

امکان سنجی استفاده از سامانه مه ساز دوار کم فشار به منظور کنترل دمای سالن‌های مرغداری

رامین جعفری^{۱*}، مهدی باقری^۲

۲. استادیار گروه مهندسی بیوسیستم، دانشگاه جهرم

۱. دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک بیوسیستم، دانشگاه شیراز

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۲/۱۱/۱۴ - تاریخ تصویب: ۱۳۹۴/۱۰/۲۳)

چکیده

رها سازی و تبخیر آب در هوا، موثرترین و ارزان‌ترین راهکار برای کاهش تنش گرمایی در مرغداری‌ها می‌باشد. مطالعه آزمایشگاهی برای تعیین اثر سامانه مه پاش دوار بر کاهش دما در یک سالن شبیه سازی شده مرغداری کوچک در بخش مکانیک ماشین‌های کشاورزی دانشگاه شیراز انجام شد. سامانه مه پاش دوار نازل‌های کوچکی متشکل از فنجان، موتور الکتریکی DC و بدنه بود. چرخش سریع فنجان باعث می‌گردد تا آبی که بر روی فنجان رها می‌شود در اثر نیروی گریز از مرکز به شکل ذرات ریز درآید. تیمارهای مورد استفاده در این تحقیق عبارت بودند از سرعت چرخش فنجان‌ها، جنس فنجان‌ها و شکل سطح فنجان‌ها. تجزیه و تحلیل داده‌های به دست آمده از این تحقیق نشان داد که با کاهش اندازه قطر ذرات مقدار تبخیر آب مه پاشی شده (β) افزایش می‌یابد. همچنین مشخص گردید که اثر سرعت چرخش فنجان بر نسبت دمای داخل سالن به بیرون، نسبت رطوبت نسبی هوای داخل به رطوبت نسبی بیرون سالن و β در سطح ۱٪ معنی دار است. نتایج نشان داد که با افزایش سرعت چرخش فنجان دمای داخل سالن کاهش، رطوبت نسبی هوای درون سالن و β افزایش یافت. جنس فنجان‌ها بر روی نسبت دمای داخل به بیرون در سطح معنی داری ۵٪ موثر بود. این نسبت برای جنس تفلون کمتر از آلومینیوم به دست آمد.

واژه‌های کلیدی: خنک کننده تبخیری، تنش گرمایی، سالن مرغداری، کنترل رطوبت

مقدمه

حیوانات و گیاهانی که در محیط‌های بسته در آب و هوای گرم پرورش می‌یابند مستعد ابتلا به تنش حرارتی^۱ می‌باشند. انجام فعالیت‌های کشاورزی و دامداری در حد تجاری در مناطق گرم باعث ایجاد زیان‌های اقتصادی زیادی می‌شود؛ (Metin, Dagtekin et al, 2009). مقایسه رشد پرندگان پرورش یافته در سالن‌های سنتی و پرندگان پرورش یافته در سالن‌های با خنک کننده تبخیری، برتری‌هایی از لحاظ وزن بدن، ضریب تبدیل غذایی^۲، تلفات و نرخ بقاء برای پرندگان پرورش یافته در سالن‌ها با خنک کننده‌های تبخیری را نشان می‌دهد؛ (Ashrae, 2003). خنک کردن سالن این امکان را به تولید کننده می‌دهد تا جمعیت گله را در تمام طول سال به یک اندازه ثابت نگه دارد و لزومی به کاهش جمعیت آن در طول تابستان وجود ندارد (Wilson et al, 1983).

* نویسنده مسئول: raminjafari1974@yahoo.com

1. Heat stress

۲. ضریب تبدیل غذایی (feed conversion factor)؛ حاصل تقسیم مقدار غذای خورده شده به وزن حاصل از مصرف خوراک است، بدیهی است هر چه ضریب تبدیل غذایی کوچکتر باشد بیانگر کارایی بهتر پرنده خواهد بود.

سامانه‌های خنک کننده تبخیری دمای خشک هوا را کاهش داده و یا مقدار گرمای محسوس هوا را از طریق فرایند تبخیر کاهش می‌دهند. مقداری از گرمای محسوس هوا برای تبخیر رطوبت استفاده شده و به گرمای نهان تبدیل می‌گردد. محتوای حرارتی یا آنتالپی رطوبت تبخیر شده به هوا اضافه گردیده و مقدار کمی آنتالپی یا محتوای رطوبتی هوا را افزایش می‌دهد (Timmons and Baughman, 1983). در زمانی که دمای هوای محیط بالا است تنظیم نسبت گرمای محسوس به گرمای نهان هوا از طریق تکنولوژی خنک کننده‌های تبخیری روش موثری برای کاهش دمای داخل سالن مرغداری محسوب می‌شود (Ju and Lin, 2006).

اساساً تبخیر مولکول‌های آب از حالت مایع به گاز تا زمانی که فرایند تبخیر منجر به تعادل دینامیکی شود صورت گرفته و پس از آن هوا اشباع می‌شود. در مورد فرایند تبخیر، انتقال انرژی گرمایی بصورت آدیاباتیک^۳ است یعنی نه گرما از هوای پیرامون گرفته شده و نه گرما داده می‌شود (Haeussermann et al, 2007). مقدار گرمای محسوس که به

در مرغداری هایی که به سامانه مه پاش مجهز هستند دمای هوای داخل سالن تحت تاثیر عوامل دیگری مانند گرمای محسوس و نهان پرندگان قرار دارد، بنابراین نمی توان تفاوت دمای بیرون و داخل را مستقیماً بعنوان کاهش دمای خشک به کار برد. این موضوع لزوم اصلاح روشی برای تعیین بازده سامانه های مه پاش را نشان می دهد. در مرغداری های مجهز به سامانه مه پاش، خیسی سطح ناشی از ذرات تبخیر نشده که بعداً با گرمای تولید شده توسط پرند و سایر منابع تبخیر می شود اثر خنک کنندگی قابل توجهی را دارد. محاسبه اثر خنک کنندگی ناشی از دو عامل تبخیر ذرات مه پاشی در هوا و تبخیر از سطوح با تعیین کسری از آب مه پاشی که در سالن تبخیر می شود روش قابل اعتمادی است. عاملی به نام β با استفاده از روابط زیر بدست آمد؛ (Bottcher et al, 1989). این عامل عبارت است از نسبت نرخ تبخیر شده آب مه پاشی به نرخ پاشش.

$$I = \frac{dm}{dt} = \pi r^2 D (C_o - C_\infty) \quad (\text{رابطه ۱})$$

در رابطه فوق I نرخ تبخیر (Kg/g)، D قطر فنجان (mm)، C_o, C_∞ به ترتیب غلظت تعادلی بخار و غلظت بخار هوای دور از مه پاش (Kg/m^3)

$$\beta = \frac{\Delta m}{m_o} = \frac{m_o - m}{m_o} = 1 - \frac{m}{m_o} \quad (\text{رابطه ۲})$$

$$\beta = 1 - \left[1 - \frac{r^2 D_w t (C_o - C_\infty)}{r_o^2 \rho_w} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{رابطه ۳})$$

در روابطه فوق β کسری از نرخ مه پاشی است که تبخیر می شود، Δm تغییرات جرم در زمان t ، m_o و m به ترتیب جرم اولیه ذره و جرم ذره (Kg)، D_w ضریب انتشار آب در هوا ($\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$)، ρ_w دانسیته آب ($\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$) و r_o شعاع اولیه ذرات (m) می باشد.

بررسی شکل هندسی ذرات و عملکرد مه پاش های دوار به کار رفته در سم پاش ها توسط پانتون انجام گردید (Panneton, 2002). برای تخمین قطر ذرات مه پاشی شده رابطه زیر توسط ایشان ارائه گردید. رابطه به دست آمده نشان داد که قطر فنجان و سرعت چرخش آن بیشترین تاثیر را در کاهش قطر ذرات دارند (رابطه ۴).

(رابطه ۴)

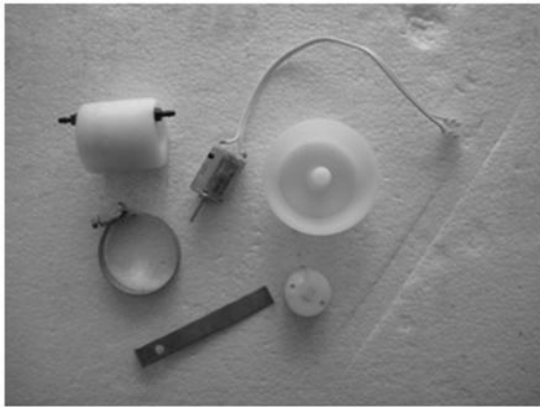
$$d_m d_m = 0.1855 Q^{1/5} \left(\frac{\sigma}{\rho}\right)^{1/25} \left(\frac{1}{D}\right)^{1/51} \left(\frac{1}{\omega}\right)^{1/85} \left(\frac{1}{r_c}\right)^{1/5} h^{1/6}$$

وسيله هوا دفع می شود برابر مقدار گرمای جذب شده بوسيله آب بوده که همان گرمای نهان تبخیر است ($2/6 \text{ kJ/g}$) آب در 25°C . در نتیجه دمای هوا کاهش یافته و رطوبت نسبی و نیز محتوای بخار آب در هوای پیرامون افزایش می یابد. از لحاظ تئوری در صورتیکه تغییرات تحت شرایط آدیاباتیک انجام شود هوا می تواند به اندازه دمای تر خنک شود (Bottcher et al, 1989).

پژوهندگان متعددی به بررسی سامانه های خنک کننده تبخیری تحت فشار پرداختند (Timmons and Baughman, 1983, Bottcher et al, 1989). در کلیه پژوهش های انجام شده اشاره گردید که به منظور ارتقاء کارایی خنک کنندگی این سامانه ها می بایست فشار سامانه را افزایش داد تا بتوان ذرات آب را به ذرات ریزتری تبدیل نمود. که این خود موجب افزایش مصرف انرژی می شود. در تحقیقی با عنوان خصوصیات و تاثیر خنک کنندگی سامانه های مه ساز^۱ در یک سالن پرورش خوک برای ایجاد ذرات ریز آب از پمپ با فشار ۷ مگا پاسکال استفاده شده که برای جلوگیری از گرفتگی نازل ها از سه فیلتر با منافذ ۱ میکرومتر، ۵ میکرومتر و ۱۰ میکرومتر استفاده گردید (Arbel et al, 1999, Haeussermann et al 2007). در این تحقیق بیشترین میزان کاهش دما به وسیله سامانه مه پاش بین ۴ تا ۵ درجه سانتی گراد گزارش شد.

نوع دیگری از سامانه های خنک کننده تبخیری سامانه های بستر و پنکه^۲ می باشد. یکی از اشکالات سامانه بستر و پنکه آن است که طراحان به دلیل صرفه جویی در هزینه سیم کشی و نصب بسترها، مالی به قرار دادن پنکه های خروجی در یک انتهای سالن و نصب کردن بسترها در انتهای دیگر سالن هستند که در نتیجه دمای بین بسترها و پنکه ها به میزان حدود 4°C به سبب گرمای محسوس ساطع شده از بدن پرندگان افزایش می یابد (Timmons and Baughman, 1983). در شرایط یکنواخت نبودن دمای داخل سالن انتظار می رود پرندگانی که نسبت به بسترها در فاصله دورتری قرار دارند بهره کمتری از کاهش دما ببرند. مه پاش ها در چنین شرایطی می توانند جایگزین مناسبی برای این نوع سامانه باشند. سامانه بستر برای اینکه هوا را وادار به عبور از می ان بستر ها نماید به تهویه مکانیکی احتیاج داشته در حالیکه سامانه های مه پاش را در سالن های با تهویه طبیعی یا مکانیکی می توان به کار برد (Bottcher et al, 1991).

هر نازل از چهار قسمت اصلی فنجان، بدنه، موتور الکتریکی و بست نگهدارنده و پایه تشکیل شده است (شکل ۲).



شکل ۲- اجزای نازل‌های توزیع آب در سالن

به منظور بررسی و انتخاب مناسب‌ترین نازل از لحاظ جنس، شکل و سرعت کار، تیمارهای آزمایشی مطابق جدول ۱ انتخاب گردیدند.

آزمایش‌ها با ۱۲ تیمار و به کمک طرح آزمایشی فاکتوریل در قالب طرح کاملاً تصادفی شامل اثرات جنس، سرعت و سطح فنجان‌ها انجام شد (جدول ۱). با توجه به جریان آب مورد نیاز و ابعاد سالن برای هر تیمار سه فنجان و در مجموع ۳۶ فنجان از دو جنس تفلون و آلومینیوم طراحی و ساخته شد. سطح داخلی آنها به دو صورت صاف و شیاردار ساخته شد. با کمک دستگاه تراش تعداد ۸۰ شیار به شکل موازی در سطح داخلی فنجان‌ها ایجاد شد. سالن مورد استفاده دارای ابعاد $4m \times 2m \times 3m$ (ارتفاع \times عرض \times طول) بود که سه عدد فنجان مه‌ساز در ارتفاع $2/3$ متر از سطح زمین در داخل آن نصب گردید (شکل ۳).

یک مخزن آب در خارج از سالن نصب شد و از یک شناور برای ثابت نگه داشتن سطح آب در داخل مخزن استفاده گردید. اختلاف ارتفاع کف مخزن تا نازل‌ها ۲۰cm ثابت بود و فقط نیروی ثقل باعث جریان آب از مخزن به نازل‌ها می‌شد. دبی حجمی هر سه نازل با کمک ظرف مدرج تنظیم شد و از شیرهای غلتکی مخصوصی که بر روی شیلنگ رابط بین نازل و لوله جریان اصلی نصب شده بودند به منظور تنظیم دبی حجمی نازل‌ها استفاده گردید. با چرخاندن غلتک این شیرها دبی هر سه نازل را می‌توان به اندازه دلخواه تنظیم نمود (شکل ۴).

قطر ذره (m)، D قطر فنجان (mm)، Q دبی مایع (mL/S)، کشش سطحی مایع (N/m^2)، ρ دانسیته مایع (kg/m^3)، ω سرعت چرخش فنجان (rpm)، r_c شعاع انحنای فنجان (mm) و h ارتفاع فنجان (mm) می‌باشد.

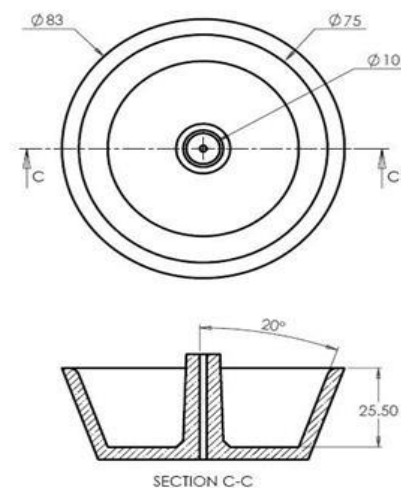
در کلیه پژوهش‌های ذکر شده به منظور ارتقاء کارایی سامانه مه‌سازها فشار سامانه افزایش داده شد. این افزایش فشار موجب افزایش سطح انرژی مصرفی و هزینه خنک کردن سالن می‌شود. نیاز سالن‌های پرورش طیور به سامانه‌ای که بتواند ضمن کاهش دمای محیط و افزایش رطوبت از نقطه نظر مالی نیز مقرون به صرفه باشد، ضروری است. مزیت اصلی سامانه ارائه شده در این تحقیق آن است که بدون ایجاد فشار توسط پمپ عمل خنک‌کنندگی انجام شده و دیگر اینکه این سامانه نیاز به فیلتراسیون ندارد. همچنین در تولید این سامانه نیاز به تکنولوژی پیشرفته‌ای نمی‌باشد.

هدف از تحقیق حاضر بررسی تاثیر سرعت دورانی فنجان، جنس فنجان و طراحی سطح داخلی فنجان‌های خنک‌کننده بر دما و رطوبت داخل سالن مرغداری می‌باشد. همچنین انتخاب نازل مناسب برای کاهش دمای یک سالن مرغداری از اهداف اصلی پژوهش حاضر می‌باشد.

مواد و روش انجام تحقیق

طراحی و ساخت نازل‌ها

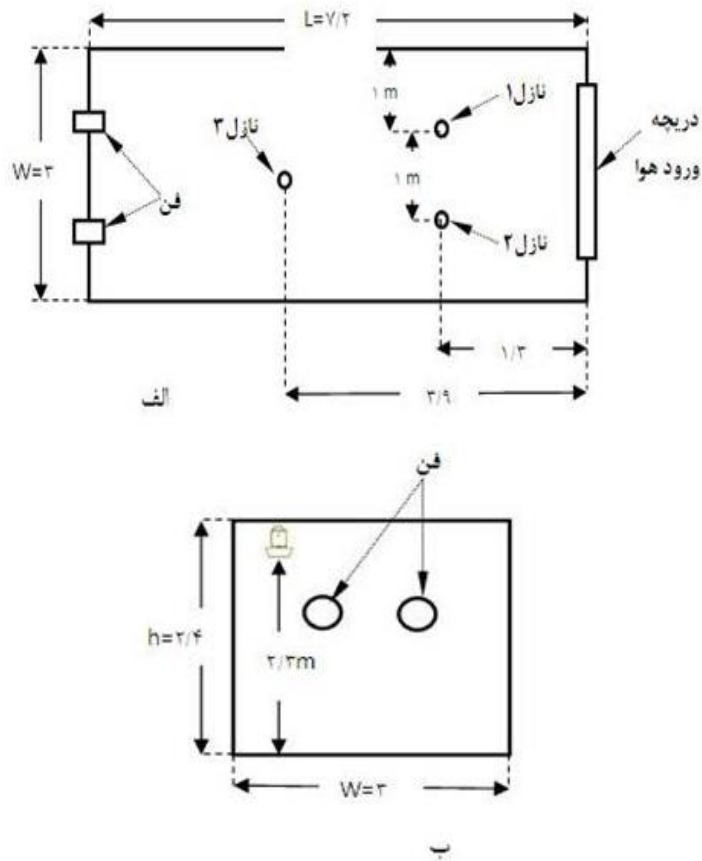
Panneton (2002) در تحقیقی اشاره نمود که ارتفاع فنجان تاثیر کمی بر اندازه قطر ذرات مه پاشی دارد. همچنین وی گزارش نمود که سرعت چرخش و قطر فنجان بیشترین تاثیر را بر اندازه ذرات دارند. با مراجعه به طرح مورد اشاره، ارتفاع فنجان برابر $25/5mm$ و قطر داخلی آن $75mm$ انتخاب گردید (شکل ۱).



شکل ۱- مشخصات هندسی فنجان‌های بکار رفته در تحقیق حاضر (ابعاد بر حسب میلی‌متر).

جدول ۱- تیمارهای آزمایش و نامگذاری آن

تیمارهای آزمایش					
جنس فنجان		سرعت چرخش فنجان			سطح فنجان
M		S			Q
تفلون	آلومنیوم	۱۰۰۰۰rpm	۷۰۰۰rpm	۴۰۰۰rpm	صاف
M _۱	M _۲	S _۱	S _۲	S _۳	Q _۱
					شیاردار
					Q _۲



شکل ۳- موقعیت و نحوه استقرار تجهیزات در سالن (ابعاد به متر). الف- نمای فوقانی، ب- نمای چپ



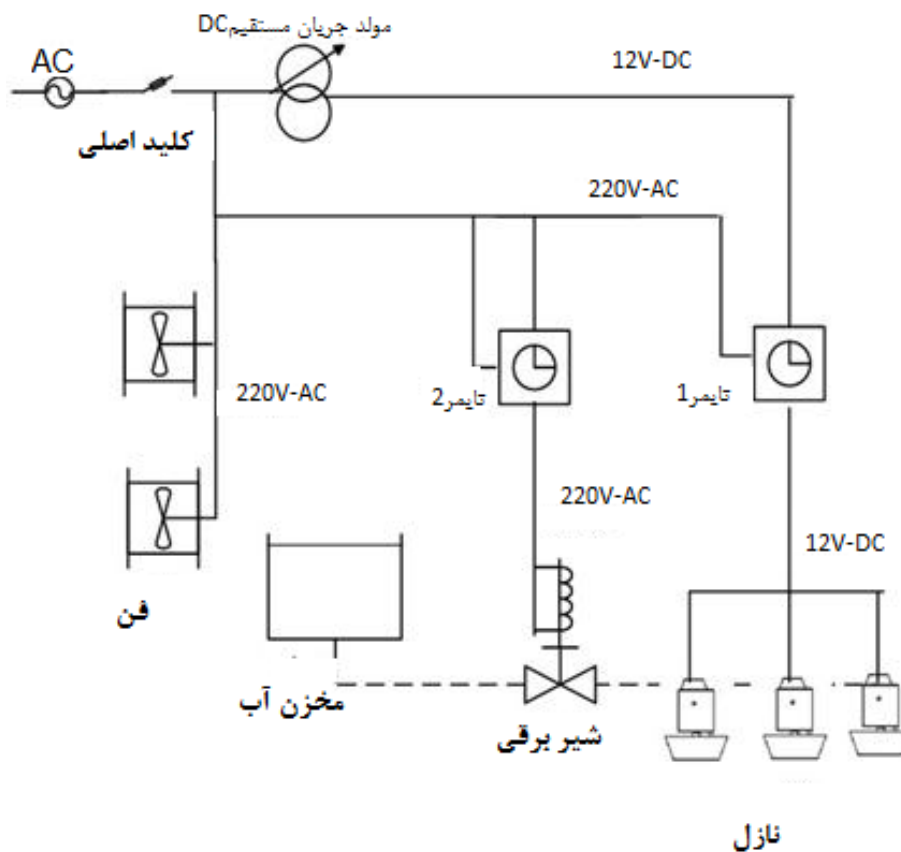
شکل ۴- چگونگی نصب نازل در سالن و مکانیزم کنترل دبی آب

قطع و وصل می نمود، و تایمر ۲ جریان برق ۲۲۰۷ به شیر برقی را از طریق مدار فرمان خود قطع و وصل می کرد (شکل ۵). تایمر ۱ به صورتی برنامه ریزی شد که مدار فرمان مدت ۱۱ ثانیه وصل و ۹ ثانیه قطع می شد. تایمر ۲ نیز به مدت ۹ ثانیه وصل و ۱۱ ثانیه قطع می شد، فنجان ها ۲ ثانیه بیشتر از مدت زمان باز ماندن شیر برقی به چرخش درآمد تا از تشکیل ذرات با قطر بزرگ در زمان خاموش شدن نازل جلوگیری کند (شکل ۵). در مدت یک دقیقه، نازل ها سه سیکل خاموش و روشن شدن را طی می نمودند و در مجموع هر سه نازل دبی جرمی برابر ۱۰۰ gr/min تامین می کردند. پنکه های سالن در تمام دوره ثبت داده ها روشن بوده تا عمل تهویه را انجام دهند.

مدار فرمان

موتور الکتریکی محرک هر نازل از نوع جریان مستقیم بوده که با تغییر ولتاژ ورودی سرعت چرخشی آن تغییر داده می شد. در این تحقیق برای تغییر ولتاژ از یک مولد جریان مستقیم (MEGATEK MP-3005) با دامنه تغییر صفر تا ۳۰ ولت استفاده شد.

برای کنترل زمان کارکرد نازل ها و شیر برقی از دو عدد تایمر دیجیتال استفاده شد که این دو تایمر به صورت مستقل عمل می نمودند. هر تایمر دارای مدار تغذیه و فرمان جداگانه بود. از جریان برق ۲۲۰۷ برای مدار تغذیه تایمر استفاده شد. تایمر ۱ جریان برق ۱۲۷ به نازل ها را از طریق مدار فرمان خود



شکل ۵- نمای کلی مدار فرمان و کنترل نازل های مه ساز

رطوبت سنج با مارک تجاری تستو^۱ با وضوح ۰/۱ برای دما و رطوبت و دقت در اندازه گیری ۰/۵°C برای دما و ۰/۳٪ برای رطوبت نسبی صورت گرفت.

تئوری انجام آزمایش

توسعه تئوری مربوط به تحقیق حاضر معادلات تعادل گرما و رطوبت سالن مرغداری را به بازده مه پاشی و عواملی که

اندازه گیری و ثبت داده ها

انجام آزمایش ها و ثبت داده ها از تاریخ سوم شهریور ماه تا پنجم مهر ماه سال ۱۳۸۹ صورت گرفت. هر تیمار در یک روز و در فاصله زمانی ساعت ۱۰ تا ۱۷ انجام گردید. اندازه گیری داده های مربوط به دمای خشک و رطوبت نسبی هوای بیرون و داخل سالن با تناوب ۳۰ دقیقه و با استفاده از دستگاه دماسنج و

$$\dot{m}_w = -\dot{m}_a (W_o - W_i) \quad (\text{رابطه ۷})$$

در طراحی سامانه برای پیش بینی مقدار آب مورد نیاز جهت افزایش رطوبت بدین صورت عمل شد که حداکثر دما و رطوبت هوای ورودی بترتیب 40°C و 10% در نظر گرفته شد (طبق آمار ایستگاه هواشناسی دانشکده کشاورزی دانشگاه شیراز دمای هوای بیشینه در تابستان سال های 1387 و 1388 برابر 39°C بوده است). هدف رها کردن مقدار معینی رطوبت به صورت مه پاشی در هوا بود تا دما و رطوبت داخل به 35°C و 20% تغییر یابد. با توجه به فرض های مساله و به کمک چارت سایکرومتریک مقدار \dot{m}_w از رابطه (۷) به دست آمده و این مقدار دبی جرمی از طریق سامانه مه پاش دوار و با سامانه تنظیم دبی اشاره شده به صورت دانه های ریز در فضای داخلی سالن پراکنده شد.

نتایج

داده های به دست آمده با نرم افزار آماری SPSS تحلیل شد و میانگین ها با استفاده از آزمون دانکن مقایسه گردید. اثر جنس، سرعت و سطح فنجان ها بر فرایند خنک کنندگی مورد بررسی قرار گرفتند (جداول ۲ و ۳). به منظور بررسی اثر هر یک از متغیرهای آزمایش بر فرایند خنک کنندگی، سه پارامتر (صفت) نسبت دمای داخل سالن به دمای بیرون، نسبت رطوبت نسبی هوای داخل سالن به رطوبت نسبی بیرون سالن و میزان β در هر تیمار مورد بررسی قرار گرفتند.

اندازه گیری می شدند ارتباط می دهد. فرض های مورد استفاده برای توسعه و کاربرد این معادلات عبارتند از:

- ۱- هوای داخل سالن بخوبی مخلوط شده است.
 - ۲- شرایط پایا برقرار می باشد.
 - ۳- تبخیر مه در دمای تر داخل اتفاق می افتد (بنابراین گرمای نهان تبخیر در آن دما ارزیابی می شد).
 - ۴- گرمای محسوس یا اثر خنک کنندگی حاصل از مه پاشی بر دمای تر داخل قابل چشم پوشی است.
- برای محاسبه مقدار آب مورد نیاز جهت مه پاشی طبق قانون اول ترمودینامیک از معادله تعادل انرژی (رابطه ۵) و معادله تعادل جرم (رابطه ۶) استفاده شد:

$$\dot{m}_a C_{pa} (T_o - T_i) + Q_s - \beta \dot{m}_w h_{fg} = 0 \quad (\text{رابطه ۵})$$

$$\dot{m}_a (W_o - W_i) + \frac{Q_L}{h_{fg}} + \beta \dot{m}_w = 0 \quad (\text{رابطه ۶})$$

در روابط ۵ و ۶، \dot{m}_a آهنگ جریان هوا (Kg/s)، Q_L آهنگ مقدار آب لازم (Kg/s)، Q_L آهنگ گرمای نهان که توسط پرنده ها تولید می شود (W)، h_{fg} گرمای نهان تبخیر (J/Kg)، W_i, W_o نیز به ترتیب رطوبت نسبی هوای بیرون سالن و رطوبت نسبی هوای داخل سالن می باشد. با توجه به اینکه سالن مورد آزمایش فاقد پرنده بود مقدار Q_L در رابطه (۶) برابر صفر منظور گردید. با فرض اینکه تمام آب مه پاشی شده به بخار تبدیلی می گردد β برابر یک در نظر گرفته شد تا معادله تعادل جرم به شکل رابطه ۷ درآید:

جدول ۲- اثرات سرعت، جنس و سطح فنجان ها بر پارامترهای موثر بر خنک کنندگی سالن

F value				
منابع تغییر	درجه آزادی	نسبت دمای داخل سالن به بیرون	نسبت رطوبت نسبی هوای داخل سالن به رطوبت نسبی بیرون	مقدار تبخیر آب مه پاشی شده (β)
		$(\frac{T_i}{T_o})$	$(\frac{W_{Hi}}{W_{Ho}})$	
جنس (M)	۱	۶/۵۵*	۳۱/۴۵**	۰/۰۳ ^{ns}
سرعت (S)	۲	۳۱/۸۴**	۷۳/۱۹**	۴۰/۴۶**
سطح (Q)	۱	۱/۳۰ ^{ns}	۸/۰۵**	۲۵/۴۵**
M×S	۲	۰/۱۷ ^{ns}	۴/۵۵*	۰/۰۶ ^{ns}
M×Q	۱	۲/۰۴ ^{ns}	۷/۴۶**	۴۲/۹۳**
S×Q	۲	۹/۲۰**	۳۱/۶۳**	۵/۲۵**
M×S×Q	۲	۶/۰۴**	۵/۲۹**	۰/۳۹ ^{ns}

*. معنی دار در سطح ۵٪ **. معنی دار در سطح ۱٪ ^{ns} عدم معنی داری

جدول ۳- مقایسه میانگین نسبت دمای داخل به بیرون، رطوبت نسبی و β در سطوح مختلف تیمارهای آزمایشی

تیمار	نسبت دمای داخل سالن به بیرون (T_i/T_o)	نسبت رطوبت نسبی هوای داخل سالن به رطوبت نسبی بیرون (W_{Hi}/W_{Ho})	مقدار تبخیر آب مه پاشی شده (β)
جنس فنجان			
تفلون	۰/۸۸ ^{a*}	۱/۷۳ ^a	۰/۵۶ ^a
آلومینیوم	۰/۸۹ ^b	۱/۸۶ ^b	۰/۵۶ ^a
سرعت			
۱۰۰۰۰	۰/۸۷ ^a	۱/۹۲۶ ^a	۰/۶۳ ^a
چرخش			
۷۰۰۰	۰/۸۸ ^b	۱/۸۵ ^b	۰/۵۹ ^b
فنجان rpm			
۴۰۰۰	۰/۹۰ ^c	۱/۶۱ ^c	۰/۴۷ ^c
سطح داخلی			
صاف	۰/۸۸ ^a	۱/۷۶ ^a	۰/۶۰ ^a
فنجان			
شیاردار	۰/۸۹ ^a	۱/۸۳ ^b	۰/۵۲ ^b

* وجود حرف مشترک در هر ستون به معنی عدم وجود اختلاف معنی دار در سطح ۵٪ می باشد

اثر تیمارهای آزمایش بر β

نتایج تحلیل واریانس مشخص نمود که اثر سرعت بر β در سطح ۱٪ معنی دار است (جدول ۲). جدول ۳ نیز نشان می‌دهد با افزایش سرعت چرخش فنجان، β نیز افزایش یافته است، به طوری که طبق این جدول در سطح ۵٪ بین مقادیر β اختلاف مشاهده می‌شود. لازم به ذکر است که مقایسه میانگین در سطح ۱٪ نیز انجام گرفت که سرعت ۱۰۰۰۰ و ۷۰۰۰ دور بر دقیقه (به ترتیب با مقادیر F_{value} ۰/۶۳ و ۰/۵۹) اختلاف معنی‌داری بر β ایجاد نکردند ولی با سرعت ۴۰۰۰ دور بر دقیقه (۰/۴۷) = F_{value} اختلاف داشتند.

همان‌طور که از جدول ۲ برمی‌آید، جنس فنجان تأثیر معناداری بر روی β ندارد. در مورد سطح فنجان نیز باید اشاره کرد که فنجان‌های صاف نسبت به فنجان‌های شیاردار توانایی بیشتری برای تبخیر ذرات آب و در نتیجه افزایش β داشتند.

بحث

Panton (2002) بیان نمود که سرعت چرخش فنجان موثرترین عامل در کاهش قطر ذرات می باشد. از سویی با افزایش سرعت چرخش فنجان قطر ذرات تولید شده کاهش یافته بنابراین سرعت چرخش فنجان‌ها تأثیر مستقیمی بر کاهش دما خواهد داشت. (مقدار بیشینه F در جدول ۲ نیز این موضوع را تایید می‌کند).

مقادیر میانگین و انحراف معیار کاهش دما برای تیمارهای آزمایش محاسبه گردید (جدول ۴). نتایج نشان داد که تیمار فنجان تفلونی با سطح صاف در سرعت چرخشی ۱۰۰۰۰ rpm دارای بیشترین میزان کاهش دما بود. از طرفی در فنجان تفلونی با سرعت چرخشی ۱۰۰۰۰ rpm شیار دار کردن فنجان باعث کمتر شدن انحراف معیار و به تبع آن کاهش ضریب تغییرات شده است. نتایج نشان داد که اگرچه تیمار $M_1S_1Q_1$ دارای

در ادامه به بررسی تأثیر هریک از تیمارها بر دما، رطوبت داخل سالن و β ، و سپس به تحلیل معیارهای انتخاب سامانه مناسب پرداخته خواهد شد.

اثر تیمارهای آزمایش بر نسبت دمای داخل سالن به دمای بیرون

نتایج تحلیل واریانس مشخص نمود که اثر سرعت بر نسبت دمای داخل سالن به بیرون، در سطح ۱٪ معنی دار است (جدول ۲). با افزایش سرعت چرخش فنجان نسبت دمای داخل سالن به بیرون کاهش یافت و در واقع دمای داخل سالن کاهش داده شد (جدول ۳).

نتایج نشان داد که اثر جنس فنجان‌ها بر روی نسبت دمای داخل به بیرون در سطح احتمال ۵٪ معنی دار است (جدول ۲). این نسبت برای جنس تفلون کمتر از آلومینیوم گزارش گردید (جدول ۳).

نتایج نشان داد که شکل ایجاد فرم بر روی سطح داخلی فنجان‌ها بر دمای داخل سالن موثر نبود

اثر تیمارهای آزمایش بر نسبت رطوبت نسبی هوای داخل سالن به رطوبت نسبی بیرون سالن

نتایج تحلیل واریانس مشخص نمود که اثر سرعت بر نسبت رطوبت نسبی هوای داخل سالن به رطوبت نسبی بیرون سالن در سطح ۱٪ معنی دار است (جدول ۲). افزایش سرعت چرخش فنجان سبب افزایش رطوبت نسبی هوای داخل سالن شد (جدول ۳).

جنس فنجان‌ها بر روی نسبت رطوبت نسبی داخل به بیرون در سطح احتمال ۱٪ اثر معنی دار داشت (جدول ۲) طوری که فنجان آلومینیومی این نسبت را افزایش داد (جدول ۳). همچنین نتایج نشان داد که فنجان‌های صاف نتوانستند رطوبت نسبی داخل سالن را در مقایسه با فنجان‌های شیاردار افزایش دهند (جدول ۳).

بیشترین مقدار افزایش رطوبت داخل سالن مربوط به تیمارهای $M_1S_1Q_1$ و $M_2S_1Q_2$ می‌باشد ولی از آنجا که ضریب تغییرات این دو تیمار بالا می‌باشد، بنابراین به عنوان بهترین تیمار در خصوص افزایش رطوبت داخل سالن در نظر گرفته نمی‌شوند. جدول ۵ نشان می‌دهد که کمترین ضریب تغییرات مربوط به فنجان تفلونی صاف در سرعت ۷۰۰۰ دور بر دقیقه ($M_1S_2Q_1$) و نیز فنجان آلومینیومی صاف در سرعت ۱۰۰۰۰ دور بر دقیقه ($M_2S_1Q_1$) می‌باشد. از آنجا که تیمار $M_1S_2Q_1$ افزایش رطوبت بیشتری نسبت به تیمار $M_2S_1Q_1$ دارد لذا فنجان تفلونی در سرعت ۷۰۰۰ دور بر دقیقه با سطح صاف به عنوان مناسب‌ترین تیمار در افزایش رطوبت داخل سالن انتخاب می‌گردد.

بیشینه کاهش دما بود اما قادر به ایجاد تطابق مناسب بین روند تغییرات دمای خارج و داخل سالن نیست، چرا که ضریب تغییرات آن از دیگر تیمارها بیشتر بود. جدول ۴ نشان می‌دهد که کمینه ضریب تغییرات مربوط به فنجان آلومینیومی صاف در دو سرعت ۷۰۰۰ و ۱۰۰۰۰ دور بر دقیقه می‌باشد. به عبارت دیگر دو تیمار مذکور توانایی بیشتری در ایجاد تطابق دمای درون با دمای بیرون سالن را دارند. با توجه به آنکه بیشینه کاهش دما و کمینه ضریب تغییرات در تیمار فنجان آلومینیومی صاف با سرعت ۷۰۰۰ دور بر دقیقه مشاهده گردید، لذا می‌توان بیان نمود که این تیمار توانسته است دمای مناسبی را در داخل سالن ایجاد نماید. همان‌طور که جدول ۵ نشان می‌دهد

جدول ۴- میانگین، انحراف معیار و ضریب تغییرات کاهش دمای داخل سالن نسبت به بیرون در تیمارهای آزمایشی

%CV	Ave±SD	تیمارهای آزمایش	
۲۲/۲۴	۴/۵۴±۱/۰۱	سطح صاف	۱۰۰۰۰ rpm
۱۷/۳۷	۴/۰۷±۰/۷۰	سطح شیاردار	
۱۵/۷۲	۴/۳۵±۰/۶۸	سطح صاف	۷۰۰۰ rpm
۲۱/۳۳	۳/۵۶±۰/۷۵	سطح شیاردار	تفلون
۲۹/۵۲	۳/۷۲±۱/۱	سطح صاف	۴۰۰۰ rpm
۱۷/۴۱	۳/۲۴±۰/۵۶	سطح شیاردار	
۱۴/۸۹	۳/۴۹±۰/۵۲	سطح صاف	۱۰۰۰۰ rpm
۱۸/۵۴	۴/۱۷±۰/۷۷	سطح شیاردار	
۱۳/۴۳	۴/۰۸±۰/۵۴	سطح صاف	۷۰۰۰ rpm
۴۸/۳۹	۳/۰۲±۱/۴۶	سطح شیاردار	آلومینیوم
۲۳/۰۱	۲/۸۸±۰/۶۶	سطح صاف	۴۰۰۰ rpm
۳۸/۵۹	۲/۸۴±۱/۰۹	سطح شیاردار	

جدول ۵- میانگین، انحراف معیار و ضریب تغییرات افزایش رطوبت داخل سالن نسبت به بیرون در تیمارهای آزمایشی

%CV	Ave±SD	تیمارهای آزمایش	
۱۵/۲۵	۱۱/۷۹±۱/۸۰	سطح صاف	۱۰۰۰۰ rpm
۱۱/۲۹	۸/۰۷±۰/۹۱	سطح شیاردار	
۹/۶۶	۱۰/۰۵±۰/۹۷	سطح صاف	۷۰۰۰ rpm
۲۱/۸۳	۷/۳۴±۱/۶۰	سطح شیاردار	تفلون
۱۳/۷۵	۸/۴۲±۱/۱۶	سطح صاف	۴۰۰۰ rpm
۱۵/۰۳	۵/۶۳±۰/۸۵	سطح شیاردار	
۷/۶۳	۸/۴۳±۰/۶۴	سطح صاف	۱۰۰۰۰ rpm
۱۸/۵۲	۱۱/۰۷±۲/۰۵	سطح شیاردار	
۱۲/۳۸	۸/۳۵±۱/۰۳	سطح صاف	۷۰۰۰ rpm
۱۶/۳۲	۷/۶۷±۱/۲۵	سطح شیاردار	آلومینیوم
۲۵/۱۹	۶/۴۵±۱/۶۳	سطح صاف	۴۰۰۰ rpm
۱۹/۵۵	۷/۵۳±۱/۴۷	سطح شیاردار	

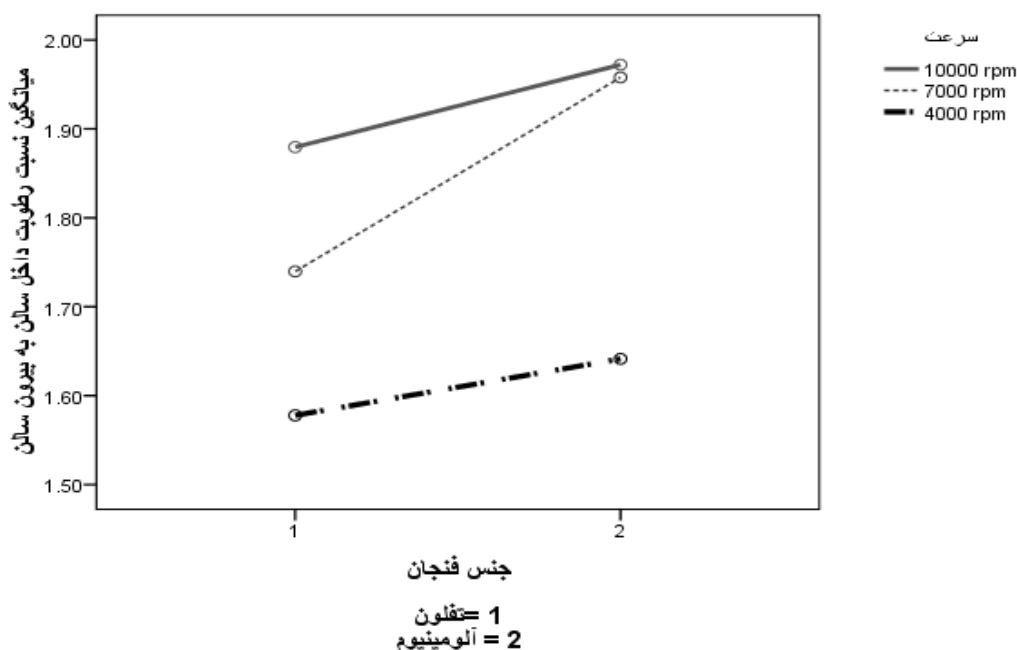
بیرون محاسبه گردید. میانگین β برای هر سرعت دورانی نازل به دست آمد و تغییرات آن در سطوح مختلف سرعت دورانی ترسیم شد. نتایج نشان داد که با افزایش سرعت دورانی نازل درصد آب تبخیر شده نیز افزایش می‌یابد (شکل ۷).

$$\beta = \frac{-\dot{m}_a (W_o - W_i)}{\dot{m}_w} \quad (\text{رابطه ۸})$$

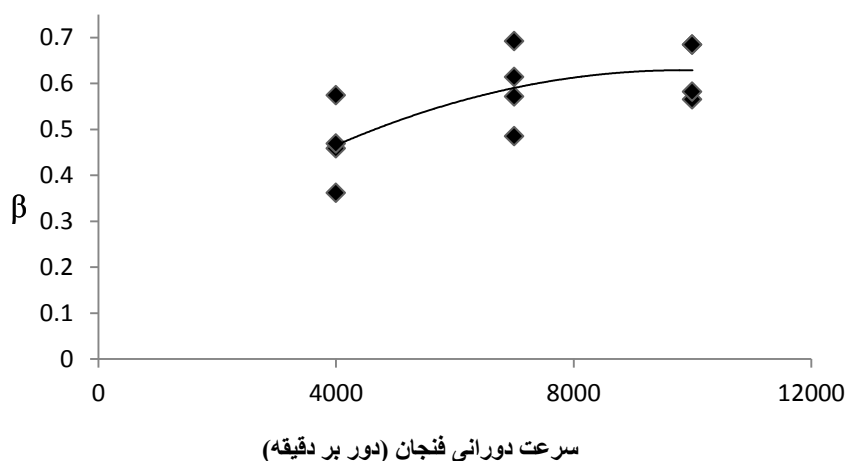
همان‌طور که در شکل ۷ مشاهده می‌شود یک رابطه غیر خطی بین β و سرعت چرخش فنجان وجود دارد. روند تغییرات β با سرعت دورانی، طراحان سامانه‌های مه‌پاش را به سوی به کارگیری سامانه در سرعت‌های متوسط رهنمون می‌کند. از این رو در این آزمایش مناسب‌ترین سرعت برای افزایش β ، ۷۰۰۰ دور بر دقیقه می‌باشد. با افزایش سرعت چرخش فنجان‌ها تا حدود ۷۰۰۰ دور بر دقیقه می‌توان به بالاترین راندمان خنک‌کنندگی رسید. این در حالی است که اگر بخواهیم به همین راندمان در سیستم‌های پرفشار برسیم می‌بایست با افزایش فشار، توان مصرفی سیستم را افزایش دهیم که از لحاظ مصرف انرژی مقرون به صرفه نیست. نکته مهم آن است که افزایش سرعت دورانی در موتورهای DC تاثیر چندانی بر توان مصرفی ندارد. همان‌طور که در شکل ۷ مشاهده می‌شود افزایش سرعت چرخش فنجان از حد معینی به بعد سبب کاهش β خواهد شد که علت اصلی این مورد نزدیک شدن سطح رطوبتی اتاق به حد اشباع می‌باشد.

بر اساس موارد به دست آمده از جداول ۴ و ۵، مشخص می‌شود که تغییرات رطوبت و دما با یکدیگر در ارتباط مستقیم هستند به طوری که افزایش رطوبت داخل سالن سبب کاهش دما در سالن می‌گردد. با توجه به آنکه عامل ارتباط بین دما و رطوبت پارامتر β می‌باشد نمی‌توان وجود رابطه خطی را بین این دو پیشگویی کرد. دلیل اصلی این مورد را می‌توان در عدم وجود رابطه خطی بین افزایش رطوبت و تغییرات β دانست. به عبارت دیگر واضح است که افزایش β سبب کاهش دما می‌شود، اما افزایش رطوبت همواره سبب افزایش β نمی‌شود. علت اصلی این مورد را می‌توان در روند کاهشی β به هنگام نزدیک شدن رطوبت نسبی محیط به رطوبت اشباع جستجو نمود. شکل ۶ نشان می‌دهد که در سرعت ۷۰۰۰ دور بر دقیقه شیب افزایش رطوبت بیشتر از دو سرعت دیگر می‌باشد لذا همان‌طور که انتظار می‌رود و در جدول ۴ و شکل ۷ مشاهده می‌شود، سرعت ۷۰۰۰ دور بر دقیقه مناسب‌ترین سرعت برای کاهش دما و افزایش β می‌باشد. دلیل اصلی بالا بودن شیب افزایش رطوبت در سرعت دورانی ۷۰۰۰ دور بر دقیقه نسبت به دو سرعت دیگر آن است که در این سرعت دورانی می‌توان همواره ذرات آب را به گونه‌ای توزیع نمود که ماکزیمم تبخیر سطحی را داشته باشند.

به منظور بررسی اثر سرعت چرخش نازل‌ها بر β مقدار آن طبق رابطه ۸ و با توجه به رطوبت نسبی هوای داخل و



شکل ۶- اثرات متقابل جنس و سرعت چرخشی فنجان بر رطوبت نسبی داخل سالن به بیرون



شکل ۷- تغییرات کسر آب مه پاشی شده که تبخیر می شود (β) در سطوح مختلف سرعت چرخشی فنجان

نتیجه گیری کلی

۲- با توجه به ضریب تغییرات در جداول ۴ و ۵ و نیز با توجه به شکل های ۶ و ۷ مشخص می شود که استفاده از فنجان- های دوار صاف در سرعت های متوسط (۷۰۰۰ دور بر دقیقه) بهترین کاهش دما و افزایش رطوبت را در پی خواهد داشت.
 ۳- تنها عامل کاهش دما افزایش رطوبت نیست. به عبارت دیگر اگر چه اثر جنس بر نسبت دمای داخل سالن به بیرون در سطح ۵٪ معنی دار است اما چون جنس فنجان تاثیری بر روی β ندارد نمی توان گفت که کدام جنس قطعاً کاهش دمای بیشتری دارد یا کدام جنس افزایش رطوبت بیشتری را در بر خواهد داشت.

تحقیق حاضر به منظور تعیین سامانه ای تبخیری برای خنک کردن سالن های مرغداری صورت پذیرفت به گونه ای که نه دارای مشکلات عدم توزیع یکنواخت دما در سامانه های بستر و پنکه را داشته و نه هزینه های بالای سامانه های پرفشار را داشته باشد.

۱- اثر سرعت چرخش فنجان بر نسبت دمای داخل سالن به بیرون، نسبت رطوبت نسبی هوای داخل به رطوبت نسبی بیرون سالن و β در سطح ۱٪ معنی دار است به طوری که با افزایش سرعت، قطر ذرات کاهش و در نتیجه مقدار تبخیر آب مه پاشی شده (β) افزایش می یابد.

نمادها

نماد	واحد	نماد	واحد
c_o	غلظت تعدادی بخار (kg/m^3)	Q	دبی مایع (mL/s)
C_{pa}	گرمای ویژه هوا (J/kgK)	Q_L (W)	آهنگ گرمای نهان که توسط پرند ها تولید می شود
C_{∞}	غلظت بخار هوای دور از مه پاش (kg/m^3)	r_c	شعاع انحنای فنجان (mm)
D	قطر فنجان (mm)	r_o	شعاع اولیه ذرات (m)
D_w	ضریب انتشار (ضریب انتشار آب در هوا $2/2\text{m}^2/\text{s}$)	t	زمان (sec)
d_m	قطر ذره (mm)	T_o	دمای خشک هوای بیرون سالن ($^{\circ}\text{C}$)
h	ارتفاع فنجان (mm)	T_i	دمای خشک هوای داخل سالن ($^{\circ}\text{C}$)
h_{fg}	گرمای نهان تبخیر (J/kg)	W_o	رطوبت نسبی هوای بیرون سالن (kg/kg)
I	نرخ تبخیر (kg/s)	W_i	رطوبت نسبی هوای داخل سالن (kg/kg)
m	جرم ذره (kg)	β	کسری از نرخ مه پاشی که تبخیر می شود
m_o	جرم اولیه ذره (kg)	σ	کشش سطحی مایع (N/m^2)
\dot{m}_a	آهنگ جریان هوا (kg/s)	Δm	تغییرات جرم در زمان t (kg)
\dot{m}_w	آهنگ مقدار آب لازم (kg/s)	ρ	دانسیته مایع (kg/m^3)
P	فشار سامانه مه پاش (kPa)	ρ_w	دانسیته آب (1000kg/m^3)
		ω	سرعت چرخش فنجان (rpm)

REFERENCES

- Arbel A; Yekutieli O; Barak M (1999). Performance of a fog system for cooling greenhouses. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 72, 129–136
- Ashrae, (2003). Handbook HVAC Applications. Chapter 22: Environmental control for animals and plants; chapter 51: Evaporative cooling applications. American Society of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Engineers, Inc., New York
- Bottcher R W; Baughman G R; Kesler D J (1989) Evaporative cooling using a pneumatic misting system. *ASAE* ,32(2), 671-676
- Bottcher R W; Baughman G R; Gates R S; Timmons M B (1991). Characterizing efficiency of misting systems for poultry. *Transactions of the ASAE*, 34(2), 586–590
- Haeussermann A; Hartung E; Jungbluth T; Vranken E; Aerts J M; Berckmans D (2007). Cooling effects and evaporation characteristics of fogging systems in an experimental piggery. *Biosystem Engineering*, 97, 395-405