

مدل سازی عددی جریان در خشک کن پاششی دو جداره نیمه صنعتی و تعیین الگوی انتقال حرارت در دیواره به روش دینامیک سیال محاسباتی

امیدرضا روستاپور*، علی رضا تهور، احمد افسری و امین رضا سیاری**

* نگارنده مسئول، نشانی: زرقان، مرکز تحقیقات کشاورزی و منابع طبیعی فارس، ص. پ. ۱۱۱-۷۳۴۱۵، تلفن: ۴۲۲۳۷۷۹ (۰۷۱۲)،

پیام‌نگار: roustapour@farsagres.ir

** به ترتیب: استادیار بخش تحقیقات فنی و مهندسی کشاورزی مرکز تحقیقات کشاورزی و منابع طبیعی فارس؛ استادیار دانشکده مهندسی دانشگاه آزاد اسلامی واحد شیراز؛ و دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک ساخت و تولید دانشگاه آزاد اسلامی شیراز و عضو باشگاه پژوهشگران جوان

تاریخ دریافت: ۹۰/۶/۱۳؛ تاریخ پذیرش: ۹۱/۹/۱۸

چکیده

مدل سازی عددی جریان سیال درون خشک کن پاششی دو جداره به صورت تقارن محوری با استفاده از روش دینامیک سیال محاسباتی انجام و جهت مدل سازی جریان آشفته، از مدل $k-\epsilon$ استاندارد استفاده شده است. در این راستا، الگوی جریان هوا و تغییرات دمای درون محفظه خشک کن و در جداره جریان هوای خنک آن بررسی و عایق مناسب نیز جهت سقف محفظه خشک کن انتخاب شد. برای بررسی میزان قابلیت اعتماد و صحت نتایج حاصل از شبیه سازی، در آزمایشگاه در ارتفاع های مختلف برج خشک کن و در فواصل مختلف شعاعی، تغییرات سرعت با سرعت سنج سیم داغ و تغییرات دما با حسگرهای نصب شده در خشک کن، اندازه گیری و با مقادیر حاصل از مدل سازی مقایسه شد. بر اساس نتایج حاصل از مدل سازی عددی، الگوی جریان هوا شامل یک هسته مرکزی پر سرعت است که به سمت پایین محفظه خشک کن گسترش می یابد. در اطراف هسته مرکزی گردابه هایی ایجاد می شود که باعث برگشت ذرات به طرف بالای برج خشک کن خواهد شد. دما در اطراف هسته مرکزی بیشتر است و با دور شدن از این هسته شروع به کاهش می کند و این روند تا ناحیه نزدیک دیواره ادامه می یابد. خطوط جریان در جداره خشک کننده، نشان دهنده حرکت هموار لایه های جریان هوا در طول مسیر است. تغییرات سرعت در راستای محوری درون جداره خشک کننده بسیار ناچیز است و بیشترین مقدار سرعت در خط مرزی وسط جداره وجود دارد. در جداره خشک کننده در محل اتصال قسمت استوانه ای به قسمت مخروطی، اغتشاش اندکی وجود دارد که باعث تغییر مسیر جریان به سمت لایه بیرونی جداره خشک کننده می شود. با در نظر گرفتن درصد کاهش اتلاف حرارتی، نسبت رسانش گرمایی به ضخامت عایق (K/L) محاسبه و بر اساس مقدار آن، جنس و ضخامت عایق انتخاب شد.

واژه های کلیدی

الگوی جریان هوا، تغییرات دما، جداره خشک کننده، خشک کن پاششی نیمه صنعتی، عایق کاری، مدل سازی دینامیک سیال (CFD)

مقدمه

تبخیر می شود و دمای سطح قطره ها برابر با دمای حباب تر است و از این رو تنش حرارتی کمی به ذرات اعمال می شود و دمای آن ها چندان افزایش نخواهد یافت. یکی از مشکلات در خشک کردن قطره های مواد چسبنده،

از محاسن خشک کن پاششی، استفاده از دمای اولیه بالا جهت خشک کردن و کوتاه شدن زمان تبخیر است. در لحظه تماس قطره ها با هوای گرم ورودی، آب آزاد

سه‌بعدی و استفاده از نرم‌افزار Fluent و مدل آشفتگی k-ε استاندارد توسط هوانگ و مجموعمدار مدل‌سازی شد. بر اساس نتایج به دست آمده، هم‌پوشانی خوبی بین این مدل‌سازی و داده‌های آزمایشی وجود دارد. ضمناً با بررسی تاثیر تغییر پارامترهای عملیاتی در فرایند خشک کردن، بهینه‌سازی و طراحی خشک‌کن انجام شده است (Huang & Mujumdar, 2007).

روستاپور و همکاران (Roustapour *et al.*, 2009) یک خشک‌کن پاششی نیمه‌صنعتی با قطر ۱/۲۵ و ارتفاع ۲ متر با اتمایزر دوار را شبیه‌سازی، و سینتیک خشک شدن آب لیموترش را با تلفیق روش آزمایشگاهی و مدل‌سازی عددی در خشک‌کن پاششی نوع کوتاه تعیین کردند.

نشست ذرات پودر بر جداره خشک‌کن پاششی به روش CFD و آزمایشگاهی را وو و همکاران کنترل کردند. این کار با تغییر تناوبی انرژی در سطح دیواره انجام پذیرفت. نتایج نشان داد که دیواره با انرژی پایین‌تر دمای تبدیل شیشه‌ای ذرات را کاهش می‌دهد. این محققان حالت بهینه عملیات برای داشتن دیواره با چسبندگی کمتر را ارزیابی کردند و این نتیجه به دست آمد که دمای عملیات فاکتور موثری در چسبندگی ذرات است (Woo *et al.*, 2009a).

الگوی جریان هوا در خشک‌کن پاششی، در مقیاس صنعتی را گابیتس و همکاران (Gabites *et al.*, 2010) به صورت سه‌بعدی و هم‌دما بدون مدل‌سازی فاز گسسته، به روش CFD و با استفاده از کد نرم‌افزاری CFX10 مدل‌سازی کردند. جریان آشفته به روش SST و با استفاده از معادلات گذرای RANS حل شد و نتایج حاصل از به تصویر کشیدن حرکت هسته اصلی جریان با استفاده از داده‌های حاصل از حسگر جریان درون خشک‌کن، ماهیت ناپایدار جریان اصلی بررسی شد و یک توافق قابل قبول بین مدل‌سازی و اندازه‌گیری به دست آمد.

چسبندگی ذرات پودر تشکیل شده بر جداره خشک‌کن است که نیازمند فراهم آوردن شرایط مناسب جهت کاستن آن خواهد بود. چسبندگی ذرات پودر به جداره داخلی خشک‌کن با به کار گرفتن تمهیداتی مانند خنک کردن جداره مخزن خشک‌کن کاهش می‌یابد. با استفاده از مدل‌سازی دینامیک سیال^۱ می‌توان جریان سیال در خشک‌کن پاششی را تحلیل و بررسی کرد. بدین طریق می‌توان الگوی جریان هوا و توزیع جریان و نحوه توزیع دما را شبیه‌سازی و شرایط فرایند و طراحی را بهینه‌سازی کرد (Crowe, 1980). در تحقیقات مختلف، جریان سیال در خشک‌کن‌های پاششی با ابعاد کوچک (آزمایشگاهی) مدل‌سازی و الگوی جریان در آن‌ها بررسی شده است (Oakley, 1994; Langrish & Zbicinski, 1994; Woo *et al.*, 2009b)؛ تنی چند از محققان نیز جریان سیال در خشک‌کن‌های بزرگ‌تر را مدل‌سازی کرده‌اند مانند پاپاداکیس و کینگ (Papadakis & King, 1989) که خشک‌کن با قطر ۰/۵۶ و ارتفاع ۳/۶ متر و هوانگ و همکاران (Huang *et al.*, 2005) که خشک‌کن با قطر ۱ و ارتفاع ۲/۲۵ متر را مدل‌سازی کرده‌اند. اخیراً برخی از محققان از جمله هوانگ و مجموعمدار (Huang & Mujumdar, 2007)، جین و چن (Jin & Chen, 2009) و گابیتس و همکاران (Gabites *et al.*, 2010) خشک‌کن‌های در مقیاس صنعتی را شبیه‌سازی کرده‌اند.

هوانگ و همکاران (Huang *et al.*, 2004) برای مدل‌سازی جریان آشفته در خشک‌کن پاششی با اتمایزر دیسک دوار از مدل‌های k-ε و RNG^۲ استفاده کردند. بر اساس نتایج به دست آمده، این مدل‌ها دقیق بوده و زمان لازم جهت حل توسط آن‌ها مناسب است. مدل‌سازی به روش CFD ابزاری قوی برای ارتقای طراحی خشک‌کن پاششی است.

خشک‌کن پاششی در مقیاس صنعتی با یک مدل سینتیک جدید برای حل حساسیت حرارتی با هندسه

جداره خشک‌کننده از یک دمنده با ظرفیت ۱۴۰۰ متر مکعب بر ساعت استفاده شده است. حداکثر میزان تبخیر در این خشک‌کن ۲۰ کیلوگرم بر ثانیه است. شکل ۱، شماتیک این خشک‌کن و تجهیزات به کار رفته در آن از جمله حسگرهای دمای PT100 و محل نصب آن‌ها بر جداره مخزن را نشان می‌دهد. فاصله حسگرهای دما از یکدیگر ۵۰ سانتی‌متر است.

جریان در خشک‌کن پاششی جریانی است دو فاز شامل فاز گسسته قطرات و فاز پیوسته هوای گرم. هدف از این مدل‌سازی به دست آوردن الگوی جریان هوا، الگوی حرکت ذرات درون خشک‌کن، الگوی جریان در جداره خشک‌کننده، و بررسی انتقال حرارت در آن است. هوا به عنوان فاز پیوسته به صورت حجم‌های کنترل تعریف شده و معادلات انتقال حرارت و اندازه حرکت حل می‌گردد.

انتقال حرارت در جداره مخزن که در آن هوای خشک جریان دارد و همچنین بین جداره خارجی با هوای محیط، شبیه‌سازی شد. برای مدل‌سازی انتقال حرارت، به دست آوردن ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی ضروری است. از این‌رو باید مشخصات مربوط به جنس دیواره، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد برای جداره ناحیه استوانه‌ای، جداره ناحیه مخروطی، و سقف مخزن خشک‌کن به‌طور جداگانه محاسبه شود. اتلاف حرارت در سقف خشک‌کن قابل توجه است. با توجه به عدم نشست ذرات روی سقف، مدل‌سازی صورت گرفت و عایق مناسب محاسبه و انتخاب شد.

اندازه‌گیری تغییرات سرعت و دما در محفظه خشک‌کن

به طور کلی، هوای ورودی به داخل خشک‌کن‌های پاششی می‌تواند دارای هر سه مؤلفه محوری، شعاعی و مماسی باشد. اگر کانال ورودی هوا نسبت به محور عمودی شیب‌دار باشد، هوای ورودی دارای مؤلفه شعاعی سرعت خواهد بود. سرعت مماسی در اثر چرخش اولیه

یک خشک‌کن پاششی آزمایشگاهی با سرعت جریان هوای گرم پایین ($10^{-2} - 10^{-1}$ متر بر ثانیه) به روش دینامیک سیال محاسباتی را وو و همکاران شبیه‌سازی شد. در این شرایط، زمان ماندگاری ذرات در خشک‌کن افزایش یافت. نتایج حاصل از مدل‌سازی جریان، نشانگر این است که جریان طبیعی هوا سبب انحراف جریان از هسته مرکزی به نواحی اطراف دیواره با جریان پیچشی شده و لایه‌ای از جریان با سرعت بالا در ناحیه مجاور دیواره خشک‌کن تشکیل داده است (Woo et al., 2011).

تغییرات رطوبت ذرات نمک در خشک‌کن پاششی جریان هم‌سو، با استفاده از روش دینامیک سیال شبیه‌سازی و نتایج به دست آمده با مقایسه با نتایج آزمایشگاهی صحت‌گذاری شده است. بر اساس این نتایج، کاهش رطوبت در ناحیه هسته مرکزی شدیدتر است و با دور شدن از این ناحیه به سمت جداره خشک‌کن تا حد ۲۰ درصد امتداد شعاعی، تغییرات رطوبت ثابت مانده است (Salem et al., 2011).

در مدل‌های عددی ارائه شده توسط محققان، به مدل‌سازی جداره خشک‌کن توجه کمتری شده است. در تحقیق حاضر الگوی جریان در مخزن و جداره خشک‌کن پاششی دو جداره نیمه‌صنعتی بلند با ارتفاع ۴/۹ و قطر ۱/۳ متر و حجم ۵/۶ متر مکعب شامل نازل فشاری دو سیال^۱ از روش دینامیک سیالات محاسباتی شبیه‌سازی شده است.

مواد و روش‌ها

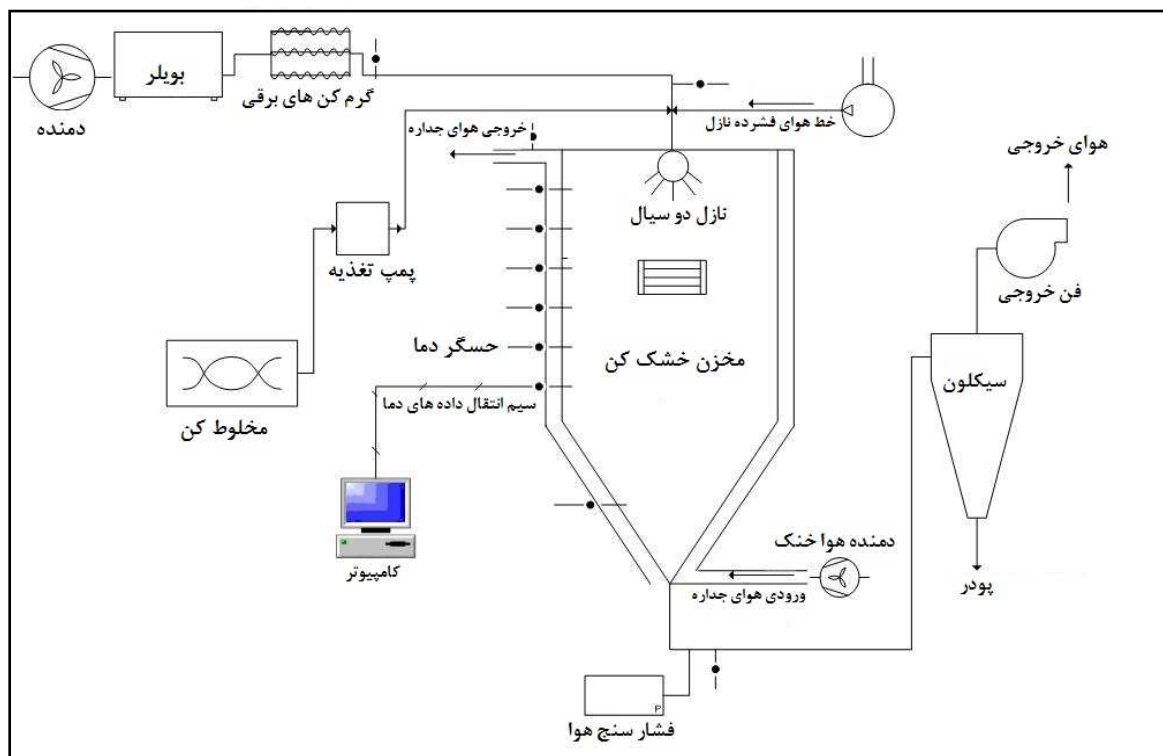
شبیه‌سازی جریان در خشک‌کن پاششی

خشک‌کن از نوع بلند و دو جداره است که در آن جریان هوای سرد به منظور خشک‌کاری جداره برقرار می‌شود. برای ایجاد جریان هوا در مخزن خشک‌کن از یک فن دمنده با ظرفیت ۸۷۰ و یک فن مکنده با ظرفیت ۱۰۰۰ متر مکعب بر ساعت و برای ایجاد جریان هوا در

در خشک کن تحقیق حاضر، هوا بدون هیچ گونه چرخش اولیه و در راستای محور عمودی وارد خشک کن می شود و از این رو جریان هوای ورودی تنها دارای مولفه محوری است. تغییرات اندازه سرعت در خشک کن با استفاده از یک سرعت سنج سیم داغ^۳ در ارتفاع های مختلف و همچنین در فواصل شعاعی مختلف از محور مرکزی خشک کن طی ۳ تکرار اندازه گیری شد. با باز کردن حسگرهای دما از محل نصب بر جداره و وارد کردن حسگر سرعت سنج از این مکان ها به مخزن، تغییرات سرعت در امتداد شعاعی اندازه گیری شد (شکل ۱). تغییرات شعاعی سرعت در فواصل مختلف طول مخزن خشک کن در شکل ۲ نشان داده شده است.

هوا قبل از ورود به محفظه را یک پخش کننده حلزونی هوا^۱ ایجاد می کند. سرعت مماسی تاثیر بسزایی بر الگوی جریان هوا دارد. زمانی که پیچش^۲ حاصل از سرعت مماسی کوچک باشد، یک جریان با سرعت بالا در هسته مرکزی محفظه خشک کن تشکیل و اطراف آن گردابه های کوچک با سرعت کم ایجاد می شود.

با افزایش زاویه پیچش، جریان گردابه ای مرکزی ایجاد خواهد شد که باعث معکوس شدن جهت جریان هوا در خشک کن می شود. در اطراف این گردابه نیز گردابه های بزرگ با سرعت بالا ایجاد می شود که تعیین کننده الگوی جریان هوای ورودی هستند (Sloan et al., 1986; Kieviat, 1997).

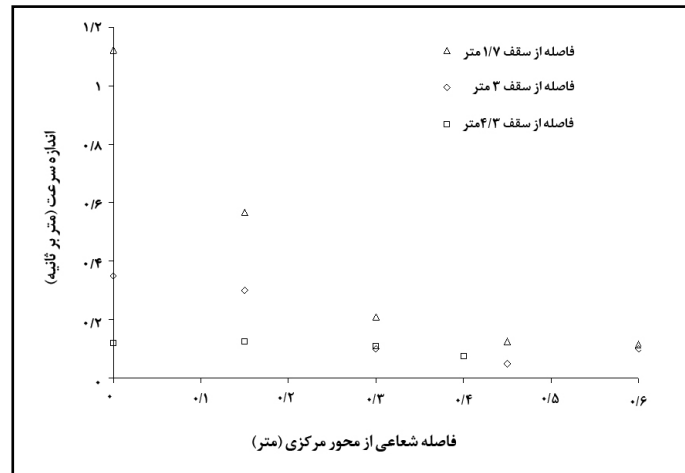


شکل ۱- شماتیک فرآیند خشک کن پاششی.

حل عددی جریان هوا نیاز به داشتن شرایط هوای ورودی از قبیل دما، جریان هوای ورودی، خواص حرارتی- فیزیکی مانند هدایت حرارتی، جرم حجمی، گرمای ویژه، و خواص ترمودینامیکی مانند لزجت

دما در نقاط مختلف برج خشک کن از جمله ورودی و خروجی هوا، نقاط مختلف جداره، و در خروجی جداره خنک کننده، با حسگرهای PT100 نصب شده، اندازه گیری و تغییرات آن به کامپیوتر منتقل و ثبت شد. به منظور

است. جریان هوا با توجه به سرعت جریان هوا در کانال خروجی و مشخص بودن قطر کانال خروجی هوا محاسبه و ۰/۲۴۲ متر مکعب بر ثانیه به دست آمد.



شکل ۲- تغییرات شعاعی سرعت از جداره تا محور مرکزی خشک‌کن اندازه‌گیری شده توسط سرعت‌سنج سیم داغ.

هوای ورودی، شدت آشفتگی و قطر هیدرولیکی حلقه و یا مقادیر k و ε معرفی شوند. مساحت کل سوراخ‌ها از رابطه ۱ و مساحت کل حلقه‌ها از رابطه ۲ به دست می‌آید.

$$S = \sum 2\pi \bar{r}_i d_h \quad (1)$$

$$S = \frac{n\pi d^2}{4} \quad (2)$$

با مساوی قرار دادن روابط فوق، قطر هیدرولیکی حلقه‌ها (d_h) محاسبه شد که ۱۴/۵۸ میلی‌متر به دست آمد. با دستیابی به قطر هیدرولیکی می‌توان مساحت هر حلقه را محاسبه کرد.

هندسه تقارن چند محوری محفظه خشک‌کن و جداره هوای خنک توسط شبکه با ساختار مشخص بلوکی شامل سلول‌های چهارضلعی مدل شد. سه شبکه مختلف برای خشک‌کن جهت بررسی استقلال از شبکه تولید شد. جدول ۱ تعداد سلول‌های سه شبکه تولید شده در خشک‌کن و جداره خنک‌کننده را نشان می‌دهد.

تولید مدل هندسی، ساخت شبکه و بررسی استقلال از شبکه

هندسه خشک‌کن و هندسه جداره خنک‌کننده با توجه به تقارن موجود به صورت چند محوری مدل‌سازی شد. برای توزیع هوای گرم در محفظه خشک‌کن از یک صفحه توزیع‌کننده^۱ گرد با سه ردیف سوراخ استفاده شد که قطر هر کدام ۲۵ میلی‌متر است. تعداد کل سوراخ‌ها ۴۲ عدد است: ردیف‌های اول، دوم و سوم به ترتیب ۶، ۱۶، و ۲۰ سوراخ دارند.

برای مدل‌سازی صفحه توزیع هوا به صورت تقارن محوری، این صفحه با سه ردیف حلقه با سه قطر هیدرولیکی متقارن تعریف شد. در این حالت باید سه ردیف حلقه جایگزین سه ردیف سوراخ شود تا دبی هوای عبوری از آن‌ها معادل دبی هوای عبوری از سوراخ‌ها باشد. شرط مرزی ورودی در این ناحیه، دبی جرمی^۲ در نظر گرفته شده است. برای اعمال این شرط مرزی برای ۳ حلقه ورودی هوا، لازم است که دبی جرمی هوای عبوری از هر حلقه، دمای هوای ورودی، جهت بردارهای سرعت

جدول ۱- شبکه‌های تولید شده برای خشک‌کن و جداره خنک‌کننده

شماره شبکه	شماره شبکه ۲	شماره شبکه ۱	تعداد سلول‌های تولیدشده
۳	۲۴۷۰۲	۱۶۱۳۶	محفظه خشک‌کن
۲۹۰۶۸	۴۸۳۸	۳۱۶۰	جداره خنک‌کننده

آشفته استفاده کرده‌اند. این مدل شامل دو معادله حاکم برای تشریح آشفته‌گی جریان بوده و برای بیان انتقال خواص آشفته‌گی توسط جریان متوسط و نفوذ و نیز برای تولید و استهلاک آشفته‌گی مناسب است (روابط ۳ و ۴). در این مدل، دو معادله انتقال دیفرانسیل جزئی یکی برای انرژی جنبشی آشفته (k) و دیگری برای نرخ استهلاک انرژی جنبشی آشفته (ε)، ارائه شده است.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} + G_k - \rho \epsilon \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (4)$$

در این روابط، ضرایب σ_k ، σ_ϵ ، $C_{1\epsilon}$ و $C_{2\epsilon}$ ثابت‌های تجربی هستند و مقادیر زیر برای آن‌ها در نظر گرفته شده است (Versteeg & Malalasekera, 1995):

$$C_\mu = 0.09, C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92, \sigma_\epsilon = 1.33, \sigma_k = 1$$

برای حل جریان آشفته با فرض تراکم‌ناپذیر بودن جریان و نبود اثر متقابل قطره‌ها، به عنوان فاز گسسته بر فاز پیوسته هوا، از حل‌کننده گسسته^۱ استفاده شده است. میزان خوراک در خشک‌کن حدود ۰/۲۶ درصد دبی هوای ورودی است. در مقادیر کمتر از ۵ درصد، فاز گسسته تاثیر معنی‌داری بر فاز پیوسته ندارد لذا می‌توان تبادلات فازی را یک‌طرفه فرض کرد. شالداخ و همکاران (Schaldach et al., 2002) در مدل‌سازی جریان دو فاز در خشک‌کن پاششی، با توجه به کم بودن جزء جرمی قطره‌ها در خشک‌کن، تبادلات فازی را یک‌طرفه در نظر گرفته‌اند. فرمول‌بندی به صورت مبهم^۲ در نظر گرفته و با تعریف

برای تعیین کیفیت همگرایی حل، مجموع قدرمطلق مقادیر باقی‌مانده جرمی تمام سلول‌های شبکه تقریباً مساوی کل دبی جریان هوای ورودی به محفظه‌ها بوده است. انتخاب شبکه و ریز بودن آن در ارائه جواب مطمئن با حداقل خطا بسیار مهم می‌باشد. برای بررسی استقلال میدان حل از شبکه انتخاب شده، مقایسه مقادیر سرعت محوری، شعاعی و یا مقادیر k و ε برای شبکه‌های مختلف انجام می‌شود (Kieviet, 1997).

شبکه‌های ساخته شده، هر یک به طور مستقل اما با روش مشابه در نرم‌افزار Gambit تولید و در نرم‌افزار Fluent تحلیل شده است. برای انتخاب بهترین شبکه باید نسبت به استقلال جواب‌ها از شبکه اطمینان حاصل شود. برای این منظور جریان در هر سه شبکه مدل‌سازی و تغییرات سرعت در مقاطع مختلف خشک‌کن بررسی شد. بر اساس نتایج به دست آمده، بزرگترین شبکه بیش از ۵ درصد نسبت به دو شبکه کوچک‌تر انحراف داشته و بین دو شبکه کوچک‌تر اختلاف بسیار ناچیزی است لذا شبکه متوسط به عنوان بهترین شبکه انتخاب شد.

آشفته‌گی و معادلات حاکم بر جریان سیال

برای مدل‌سازی آشفته‌گی جریان، از مدل k-ε استاندارد استفاده شد. اوکلای و باها (Oakley & Bahu, 1993)، سوتول و همکاران (Southwell et al., 1999) و هوانگ و همکاران (Huang et al., 2003a) در مدل‌سازی دو بعدی خشک‌کن پاششی و همچنین لنگریش و همکاران (Langrish et al., 2004)، مزرچر و همکاران (Mezhericher et al., 2009) و وو و همکاران (Woo et al., 2011) در مدل‌سازی سه‌بعدی خشک‌کن پاششی، از مدل استاندارد k-ε جریان

شرایط مرزی در خروجی خشک‌کن فشار خروجی^۳ منظور شده است. شدت اغتشاش جریان هوای خروجی نیز با توجه به رابطه^۵ محاسبه شد و ۳/۶۶ درصد به دست آمد.

ورودی جداره^۱ خشک‌کننده متقارن نیست، لذا برای بررسی مسئله به صورت تقارن محوری با تعریف قطر هیدرولیکی می‌توان از مدل متقارن استفاده کرد. سطح مقطع ورودی و خروجی کانال، ۰/۱۱ مترمربع است. با مساوی قرار دادن مساحت ورودی با مساحت دیواره^۱ مخروط ناقص در نظر گرفته شده به منظور محل ورود، قطر هیدرولیکی محاسبه شد و برابر ۱۰۲ میلی‌متر به دست آمد. شرایط مرزی ورودی در این قسمت، سرعت ورودی^۳ در نظر گرفته شده است. برای اعمال این شرط مرزی، لازم است دبی جرمی، شدت آشفستگی، و قطر هیدرولیکی حلقه معرفی شوند. دبی هوای ورودی بر اساس ظرفیت فن مورد استفاده ۱۴۰۰ متر مکعب بر ساعت است و با توجه به این‌که جرم حجمی هوا در دمای ورودی ۲۹۸ درجه کلوین، برابر با ۱/۱۷۰۷ کیلوگرم بر مترمکعب می‌باشد (Incropera & Witt, 2002) و مدل متقارن محوری است، مقدار دبی جرمی به دست آمده پس از تقسیم بر عدد 2π مساوی با ۰/۰۷۲۴ کیلوگرم بر ثانیه خواهد بود. در این ناحیه عدد رینولدز ۲۳۵۶۲ و شدت اغتشاش ۴/۵ درصد است (رابطه ۵). شرط مرزی دهانه^۲ خروجی کانال هوا خشک از نوع فشار خروجی در نظر گرفته و قطر هیدرولیکی معادل با ۲۴/۶۶ میلی‌متر محاسبه شد. در این ناحیه سرعت جریان هوا ۳/۵۳ متر بر ثانیه اندازه‌گیری و فشار نسبی معادل صفر در نظر گرفته شده است. در این ناحیه نیز عدد رینولدز ۵۶۹۵ و شدت اغتشاش ۴/۱۳ درصد شده است.

برای مدل‌سازی، شرط مرزی جداره^۱ داخلی و بیرونی بدنه و سقف مخزن و لوله خروجی، دیواره تعریف شد. ضخامت جداره داخلی و خارجی خشک‌کن به ترتیب ۴ و

سرعت‌ها به صورت مطلق، مسئله جهت حل آماده شد. مدل به صورت تقارن محوری و از نظر زمانی به صورت پایدار فرض و معادلات تا دستیابی به دقت 10^{-14} حل شد.

شرایط مرزی محفظه^۲ خشک‌کن و جداره^۱ خشک‌کننده

در مدل تقارن چند محوری کلیه^۱ شرایط مرزی جداره‌های داخلی و خارجی دیواره^۱ شرط مرزی ورودی هوا "دبی جرمی"، شرط مرزی خروجی "فشار^۲"، و شرط مرزی محور مرکزی خشک‌کن "محور تقارن" تعریف شد. کل جریان هوای ورودی به خشک‌کن ۰/۲۴۲ مترمکعب بر ثانیه است. با توجه به این‌که جرم حجمی هوا در دمای ۱۳۶ درجه سلسیوس مساوی ۰/۸۵۳۳۳ کیلوگرم بر مترمکعب است (Incropera & Witt, 2002)، کل جریان جرمی هوای ورودی مساوی ۰/۲ کیلوگرم بر ثانیه خواهد بود. با توجه به تقارن محوری بودن مدل، دبی کل بر عدد 2π تقسیم و در حل عددی مساوی ۰/۰۳۲ کیلوگرم بر ثانیه در نظر گرفته شد. مقادیر دبی جرمی هر حلقه با توجه به مساوی بودن سرعت ورودی هوا به هر یک از حلقه‌ها با توجه به مساحت هر حلقه محاسبه می‌شود. پیش‌تر گفته شد که سرعت هوای ورودی به خشک‌کن فقط دارای مولفه^۲ در راستای محور مرکزی محفظه است. برای جریان‌های داخلی، شدت اغتشاش ورودی در مجموع به تاریخچه^۲ جریان سیال بستگی دارد و از این‌رو اگر جریان سیال کاملاً توسعه‌یافته باشد، شدت اغتشاش را می‌توان از روابط تجربی ۵ مربوط به لوله‌ها، تخمین زد (Anon. 2001). بر این اساس، شدت اغتشاش ۵/۴ درصد محاسبه شد. سرعت جریان هوای ورودی به خشک‌کن با توجه به جریان هوا و سطح مقطع کل سوراخ‌ها به دست می‌آید. سرعت هوای ورودی به خشک‌کن، که فقط دارای مؤلفه^۲ محوری است، مساوی ۳/۵۳ متر بر ثانیه گردید.

$$Re_{d_h} = \rho V d_h / \mu_a \quad (5)$$

$$I = u' / u_{ave} \cong 0.16(Re_{d_h})^{-1/8} \quad \text{و}$$

گرفتن طول قسمت مخروطی و استوانه‌ای که به ترتیب ۱۱۵۴/۵ و ۳۹۰۰ میلی‌متر هستند، دما در وسط نواحی مخروطی و استوانه‌ای، با میان‌یابی، به ترتیب ۳۰۳ و ۳۲۴ درجه کلوین است. انتقال حرارت در جداریه استوانه‌ای و مخروطی، جابه‌جایی آزاد روی سطح عمودی است. چرچیل و چو (Churchil & Chu, 1975) رابطه تجربی عدد نوسلت را برای گستره عدد رایلی جهت تعیین ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی ارائه داده‌اند که از رابطه ۶ به دست می‌آید. انتقال حرارت در سقف مخزن جابه‌جایی آزاد در سطوح افقی می‌باشد. روابط لازم جهت محاسبه عدد نوسلت در صفحه افقی را گلدستین و همکاران و لیود و موران (Goldstein et al., 1973; Lioyd & Moran, 1974) ارائه داده‌اند.

$$\overline{Nu}_L = \frac{\overline{h}L}{k} \quad (6)$$

نتایج و بحث

شبیه‌سازی جریان هوا

هوا به صورت محوری و بدون هیچ‌گونه چرخش اولیه وارد محفظه خشک‌کن می‌شود. محیط جریان شامل یک هسته مرکزی با سرعت بالا بوده که با امتداد به انتهای مخزن خشک‌کن، گسترش یافته، عریض می‌شود و قبل از رسیدن به وسط قسمت استوانه‌ای، جریان گردابه‌ای^۴ ایجاد خواهد شد و باعث برگشت جریان در این ناحیه می‌شود. جریان بازگشتی با سرعت کم، در اطراف هسته مرکزی به سمت بالای خشک‌کن توسعه می‌یابد. در بالای مخزن خشک‌کن، به علت گرادیان سرعت بالا، یک تنش برشی قوی بین هسته مرکزی و جریان برگشتی به وجود می‌آید که باعث ایجاد مکش و تمایل جریان بازگشتی به سمت هسته مرکزی خواهد شد. با ادامه جریان به سمت انتهای خشک‌کن و گسترش آن، درصدی از آن وارد گردابه^۴ ایجاد شده در قسمت استوانه‌ای

۱/۵ میلی‌متر است (Barzegar et al., 2006). طبق مشخصات ارائه شده توسط سازنده دستگاه، جنس این دیواره‌ها از فولاد AISI - 304 می‌باشد. برابر نتایج آزمایش‌ها و مقادیر دمایی ارائه شده توسط حسگرها، میانگین دمای داخل خشک‌کن و جداریه داخلی خنک‌کننده، به ترتیب برابر با ۳۸۰ و ۳۱۹ درجه کلوین است و لذا متوسط دمای جداریه داخلی حدود ۳۵۰ درجه کلوین خواهد شد. از طرفی در جداریه خارجی خنک‌کننده مخزن چون از یک طرف با دمای محیط (۲۹۸ درجه کلوین) و از طرف دیگر با دمای ۳۱۹ درجه کلوین مجاور است، متوسط این دو دما (۳۰۹ درجه کلوین) به عنوان دمای جداریه خارجی در نظر گرفته شد. مشخصات مورد نیاز مربوط به این نوع فولاد شامل جرم حجمی، هدایت حرارتی و گرمای ویژه را اینکروپرا و وایت (Incropera & Witt, 2002) ارائه داده‌اند و در متوسط دماهای داده شده قابل دستیابی است.

شرط مرزی با تعریف دمای جابه‌جایی آزاد برای دیواره‌ها اعمال می‌شود. شرایط مرزی جداریه داخلی نواحی استوانه و مخروط مخزن، به دلیل وجود سیال در دو طرف، دیوار دو طرفه^۱ است و برای جفت کردن دو ناحیه، گزینه کوپل^۲ استفاده شده و ضخامت دیوار نیز در نظر گرفته شده است. انتقال حرارت در جداریه خارجی نواحی استوانه و مخروط و نیز سقف مخزن به صورت جابه‌جایی^۳ تعریف شده است. در این قسمت ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، دمای سطح آزاد، ضخامت و جنس جداریه باید تعیین شود. این انتقال از نوع جابه‌جایی آزاد است که در آن نیروهای شناوری نقش مهمی دارند. در این قسمت تنها نیروی حجمی، نیروی وزن ناشی از شتاب گرانشی محلی است. مسئله اصلی در این قسمت به دست آوردن ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی (h) است. با توجه به این که دمای ورودی به کانال خنک‌کننده ۲۹۸ و دمای خروجی از آن ۳۴۰ درجه کلوین بوده است، با در نظر

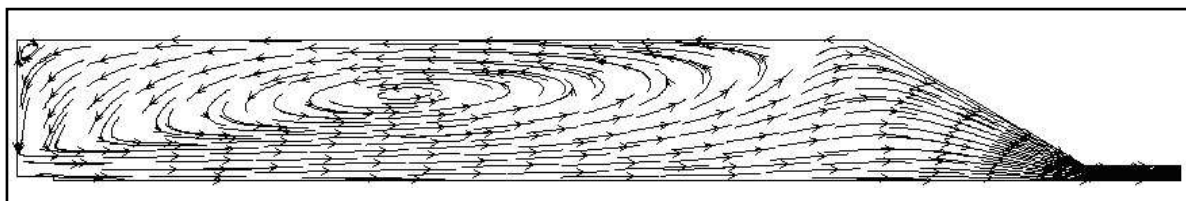
1- Two-Sided Wall
3- Convection

2- Coupled
4- Recirculation Flow

مدل‌سازی عددی جریان در خشک‌کن پاششی...

مخروطی منحرف و در نهایت از انتهای خشک‌کن خارج می‌شود (شکل ۳). نتایج به دست آمده با نتایج تحقیقات هوانگ و همکاران (Huang *et al.*, 2003b) مشابه است.

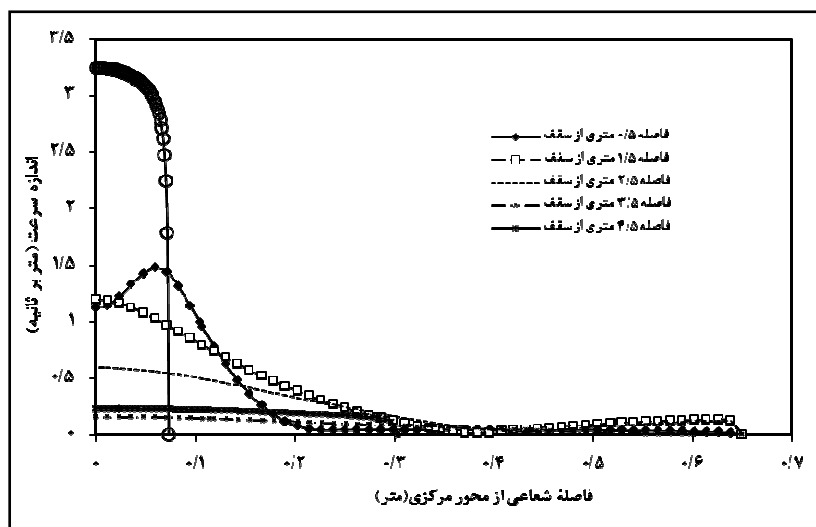
خشک‌کن می‌شود و مابقی به سمت انتهای خشک‌کن ادامه می‌دهد. با ادامه سیر جریان هوا به سمت انتهای خشک‌کن، مقدار کمی از جریان به سمت دیواره استوانه‌ای و درصد بیشتری از آن به سمت دیواره



شکل ۳- خطوط جریان در خشک‌کن پاششی.

بیشترین مقدار سرعت در لوله خروجی مخزن است و به دلیل یکنواختی سطح مقطع در این ناحیه، جریان کاملاً توسعه یافته خواهد شد (Sayyari *et al.*, 2010). در مورد تغییرات شعاعی سرعت، روستاپور و همکاران (Roustapour *et al.*, 2006) و هوانگ و همکاران (Huang *et al.*, 2003b) نتایج مشابهی را ارائه داده‌اند.

شکل ۴ تغییرات شعاعی اندازه سرعت در طول خشک‌کن را نشان می‌دهد. در ناحیه ورودی، سرعت جریان حداکثر است. با نزدیک شدن به نواحی پایین خشک‌کن این تاثیر به تدریج کمتر و تغییرات سرعت یکنواخت‌تر می‌شود. با دور شدن از محور مرکزی خشک‌کن، در امتداد شعاعی سرعت کاهش می‌یابد.

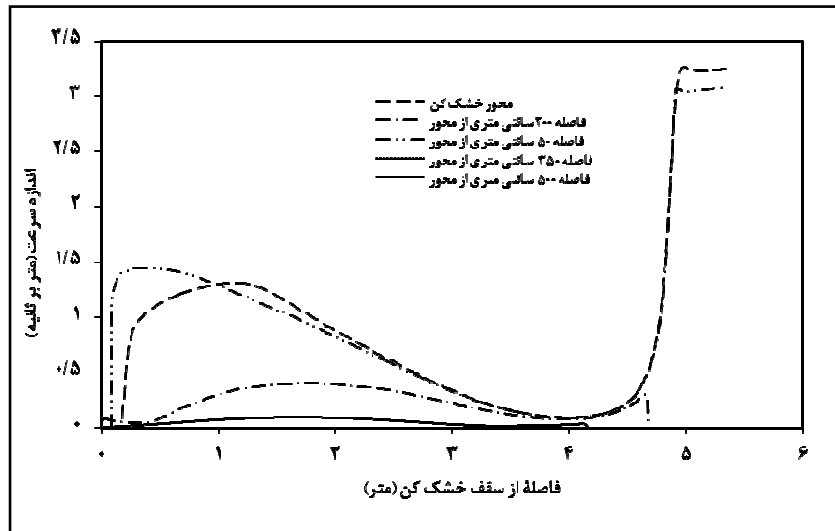


شکل ۴- تغییرات شعاعی اندازه سرعت در ارتفاع‌های مختلف از بالای خشک‌کن.

(سقف محفظه خشک‌کن) حداکثر مقدار را دارا است که با دور شدن از سقف این سرعت کاهش می‌یابد و در ادامه با ورود به ناحیه مخروطی دوباره افزایش خواهد یافت.

تغییرات اندازه سرعت حاصل از مدل‌سازی در فواصل مختلف از محور مرکزی خشک‌کن در شکل ۵ نشان داده شده است. سرعت در ورودی هوا

با نزدیک شدن به لوله خروجی، سرعت به حداکثر مقدار خود می‌رسد. تمامی منحنی‌های اندازه سرعت در فاصله حدود ۳/۹ متری از سقف که ناحیه اتصال قسمت استوانه‌ای به قسمت مخروطی محفظه است، به صورت انحناء بر هم منطبق می‌شوند.



شکل ۵- تغییرات سرعت در فواصل مختلف از محور خشک‌کن.

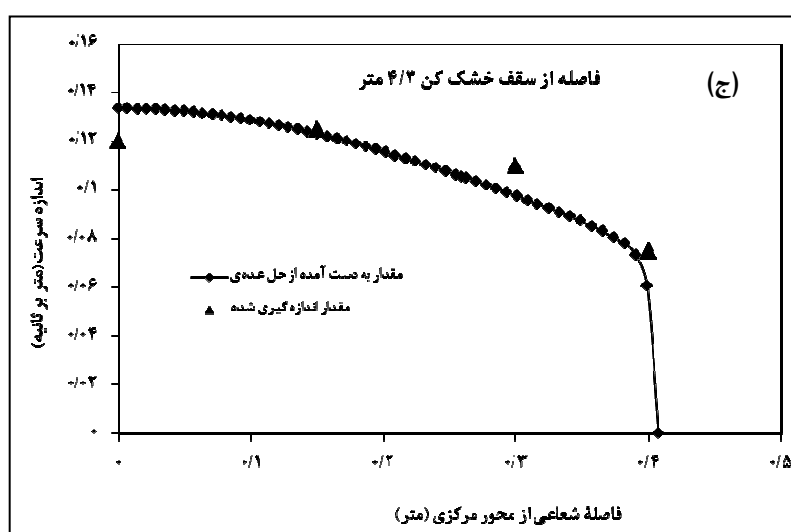
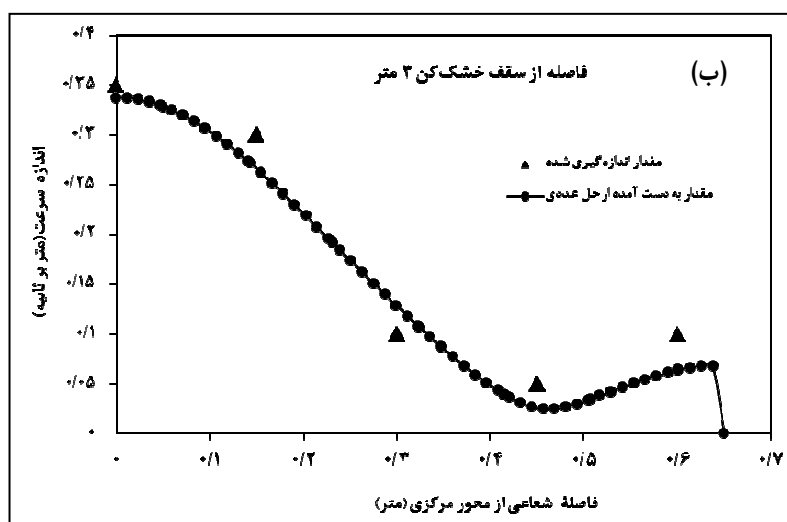
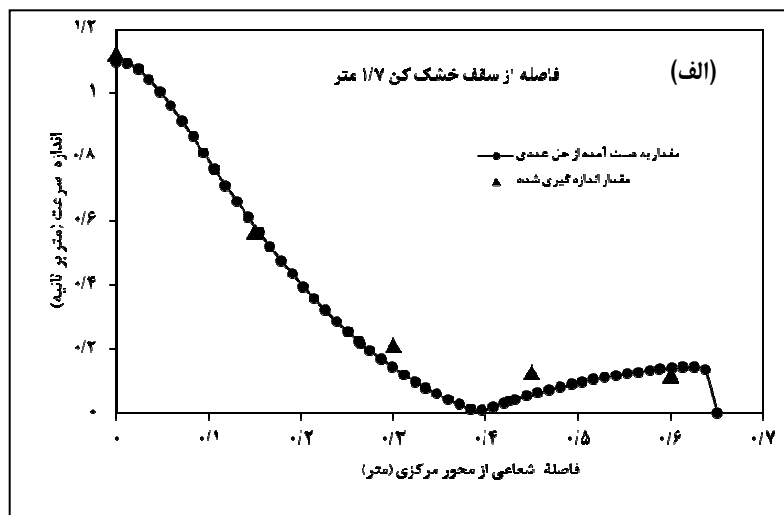
خود ادامه می‌دهد تا این که از بالای برج خشک‌کن خارج شود. در جریان لایه‌ای ساختار جریان با حرکت هموار در لایه‌ها مشخص می‌شود. در این نوع جریان، بین لایه‌های مجاور در سیال هیچ آمیختگی میکروسکوپی وجود ندارد (Fox et al., 2006).

شکل ۷ تغییرات شعاعی اندازه سرعت در جداره هوای خنک را در ناحیه استوانه‌ای و نیز در فواصل مختلف از سقف محفظه خشک‌کن نشان می‌دهد. در فاصله ۳/۵ متری مقداری انحراف نسبت به دیگر حالات مشاهده می‌شود که به دلیل تغییر مسیر و اغتشاش اندک جریان در محل اتصال قسمت استوانه‌ای به قسمت مخروطی است. در تمامی منحنی‌ها بیشترین سرعت مربوط به مرکز این ناحیه است.

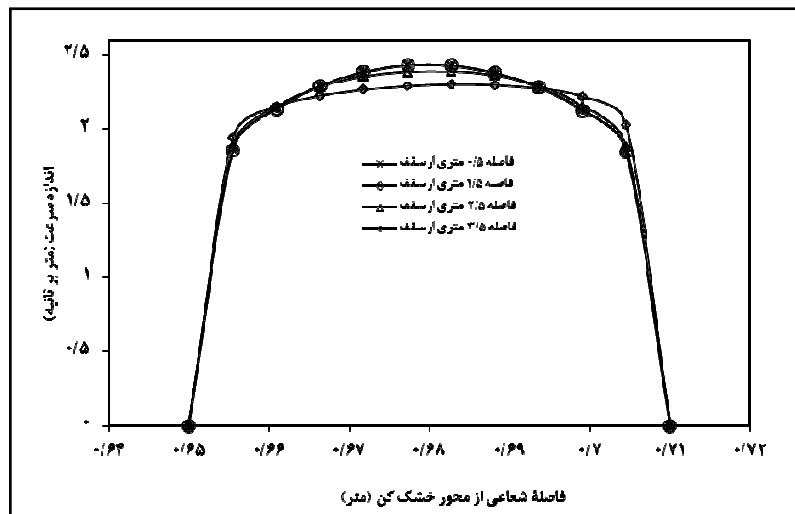
صحت مدل با اندازه‌گیری سرعت به روش سیم داغ میله تلسکوپی سرعت‌سنج سیم داغ در ارتفاع‌های مختلف به محفظه خشک‌کن وارد شده و تغییرات سرعت در فاصله شعاعی از جداره تا محور مرکزی قرائت و ثبت شد. در شکل (۶ الف، ب، و ج) تغییرات اندازه سرعت در امتداد شعاعی حاصل از مدل‌سازی سرعت با مقادیر اندازه‌گیری شده مقایسه شده‌اند. نتیجه مقایسه انجام شده، اختلاف اندکی بین مقادیر عددی و اندازه‌گیری شده را نشان می‌دهد و خطا در حدود ۵ درصد است.

الگوی جریان هوا در جداره خنک‌کننده
جریان هوای خنک از انتهای ناحیه مخروطی محفظه خشک‌کن وارد می‌شود و به طور کاملاً لایه‌ای به مسیر

مدل‌سازی عددی جریان در خشک‌کن پاششی...



شکل ۶ - مقایسه تغییرات شعاعی اندازه سرعت عددی و اندازه‌گیری شده در ارتفاع‌های مختلف از سقف خشک‌کن.
(الف) ارتفاع ۱/۷ متر، (ب) ارتفاع ۳ متر، (ج) ارتفاع ۴/۳ متر



شکل ۷- تغییرات شعاعی اندازه سرعت در ارتفاع‌های مختلف از بالای خشک کن در جداره هوای خنک.

الگوی توزیع دما در خشک کن پاششی

هدف از مدل سازی الگوی دما، پیش بینی عملکرد خشک کن با نظر به کیفیت نهایی محصول است. با حل معادلات انرژی جریان، توزیع دما و تغییرات آن در مکان های مختلف خشک کن تعیین می شود. با توجه به کانتور دما در خشک کن (شکل ۸)، در نواحی اطراف هسته مرکزی، دما کاهش می یابد که دلیل آن وجود گردابه های حاصل از جریان برگشتی است که دمای خود را در اثر تبادل با جداره از دست می دهند. با توجه به این که خشک کن دو جداره است و هوای سرد ورودی در ابتدا وارد ناحیه پشت دیواره مخروطی می شود، خنک شدن دیواره با راندمان بالا را به دنبال دارد. هوا انرژی گرمایی دیواره مخروطی را طی انتقال گرما جذب می کند و در زمان عبور از جداره استوانه ای مخزن تاثیر خنک کنندگی آن کم رنگ می شود لذا صعود دما در جداره استوانه ای مخزن توجیه پذیر است.

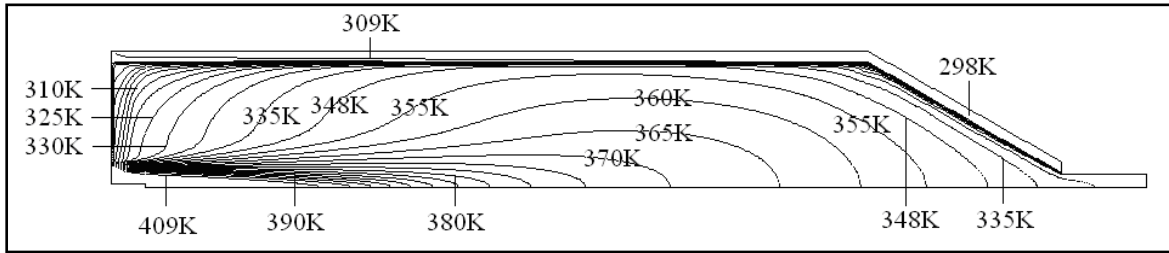
در طراحی خشک کن برای مواد چسبنده، خنک کردن جداره خصوصاً ناحیه مخروطی ضروری است زیرا که بیشترین درصد نشست ذرات در این ناحیه است. در بالای خشک کن، به دلیل انتقال حرارت جابه جایی بین سقف و

محیط، افت دما نیز مشاهده می شود. تغییر دما در ناحیه مخروطی مشابه نتایج تحقیقات هوانگ و همکاران (Huang et al., 2003b) است که جریان را به صورت تقارن محوری مدل کرده اند.

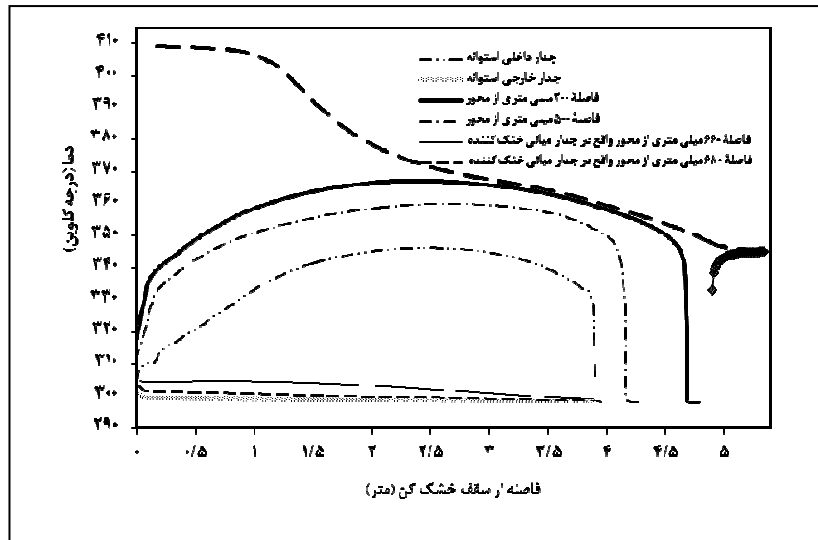
بررسی تغییرات دما در جداره جریان هوای خنک نشان دهنده کاهش دما در جداره است. به دلیل جریان کاملاً توسعه یافته و لایه های در ناحیه خروجی، دما در جداره داخلی محفظه خشک کن زیاد ولی در قسمت مقابل (جداره خارجی) اختلاف آن با دمای محیط بسیار ناچیز است. اختلاف دمای ورودی کانال و خروجی آن نیز بسیار اندک است.

شکل ۹ منحنی تغییرات دما را در راستای محوری و در فواصل مختلف از محور مرکزی خشک کن نشان می دهد. در محور مرکزی، با فاصله گرفتن از سقف خشک کن تا فاصله حدود یک متری، دما ثابت و تقریباً مساوی با دمای هوای ورودی است و پس از آن تحت تاثیر گردابه و پخش شدن هوای ورودی در فضای وسیع استوانه، افت می کند. شیب این افت دما در مرکز گردابه بیشترین مقدار و با دور شدن از گردابه کم می شود.

مدل‌سازی عددی جریان در خشک‌کن پاششی...



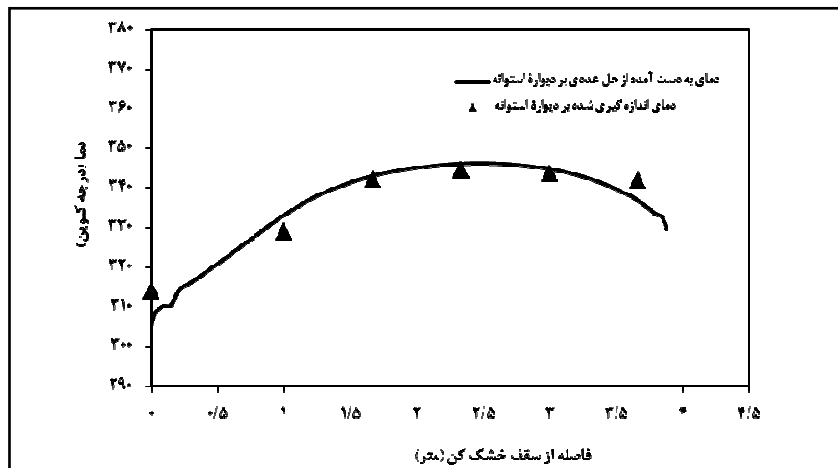
شکل ۸- کانتور دما در خشک‌کن.



شکل ۹- تغییرات دما در راستای محوری و در فواصل مختلف از محور مرکزی خشک‌کن.

حسگرها، مقایسه شده است. نتایج نشان می‌دهد که اختلاف بین مقادیر عددی و اندازه‌گیری شده اندک (حدود ۵ درصد) است و از این رو تطابق بین این دو روش قابل قبول خواهد بود.

صحت مدل الگوی دما با بررسی تغییرات آن توسط حسگر در شکل ۱۰، تغییرات دمای حاصل از مدل‌سازی با مقادیر اندازه‌گیری شده از جدار داخلی مخزن توسط



شکل ۱۰- مقایسه تغییرات دمای به دست آمده از حل عددی با مقادیر اندازه‌گیری شده.

عایق کاری سقف خشک کن

سقف و در نتیجه دمای سمت بیرونی جداره برابر ۳۲۴/۹۸ درجه کلوین محاسبه شد (رابطه ۸). این دما مربوط به سمت داخلی عایق است و دمای سمت بیرونی عایق ۲۹۸ درجه کلوین، معادل با دمای هوای محیط می باشد. میانگین این دو دما برابر ۳۱۱/۵ درجه کلوین و عایق در این دما محاسبه می شود.

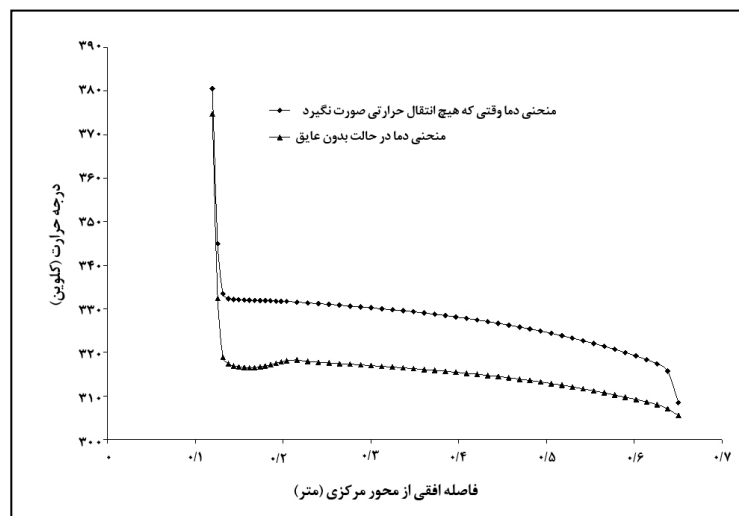
عایق مورد نظر اگر بنا باشد که از a درصد ($0 \leq a \leq 1$) شار عبوری (q) جلوگیری کند، حداکثر مقدار شار از ۷۱/۱۹ به $71.19 \times (1 - a)$ تقلیل خواهد یافت. بدین منظور با جایگذاری مقدار فوق در رابطه ۸، نسبت رسانش گرمایی به ضخامت عایق (K/L) به دست می آید. با توجه به این که رسانش گرمایی یکی از خواص عایق و غیر قابل تغییر است، با تغییر ضخامت می توان به این نسبت دست یافت.

$$\bar{T} = \frac{\sum rT}{\sum r} \quad (7)$$

$$\Delta T = \frac{q.L}{K.A} \quad (8)$$

جهت عایق کاری سقف خشک کن ابتدا دانستن آهنگ انتقال حرارت از سقف به محیط لازم است، که با گرفتن گزارش از حل عددی، این آهنگ برابر ۷۱/۱۹- وات به دست آمد. در مرحله بعد، با منظور کردن آهنگ انتقال حرارت صفر برای سقف، جریان دوباره حل شد. این کار با هدف به دست آمدن دمای داخلی دیواره پس از عایق کاری انجام شد. منحنی تغییرات دما در سقف خشک کن در حالتی که هیچ انتقال حرارتی صورت نگیرد (سقف کاملاً عایق بی دررو) و همچنین در حالتی که سقف عایق نیست، در شکل ۱۱ نشان داده شده است.

با داشتن مقادیر دمایی در سراسر سقف دمای متوسط سمت داخلی دیواره با استفاده از رابطه ۷، برابر ۳۲۵ درجه کلوین محاسبه شد. ضخامت جداره ۰/۰۴ متر و مساحت سقف خشک کن ۱/۲۸۲ مترمربع است. ضریب رسانندگی گرمایی برای فولاد $AISI - 304$ در دمای یاد شده، ۱۵/۱ وات بر متر- درجه کلوین به دست آمد (Incropera & Witt, 2002). با مشخص بودن شرایط سطح رسانش گرمایی در سقف، اختلاف دما در دو طرف



شکل ۱۱- دمای محاسبه شده در سقف مخزن خشک کن در حالت بدون عایق و عایق ایده آل.

نتیجه‌گیری

الگوی جریان هوا در مخزن خشک‌کن نشان‌دهنده ورود هوا به داخل مخزن بدون هیچ‌گونه چرخش اولیه است. جریان شامل یک هسته مرکزی با سرعت بالا است که با امتداد به انتهای مخزن خشک‌کن، گسترش یافته، عریض می‌شود و قبل از رسیدن به وسط قسمت استوانه‌ای، جریان گردابه‌ای ایجاد شده و باعث برگشت جریان در این ناحیه می‌شود. در ناحیه ورودی، سرعت جریان بیشترین مقدار خود را دارد که با نزدیک شدن به نواحی پایین خشک‌کن این تاثیر به تدریج کمتر و تغییرات سرعت یکنواخت‌تر می‌شود.

با دور شدن از محور مرکزی خشک‌کن، در امتداد شعاعی سرعت کاهش می‌یابد. بیشترین مقدار سرعت در لوله خروجی مخزن است و به دلیل یکنواختی سطح مقطع در این ناحیه، جریان کاملاً توسعه یافته خواهد شد. همچنین در جداره خشک‌کننده تغییرات سرعت ناچیز است. مقایسه تغییرات اندازه سرعت در امتداد شعاعی حاصل از مدل‌سازی سرعت با مقادیر اندازه‌گیری شده،

نشانگر اختلاف اندکی بین آن‌ها است.

جریان هوای خنک در جداره مخزن از انتهای ناحیه مخروطی وارد می‌شود و به طور کاملاً لایه‌ای به مسیر خود ادامه می‌دهد تا این‌که از بالای برج خشک‌کن خارج شود. در این نوع جریان، بین لایه‌های مجاور هیچ آمیختگی میکروسکوپی وجود نداشته است. با توجه به این‌که خشک‌کن دو جداره است و هوای سرد ورودی در ابتدا وارد ناحیه پشت دیواره مخروطی می‌شود، خنک‌کاری با راندمان بالا را به دنبال دارد.

تغییرات دمای حاصل از مدل‌سازی با مقادیر اندازه‌گیری شده در جداره داخلی مخزن توسط حسگرها، مقایسه شده است. نتایج نشان می‌دهد که اختلاف بین مقادیر عددی و اندازه‌گیری شده اندک است. بر اساس نتایج به دست آمده، اگر عایق در نظر گرفته شده برای سقف مخزن از عبور a درصد ($0 \leq a \leq 1$) شار حرارتی (q) جلوگیری کند، حداکثر مقدار شار از $71/19$ به $(1-a) \times 71/19$ وات تقلیل خواهد یافت.

فهرست نمادها		
شرح	نماد	واحد
سطح مقطع سقف خشک‌کن	$(A)/A$	m^2
مساحت سوراخ‌های ورودی هوا	A	mm^2
قطر سوراخ‌های ورودی هوا	d	mm
قطر هیدرولیکی	d_h	mm
ضریب جابجایی محلی	\bar{h}	$W/m^2.K$
شدت احتشاش	I	-
رسانش گرمایی (هدایت حرارتی)	k	$W/m.K$
انرژی جنبشی آشفته	k	m^2/s^2
ضخامت- ارتفاع قسمت استوانه‌ای	L	m
عدد نوسلت متوسط	\bar{Nu}_i	-
تعداد سوراخ‌های ورودی هوا	n	-
شار حرارتی	q	W
عدد رینولدز با طول مشخصه قطر هیدرولیکی	Re_{d_h}	-
فاصله شعاعی از محور مرکزی	r	m
شعاع متوسط هر حلقه	\bar{r}_i	mm
مساحت حلقه‌ها	S	mm^2
دما در نقطه مورد نظر	T	K
دمای متوسط	\bar{T}	K
نوسانات سرعت	u'	m/s
سرعت جریان متوسط	$\bar{u}(u_{me})$	m/s
سرعت هوای ورودی	v	m/s
اختلاف دما	ΔT	K
نرخ استهلاک آشفته	ϵ	m^2/s^3
ویسکوزیته هوا	μ_a	$kg/m.s$
لزجت آشفته	μ_t	$kg/m.s$
جرم حجمی سیال	ρ	kg/m^3

مراجع

- Anon. 2001. FLUENT 6.0 User's Guide. Fluent Inc.
- Barzegar, R., Niakousari, M. and Masoudi, M. 2004. Experiments to optimize the conditions of thermo plastic powder production in pilot plant spray dryer. Proceeding of the 9th Congress of Iran Chemical Engineering. Iran University of Science and Technology. Tehran. Iran. (in Farsi).
- Churchil, S. W. and Chu, H. H. S. 1975. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 18(11): 1323-1329.
- Crowe, C. T. 1980. Modeling Spray-Air Contact in Spray Drying Systems. In: Mujumdar, A. S. (Ed.) *Advances in Drying*. Hemisphere. New York.
- Fox, R. W., Pritchard, P. and McDonald, A. T. 2006. *Introduction to Fluid Mechanics*. 7th Ed. Wiley & Sons. USA.
- Gabites, J. R., Abrahamson, J. and Winchester, J. A. 2010. Air flow patterns in an industrial milk powder spray dryer. *Chem. Eng. Res. Des.* 88(7): 899-910.
- Goldstein, R. J., Sparrow, E. M. and Jones, D. C. 1973. Natural convection mass transfer adjacent to horizontal plates. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 16(5): 1025-1035.
- Huang, L. X. and Mujumdar, A. S. 2007. Simulation of an industrial spray dryer and prediction of off-design performance. *Dry. Technol.* 25(4): 703-714.
- Huang, L. X., Kumar K. and Mujumdar A. S. 2003a. A parametric study of the gas flow patterns and drying performance of co-current spray dryer: results of a computational fluid dynamics study. *Dry. Technol.* 21(6): 957-978.
- Huang, L. X., Kumar K. and Mujumdar A. S. 2003b. Use of computational fluid dynamics to evaluate alternative spray chamber configurations. *Dry. Technol.* 21(3): 385-412.
- Huang, L. X., Kumar K. and Mujumdar A. S. 2004. Simulation of spray evaporation using pressure and ultrasonic atomizer- a comparative analysis. *Russian TSTU Trans.* 10(1A): 83-100.
- Huang, L. X., Passos, M. L., Kumar K. and Mujumdar A. S. 2005. A three-dimensional simulation of a spray dryer fitted with a rotary atomizer. *Dry. Technol.* 23(9-11): 1859-1873.
- Incropera, F. P. and De Witt, D. P. 2002. *Introduction to Heat Transfer*. John Wiley & Sons. New York.
- Jin, Y. and Chen, X. D. 2009. Numerical study of the drying process of different sized particles in an industrial scale spray dryer. *Dry. Technol.* 27(3): 37-1381.
- Kieviet, F. G. 1997. Modeling quality in spray drying. Ph. D. Thesis. Eindhoven University of Technology. The Netherlands.
- Langrish, T. A. G. and Zbicinski, I. 1994. The effect of air inlet geometry and spray cone angle on the wall deposition rate in spray dryers. *Chem. Eng. Res. Des.* 72(a): 420-430.
- Langrish, T. A. G., Williams, J. and Fletcher, D. F. 2004. Simulation of the effects of inlet swirl on gas flow patterns in a pilot-scale spray dryer. *Chem. Eng. Res. Des.* 82(7): 821-833.
- Lloyd, J. R. and Moran, W. R. 1974. Natural convection adjacent of horizontal surfaces of various planforms. *J. Heat Trans-T. ASME.* 96(4): 443-447.
- Mezhericher, M., Levy, A. and Borde, I. 2009. Modeling of droplet drying in spray chambers using 2D and 3D computational fluid dynamics. *Dry. Technol.* 27(3): 359-370.
- Oakley, D. 1994. Scale-up of spray dryers with the aid of computational fluid dynamics. *Dry. Technol.* 12(1-2): 217-233.

- Oakley, D. E. and Bahu, R. E. 1993. Computational modelling of spray dryers. *Comput. Chem. Eng.* 17(1): 493-498.
- Papadakis, S. E. and King, C. J. 1989. Factors Governing Temperature and Humidity Fields in Spray Drying. In: Mujumdar, A. S. and Roques, M. (Eds.) *Spray Drying and Drops*. Drying'89. Versailles. France.
- Roustapour, O. R., Hosseinalipour, M. and Ghobadian, B. 2006. An experimental investigation of lime juice drying in a pilot plant spray dryer. *Dry. Technol.* 24(2): 181-188.
- Roustapour, O. R., Hosseinalipour, M., Ghobadian, B., Mohaghegh, F. and Maftoon-Azad, N. 2009. A proposed numerical-experimental method for drying kinetics in a spray dryer. *J. Food Eng.* 90(1): 20-26.
- Salem, A., Ahmadlouiedarab, M. and Ghasemzadeh, K. 2011. CFD approach for the moisture prediction in spray chamber for drying of salt solution. *J. Ind. Eng. Chem.* 17(3): 527-532.
- Sayyari, A. R., Roustapour, O. R., Tahhavor, A. R. and Afsari, A. 2010. Numerical simulation of particle trajectories and velocity in a pilot plant spray dryer with a two-fluid nozzle. 17th International Drying Symposium (IDS 2010). Magdeburg. Germany.
- Schaldach, G., Berger, L., Razilov, I. and Berndt, H. 2002. Characterization of a double-pass spray chamber for ICP spectrometry by computer simulation (CFD). *Spectrochim. Acta. B.* 57(10): 1505-1520.
- Sloan, D. G., Smith, P. J. and Smoot, L. D. 1986. Modeling of swirl in turbulent flow systems. *Prog. Energ. Combust.* 12(3): 163-250.
- Southwell, D. B., Langrish, T. A. G. and Fletcher, D. F. 1999. Process intensification in spray dryers by turbulence enhancement. *Chem. Eng. Res. Des.* 77(3): 189-205.
- Versteeg, H. K. and Malalasekera, W. 1995. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*. Longman. Malaysia. TCP.
- Woo, M. W., Daud, W. R. W., Tasirin, S. M. and Talib, M. Z. M. 2009a. Controlling food powder deposition in spray dryers: Wall surface energy manipulation as an alternative. *J. Food Eng.* 94(2): 192-198.
- Woo, M. W., Rogers, S., Lin, S. X. Q., Selomulya, C. and Chen, X. D. 2011. Numerical probing of a low velocity concurrent pilot scale spray drying tower for mono-disperse particle production-unusual characteristics and possible improvements. *Chem. Eng. Process.* 50(4): 417-427.
- Woo, M. W., Daud, W. R. W., Mujumdar, A. S., Wu, Z., Talib, M. Z. M. and Tasirin, S. M. 2009b. Non-swirling steady and transient flow simulation in short-form spray dryers. *Chemical Product and Process Modelling*.

Computational Fluid Dynamic Simulation of Flow Pattern and Heat Transfer in a Pilot Plant Spray Dryer with Cooling Air Jacket

O. R. Roustapour*, A. R. Tahhavor, A. Afsari and A. R. Sayyari

* Corresponding Author: Assistant Professor, Agricultural Engineering Research Department, Agricultural and Natural Resources Research Center. P. O. Box: 73415-111, Shiraz, Iran. E- mail: roustapour@farsagres.ir
Received: 4 September 2011, Accepted: 8 December 2012

In this study, a numerical simulation was developed for flow in a pilot plant spray dryer with a cooling air jacket using the CFD method. A k - ϵ standard model was used to simulate turbulence. Air flow patterns and temperature variation in the chamber and cooling air jacket were estimated and suitable insulation calculated for the ceiling of the chamber. To verify the numerical results, velocity in the dryer was measured using a portable hot wire anemometer. Temperature variation was measured using transmitters installed at varying heights in the chamber. The numerical results showed that flow pattern consisted of a high velocity core extending toward the end of dryer. A circular flow around the circumference of the flow created vortices and caused particles to turn back toward the top of the dryer. The maximum temperature was at the core of the air flow and temperature decreased from the core toward the dryer wall. The flow path line in the cooling air jacket showed that the air layers were in smooth and harmonic motion around one another that produced little variation in axial velocity in this zone; however, at the junction of the cylindrical and conical parts of dryer jacket, some flow deviation occurred toward the wall. Adequate insulation for the ceiling was chosen according to the ratio of heat conductivity to the thickness of the insulator (K/L).

Keywords: Air Flow Pattern, Computational Fluid Dynamic, Cooling Air Jacket, Insulation, Pilot Plant Spray Dryer, Temperature Variation

ERROR: syntaxerror
OFFENDING COMMAND: --nostringval--

STACK:

/Title
()
/Subject
(D:20130713091827+03'30')
/ModDate
()
/Keywords
(PDFCreator Version 0.9.5)
/Creator
(D:20130713091827+03'30')
/CreationDate
(s.vatandoust)
/Author
-mark-