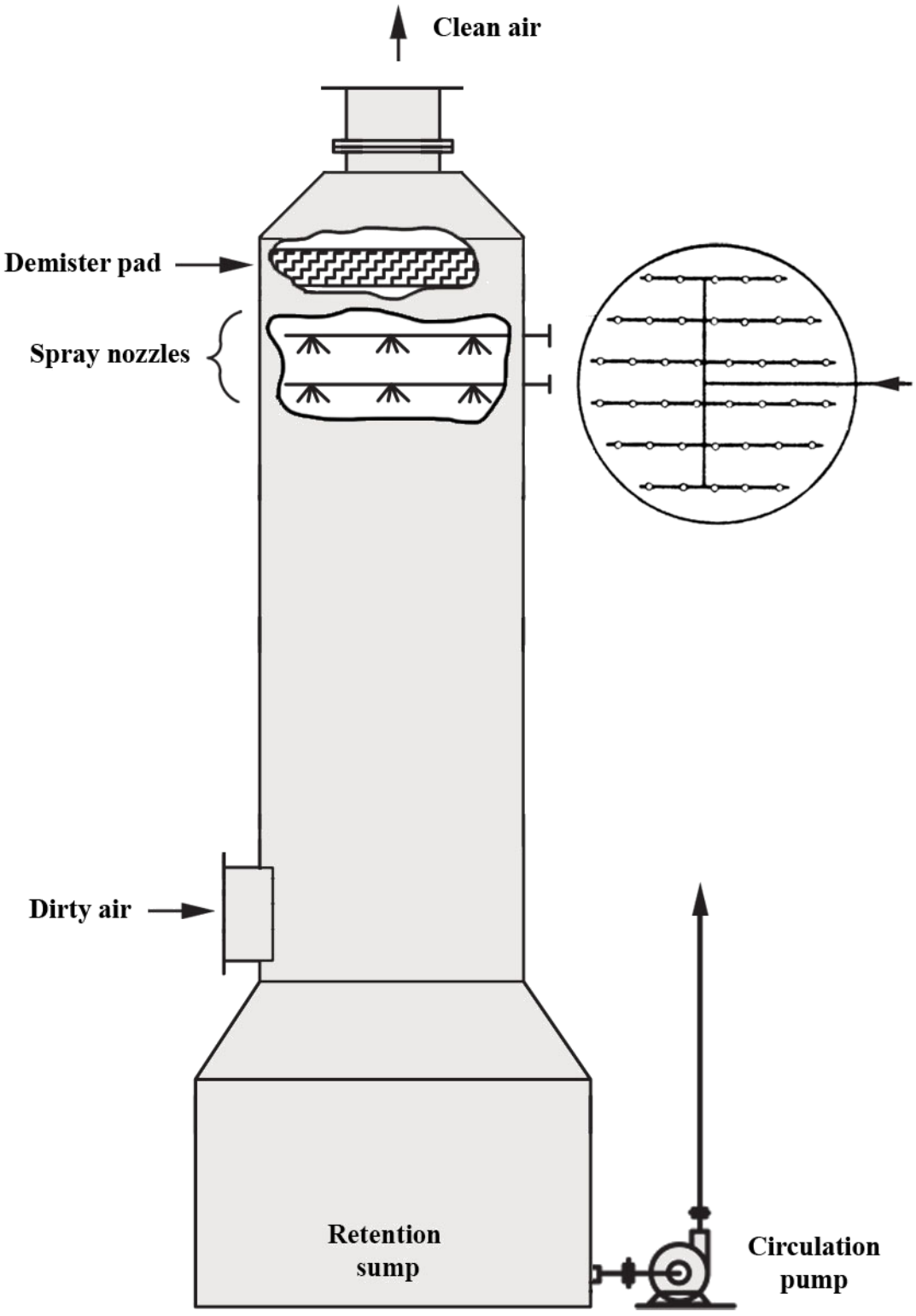
جداسازی مایع از جریان هوا

صرف نظر از مکانیزم برخورد مورد استفاده، باید علاوه بر جداسازی ذرات آلاینده تا حد امکان از خروج ذرات آب از اسکرابر جلوگیری نمود. بدین منظور هوای تصفیه‌شده باید پیش از ترک اسکرابر از روی بستر قطره‌گیر[3] عبور نماید تا ذرات میست آب از جریان هوا جداسازی و حذف گردد.

اسکرابر برج اسپری[4]

برج اسپری نیز مشابه اتاقک رسوب‌دهنده گرانشی است که مطابق شکل ۸-۴۲ از سیال مایع جهت جمع‌آوری ذرات استفاده می‌کند. در قیاس با مولکولهای هوا (گاز)، ذرات غبار بدلیل اینرسی بیشتر با قطرات آب برخورد کرده و در سطح قطرات جذب و تحت تأثیر نیروی گرانش همراه قطرات سقوط می‌کنند. این دستگاه، شامل یک ستون یا برج عمودی است که جریان هوای آلوده از بخش تحتانی برج وارد و با حرکت رو به بالا از بالاترین تراز خارج می‌شود. جریان آب از بخش بالای برج در خلاف جهت حرکت هوا رو به پایین پاشش می‌شود. بدین جهت این نوع اسکرابر اصطلاحا

1. Inertial impaction
2. Diffusion
3. Demister pad
4. Spray tower scrubber



شکل ۸-۴۲: اجزای اسکرابر برج اسپری

جریان معکوس[1] نامیده می‌شود. در حقیقت تراکم و غلظت آلاینده موجود در جریان هوا با حرکت رو به بالا در برج به مرور کاهش می‌یابد. در حالیکه جریان مایع جاذب (آب) تازه برای جداسازی و جذب غلظتهای باقیمانده با نرخ ثابت همچنان وجود دارد. طراحی ارتفاع مفید سامانه جهت برآورد زمان ماند معادل حدفاصل دهانه ورودی جریان هوا تا نازل‌های پاشش می‌باشد.

مزایای برج اسپری

- قابلیت پالایش جریان حجمی بالا،
- مشکلات مکانیکی اندکی،
- افت فشار پایین حدود 0.5 - 1.5 in.wg [125 - 374 Pa]،
- سرعت جریان هوای عبوری از برج حدود 120 - 300 fpm [0.6 – 1.5 m/s]،
- توانایی جداسازی بار غبار تا بیش از 5 grain/ft^3 [11.5 g/m^3] در دامنه ۱۰ الی ۲۰ میکرون،
- جذب گازها و بخارات آلاینده،
- استفاده به عنوان خنک‌کننده در شرایطی که دمای جریان هوا بسیار بالاست. در این حالت، با توجه به تبخیر بخشی از آب پاششی باید نرخ بالاتری برای جریان مایع لحاظ شود.

معایب برج اسپری

- تولید پساب، زیرا نیاز به جریان پیوسته آب با دبی حدود 5-10 gpm/1000 cfm [668-1336 L/1000 m^3] برای هوای اشباع می‌باشد.
- کارآیی نسبتا پایین در جداسازی و حذف ذرات با قطر کمتر از ۵ میکرون،
- امکان ورود مایع به جریان گاز خروجی (ضرورت بکارگیری حذف‌کننده میست[2] به ویژه برای سرعت جریان هوای فراتر از 360 fpm [1.8 m/s])،
- اشغال فضای نسبتا زیاد.

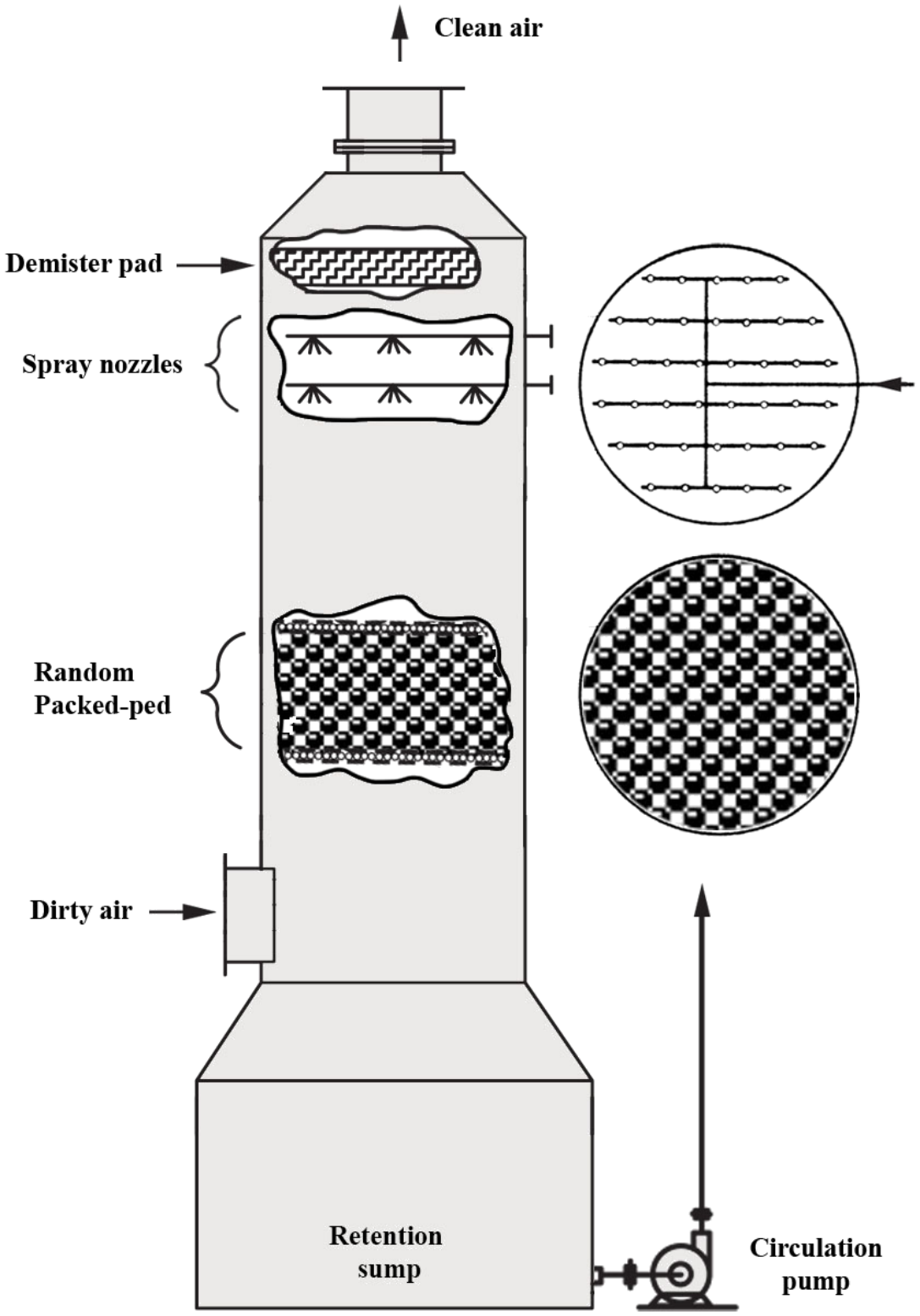
---

1. Countercurrent
2. Demister

اسکرابر برج پرشده[1]

برج پرشده از نظر ظاهری مشابه برج اسپری است، با این تفاوت که در راستای افزایش اثربخشی تماس آلاینده هوابرد با مایع جاذب بخشی از فضای بدنه اسکرابر توسط مواد پرکن مطابق شکل ۸-۴۳ به عنوان بستر پرشده اشغال می‌گردد. این نوع اسکرابر مشروط به قابل حل بودن آلاینده در مایع جاذب، عموما برای جداسازی و کنترل گازها و بخارات یا حذف بوی نامطبوع استفاده می‌شود. شایان ذکر است، بکارگیری بستر پرشده برای جداسازی غبار منجر به رسوب ذرات در بستر و متعاقبا گرفتگی و انسداد مسیر جریان هوا خواهد شد. این نوع اسکرابر بیشترین نرخ انتقال را فراهم می‌کند. نرخ انتقال آلاینده هوابرد از فاز گازی به فاز مایع توسط فرایندهای انتشاری مطرح در وجوه مشترک گاز- مایع تعیین می‌گردد. برای درک بهتر موضوع فرایند تماس دی‌اکسیدگوگرد موجود در جریان هوای عبوری از اسکرابر با مایع جاذب (آب) مورد بررسی قرار می‌گیرد. ملکول‌های دی‌اکسیدگوگرد ابتدا در فاز گازی جریان هوا (سیال غیرمحلول در آب) انتشار می‌یابند، سپس با سطح قطرات آب پاششی برخورد می‌کنند. با حل شدن دی‌اکسیدگوگرد در سطح قطرات آب دومین فرایند انتشار در فاز مایع (آب) رخ می‌دهد. در نتیجه نرخ جذب اسکرابر از طریق نرخ انتشار در دو فاز گازی (هوا) و مایع (آب) برآورد می‌شود. در حین عبور جریان هوای آلوده از برج و بستر پرشده، به تدریج با کاهش تراکم آلاینده میزان تماس با مایع جاذب تازه افزایش می‌یابد. در نتیجه نرخ فرایند انتقال در اثر افزایش میانگین نیروی محرکه[2] در بستر پرشده به حداکثر می‌رسد. توزیع یکنواخت مایع جاذب نقش مهمی در عملکرد مؤثر اسکرابر ایفا می‌کند. از منظر عملیاتی، کارایی اسکرابر برج پرشده با طراحی مطلوب می‌تواند به دلیل توزیع نامناسب مایع در سطح بستر به شدت کاهش یابد. زیرا توزیع غیریکنواخت مایع جاذب سبب افزایش کانالیزه یا میان‌بر شدن مایع (عدم برخورد با جریان هوای آلوده) می‌شود. با وجود اینکه مایع جاذب اصلی آب است، اما ترکیبات شیمیایی محلول در آب جهت افزایش نیروی محرکه و تسریع جداسازی قابل استفاده هستند. بدیهی است استفاده از ترکیبات شیمیایی مستلزم محاسبات موازنه جرمی و برآورد زنجیره واکنشهای شیمیایی خواهد بود. انتخاب ترکیب مناسب به همراه نرخ مطلوب علاوه بر کاهش هزینه‌ها سبب افزایش ضریب انتقال و کارایی بهینه اسکرابر خواهد شد. برخی

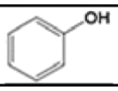
1. Packed tower scrubber
2. Driving Force



شکل ۸–۴۳: اجزای اسکرابر برج پرشده

ترکیبات جـاذب کـاربردی برای کنترل گـازها و بخـارات توسط برج پرشده در جـدول ۸–۵ ارائـه شده است. فراینـد توزیع مـایع جـاذب در امتداد بسـتر پرشده بستگی به پارامتـرهـای متعددی از جملـه قطر بـرج، نوع و جنس مـواد پرکن، الگـوی پخش مـایع و تمـایل بستر به انحراف مـایع به سمت دیواره بـرج دارد. برای توزیـع مناسب مـایع جـاذب و کـاهش میان‌بـر شدن جریان گـاز/ مـایع باید پاشش مـایع روی سطح بستر تا حـد امکـان یکنواخت و کـامل صورت پذیرد. به عنوان مثـال متناسب با حجم هواگـذر عبوری، غلظت آلاینده و نـرخ فرایند انتقـال عمومـا ارتفـاع بستر پرشده با

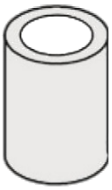
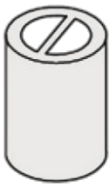
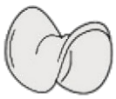
جدول ۸–۵: محلولهای کاربردی جهت کنترل برخی گازها و بخارات آلاینده

Solvent	Applicable pollutant
Calcium hydroxide, $Ca(OH)_2$	Sulfur dioxide, SO_2
Water, H_2O	Hydrogen chloride, HCl
	Hydrogen fluoride, HF
	Hydrogen bromide, HBr
	Phosgene, $COCl_2$
Sodium sulfite, Na_2SO_3	Sulfur dioxide, SO_2
	Chlorine, Cl_2
Sodium hydroxide, NaOH	Sulfur dioxide, SO_2
	Hydrogen sulfide, HS
	Organic acids, R-COOH
	Phenols, 
	Phosgene, $COCl_2$
	Chlorine, Cl_2
	Mercaptans, CH_3SH
Sodium thiosulfite, NaS_2O_2	Chlorine, Cl_2
Nitric acid, HNO_3	Ammonia, NH_3
Sulfuric acid, H_2SO_4	Ammonia, NH_3
	Amines, R_3N
Ammonia, NH_3	Formaldehyde, HCHO

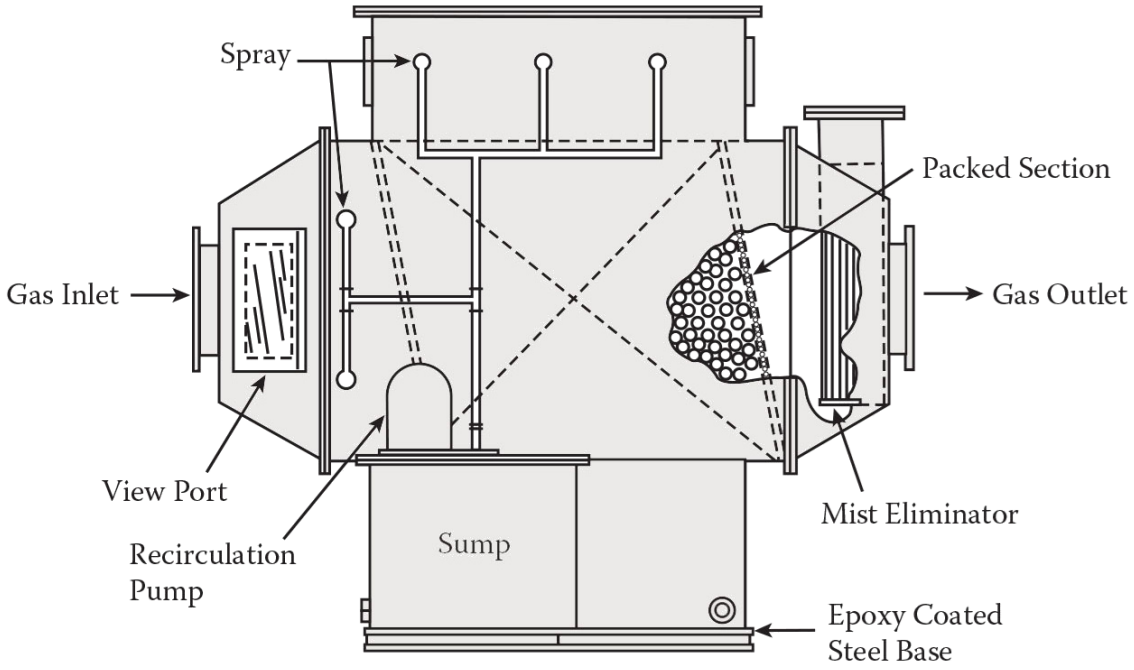
حلقه‌های راشینگ[1] حدود 10 ft – 3 [3 m – 1] پیشنهاد می‌شود. همچنین افت فشار بستر حدود 1.0 - 0.5 in.wg [750 Pa - 375] به ازی هر فوت [متر] ارتفاع بستر پرشده لحاظ می‌شود. مزایا و معایب انواع مواد پرکن کاربردی برای اسکرابرها در جدول ۸-۶ ارائه شده است. همچنین اسکرابر دیگری تحت عنوان اسکرابر پرشده جریان متقاطع[2] وجود دارد که راستای عبور جریان هوای آلوده نسبت به جهت پاشش مایع جاذب تقریبا متعامد است. در این نوع اسکرابرها هوای آلوده بطور افقی در امتداد بستر پرشده جریان داشته و مایع جاذب از بخش فوقانی روی سطح بستر بطور یکنواخت پاشش می‌شود و با حرکت عمودی (ثقلی) مابین مواد پرکن بستر به سمت پائین جریان می‌یابد. به عبارتی تماس بین جریان هوا و مایع جاذب تحت زاویه قائم صورت می‌گیرد. بطور کلی اسکرابرهای پرشده جریان متقاطع در مقایسه با برج پرشده جریان معکوس[3] علاوه بر ایجاد افت فشار کمتر به گردش جریان مایع جاذب کمتری نیاز دارند. طبق ادعای سازندگان، برای شرایط عملیاتی یکسان میزان افت فشار و جریان مایع جاذب در این نوع اسکرابرها حدود ۶۰ درصد اسکرابرهای پرشده جریان معکوس است. بنابراین در اسکرابرهای پرشده جریان متقاطع نسبت جریان هوای عبوری به جریان مایع جاذب[4] بسیار بیشتر است. در نتیجه، جریان مایع جاذب قادر است به راحتی در میان بستر پرشده حرکت نموده و با آغشته نمودن سطوح مواد پرکن نرخ فرایند انتقال را افزایش دهد. بنابراین احتمال گرفتگی بستر بطور قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد. شایان ذکر است در اسکرابرهای پرشده جریان متقاطع علاوه بر کاهش مایع جاذب پاششی به پمپ گردشی کوچکتری نیاز خواهد بود. بنابراین در هزینه سرمایه گذاری اولیه[5] و هزینه راهبری و نگهداشت[6] سیستم نیز صرفه‌جویی قابل ملاحظه‌ای می‌شود. همچنین در این نوع اسکرابرها افزایش جریان هوای عبوری نسبت به برج پرشده جریان معکوس آسان‌تر امکان‌پذیر است، زیرا اسکرابرهای پرشده جریان متقاطع می‌توانند در محدوده وسیعتری از نسبت هوا به مایع فعالیت کنند. مزیت دیگر این نوع اسکرابر از منظر ساختار فیزیکی جهت چیدمان این است که دستگاه را می‌توان بطور افقی در

1. Rasching rings
2. Crossflow packed scrubber
3. Countercurrent packed tower
4. Gas-to-Liquid ratio (GLR)
5. Capital Cost – CAPEX
6. Operational Cost – OPEX

جدول ۸-۶: مزایا و معایب انواع مواد پرکن کاربردی برای اسکرابرها

Packing types	Profiles	Features
Rasching ring		• Advantages – The most popular type due to the relatively lower cost – Great Feasibility and versatility – Highly structural durability • Disadvantages – Unsatisfactory efficiency than other packings – Poor liquid distribution due to internal liquid channeling and side-wall thrust
Lessing ring		• Advantages – Higher efficiency and durability than Rasching ring • Disadvantages – Higher pressure drops – High side-wall thrust
Berl saddle		• Advantages – Higher efficiency than Rasching ring – Lower potential of side-wall thrust – Lower unit pressure drops allowing higher flooding point than Rasching rings • Disadvantages – Relatively more expensive – Fragile than Rasching Rings
Intalox saddle		• Advantages – High efficiency – Little tendency or potential of nest – Higher uniformity of liquid distribution – Higher flooding limits and lower pressure drops • Disadvantages – Relatively more expensive – Fragile than Rasching Rings
Pall ring		• Advantages – Higher flooding limits and lower pressure drops – Good liquid distribution – High capacity • Disadvantages – High side-wall thrust
Tellerette		• Advantages – Higher flooding limits and lower pressure drops – Lightweight – Low side-wall thrust • Disadvantages – Relatively more expensive

راستای یک فرایند موجود جانمـایی و نصب نمود. مهمترین مزیت اسکرابر پرشده جریان معکوس نسبت به اسکرابرهـای پرشده جریـان متقاطع این است که می‌توانـد کارآیی بالاتری را برای حـذف آلاینده‌هـایی که به سختی جـذب می‌شوند فراهم نمـاید. اجزای اصلی اسکرابر پرشده جریان متقاطع در قالب تصویر شماتیک در شکل ۸–۴۴ نمایش داده شده است.

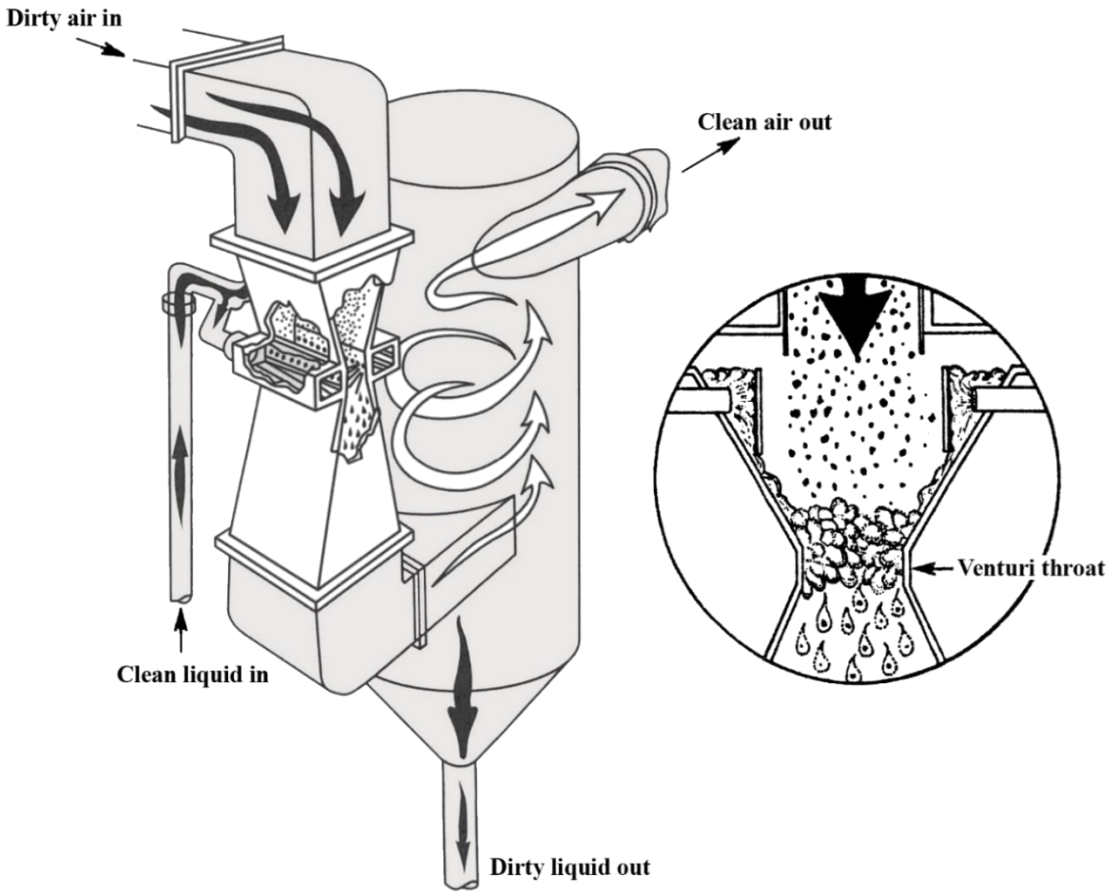


شکل ۸–۴۴: اجزای اسکرابر پرشده جریان متقاطع

اسکرابر ونتوری[1]

همانطور که بیشتر بیان شد، راندمان عملیاتی برج اسپری در جداسازی و حذف ذرات کوچکتر از ۵ میکرون بسیار پایین است. برای افزایش راندمان برخورد موثر بین ذرات غبار و آب (سیال مایع) ضروری است تماس آنها با سرعت نسبتا بالایی صورت پذیرد. برای این منظور مطابق شکل ۸–۴۵ از ونتوری در مسیر بالادست برج اسپری استفاده می‌شود. ساختار ونتوری به گونه‌ای است که سطح مقطع عبور جریان هوا تا رسیدن به ناحیه گلوگاه ونتوری[2] به صورت تدریجی کاهشی بوده و با عبور از این ناحیه با شیب کمتری به تدریج افزایش می‌یابد. سرعت جریان هوا در ناحیه گلوگـاه ونتوری باید حدود 12000 - 48000 fpm [61 – 244 m/s] در نظر گرفته شود. به عبارتی زمان ماند جریان هوا در این

1. Venturi scrubber
2. Venturi throat



شکل ۸–۴۵: اجزای اسکرابر ونتوری

مقطع بسیار کوتاه و در حد میلی ثانیه خواهد بود. طراحی گلوگاه ونتوری به ۲ صورت مستطیل[1] و حلقوی[2] امکان‌پذیر است، که عموما طراحی فرمت حلقوی در راستای عمودی با هدف پیشگیری از تجمع ذرات مطلوب‌تر است. با توجه به اینکه جداسازی ذرات غبار ریزتر مستلزم بکارگیری قطرات آب کوچکتر می‌باشد، ضروی است جریان آب با فشار بسیار بالا توسط نازلهای خاص مه‌پاش گردد. عبور هوا با سرعت بسیار بالا حین پاشش آب باعث برش قطرات آب و برخورد موثر ذرات با آنها می‌شود. بدیهی است سرعت بالای جریان هوا در ناحیه گلوگاه منجر به تحمیل افت فشار زیادی به فن سیستم تهویه می‌شود. جهت افزایش راندمان جداسازی ذرات باید مسیر کانال خروجی از ونتوری به صورت مماس بر جداره برج پایین‌دست طراحی و اجرا گردد. این آرایش سبب بهره‌گیری از نیروی

1. Rectangular throat
2. Annular throat

گریز از مرکز[1] جهت تسهیل و تسریع رسوب و جداسازی ذرات می‌شود. لازم به یادآوری است، انتخاب تصفیه‌کننده مناسب و متناسب با شرایط فیزیکی- شیمیایی جریان هوای آلوده علاوه بر طراحی، تأمین، راهبری و نگهداشت بهینه دستگاه امکان دستیابی مطلوب به الزامات زیست‌محیطی را فراهم می‌سازد. بدین منظور کلیات مشخصات انواع تصفیه‌کننده کاربردی برای سیستمهای تهویه صنعتی در جدول ۸-۷ ارایه شده است.

جدول ۸-۷: مشخصات انواع تصفیه‌کننده‌های کاربردی برای سیستمهای تهویه صنعتی

Type	Higher Efficiency Range on Particles Greater than Mean Size (μm)	Pressure Loss inches [Pa]	H_2O Gal. per 1,000 acfm [1,000 L/am^3] – gas	Space	Sensitivity to Q Change Pressure	Efficiency	Humid Air Influence	Max. Temp. °F [°C] Standard Construction[a]
Electrostatic	0.25	0.5 [125]	—	Large	Negligible	Yes	Improves efficiency	500 [260]
Fabric								
Intermittent—shaker	0.25	3-6 [750-1,500][b]	—	Large	∝Q	Negligible	May make reconditioning difficult	See Table 8-1
Continuous—shaker		3-6 [750-1,500][b]	—	Large	∝Q	Negligible		
Continuous—reverse air		3-6 [750-1,500][b]	—	Large	∝Q	Negligible		
Continuous—reverse pulse		3-6 [750-1,500][b]	—	Moderate	∝Q	Negligible		
Glass, reverse flow		3-6 [750-1,500][b]	—	Large	∝Q	Negligible		500 [260]
Wet								
Packed tower	1–5	1.5-3.5 [375-875]	5-10 [650–1,300]	Large	∝Q	Yes		
Fog tower	0.5–5	2-4 [500-1,000]	5-10 [650–1,300]	Moderate	$\propto(Q)^2$	Slightly	None	d
Venturi	0.5–2	10-100 [2,500–25,000	5-15 [650–1,950]	Moderate	$\propto(Q)^2$	Yes		Unlimited
Dry centrifugal								
Low pressure cyclone	20-40	3.0-6.0 [760-1,480]	—	Large	$\propto(Q)^2$	Yes	May cause condensation and plugging	300 [204]
High-efficiency centrifugal	10-30	3-12 [750-3,000]	—	Moderate	$\propto(Q)^2$	Yes		400 [204]

∝, Proportional to.

[a] See NFPA requirements for fire hazards, e.g., zirconium, magnesium, aluminum, woodworking, etc.

[b] Pressure loss is that for fabric and dust cake. Pressure losses associated with outlet connections to be added by system designer.

[c] A function of the mechanical efficiency of these combined exhausters and dust collectors.

[d] Precooling of high temperature gases will be necessary to prevent rapid evaporation of fine droplets.

1. Centrifugal force

فصل نهم:

ارزیابی سیستم‌های تهویه صنعتی

مقدمه

طراحی، ساخت، نصب، راهبری و نگهداشت مناسب سیستم تهویه می‌تواند اثربخشی کنترل آلاینده‌های هوابرد را تضمین کند. به عبارتی اندازه‌گیری عملکرد سیستم تهویه صنعتی، ابزار مهمی برای ارزیابی وضعیت موجود و کفایت برنامه تعمیرات و نگهداری می‌باشد. اندازه‌گیری پارامترهای هواگذر و فشار استاتیک سیستم برای تعیین عملکرد آن ضروری است. برخی دلایل اجرای برنامه ارزیابی و پایش سیستم تهویه به شرح زیر می‌باشد:

- مستندسازی پارامترهای عملکردی اجزای مختلف سیستم تهویه در مرحله پیش‌راه‌اندازی تا مشخص شود که آیا عملکرد سیستم با مشخصات طراحی مهندسی انطباق دارد.
- مستندسازی پارامترهای عملیاتی (مانند سطح کنترل هودهای مکشی و عملکرد دستگاه تصفیه‌کننده) تا مشخص شود که آیا الزامات و معیارهای استاندارد (مانند رعایت حدود مواجهه شغلی و حدود مجاز زیست محیطی) رعایت می‌شود.
- بالانس انشعابات موازی سیستم تهویه از طریق تنظیم هواگذر عبوری جهت توزیع مطلوب جریان هوا مطابق طراحی، که عموما در زمان پیش‌راه‌اندازی سیستم یا بعد از اعمال تغییرات در سیستم انجام می‌گیرد.
- پایش دوره‌ای پارامترهای عملکردی سیستم تهویه در بازه زمانی مشخص جهت مقایسه با مقادیر اولیه/ پایه تا مشخص شود که آیا برنامه نگهداشت به درستی پیگیری می‌شود. و در صورت نیاز اقدامات اصلاحی برنامه‌ریزی و اجرای شوند.

- رفع اشکال[1] سیستم تهویه که با هدف شناسایی عوامل مسبب عملکرد نامطلوب اجزای سیستم همچون گرفتگی انشعابات و نشتی اتصالات انجام می‌شود.
- مدیریت تغییرات[2] که به منظور کسب اطلاعات ضروری جهت طراحی بهینه سیستمهای آتی یا اعمال تغییراتی همچون افزودن یا کاستن کانال انشعابی صورت می‌گیرد.

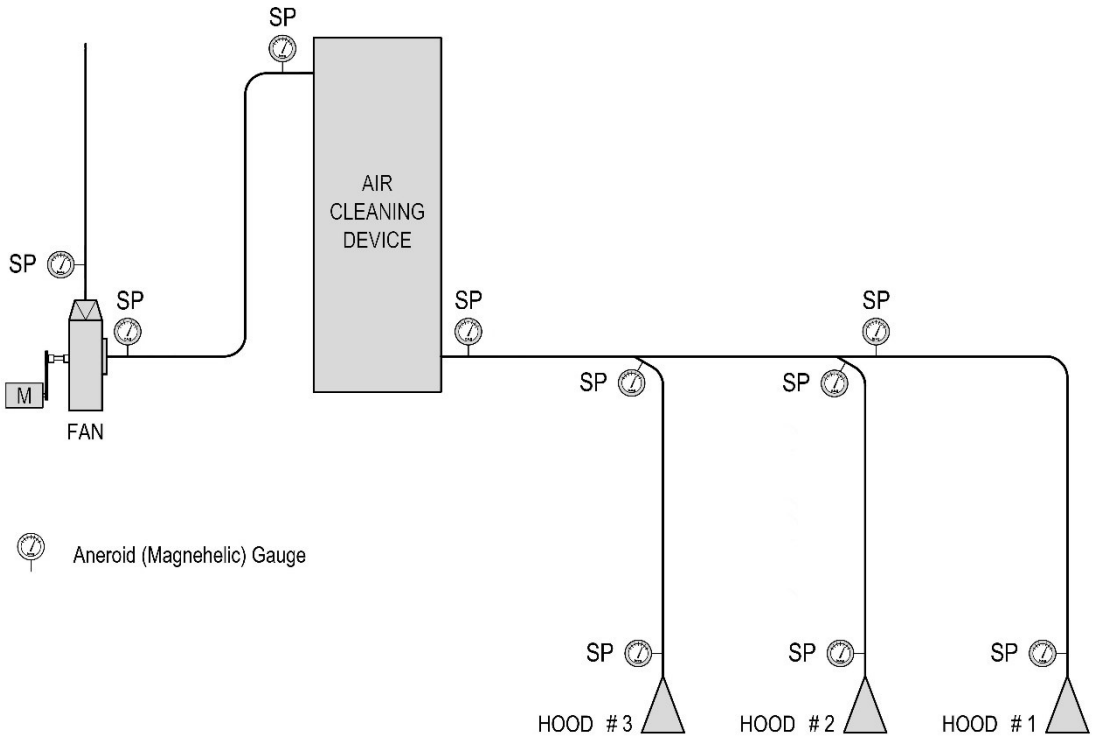
اندازه‌گیری هواگذر و فشار استاتیک

حفظ جریان هواگذر مکشی از هودهای موضعی در عملکرد بهینه سیستم تهویه صنعتی بسیار اهمیت دارد. لذا ضروری است جریان هواگذر هودهای موضعی به صورت دوره‌ای مورد ارزیابی قرار گیرد، زیرا کم بودن جریان هواگذر به معنای عدم کنترل مطلوب هودهای مکشی خواهد بود. در صورت طراحی مناسب، بالا بودن هواگذر نیز به معنای کنترل موثرتر هود نیست و هواگذر اضافی صرفا موجب اتلاف انرژی می‌شود. شایان ذکر است، عموما افزایش جریان هواگذر در یک کانال انشعابی ناشی از کاهش هواگذر در سایر انشعابات سیستم است که مستلزم بررسی بیشتر سیستم می‌باشد. اندازه‌گیری مستقیم هواگذر جهت اطمینان از عملکرد هودهای مکشی عموما فرایندی زمان‌گیر است. اما اندازه‌گیری فشار استاتیک به نسبت سریع‌تر و آسان‌تر انجام می‌شود. اندازه‌گیری فشار استاتیک، ضرورت اندازه‌گیری هواگذر را نفی نکرده، بلکه به شناخت بهتر وضعیت سیستم کمک می‌کند. از آنجایکه تغییرات فشار موجب تغییرات جریان هواگذر می‌شود، با اندازه‌گیری فشار می‌توان میزان تغییرات هواگذر را برآورد و بررسی نمود. متداول‌ترین موقعیت مکانی اندازه‌گیری فشار استاتیک جهت پایش عملکردی/ عملیاتی سیستم تهویه در شکل ۹-۱ نمایش داده شده است. عموما پایش سیستم‌های تهویه صنعتی به ۲ صورت زیر انجام می‌گیرد:

- بازرسی سخت‌افزاری اجزای اصلی سیستم تهویه که باید در بازه زمانی ماهیانه توسط فرد متخصص و آموزش‌دیده مطابق چک لیست استاندارد انجام گیرد، و مستندات مربوطه برای مقایسه با نتایج بازرسی و ارزیابی آتی بایگانی شود.

---

1. Troubleshooting
2. Management Of Change – (MOC)



شکل ۹-۱: موقعیت مکانی اندازه‌گیری فشار استاتیک جهت پایش سیستم تهویه

- ارزیابی پارامترهای عملکردی سیستم تهویه شامل سنجش سرعت جریان، فشار، هواگذر و دیگر متغیرهای کاربردی در مقاطع مختلف سیستم که معمولا بر اساس روش و تجهیزات استاندارد در بازه زمانی فصلی تا سالیانه انجام می‌شود.

مراحل ارزیابی پارامترهای عملکردی سیستم تهویه به شرح زیر است:

- تدوین برنامه زمانی،
- تأمین ملزومات، تجهیزات و دستگاه‌های مورد نیاز،
- ترسیم نقشه تک‌خطی سیستم تهویه مورد نظر،
- تعیین موقعیت ایستگاه‌های اندازه‌گیری بر روی نقشه سیستم مطابق معیارها و مقتضیات،
- سنجش پارامترهای مورد نظر با تجهیزات مناسب دارای گواهینامه کالیبراسیون معتبر،
- ثبت نتایج سنجش در فرم‌های مربوطه جهت مستندسازی،

- انجام محاسبات مربوطه و مقایسه نتایج سنجش با مقادیر طراحی یا اندازه‌گیری پایه،
- تهیه گزارش از نتایج ارزیابی و پیگیری اقدامات اصلاحی تا مرتفع شدن عدم انطباق‌های موجود.
- بایگانی کلیه مستندات در شناسنامه سیستم.

پایش و ارزیابی پارامترهای طراحی سیستم تهویه شامل هواگذر عبوری، سرعت، فشار، دما و دیگر متغیرها صرفا شاخص مفیدی برای تحلیل رفتار سیستم در ربایش آلاینده‌های هوابرد توسط هودهای مکشی است، اما نمی‌تواند نشانگر اثربخشی سیستم در کنترل مواجهه با آلاینده‌های هوابرد باشد. بنابراین ضروری است قبل و بعد از اجرای سیستم تهویه صنعتی، نمونه‌برداری فردی/ محیطی توسط کارشناسان بهداشت صنعتی انجام گیرد تا میزان کارایی سیستم در کنترل مواجهه شغلی مشخص گردد.

ارزیابی هودهای تهویه صنعتی

هودهای مکشی نقاط جمع‌آوری و مکش آلاینده‌های هوابرد هستند که نقش رابط میان مواجهه اپراتور با آلاینده هوابرد و سیستم تهویه صنعتی را ایفا می‌کنند. قابلیت کنترل اثربخش آلاینده هوابرد در این نقطه از سیستم مشخص می‌شود. معمولا ارزیابی عملکرد هودهای تهویه صنعتی مبتنی بر پارامترهای زیر انجام می‌گیرد:

- فشار استاتیک هود
- سرعت جریان هوا (شامل سرعت دهانه و ربایش هود)
- هواگذر مکشی هود

سنجش فشار استاتیک هود

اندازه‌گیری فشار استاتیک هود توسط انواع مانومتر[1] یا فشارسنج نمایش داده شده در شکل ۹-۲ انجام‌پذیر است. با این حال مانومتر دیجیتالی بهترین ابزار برای انجام پایش میدانی فشار مانومتری است زیرا علاوه بر کاربری آسان می‌تواند کمیت فشار را با دقت بسیار بالا اندازه‌گیری کند. موقعیت سنجش فشار استاتیک هود به ترتیب در فواصل ۲ و ۳ برابر قطر کانال در پایین‌دست هود نسبت به تبدیل

1. Manometer

a) Digital b) Magnehelic c) Inclined d) U-Shape

شکل ۹-۲: انواع مانومتر (فشارسنج)

مخروطی و اتصال مستقیم توصیه می‌شود. با برآورد فشار استاتیک هود، میزان جریان هواگذر مکشی از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$Q = 4005 \times C_e \times A \times \sqrt{\frac{SP_h}{dF}} \qquad \text{(معادله ۹-۱)}$$

$$\left[Q = 1.29 \times C_e \times A \times \sqrt{\frac{SP_h}{dF}}\right] \qquad \text{(معادله ۹-۲)}$$

در این روابط، C_e ضریب ورودی هود، dF فاکتور چگالی، SP_h فشار استاتیک هود بر حسب in.wg [Pa]، A سطح مقطع کانال محل اندازه‌گیری ft^2 [m^2]، Q هواگذر مکشی هود بر حسب acfm [am^3/s] می‌باشد.

سنجش سرعت جریان هوا

سرعت جریان هوا به میزان حرکت هوا در یک جهت مشخص اشاره دارد. وسیله سنجش سرعت جریان هـوا آنمومتر[1] یا سرعت‌سنج است که مطابق شکل ۹-۳، در دو نوع متداول حرارتی[2] و پره‌ای[3] در دسترس هستند. آنمومترهای حرارتی معمولا علاوه بر سرعت جریان، دمای هـوا را نیز اندازه‌گیری

1. Anemometer
2. Thermal
3. Rotating vane

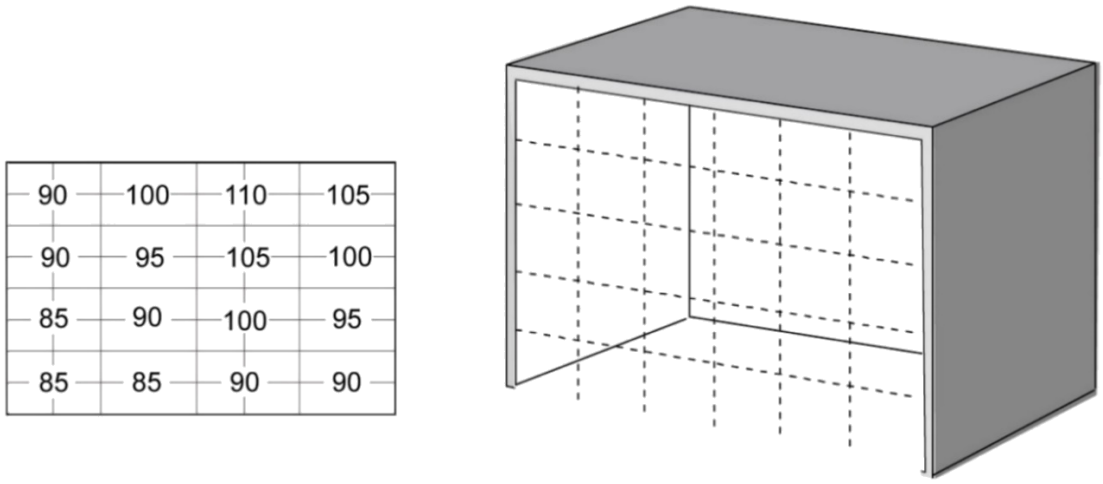
شکل ۹-۳: انواع آنمومتر (سرعت سنج)

می‌کنند. این سرعت‌سنج مجهز به سنسور حرارتی است که با روشن شدن دستگاه گرم شده، و با عبور جریـان هوا از روی آن بر اساس روند سرعت خنک شدن سنسور میزان سرعت جریان هوا برآورد می‌گردد. مبتنی بر مشخصات فنی دستگاه بکارگیری این نوع آنمومتر معمولا برای فرآیندهای حرارتی با دمای بالای ۱۲۰ درجه فارنهایت [۵۰ درجه سلسیوس] محدودیت دارد، ولی برای اندازه‌گیری سرعت رایش و دهانه هود بسیار کـاربردی و مناسب است. این ابزار برای اندازه‌گیری سرعت جریان عبوری کانال نیز استفاده می‌شود. آنمومتر پره‌ای، دارای پروانـه دواری است که با عبور جریان هوا می‌چرخـد و میزان سرعت جریـان هـوای عبوری را اندازه‌گیـری می‌کند. نحـوه سنجش سرعت دهانه به شکل هندسی و سطح مقطع باز بستگی دارد. با این حال، بهترین روش جهت برآورد کمی سرعت دهانه هود، اندازه‌گیری جریان هواگذر مکشی در کانال انشعابی پایین‌دست هود مورد نظر می‌باشد. زیرا با توجه به سطح مقطع باز دهانه هود، میزان سرعت متوسط از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$Q = V_f \times A_f \qquad \rightarrow \qquad V_f = Q / A_f$$

عموما اندازه‌گیری مستقیم سرعت دهانه هود، با توجه به عدم دقت مطلوب دستگاه در سنجش سرعتهای پایین و نیز وجود جریان‌های مزاحم محیط کار در اولویت نیست. با این وجود برای سنجش مستقیم سرعت دهانه در هودهـای محصورکننده باید مطابق شکل ۹-۴ سطح مقطع را توسط مربع‌هـای فرضی یکسان شبکه‌بندی و سپس فرایند اندازه‌گیری را با قراردادن سنسور در مرکز هر مربع انجام داد. به

منظور برآورد بهتر از توزیع سرعت در سطح دهانه هود باید حداکثر ابعاد مربع فرضی ۱۲ اینچ [۳۰۰ میلیمتر] باشد.



شکل ۹-۴: شبکه‌بندی دهانه هود جهت سنجش سرعت دهانه

مثال ۹-۱: اندازه‌گیری سرعت دهانه برای هود محصورکننده

مقادیر سرعت جریان هوا توسط سرعت‌سنج حرارتی در دهانه یک هود محصورکننده مطابق شکل ۹-۴ اندازه‌گیری شده است. سرعت متوسط دهانه هود را برآورد کنید.

$$V_f = \frac{(3 \times 85) + (5 \times 90) + (2 \times 95) + (3 \times 100) + (2 \times 105) + 110}{16}$$

$$V_f = \frac{1515}{16} = 94.7 \cong 95 \text{ fpm}$$

جهت ارزیابی عملکرد هودهای رباینده باید سرعت ربایش جریان هوا مقابل دهانه هود اندازه‌گیری شود. میزان سرعت ربایش هود بسیار بستگی به فاصله نقطه مورد نظر از دهانه هود دارد. این موضوع در قالب تصاویری از فعالیت اپراتور در شکل ۹-۵ نمایش داده شده است. از کاربردهای سنجش سرعت ربایش علاوه بر برآورد هواگذر مکشی و قیاس با مقادیر استاندارد، ترسیم خطوط هم‌جریان[1] مقابل هود می‌باشد.

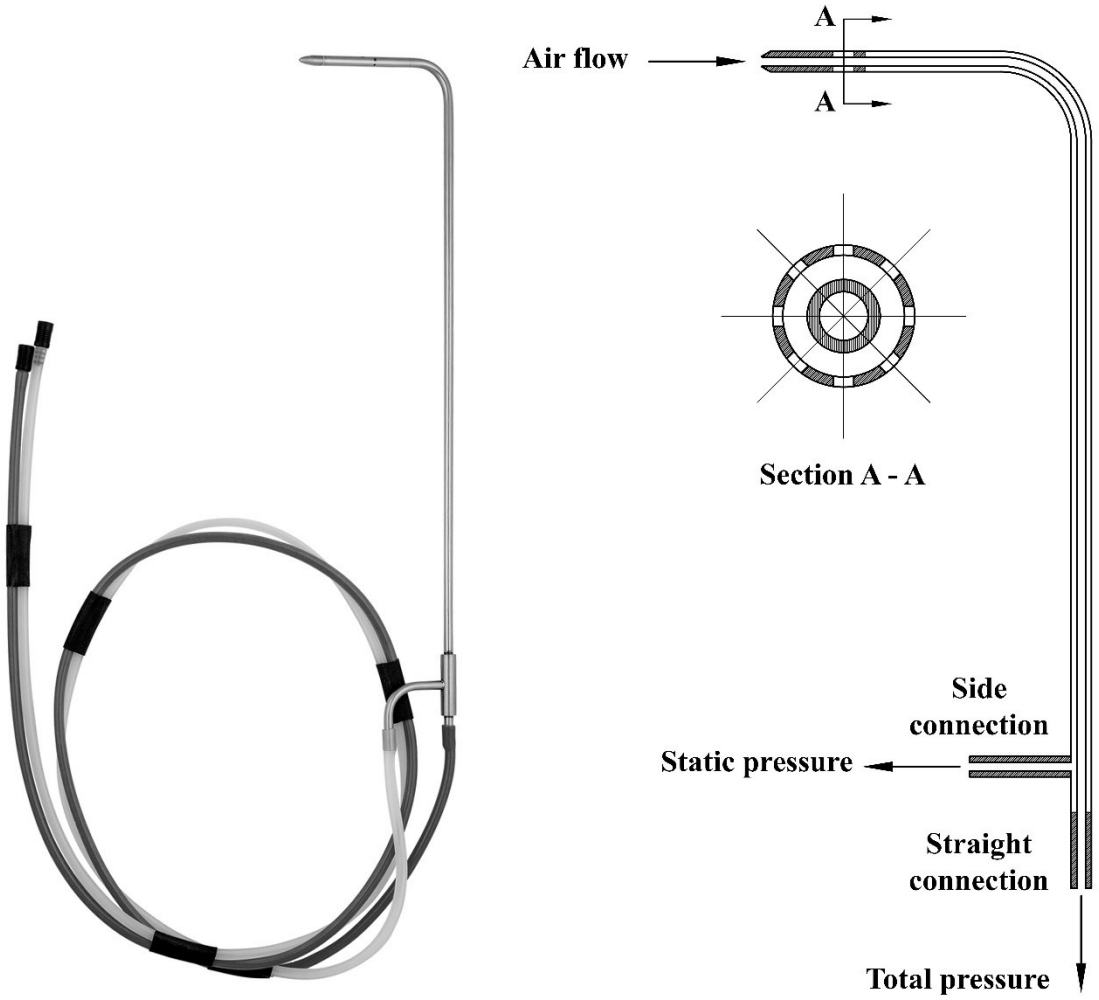
1. Flow contours

شکل ۹–۵: ارزیابی عملکرد هود رباییش‌کننده بر اساس موقعیت منبع انتشار

سنجش هواگذر مکشی هود

برای محاسبه هواگـذر مکشی هـود بر اساس سرعت جریان هـوای عبوری در کانـال انشعـابی پایین‌دست باید ابتدا متوسط سرعت جریان برآورد شود، که عمومـا از طریق اندازه‌گیری فشار سرعت توسط لوله پیتوت[1] صورت می‌گیرد. ساختار این ابزار مطابق شکل ۹–۶ از جانمایی یک لولـه در لولـه‌ای دیگر تشکیل می‌شود. لوله داخلی برای تفکیک و هدایت فشار کل و لوله بیرونی برای تفکیک و هدایت فشار استاتیک طراحی شده است. همانطور که در نمای برشی مشاهده می‌شود، فشار استاتیک از طریق منافـذ موجود روی جداره لولـه بیرونی و فشار کـل توسط منفذ موجود در نوک لولـه پیتوت تفکیک‌سازی و برآورد می‌شود. فشـار سرعت نیز از اختلاف فشار لولـه‌های داخلی و خارجی برآورد می‌گردد. دستگاه‌هـای فشارسنج تفاضلی همچون مانومتـر دیجیتـال قـادرند علاوه بر اندازه‌گیری فشارهـای استـاتیک و کل تفکیک‌شده توسط لولـه پیتوت، کمیت فشار سرعت را نیز نمایش دهند. به عنوان یک قاعده کلی، سطح مقطع باز مورد اندازه‌گیری مانند کانال باید حداقل بیست برابر سطح مقطع پراب سنسور باشد. لذا بهتر است باریک‌ترین لوله پیتوت موجود با طول مناسب مورد استفاده قرار گیرد. از سوی دیگر، غلظت بالای ذرات و میست در جریان هوا می‌تواند باعث گرفتگی لوله پیتوت باریک شود. اگرچه گرفتگی قابل رفع است، اما ایجاد گرفتگی ممکن است بسیار سریع رخ دهد و روند اندازه‌گیری را مختل نماید. بنابراین ضروری است از لوله پیتوت با قطر بزرگتر استفاده گردد.

1. Pitote tube



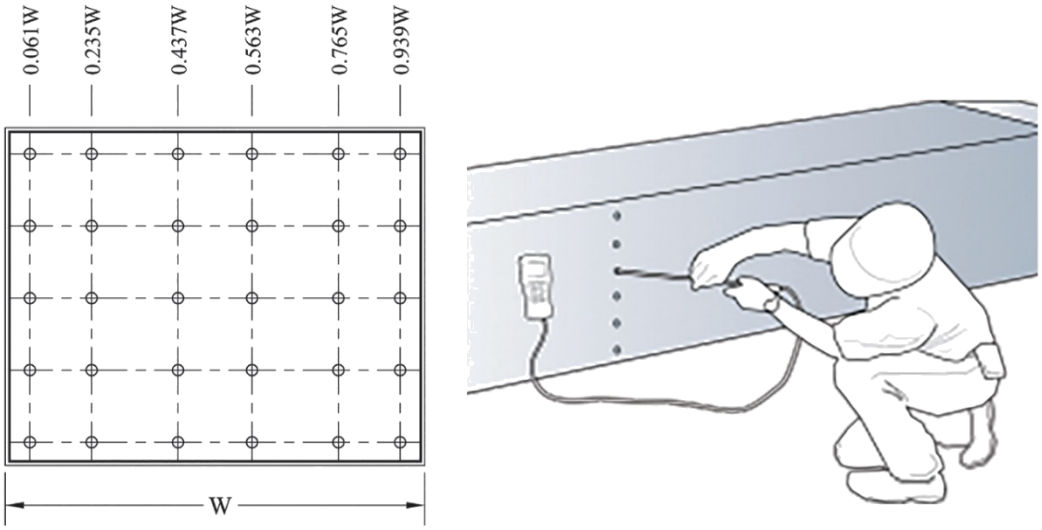
شکل ۹-۶: اجزای ساختار لوله پیتوت

چنانچه ایجاد گرفتگی لوله پیتوت مشکل‌ساز باشد، مطابق شکل ۹-۷ بکارگیری لوله پیتوت نوع S[1] توصیه می‌شود. سرعت جریان هوا در سطح مقطع کانال یکنواخت نیست و با افزایش فاصله از جداره به سمت مرکز کانال افزایش می‌یابد. بنابراین با بکارگیری لوله پیتوت و اندازه‌گیری فشار سرعت در چندین نقطه مشخص، می‌توان متوسط سرعت جریان هوا را در کانال برآورد نمود. برای برآورد دقیق سرعت متوسط، اندازه‌گیری باید در نقاط نماینده[2] از کل سطح مقطع کانال انجام گیرد. برای این منظور، یک سوراخ در جداره کانال دریل شده و لوله پیتوت برای انجام اندازه‌گیری در عمق‌های مختلف وارد آن می‌شود. به این فعالیت اصطلاحا پیمایش[3] لوله پیتوت می‌گویند. نقاط نماینده کانال باید دارای شانس

1. Strabscheide
2. Representative points
3. Traverse

شکل ۹–۷: لوله پیتوت نوع S

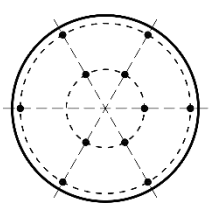
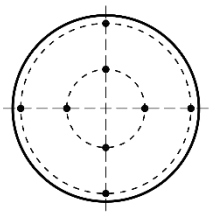
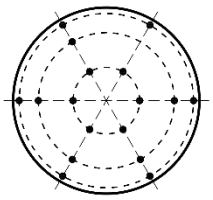
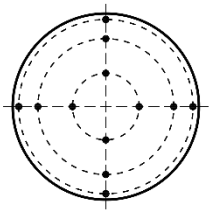
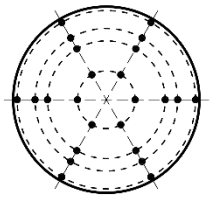
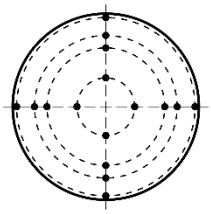
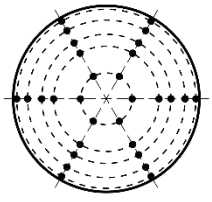
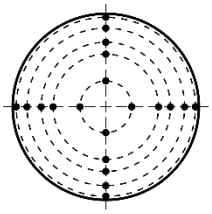
اندازه‌گیری برابر باشند، لذا با فاصله یکسانی در سطح مقطع کانال جانمایی نمی‌شوند. در حقیقت الگوی آرایش آنها به گونه‌ای است که هر نقطه معرف مقدار جریان هواگذر مشابه باشد. الگوی آرایش نقاط نماینده برای کانال چهارگوش بر حسب عمق ورود لوله پیتوت نسبت به عرض کانال برای پیمایش ۵، ۶ و ۷ نوبتی در شکل ۹–۸ نمایش داده شده است.



Number of Insertions	Distance from wall in fractions of a duct width Traverse Position						
	1	2	3	4	5	6	7
5	0.074	0.288	0.500	0.712	0.926		
6	0.061	0.235	0.437	0.563	0.765	0.939	
7	0.053	0.203	0.366	0.500	0.634	0.797	0.947

شکل ۹–۸: موقعیت اندازه‌گیری نقاط نماینده جهت پیمایش عرضی لوله پیتوت در کانال چهارگوش

چنانچه کانال مورد نظر گرد باشد، الگوی چیدمان نقاط نماینده مطابق آرایش نمایش داده شده در شکل ۹-۹ خواهد بود. در این شکل علاوه‌بر نمایش گرافیکی نقاط نماینده، موقعیت اندازه‌گیری براساس عمق ورود لوله پیتوت نسبت به قطر کانال برای تعداد پیمایش ۴، ۶، ۸ و ۱۰ نوبتی ارائه شده است. اگر الگوی سرعت در کانال متقارن باشد و به دقت بالایی نیاز نباشد، می‌توان با یک پیمایش قطری، مقدار متوسط سرعت را برآورد کرد. ولی اگر الگوی سرعت در کانال نامتقارن باشد (برای مثال نزدیک اتصالات زانویی و سه‌راهی) بهتر است متوسط سرعت براساس دو پیمایش متعامد برآورد شود. چنانچه دقت بسیار بالا مورد نظر باشد، توصیه می‌شود متوسط سرعت براساس سه پیمایش قطری با زاویه ۱۲۰ درجه از یکدیگر انجام گیرد. لازم به ذکر است که انجام تعداد اندازه‌گیری بیشتر در یک پیمایش قطری،

تعداد نقاط اندازه‌گیری در هر راستا		موقعیت اندازه‌گیری (فاصله از جداره بر حسب کسری از قطر کانال)									
← D →	← D →	#	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		4	0.043	0.290	0.710	0.957	-	-	-	-	-	-
		6	0.032	0.135	0.321	0.679	0.865	0.968	-	-	-	-
		8	0.021	0.117	0.184	0.345	0.655	0.816	0.883	0.979	-	-
		10	0.019	0.077	0.153	0.217	0.361	0.639	0.783	0.847	0.923	0.981

شکل ۹-۹: موقعیت اندازه‌گیری نقاط نماینده جهت پیمایش قطری لوله پیتوت در کانال گرد

نسبت به انجـام پیمایش قطری دوم و سوم از دقت کمتری برخوردار است. پس از اندازه‌گیری پارامتر فشار سرعت توسط مانومتر و لوله پیتوت می‌توان مطابق روابط زیر سرعت متوسط و هواگذر عبوری را محاسبه نمود:

$$V_{actual} = 4005 \times \sqrt{\frac{VP}{dF}} \quad fpm \quad \rightarrow \quad Q = V_{actual} \times A_d \quad acfm$$

$$\left[V_{actual} = 1.29 \times \sqrt{\frac{VP}{dF}} \right] \quad [m/s] \quad \rightarrow \quad Q = V_{actual} \times A_d \quad [am^3/s]$$

به منظور تسهیل و تسریع روند محاسبات، فرم پیشنهادی ثبت مقادیر فشار سرعت حین انجـام پیمایش قطری یا عرضی لوله پیتوت در اشکال ۹-۱۰ و ۹-۱۱ به ترتیب برای درج مقادیر برحسب واحد امپریال (IP) و بین‌المللی (SI) و انجام محاسبات مربوطه ارایه شده است. همچنین روش دیگر برآورد سرعت متوسط کانال، انجام پیمایش قطری یا عرضی توسط پراب آنمومتر حرارتی است. در این حالت سرعت متوسط و هواگـذر عبوری بر اسـاس روابط زیر قابل محـاسبه خواهد بود.

$$V_{actual} = \frac{V_{meter}}{dF} \quad fpm\ [m/s] \quad \rightarrow \quad Q = V_{actual} \times A_d \quad acfm\ [am^3/s]$$

شایان ذکر است، در برخی آنمومترهای حرارتی اصلاحات مربوط به دمای محیطی (df_t) به صورت پیش‌فرض انجام می‌شود. در این خصوص باید به مشخصات فنی سازنده دستگاه مراجعه شود.

اندازه‌گیری فشار استاتیک کانال

فشار استاتیک با گذاشتن دهانه لوله اتصال مانومتر روی روزنه‌ای در جداره کانال یا با قرار دادن لوله پیتوت در خط مرکزی جریان کانال قابل اندازه‌گیری است. برای اندازه‌گیری فشار استاتیک از طریق استقرار دهانه لوله اتصال مانومتر روی کانال باید ابتدا سوراخی با قطر کوچکتر از ۲ میلیمتر روی کانال ایجاد شود. بدین منظور سوراخ‌کاری بهتر است توسط دستگاه پانچ یا دریل به نحوی انجام شود که سطح داخلی کاملا صاف و فاقـد برجستگی باشد. اگـر شرایط الگـوی جریان کانـال آشفته باشد، انجام پیمایش قطری برای اندازه‌گیری فشار استاتیک توصیه می‌شود. ملاحظات فوق بطور شماتیک در

DATE:	VELOCITY TRAVERSE (IP) DATA FORM	TECHNICIAN NAME:

Process Location / Description / Company	Duct / Traverse Schematic

Measuring Device:	Calibration Date:

Duct Description: _____ Shape: ☐ Round ☐ Rectangle ☐ _____

Orientation: _____ Dimensions: D= _____ L= _____ W= _____ Area= _____

Density Factor

Elevation (ft) = _____

Static Pressure ("wg) = _____

Temperature (F) = _____

Moisture (ω) = _____

$df_e = [1 - (6.73 \times 10^{-6} * \text{elevation})]^{5.258}$ = _____

$df_p = (407 + SP) / 407$ = _____

$df_t = 530 / (\text{temp} + 460)$ = _____

$df_m = (1 + \omega) / (1 + 1.607\omega)$ = _____

$df = (df_e)(df_p)(df_t)(df_m)$ = _____

Traverse ☐ Vertical ☐ Horizontal				Traverse ☐ Vertical ☐ Horizontal			
Point	Distance	VP "wg	V fpm	Point	Distance	VP "wg	V fpm
1				1			
2				2			
3				3			
4				4			
5				5			
6				6			
7				7			
8				8			
9				9			
10				10			
Velocity Subtotal				Velocity Subtotal			

Average Velocity = _____ Area = _____ Volumetric Flow = _____

Filter Delta-P = _____ Static Pressure = _____

Note: Calculate Velocity from $V = 4{,}005 * \sqrt{VP / df}$

شکل ۹-۱۰: نمونه فرم استاندارد ثبت مقادیر فشار سرعت حین انجام پیمایش لوله پیتوت (IP)

DATE:	VELOCITY TRAVERSE (SI) DATA FORM	TECHNICIAN NAME:

Process Location / Description / Company	Duct / Traverse Schematic

Measuring Device:	Calibration Date:

Duct Description: _____ Shape: ☐ Round ☐ Rectangle ☐ _____

Orientation: _____ Dimensions: D= _____ L= _____ W= _____ Area= _____

Density Factor

Elevation (m) = _____ $df_e = [1 - (22.08 \times 10^{-6} * \text{elevation})]^{5.258}$ = _____

Static Pressure (Pa) = _____ $df_p = (101384 + SP) / 101384$ = _____

Temperature (C) = _____ $df_t = 299 / (temp + 273)$ = _____

$df_m = (1 + \omega) / (1 + 1.607\omega)$ = _____

Moisture (ω) = _____ $df = (df_e)(df_p)(df_t)(df_m)$ = _____

Traverse ☐ Vertical ☐ Horizontal				Traverse ☐ Vertical ☐ Horizontal			
Point	Distance	VP Pa	V m/s	Point	Distance	VP Pa	V m/s
1				1			
2				2			
3				3			
4				4			
5				5			
6				6			
7				7			
8				8			
9				9			
10				10			
Velocity Subtotal				Velocity Subtotal			

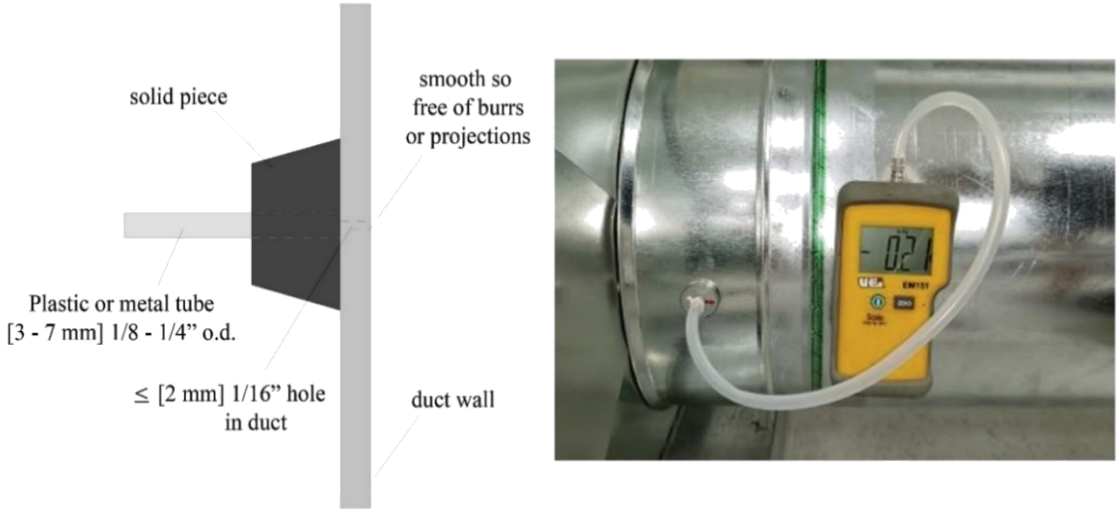
Average Velocity = _____ Area = _____ Volumetric Flow = _____

Filter Delta-P = _____ Static Pressure = _____

Note: Calculate Velocity from $V = 1.29 * \sqrt{VP / df}$

شکل ۹-۱۱: نمونه فرم استاندارد ثبت مقادیر فشار سرعت حین انجام پیمایش لوله پیتوت (SI)

شکل ۹-۱۲ نمایش داده شده است. چنانچه مقادیر قرائت شده به‌طور قابل توجهی متفاوت باشند، باید موقعیت اندازه‌گیری با فاصله بیشتری از اتصالات بالادست انتخاب شود. در هر نقطه حداقل پنج ثانیه قبل از قرائت و ثبت مقدار فشار تأمل شود تا زمان کافی جهت دستیابی به کمیت نهایی به سنسور داده شود. مشابه پیمایش قطری برای فشار سرعت، سطح مقطع کانال باید حداقل بیست برابر سطح مقطع لوله پیتوت باشد. سنجش فشار استاتیک با هدف بررسی وضعیت عملکرد سیستم و شناسایی مسیرهای دچار گرفتگی بسیار کاربردی است. زیرا فشار استاتیک در هر نقطه بیانگر انرژی پتانسیل مصرفی برای غلبه بر افت‌های سایشی و موضعی مسیر بالادست نقطه سنجش می‌باشد.



شکل ۹-۱۲: نحوه استقرار لوله اتصال مانومتر روی جداره کانال جهت اندازه گیری فشار استاتیک

همچنین اندازه‌گیری فشار استاتیک در دو طرف دستگاه تصفیه‌کننده جهت برآورد افت فشار آن یک روش استاندارد و متداول است. بعد از نصب دستگاه تصفیه‌کننده مقدار افت فشار طراحی جهت فعالیت مناسب اندازه‌گیری و ثبت می‌شود و در تست‌های دوره‌ای حین بهره‌برداری از طریق مقایسه مقادیر اندازه‌گیری جدید با مقادیر رفرانس اولیه می‌توان درباره گرفتگی فیلترها و لزوم تعویض یا پاکسازی آنها تصمیم‌گیری نمود. غیر از طرفین دستگاه تصفیه‌کننده، دیگر نقاط معمول جهت اندازه‌گیری فشار استاتیک مطابق شکل ۹-۱ عبارت از کانال پایین‌دست هود، انتهای کانال‌های انشعابی منتهی به اتصالات ورودی و طرفین فن می‌باشد. کلیه پارامترهای اندازه‌گیری شده در مرحله پیش‌راه‌اندازی سیستم و طی سنجش دوره‌ای باید در شناسنامه سیستم درج و بایگانی شوند. عموما اختلاف بین این

اندازه‌گیری‌هـا برای نقاط یکسان نباید بیش از ۱۰ درصد باشد. در غیر این صورت، علت افزایش تغییرات باید بررسی و مشخص شود. با توجه به اهمیت موقعیت اندازه‌گیری در صحت نتایج، حداقل فاصله محل اندازه‌گیری نسبت به اتصالات بالادست و پایین‌دست (شامل هود، زانویی، سه‌راهی، دمپر و فن) باید مطابق مقادیر استاندارد مندرج در جدول ۹-۱ رعایت شود.

جدول ۹-۱: حداقل فواصل موقعیت اندازه‌گیری نسبت به اتصالات بالادست و پایین‌دست

Location of Measurement Point in Multiples of the Duct Diameter, D			
Condition	Downstream of Condition		Upstream of Condition
	Velocity Pressure (VP)	Static Pressure (SP)	
45° Tapered Hood Connection	6	2	N/A
Flanged Hood Connection or Takeoff	7	3	N/A
90° Radius Elbow	7	4	1
Junction Fitting	7	6	3
Damper or Fan	12–20	6–20	2–4

سنجش عملکرد هود شیمیایی آزمایشگاهی

هودهـای شیمیایی آزمایشگاه[1] باید سالانه مورد ارزیابی قرار گیرند تا نسبت به عملکرد مطلوب آنهـا اطمینان حاصل شود. مطابق پروتکل ASHRAE 110[2] انواع آزمون متداول شامل ۱) اندازه‌گیری سرعت دهانه، ۲) تست کیفی نمایان‌سـازی جریان، و ۳) تست کمی گاز ردیاب می‌باشد.

اندازه‌گیری سرعت دهانه

سرعت دهـانه مطلوب برای هـود شیمیایی مبتنی بر شرایـط فعـالیت حدود 80 – 100 fpm [0.4 – 0.51 m/s] است. در سرعت بالاتر برای مثال حدود 120 fpm [0.61 m/s] جریان آشفته در دهانه هود شکل می‌گیرد. سرعت دهانه بالاتر از حدود 125 fpm [0.64 m/s] موجب ایجاد جریان‌های گردابی و فرار آلاینده از محفظه هود خواهد شد. و متعاقبا احتمال فرامواجهه اپراتور افزایش می‌یابد. برای ارزیابی توزیع دامنـه سرعت در سطح دهانـه هـود شیمیایی آزمایشگـاه و نهایتا محاسبه سرعت

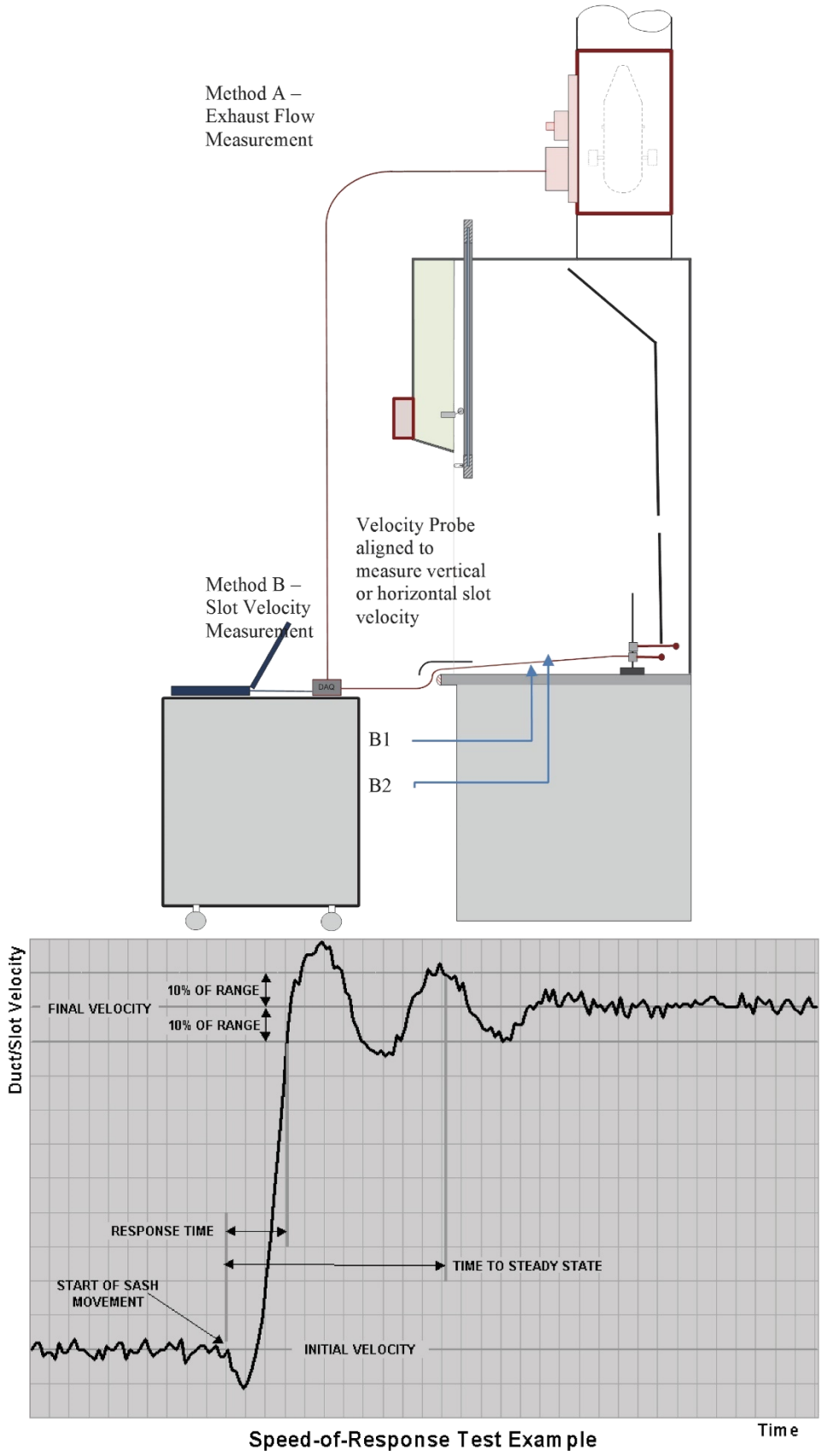
1. Laboratory fume hoods
2. Methods of Testing Performance of Laboratory Fume Hoods. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE)

متوسط بر اساس پروتکل ASHRAE 110 باید سطح دهانه توسط سلول‌های مستطیل شکل فرضی با مساحتی کمتر $1\ ft^2$ [$0.09\ m^2$] شبکه‌بندی شود. طول بزرگتر هر سلول نباید از ۱۳ اینچ [۳۳۰ میلیمتر] تجاوز کند. فرایند اندازه‌گیری سرعت باید توسط دستگاه آنمومتر حرارتی کالیبره در مرکز هر سلول به نحوی انجام گیرد که سنسور دستگاه در صفحه دهانه و عمود بر راستای ساش قرار داشته باشد. جهت افزایش دقت اندازه‌گیری ترجیحا سنسور بر روی سه پایه نصب شود و از اندازه‌گیری دستی پرهیز گردد. توصیه می‌شود در هر سلول ۲۰ قرائت انجام گیرد و میانگین آنها به عنوان سرعت در آن مقطع منظور شود. متوسط سرعت دهانه از میانگین سرعتهای ثبت شده برای سلول‌های فرضی محاسبه می‌شود. برای بررسی سرعت دهانه هود شیمیایی جریان‌متغیر پس از کالیبراسیون کلیه ادوات کنترلی هود باید ابتدا ساش هود معادل ۲۵ درصد ارتفاع طراحی باز گردد و سطح مقطع باز هود توسط سلولهای فرضی شبکه‌بندی شود و اندازه‌گیری سرعت طبق روال پیش انجام گیرد. سپس ساش معادل ۵۰ درصد ارتفاع طراحی باز گردیده و مجدد اندازه‌گیری سرعت در مرکز سلولهای فرضی طبق روال قبل انجام می‌شود. همچنین انجام تست پاسخگویی برای هود شیمیایی جریان‌متغیر به یکی از ۲ روش اندازه‌گیری جریان هواگذر و اندازه‌گیری سرعت اسلات مطابق آرایش پیشنهادی در شکل ۹-۱۳ توصیه می‌شود. انجام اندازه‌گیری حین تغییر موقعیت ساش باید با نرخ یک قرائت در ثانیه توسط دستگاه ثبات ضبط شود. هر بازه پنج دقیقه‌ای تست باید شامل سه بار باز و بسته کردن ساش هود گردد. در هر چرخه انجام تست، ساش باید به ترتیب به مدت ۳۰ ثانیه بسته و ۶۰ ثانیه باز نگه داشته شود، و نهایتا در انتهای تست بسته شود. نتایج تست مطابق نمودار نمایش داده شده در شکل ۹-۱۳ جهت تعیین سرعت پاسخگویی در تأمین جریان یکنواخت قابل بررسی خواهد بود.

تست کیفی نمایان‌سازی جریان

برای مشاهده الگوی جریان هوا و ارزیابی کیفی عملکرد هود شیمیایی آزمایشگاه در جمع‌آوری و کنترل آلاینده هوابرد انتشاری می‌توان از تست نمایان‌سازی جریان[1] توسط دود استفاده نمود. برای تولید دود از مواد متنوعی همچون شمع دودزا[2]، دودساز نمایشی[3] و یخ خشک[4] در آب داغ استفاده می‌شود.

1. Flow visualization
2. Smoke candles
3. Theatrical smoke generator
4. Dry ice



شکل ۹–۱۳: روشهای تست پاسخگویی برای هود شیمیایی جریان‌متغیر

نمونه تست نمایان‌سازی جریان در شکل ۹-۱۴ نمایش داده شده است.

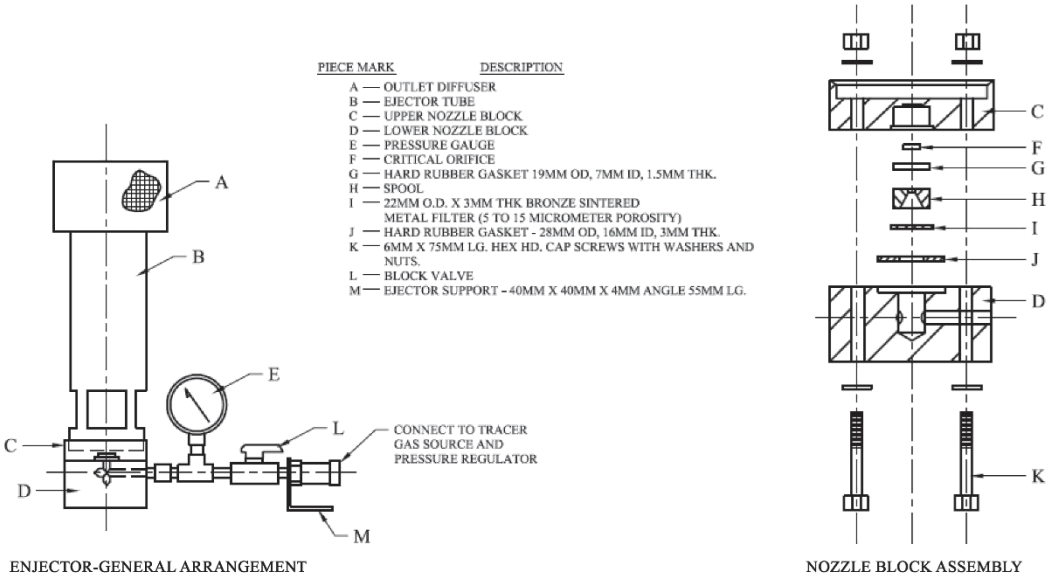
شکل ۹-۱۴: تست نمایان‌سازی جریان توسط دود

تست کمی گاز ردیاب

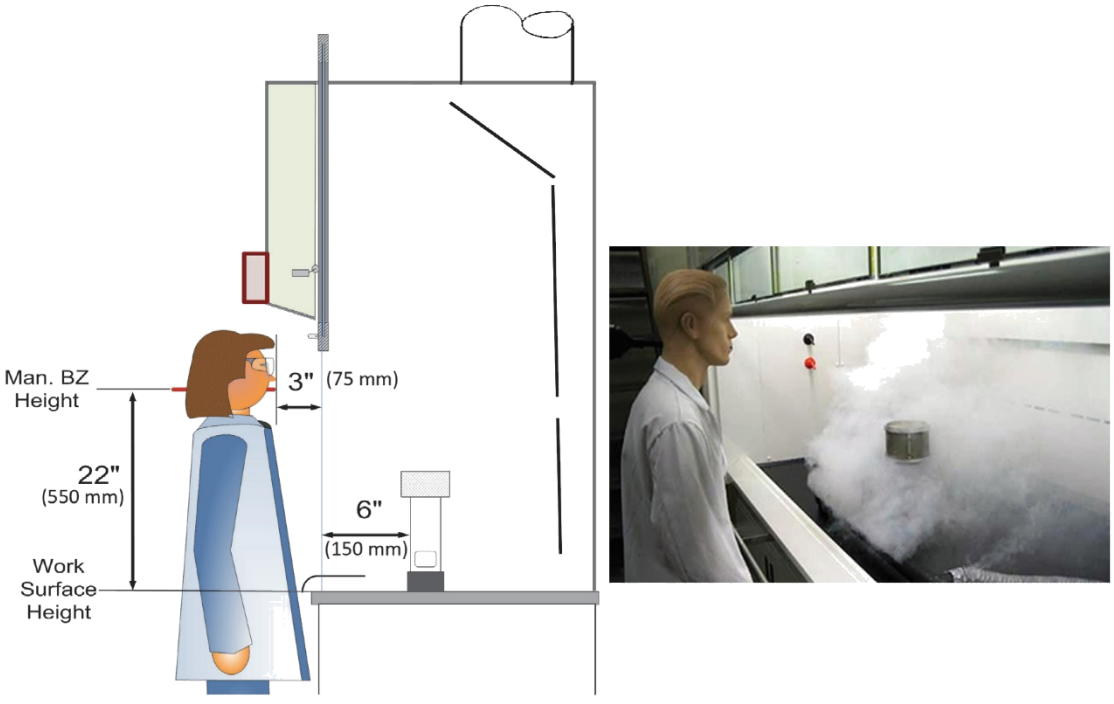
برای ارزیابی کمی میزان مواجهه اپراتور حین فعالیت با هود شیمیایی آزمایشگاه می‌توان از تست گاز ردیاب استفاده نمود. در این تست مواجهه اپراتور مقابل هود از طریق جانمایی مانکن سه بعدی با ابعاد منطقی و متناسب با انسان واقعی (برای مثال عرض شانه 17±2 in [430±50 mm]) مطابق چیدمان و آرایش نمایش داده شده در شکل ۹-۱۵ مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. ابتدا توسط دستگاه دتکتور (آشکارساز) میزان غلظت پیش‌زمینه گاز سولفور هگزافلوراید[1] موجود در فضای اتاق اندازه‌گیری می‌شود، که باید کمتر از ۱۰ درصد سطح کنترل باشد. سپس با تنظیم ارتفاع طراحی ساش و جانمایی دستگاه تخلیه گاز ردیاب[2] در عمق ۶ اینچ [۱۵۰ میلیمتر] از دهانه هود، گاز ردیاب با نرخ 4.0 lpm [67 mL/s] تخلیه می‌شود. لازم به ذکر است گاز SF_6 با حداقل خلوص ۹۹ درصد (معادل 990000 ppm) در سیلندرهایی با فشار 30 psi-g [200 KPa-g] نگهداری می‌شود که تخلیه 1 Ibm [0.454 kg] این گاز با نرخ مورد نیاز تست حدود ۱۹ دقیقه برای ارتفاع سطح دریا زمان می‌برد.

---

1. sulfur hexafluoride – SF6
2. Tracer gas ejector



Ejector assembly (SI unit)



Mannequin and ejector positions

شکل ۹-۱۵: الزامات تست گاز ردیاب مطابق پروتکل ASHRAE 110

پراب دتکتور باید حدود 0.25 in [6 mm] از لبهای مانکن بیرون زده باشد. و با جانمایی مانکن در سه موقعیت چپ، وسط و راست دهانه هود ارزیابی صورت می‌گیرد. فاصله ۱۲ اینچ [۳۰۰ میلیمتر] از دیواره داخلی سمت چپ هود معرف موقعیت چپ، مرکز هـود با فواصل یکسـان از طرفین نمـاینده موقعیت وسط و موقعیت راست نیز در فاصله ۱۲ اینچ [۳۰۰ میلیمتر] از دیواره داخلی سمت راست جانمایی می‌شود. پس از تکمیل مدار نمونه‌برداری و آماده‌سازی شرایط انجام تست، ۳۰ ثانیه بعد از باز شدن شیر تخلیه گاز ردیاب، به مدت ۵ دقیقه قرائت ثانیه به ثانیه غلظت گاز توسط دستگاه ثبات ثبت می‌شود. این روند تست باید برای سه موقعیت چپ، وسط و راست انجام شود. همچنین تأمین شرایط محیطی زیر جهت ارزیابی بهینه ضروری است:

- فضای تست باید عاری از جریان مزاحم باشد،
- محیط آزمایشگاه خالی و سیستم تهویه مطبوع فعال باشد،
- ملزومات و تنظیمات روال کاری در هود آزمایشگاهی بصورت واقعی جانمایی و اجرا گردد.

چنانچـه سطح غلظت گـاز سولفور هگزافلوراید نمونه‌برداری شده در منطقـه تنفسی مانکـن کمتر از 0.1 ppm باشد، نتیجه تست قابل‌قبول در نظر گرفته می‌شود. به عبارتی هود مورد نظر در کنترل موثر آلاینده هوابرد و ممانعت از انتشار آن به محیط آزمایشگاه موفق عمل می‌نماید.

ارزیابی آزمایشگاه با سطوح ایمنی بیولوژیک ۳ و ۴

برای بررسی کیفی وجود فشار نسبی منفی در آزمایشگاه سطح ۳ و ۴ می‌توان توسط دستگاه دودساز در فاصله ۲ اینچ [۵۰ میلیمتر] از درب ورودی دود ایجاد نمود. چنانچه جهت حرکت دود به سمت داخل آزمایشگاه باشد، حاکی از وجود فشار نسبی منفی است. همچنین برای اندازه‌گیری کمی فشار نسبی بین دو اتاق مستقل می‌توان مطابق تصویر شکل ۹-۱۶ از مانومتر دیجیتالی استفاده کرد. شایان ذکر است استفاده از گیج فشار اتاق برای پایش پیوسته فشار فضای آزمایشگاه توصیه می‌شود. آزمون دیگری کـه برای آزمایشگـاه سطح ۳ و ۴ قابل تعریف است، شمارش ذرات در هوای محیط آزمایشگاه می‌باشد. فرایند شمارش ذرات در حجم معینی از هوای مکشی توسط دستگاه شمارشگر ذرات انجـام می‌گیرد. این دستگـاه معمولا در شش کانـال یا دامنه اندازه‌گیری عمل شمارش ذرات را

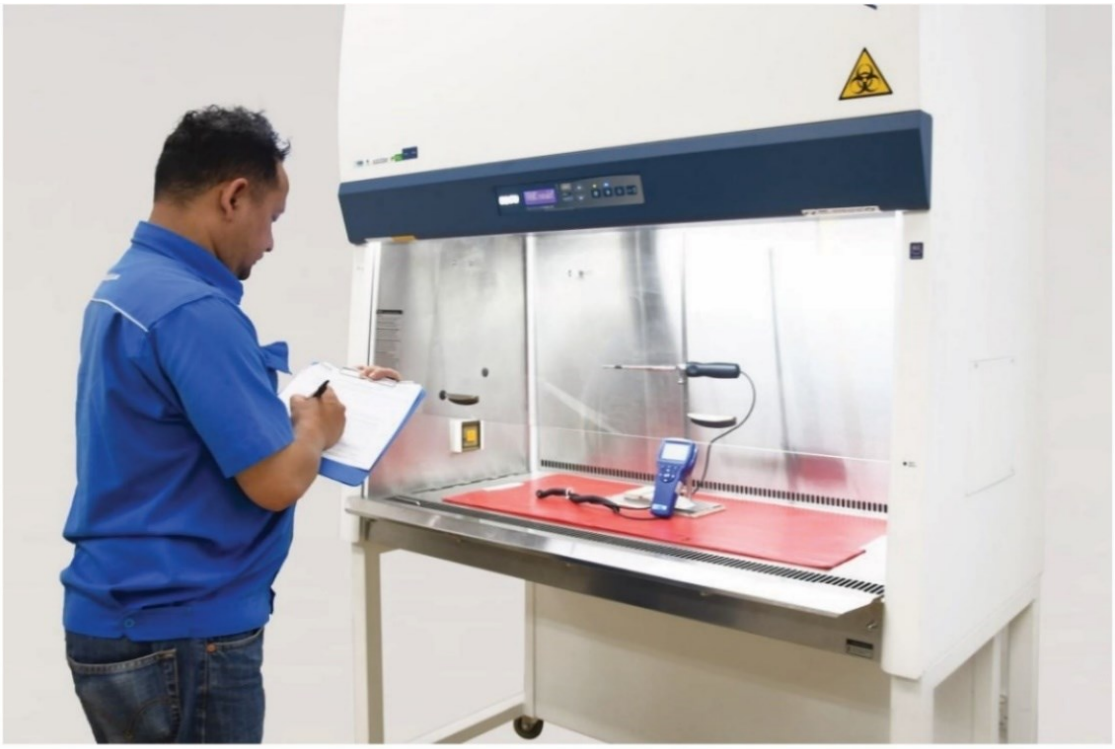
شکل ۹-۱۶: نحوه ارزیابی فشار نسبی منفی محیط آزمایشگاه

انجام و گزارش می‌دهد. هر مرتبه ۲۸ لیتر هوا را در مدت یک دقیقه نمونه‌برداری می‌کند. با این حال زمان نمونه‌برداری برای رسیدن به حجـم مورد نظر مطابق پروتکل یا نظر کارشناس قابل تنظیم است. نهایتا نتایج اندازه‌گیری با استانداردهای مربوطه مقایسه می‌شود. شایان ذکر است انجام این تست برای آزمایشگاه مجهز به کابینت ایمن بیولوژیک کلاس ۲ ضروری می‌باشد. نمونه دستگاه شمارش ذرات در شکل ۹-۱۷ نمایش داده شده است.

شکل ۹-۱۷: دستگاه شمارشگر ذرات هوا

سنجش عملکرد کابینت ایمن بیولوژیک

برخی آزمون‌های کاربردی برای کابینت ایمن بیولوژیک کلاس ۱ و ۲ همچون اندازه‌گیری سرعت جریان هوا در دهانه کابینت[1]، و نمایان‌سازی جریان توسط تزریق دود مشابه رویه مورد استفاده در هود شیمیایی می‌باشد. ولی مطابق تصویر نمایش داده شده در شکل ۹–۱۸، برای اندازه‌گیری سرعت جریان هوای پاششی[2] در محفظه کابینت کلاس ۲ باید عملیات اندازه‌گیری توسط آنمومتر حرارتی در ارتفاع ۴ اینچ [۱۰۰ میلیمتر] از سطح کار انجام شود. اندازه‌گیری این سرعت صرفا برای انواع سری کابینت کلاس ۲ که دارای سامانه فیلتراسیون داخلی جهت حفاظت محصول هستند کاربرد دارد. متوسط سرعت جریان پاششی در سطح کار باید 60 – 80 fpm [0.3 – 0.4 m/s] باشد. در راستای ارزیابی توزیع جریان هوا در سطح کار، اختلاف هر یک از سرعتهای اندازه‌گیری شده با سرعت متوسط نباید بیشتر از ۲۰ درصد شود. ارزیابی یکپارچگی و عدم نشتی فیلتر HEPA در انواع کابینت کلاس ۱ و ۲ از جمله آزمونهای ضروری برای اطمینان از عملکرد صحیح کابینت ایمن بیولوژیک می‌باشد که توسط



شکل ۹–۱۸: اندازه گیری سرعت جریان پاششی در کابینت کلاس ۲

1. Inflow air velocity
2. Downflow air velocity

تزریق ذرات روغنی (آئروسل) با قطر متوسط جرمی ۰/۳ میکرون همچون دی اکتیل فتالات[1] یا پلی آلفا الفین[2] انجام می‌گیرد. انجام این تست مستلزم تکمیل مدار پایش توسط دستگاه تولیدکننده آئروسل[3]، ذره‌سنج نوری[4] یا شمارشگر ذرات و پمپ تزریق آئروسل می‌باشد. در شکل ۹-۱۹، اجزای مدار پایش بطور شماتیک نمایش داده شده است. آئروسل DOP یا PAO تولیدی توسط دستگاه در بالادست فیلتر HEPA از فاصله مناسب (بیست برابر قطر کانال جهت اطمینان از اختلاط مطلوب ذرات با هوا) با نرخ ۲۰ الی ۱۰۰ میکروگرم بر لیتر (20 – 100 µgr/L) تزریق می‌شود. پیش از انجام تست نشتی لازم است غلظت آئروسل در بالادست فیلتر HEPA توسط ذره‌سنج نوری اندازه‌گیری شود و غلظت موجود به عنوان رفرانس ۱۰۰ درصد لحاظ گردد. سپس به منظور پایش نشتی فیلتر باید متصدی مربوطه مطابق تصویر نمـایش داده شده در شکل ۹-۱۹، پراب دم مـاهی شکل[5] ذره‌سنج نوری را در فاصله یک تا پنج سانتیمتری روی سطح پایین‌دست فیلتر به آرامی (حداکثر سرعت پنج سانتیمتر در ثانیه) حرکت دهد و تمامی درزهای قاب و بستر فیلتر را اسکن کند. چنانچه غلظت اندازه‌گیری شده ذرات آئروسل کمتر از 0.03 % باشد، یعنی قابلیت پاکسازی فیلتر در حذف آئروسل جریان عبوری بیش از 99.97 % بوده و قابل قبول است. شایان ذکر است کابینتهای ایمن بیولوژیک باید هر شش ماه (سالی ۲ بار) مورد ارزیابی قرار گیرند.

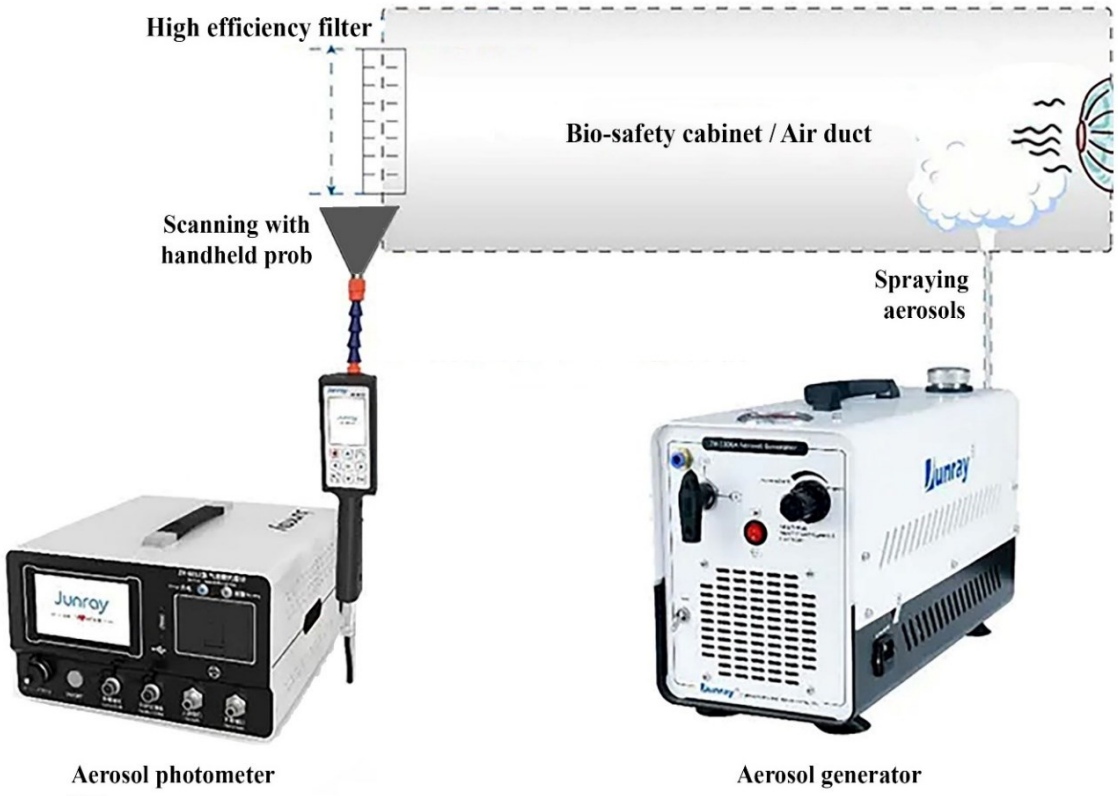
ارزیابی عملکرد فن

کلیه فن‌هـا مستلزم بازدید و تعمیرات دوره‌ای هستند. جهت اطمینان از عملکرد مطلوب فن باید متناسب با شرایط عملیاتی اجزای فن به صورت دوره‌ای بازرسی و بررسی شود. در ادامه برخی ملاحظات مربوط به اجزای اصلی فن بیان می‌شود:

بررسی پروانه و سامانه انتقال قدرت فن

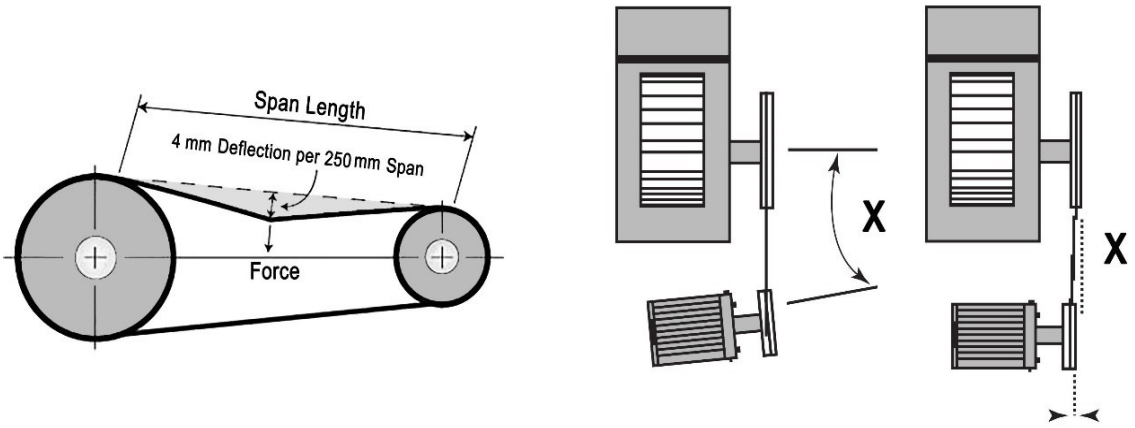
تغییرات فیزیکی اجـزای پروانه یا کاهش دور عملکردی آن منجـر به کاهش راندمان عملیاتی فن

1. Di-octyl phthalate (DOP)
2. Polyalphaolefin (PAO)
3. Aerosol generator
4. Aerosol photometer
5. Fish tail probe



شکل ۹–۱۹: اجزای مدار پایش و تست نشتی فیلتر HEPA در کابینت ایمن بیولوژیک

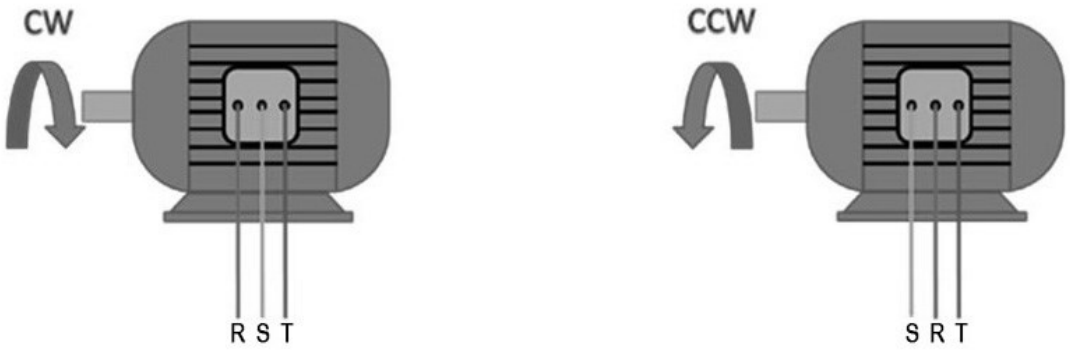
خواهد شد. بنابراین ضروری است روان‌بودن چرخش شفت پروانه/ موتور، وضعیت یاتاقان‌ها، شکل ظاهری پروانه، مطلوب بودن سطح ارتعاش و تراز صدای، هم‌راستایی پولی‌ها و مناسب‌بودن نیروی کششی تسمه‌ها مطابق شکل ۹-۲۰ طی بازدید دوره‌ای بازرسی و بررسی گردند.



شکل ۹-۲۰: برخی مشکلات مرتبط با سامانه انتقال قدرت

بررسی جهت چرخش پروانه فن

موتور محرک فن سیستم تهویه به منظور افزایش راندمان و کاهش تعداد سیم‌پیچ، معمولا سه‌فاز در نظر گرفته می‌شود. مطابق شکل ۹-۲۱، اگر رشته سیم‌های R، S و T شبکه برق به‌طور نادرست به جعبه تقسیم الکتروموتور سه‌فاز متصل گردند، شفت الکتروموتور و پروانه در جهت معکوس (ساعتگرد یا پادساعتگرد[1]) شروع به چرخش می‌کنند. این موضوع علاوه‌بر کاهش چشمگیر هواگذر



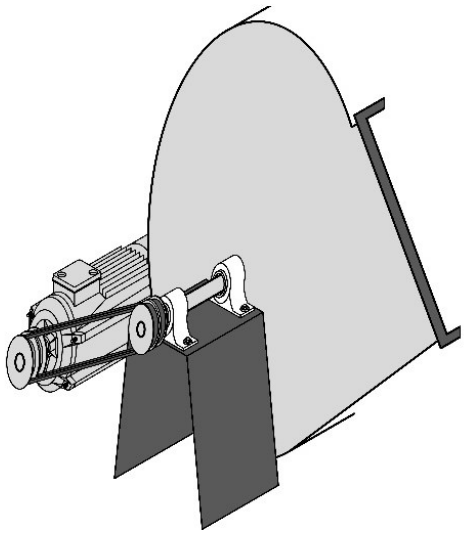
شکل ۹-۲۱: بررسی جهت چرخش شفت الکتروموتور و فن

1. Clockwise (CW) or Counterclockwise (CCW)

مکشی و فشار استاتیک، باعث افزایش صدای فعالیت فن خواهد شد. بنابراین پس از هرگونه تعمیرات الکتریکی روی الکتروموتور، چنانچه کاهش محسوسی در جریان هواگذر سیستم مشاهده شود باید جهت چرخش پروانه فن مورد بررسی مجدد قرار گیرد. همچنین ضروری است جهت چرخش پروانه توسط سازنده روی بدنه فن علامت‌گذاری و مشخص شود.

بررسی سرعت چرخش پروانه فن

برای اطمینان از سرعت چرخش مطلوب پروانه فن، به‌ویژه در سامانه انتقال قدرت محرک تسمه‌ای، باید سرعت گردشی شفت الکتروموتور و پروانه فن توسط دستگاه دورسنج[1] اندازه‌گیری شود. انواع دستگاه دورسنج از نظر نحوه کاربری مطابق شکل ۹-۲۲ عبارت از تماسی و غیرتماسی (نوری) هستند. برای اندازه‌گیری با دورسنج تماسی باید بین آداپتور دورسنج و شفت در حال گردش تماس فیزیکی برقرار شود. ولی دورسنج نوری از طریق تابش طیف مادون قرمز یا لیزر بدون برقراری تماس فیزیکی قادر به اندازه‌گیری سرعت چرخش شفت می‌باشد. استفاده از دورسنج نوری مستلزم چسباندن نوار بازتابی روی بدنه شفت است. با مشخص‌شدن سرعت چرخشی شفت الکتروموتور و پروانه فن، علاوه‌بر تعیین راندمان سامانه انتقال قدرت، می‌توان براساس قوانین فن‌ها و مقادیر رفرانس (پایه) ثبت شده در مرحله پیش‌راه‌اندازی سیستم، وضعیت عملکرد فن را بررسی نمود. مقایسه مقادیر اندازه‌گیری



شکل ۹-۲۲: اندازه‌گیری سرعت چرخش شفت

1. Tachometer

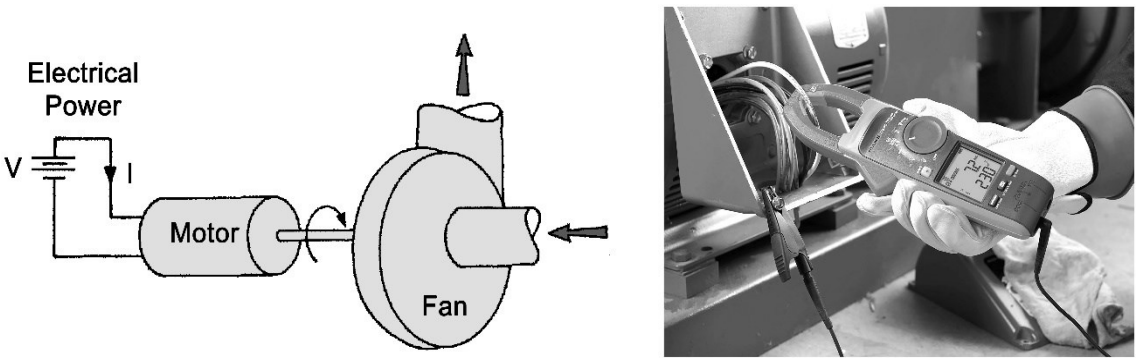
شده با مقادیر پایه (رفرانس)، اطلاعات مفیدی را در اختیار تیم ارزیابی قرار می‌دهد. لازم به ذکر است که بین قطر پولی و سرعت چرخشی شفت پروانه و الکتروموتور رابطه زیر برقرار است:

$$N_f \times D_f = N_m \times D_m \qquad \text{(معادله ۹-۳)}$$

در این رابطه، D_f قطر پولی پروانه بر حسب [mm] in، N_f سرعت چرخشی شفت پروانه بر حسب [rps] rpm، D_m قطر پولی الکتروموتور بر حسب [mm] in، N_m سرعت چرخشی شفت الکتروموتور بر حسب [rps] rpm می‌باشد.

بررسی توان مصرفی الکتروموتور[۳]

مطابق شکل ۹-۲۳ با اندازه‌گیری برخی پارامترهای الکتریکی از جمله ضریب قدرت شبکه، ولتاژ و آمپراژ برق مصرفی الکتروموتور می‌توان توان الکتریکی را برآورد نمود. اختلاف توان الکتریکی عملیاتی (واقعی) با مقادیر طراحی سبب تغییر توان مکانیکی و سرعت چرخشی پروانه خواهد شد و نهایتا منجر به کاهش راندمان عملکردی فن و هودهای مکشی سیستم تهویه صنعتی می‌شود.



شکل ۹-۲۳: اندازه‌گیری پارامترهای الکتریکی الکتروموتور

منابع و مراجع

1- American Conference of Governmental Industrial Hygienists, ACGIH Industrial Ventilation, A Manual of Recommended Practice for Design, 31st Edition, 2023.

2- American Conference of Governmental Industrial Hygienists, ACGIH Industrial Ventilation, A Manual of Recommended Practice for Operation & Maintenance, 2nd Edition, 2020.

3- Louis Theodore, Air Pollution Control Equipment Calculations, 2008.

۴- مرتضی ناصری‌نژاد، تهویه موضعی، راهنمای ارزیابی و کنترل مواجهه با آلاینده‌های هوابرد محیط کار، چاپ اول، ۱۴۰۱.

5- Public Health Agency of Canada, Canadian Biosafety Handbook, 2nd Edition, 2016.

6- National Fire Codes, National Fire Protection Association, NFPA-68 (Standard on Explosion Protection by Deflagration Venting, 2007), NFPA-69 (Standard on Explosion Prevention Systems, 2006), NFPA-654 (Standard for the Prevention of Fire and Dust Explosions from the Manufacturing, Processing, and Handling of Combustible Particulate Solids, 2006).

7- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE 110. Methods of Testing Performance of Laboratory Fume Hoods, 2016.

8- Kenneth C. Schifftner, Air Pollution Control Equipment Selection Guide, 2nd Edition, 2014.

9- Noel de Nevers, Air Pollution Control Engineering, 2nd Edition, 2000.

10- HSE, Controlling airborne contaminants at work, A guide to local exhaust ventilation, 3rd Edition, Health and Safety Executiv, 2017.

11- Howard D. Goodfellow & Risto Kosonen, Industrial Ventilation Design Guidebook, Volume 1: Fundamentals, 2nd Edition, 2020.

12- Howard D. Goodfellow & Yi Wang, Industrial Ventilation Design Guidebook Volume 2: Engineering Design and Applications, 2nd Edition, 2021.

۱۳- وب‌سایتهای اینترنتی فعال در زمینه تجهیزات و ادوات مرتبط با تهویه صنعتی جهت تهیه تصاویر.

Industrial Ventilation

ISBN : 978-600-6203-26-3

مرکز تحقیقات و تعلیمات
حفاظت فنی و بهداشت کار