



اثر رطوبت نسبی بر ضریب انتقال حرارت همرفتی جت‌های برخوردی

حسین رضائی^۱، مرتضی صادقی^۲

۱. دانشجوی دکتری، مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه صنعتی اصفهان (hossein.rezaei@ag.iut.ac.ir)

۲. دانشیار، مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه صنعتی اصفهان (sadeghimor@iut.ac.ir)

چکیده

در این پژوهش این حقیقت که بخار آب می‌تواند ویژگی‌های انتقال حرارت همرفتی اجباری در جت برخوردی هوای داغ را تحت تأثیر قرار دهد مورد مطالعه قرار گرفت. به این منظور و برای پیش‌بینی تأثیر رطوبت نسبی هوای داغ مرطوب بر ضریب انتقال حرارت از روابط ضریب انتقال حرارت جت‌های برخوردی و روابط ترمودینامیکی مخلوط هوا و بخار آب استفاده شد. تغییر در رطوبت نسبی بر خواص ترمودینامیکی اجزاء مخلوط هوا و بخار آب مانند چگالی، گرمای ویژه، هدایت حرارتی و ویسکوزیته اثرگذار هستند. معمولاً در ایجاد جت برخوردی هوای داغ در صنایع غذایی از نازل‌های مدور و یا مستطیلی استفاده می‌شود. روابط ضریب انتقال حرارت در این نازل‌ها با عدد ناسلت و به صورت تابعی از عدد پراتل و رینولدر بیان شده است. با توجه به اینکه این اعداد بدون بعد تابعی از خواص ترمودینامیکی هستند، نتایج نشان دهنده افزایش در عدد ناسلت مربوط به جت‌های برخوردی این نازل‌ها با افزایش در مقدار رطوبت نسبی و دما بود. ماکزیمم افزایش برای عدد ناسلت برابر ۴۴ درصد برای آرایه‌ای از نازل‌های مستطیلی و کمترین افزایش برابر ۲۶ درصد برای یک نازل منفرد مدور با افزایش رطوبت نسبی در دمای ۴۰۰ درجه کلوین بود.

کلمات کلیدی:

جت برخوردی، نازل، عدد ناسلت، رطوبت نسبی، خواص ترمودینامیکی

*نویسنده مسئول



اثر رطوبت نسبی بر ضریب انتقال حرارت همرفتی جت‌های بر خوردی

مقدمه

با توجه به کاربردهای مهمی که برای جت بر خوردی در صنایع وجود دارد و همچنین با توجه به ماهیت شکل‌های هندسی مختلفی که در محصولات کشاورزی و صنعت وجود دارد پژوهش‌های فراوانی در زمینه مطالعه آیرودینامیک و انتقال حرارت جت‌های بر خوردی جریان آشفته انجام شده است. مقادیر بالای انتقال حرارت و جرم در اطراف نقطه برخورد در تقابل جت بر خوردی و سطح مورد هدف مشاهده شده است. ضریب انتقال حرارت در جت بر خوردی هوای داغ نسبت به سایر روش‌های انتقال حرارت اجباری بیشتر است. هر یک از این پژوهش‌ها در مورد کاربردهای عملی مانند خنک‌کاری تجهیزات مولد قدرت، تیغه‌های توربین، پوشش‌دهی، خنک‌کاری، خشک‌کردن، پختن و موارد دیگر استفاده شده است. اکثر این پژوهش‌ها معطوف به استفاده از یک یا آرایه‌ای از نازل‌های مدور و مستطیلی می‌باشند. با توجه به نوع سطح برخورد، تحقیقات در زمینه اندازه‌گیری ضریب انتقال حرارت جت در سطوح تخت و مقعر، محدب، زبر، صاف و سطح با برجستگی‌های مختلف انجام می‌شود. این کاربردها به دو دسته کلی گرم کردن و سرد کردن تقسیم بندی می‌شوند.

اشلوندر^۱ و گیلینسکی^۲ بر اساس نتایج آزمایشگاهی خود و دیگران رابطه‌ای توانی برای محاسبه مقدار متوسط ضریب انتقال حرارت جت بر خوردی یک نازل مدور بر روی سطح برخورد تخت با شعاع مشخص ارائه دادند. این رابطه در محدوده مشخصی بر ای عدد رینولدز معتبر است [۶]. مارتین^۳ نیز رابطه‌ای مشابه با محدوده وسیعتری از عدد رینولدز ارائه داده است [۲]. اشلوندر و همکاران برای محاسبه مقدار متوسط ضریب انتقال حرارت یک نازل مستطیلی بر روی سطح مستطیلی صاف با ابعاد مشخص معادله‌ای تجربی استخراج کردند که این رابطه نیز در محدوده مشخصی برای عدد رینولدز برقرار است [۵]. کروتزچ^۴ برای محاسبه ضریب انتقال حرارت متوسط آرایه‌ای از نازل‌های مدور بر روی سطح برخورد تخت رابطه‌ای ارائه کرد که توسط مارتین به فرم اصلاح شده‌ای بیان شده است. برای به دست آوردن ضریب انتقال حرارت متوسط آرایه‌ای از نازل‌های مستطیلی در سطح برخورد نیز معادلاتی توسط مارتین بیان شده است که در این روابط نیز محدوده اعتبار برای عدد رینولدز و نسبت‌های هندسی مناسب در نظر گرفته شده است [۷, ۲]. آزمایش‌های بسیاری نیز توسط افراد دیگری در مورد بررسی ضریب انتقال حرارت جت بر خوردی بر روی صفحه تخت انجام شده است.

در بررسی پژوهش‌های مختلف مشاهده می‌شود که انتقال حرارت از جت‌های متداول بر خوردی هوای داغ بر روی صفحه برخورد تخت با بررسی ضریب انتقال حرارت مورد بررسی قرار گرفته است اما تأثیر رطوبت نسبی بر ضریب انتقال حرارت کمتر مورد توجه بوده است. این حقیقت نیز که بخار آب می‌تواند ویژگی‌های انتقال حرارت همرفتی اجباری در جت بر خوردی هوای داغ را تحت تأثیر قرار دهد به اثبات رسیده است و تأثیر گذاری رطوبت نسبی بر ضریب انتقال حرارت جت بر خوردی هوای داغ با روش آزمایشگاهی در برخی از پژوهش‌ها مورد بررسی قرار گرفته است اما تأثیر رطوبت نسبی در

1-Schlunder
2-Gnielinski
3-Martin
4-Krotzsch



روابط مربوط به ضریب انتقال حرارت جت برخوردی هوای داغ بیان نشده است. بنابراین، اهداف این پژوهش عبارت است از:

- ۱- توسعه روابطی است که می‌تواند در محاسبه ضریب انتقال حرارت جت برخوردی هوای داغ به عنوان تابعی از رطوبت نسبی به کار رود.
- ۲- بررسی تأثیر رطوبت نسبی و دما بر ضریب انتقال حرارت جت برخوردی بر روی صفحه تخت.

مواد و روشها

همانطور که اشاره شد در روابط استفاده شده برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جت برخوردی اثر تغییرات رطوبت نسبی بر ضریب انتقال حرارت بیان نشده است. با هدف بررسی این موضوع یک مطالعه حساسیت در مورد روابط مختلف ضریب انتقال حرارت اجباری در جت برخوردی هوای داغ نسبت به رطوبت نسبی انجام شد. معمولاً در ایجاد جت برخوردی هوای داغ در صنایع غذایی از نازل‌های مدور و یا مستطیلی استفاده می‌شود. روابط ضریب انتقال حرارت در این نازل‌ها با عدد ناسلت و به صورت تابعی از عدد پرانتل و رینولدز بیان شده است که می‌تواند در محاسبه تأثیر تغییرات رطوبت نسبی بر ضریب انتقال حرارت جت برخوردی به کار رود. در پژوهش‌های مربوط به جت برخوردی عموماً از روابط ۳ الی ۱۰ برای محاسبه عدد ناسلت برای یک نازل منفرد مدور و یا مستطیلی و آرایه‌ای از نازل‌های دایره‌ای و مستطیلی استفاده می‌شود. همچنین عدد پرانتل و رینولدز نیز با روابط زیر تعریف می‌شوند.

$$\text{Pr} = \frac{\mu_m c_{p,m}}{k_m} \quad (181)$$

$$\text{Re} = \frac{\rho_m v L}{\mu_m} \quad (19)$$

مقدار متوسط ضرایب انتقال جرم و حرارت برای نازل دایره‌ای منفرد بر روی دایره‌ای به شعاع r در اطراف نقطه برخورد می‌تواند به صورت روابط (۳) بیان شود.

$$\text{Nu}_{\text{SRN}} = \frac{1 - 1.1/r^*}{r^* + 0.1(h^* - 6)} \cdot F(\text{Re}) \cdot \text{Pr}^{0.42} \quad (3)$$

$$F(\text{Re}) = 2 \left[\text{Re}(1 + 0.005 \cdot \text{Re}^{0.55}) \right]^{0.5}$$

این رابطه بر اساس روابط تجربی به دست آمده است که محدوده تایید شده آن مطابق روابط (۴) می‌باشد [۳, ۲].

$$\begin{aligned} 2.5 \leq (r^* = r/D) \leq 7.5, \\ 2.0 \leq (h^* = H/D) \leq 12, \\ 2,000 \leq \text{Re} \leq 400,000. \end{aligned} \quad (4)$$

معادله تجربی (۵) برای محاسبه مقدار متوسط ضرایب انتقال جرم و حرارت آرایه‌ای از نازل‌های دایره‌ای در سطح برخورد استفاده شد [۴, ۵].

که محدوده تایید شده آن به صورت رابطه (۶) است:



$$\text{Nu}_{\text{ARN}} = G \cdot \text{Re}^{\frac{2}{3}} \cdot \text{Pr}^{0.42} \quad (5)$$

$$G = \frac{d^* \cdot (1 - 2.2d^*)}{1 + 0.2 \cdot (h^* - 6) \cdot d^*} \cdot \left[1 + \left(\frac{10 \cdot h^* \cdot d^*}{6} \right)^6 \right]^{-0.05}$$

$$0.004 \leq (d^* = f) \leq 0.04, \quad (6)$$

$$2 \leq (h^* = H/D) \leq 12,$$

$$2,000 \leq \text{Re} \leq 100,000.$$

رابطه تجربی **Error! Reference source not found.** برای محاسبه ضرایب انتقال حرارت و جرم یک نازل مستطیلی روی یک سطح تخت مستطیلی با ابعاد متناسب با هندسه نازل استفاده شد [۴].

$$\text{Nu}_{\text{SSN}} = \frac{1.53 \cdot \text{Re}^m}{x^* + h^* + 1.39} \cdot \text{Pr}^{0.42}$$

$$m = 0.695 - \frac{1}{x^* + h^{*1.33} + 3.06}$$

**Error!
Reference
source not
found.**

که محدوده تایید شده آن به صورت رابطه (۸) است:

$$2 \leq (x^* = x/D) \leq 25, \quad (8)$$

$$2 \leq (h^* = H/D) \leq 10,$$

$$3,000 \leq \text{Re} \leq 90,000.$$

از رابطه تجربی **Error! Reference source not found.** برای محاسبه مقدار میانگین ضریب انتقال حرارت آرایه‌ای از نازل‌های مستطیلی بر روی سطح برخوردی متناسب با نازل‌ها استفاده شد [۱, ۲].

$$\text{Nu}_{\text{ASN}} = \frac{2}{3} f_o^{3/4} \left(\frac{2 \cdot \text{Re}}{f/f_o + f_o/f} \right)^{2/3} \text{Pr}^{0.42}$$

$$f_o = [60 + 4 \cdot (h^* - 2)^2]^{-1/2}$$

**Error!
Reference
source not
found.**

که محدوده تایید شده آن به صورت رابطه (۱۰) است:

$$0.008 \leq (f = B/L_T) \leq 2.5 f_o, \quad (10)$$

$$1 \leq (h^* = H/D) \leq 40 \quad \text{with } D = 2B,$$

$$1,500 \leq \text{Re} \leq 40,000.$$

تغییر در رطوبت نسبی مقدار خواص ترموفیزیکی را تحت تأثیر قرار می‌دهد. این تغییرات همچنین باعث تغییر در عدد ناسلت و بنابراین ضریب انتقال حرارت پیش‌بینی شده در روابط جت برخوردی هوای داغ می‌شود. همانطور که بیان شد در این بخش تأثیر میزان رطوبت نسبی بر پیش‌بینی روابط موجود برای عدد ناسلت جریان اجباری جت برخوردی هوای داغ مورد بررسی قرار می‌گیرد برای این هدف ویژگی‌های ترموفیزیکی که برای محاسبه عدد ناسلت، رینولدز و پرانتل به کار می‌رود باید شامل ویژگی‌های هوا و مخلوط بخار آب باشد. در اینجا فرض می‌شود که بخار آب و هوای داغ رفتاری شبیه گازهای ایده آل دارند و ضریب انبساط حجمی عکس دمای مطلق می‌باشد.



برای هوای مرطوب جرم مولی مخلوط از رابطه (۱۱) و ثابت گاز مخلوط از رابطه (۱۲) و چگالی مخلوط نیز از رابطه (۱۳) محاسبه شدند.

$$M_m = X_a M_a + X_v M_v \quad (11)$$

$$R_m = \frac{R_u}{M_m} \quad (12)$$

$$\rho_m = \frac{p}{R_m T} \quad (13)$$

گرمای ویژه مخلوط در فشار ثابت از رابطه (۱۴) محاسبه شد که گرمای ویژه برای هر جزء منفرد آن با استفاده از عبارت چند جمله‌ای (۱۵) تعیین می‌شود.

$$c_{p,m} = Y_a c_{p,a} + Y_v c_{p,v} \quad (14)$$

$$c_{p,i} = \frac{1}{M_i} (a_i + b_i T + c_i T^2 + d_i T^3) \quad (15)$$

در جدول ۱ مقادیر ضرایب چند جمله‌ای گرمای ویژه در فشار ثابت و جرم مولی هوای خشک و بخار آب بیان شده است [۸].

جدول ۱- مقادیر ضرایب چند جمله‌ای گرمای ویژه در فشار ثابت

	M_i (kg / kmol)	a	b	c	d
$c_{p,a}$	۲۸/۹۷	۲۸/۱۱	$\cdot ۱۹۶۷ \times ۲^{-۱۰}$	$\cdot ۴۸۰۲ \times ۵^{-۱۰}$	$-۱,۹۶۶ \times ۴^{-۱۰}$
$c_{p,v}$	۱۸/۰۱۵	۳۲/۲۴	$\cdot ۱۹۲۳ \times ۲^{-۱۰}$	$۱/۰۵۵ \times ۵^{-۱۰}$	$-۳,۵۹۵ \times ۴^{-۱۰}$

هدایت حرارتی و ویسکوزیته دینامیک نیز برای برای هوای خشک و بخار آب به صورت روابط (۱۶) و (۱۷) بیان می‌شوند در جداول ۲ و ۳ اطلاعات مربوط به رابطه توانی برای هدایت حرارتی و ویسکوزیته آورده شده است [۹].

$$k_i = k_{0,i} \left(\frac{T}{T_0}\right)^{n_{k,i}} \quad (16)$$

$$\mu_i = \mu_{0,i} \left(\frac{T}{T_0}\right)^{n_{\mu,i}} \quad (17)$$

ویسکوزیته دینامیک مخلوط از رابطه (۱۸۱) محاسبه شد.

$$\mu_m = \frac{\sum_{i=1}^2 X_i \mu_i}{\sum_{j=1}^2 X_j \Phi_{ij}} \quad (181)$$

که در آن:

هدایت حرارتی مخلوط نیز از رابطه (۲۰) محاسبه شد.



$$\Phi_{ij} = \frac{1}{\sqrt{8}} \left(1 + \frac{M_i}{M_j}\right)^{-1/2} \left[1 + \left(\frac{\mu_i}{\mu_j}\right)^{1/2} \left(\frac{M_i}{M_j}\right)^{1/4}\right]^2 \quad (19)$$

$$k_m = \frac{\sum_{i=1}^2 X_i k_i}{\sum_{j=1}^2 X_j \Phi_{ij}} \quad (20)$$

جدول ۲-۲-

	$k_o (W / mK)$	$T_0 (K)$	n_k		
پارامترهای توانی برای هدایت	k_a	۰.۰۲۴۱	۲۷۳	۰.۱۸۱	رابطه
	k_v	۰.۰۱۸۱	۳۰۰	۱.۳۵	

حرارتی

جدول ۳- پارامترهای رابطه توانی برای ویسکوزیته

	$\mu_o (Ns / m^2)$	$T_0 (K)$	n_μ
μ_a	1.716×10^{-10}	۲۷۳	۰.۶۶۶
μ_v	1.12×10^{-10}	۳۰۰	۱.۱۵

در روابط ذکر شده دمای فیلم (متوسط دمای سطح و هوای مرطوب محیط) برای تعیین ویژگی‌های ترموفیزیکی هوا و بخار آب استفاده می‌شود. نسبت کسر مولی بخار آب در نمونه هوای مرطوب به کسر مولی بخار آب در نمونه هوای مرطوب در شرایط اشباع (با همان فشار و دما) به عنوان رطوبت نسبی شناخته می‌شود. همانطور که اشاره شد فرض می‌شود که بخار آب و هوای خشک رفتاری مانند گاز ایده آل دارند بنابراین، رطوبت نسبی از رابطه (۲۱) به دست آمد. که در آن p_v فشار بخار و p_s فشار بخار اشباع می‌باشد و از معادله آنتوین طبق رابطه (۲۲) محاسبه شد. با فرض اینکه فشار مخلوط از قانون دالتون برای فشارهای جزئی پیروی می‌کند، فشار کل طبق رابطه (۲۳) مجموع فشار جزئی هوا و بخار خواهد بود.

$$\Phi = \frac{p_v}{p_s} \quad (21)$$

$$p_s = \frac{400}{3} \exp\left(18.3036 - \frac{3816.44}{T_s - 46.13}\right) \quad (22)$$

$$p = p_a + p_v \quad (23)$$

کسر جرمی هوای خشک و بخار آب به ترتیب از روابط (۲۴) و (۲۵) محاسبه شد.

$$Y_a = \frac{p - \phi p_s}{p + \left(\frac{R_a}{R_v} - 1\right) \phi p_s} \quad (24)$$

$$Y_v = \frac{\phi p_s}{\frac{R_v}{R_a} p + \left(1 - \frac{R_v}{R_a}\right) \phi p_s} \quad (25)$$

کسر مولی هوای خشک و بخار آب نیز با استفاده از روابط (۲۴) و **Error! Reference source not found.** محاسبه شدند.

$$X_a = \frac{p - \phi p_s}{p} \quad (26)$$

$$X_v = \frac{\phi p_s}{p} \quad (27)$$

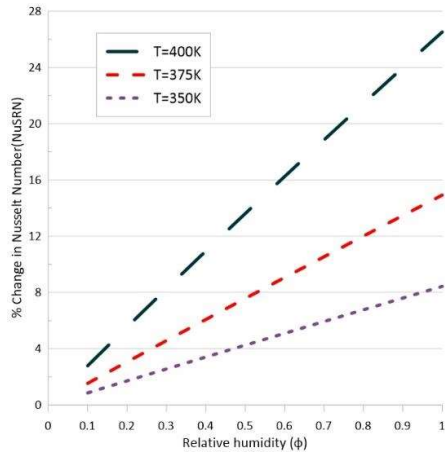
نتایج

با توجه به مطالب بیان شده، با استفاده از روابط ترمودینامیکی و همچنین روابط انتقال حرارت اجباری جت برخوردی هوای داغ می‌توان عدد ناسلت مربوطه را به صورت تابعی از رطوبت نسبی بیان کرد. بنابراین، داده‌های عددی برای عدد پراتل و عدد ناسلت و همچنین تغییرات آنها با تغییر رطوبت نسبی و دمای سطح برخورد برای جت برخوردی هوای داغ وارد شده بر سطح تخت به دست خواهد آمد.

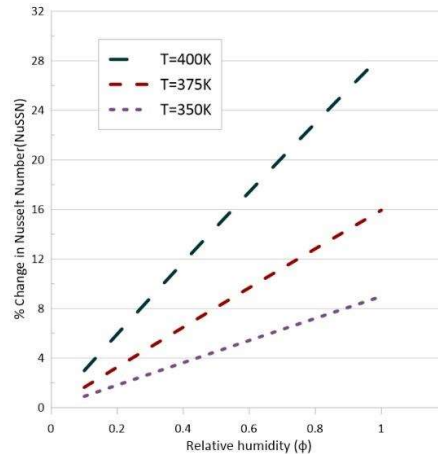
نتایج به صورت درصد تغییرات عدد ناسلت پیش‌بینی شده در شرایط مرطوب به عدد ناسلت برای شرایط هوای خشک با استفاده از رابطه **Error! Reference source not found.** محاسبه شدند.

$$\% \text{Change in Nusselt Number} = \frac{Nu_{wet} - Nu_{dry}}{Nu_{dry}} \times 100 \quad (28)$$

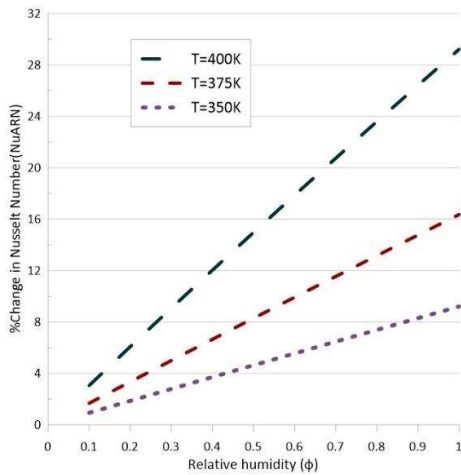
درصد تغییرات عدد پراتل نیز به همین شیوه قابل محاسبه می‌باشد. برای بررسی تأثیر دما و رطوبت نسبی هوای مرطوب دمای هوا را در محدوده ۳۵۰ درجه کلوین تا ۴۰۰ درجه کلوین با تغییرات ۲۵ درجه‌ای و محدوده تغییرات رطوبت نسبی از صفر درصد برای هوای خشک تا ۱۰۰ درصد برای شرایط اشباع با تغییرات ۰٫۱ درصد در نظر گرفته شد. در شکل‌های ۱، ۲، ۳ و ۴ درصد تغییر عدد ناسلت با تغییر رطوبت نسبی به ترتیب برای یک نازل مستطیلی، یک نازل دایره‌ای، آرایه‌ای از نازل‌های مستطیلی و آرایه‌ای از نازل‌های مدور در دماهای مذکور نشان داده شده است.



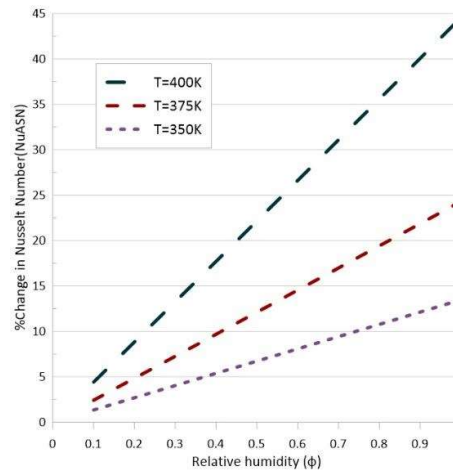
شکل ۲- درصد تغییر در عدد ناسلت با تغییر رطوبت نسبی در دماهای مختلف برای یک نازل دایره‌ای



شکل ۱- درصد تغییر در عدد ناسلت با تغییر رطوبت نسبی در دماهای مختلف برای یک نازل مستطیلی



شکل ۴- درصد تغییر در عدد ناسلت با تغییر رطوبت نسبی در دماهای مختلف برای آرایه‌ای از نازل‌های دایره‌ای



شکل ۳- درصد تغییر در عدد ناسلت با تغییر رطوبت نسبی در دماهای مختلف برای آرایه‌ای از نازل‌های مستطیلی

نتیجه‌گیری

اثر رطوبت نسبی و دمای سیال بر پیش‌بینی ضریب انتقال حرارت جت برخوردی هوای داغ با استفاده از روابط موجود مورد بررسی قرار گرفت. رطوبت نسبی در محدوده ۰ الی ۱۰۰ درصد و دمای سیال هم در محدوده ۳۵۰ الی ۴۰۰ درجه کلوین در نظر گرفته شد. همچنین دمای محیط برابر با ۲۹۳٫۱۵ درجه کلوین قرار داده شد. با تغییر در رطوبت نسبی خواص مخلوط هوا و بخار آب شامل چگالی، هدایت حرارتی، ویسکوزیته و گرمای ویژه تغییر می‌کنند در نتیجه اعداد بدون بعد رینولدز و پراتنل



نیز به عنوان تابعی از این اعداد تغییر می‌کنند و بنابراین با توجه به نتایج حاصل از پیش بینی موارد زیر در مورد تغییرات عدد ناسلت با تغییر رطوبت نسبی قابل بیان می‌باشد.

۱- با افزایش رطوبت نسبی و دمای سیال افزایش قابل ملاحظه‌ای در مقدار ضریب انتقال حرارت برای انتقال همرفتی اجباری جت برخوردی هوای داغ مرطوب مشاهده می‌شود.

۲- درصد افزایش در عدد ناسلت برای آرایه‌ای از نازل‌های مستطیلی و مدور نسبت به نازل‌های منفرد بیشتر است.

۳- حداکثر افزایش در عدد ناسلت با افزایش در رطوبت نسبی در دمای ۴۰۰ درجه برابر با ۲۶، ۲۸، ۲۹ و ۴۴ درصد به ترتیب برای نازل منفرد مدور، نازل منفرد مستطیلی، آرایه‌ای از نازل‌های مدور و آرایه‌ای از نازل‌های مستطیلی محاسبه شد.

مراجع:

1. Schabel, W. and Martin, H. 2010. G10 Impinging jet flow heat transfer, in VDI Heat Atlas.
2. Martin, H. 1977. Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces, in Advances in heat transfer, Elsevier. p. 1-60.
3. Martin, H. 1973. Stoffübergangsversuche und strömungstechnische Berechnungen zur Ermittlung einer optimalen Schlitzdüsenanordnung für Prallstrahl-trockner.
4. Polat, S. 1993. Heat and mass transfer in impingement drying. Drying Technology, 11(6): p. 1147-1176.
5. Schlünder, E., P. Krötzsch, and F.W. 1970. Hennecke, Gesetzmäßigkeiten der Wärme-und Stoffübertragung bei der Prallströmung aus Rund-und Schlitzdüsen. Chemie Ingenieur Technik, 42(6): p. 333-338.
6. Schlünder, E. and V. Gnielinski. 1967. Wärme-und Stoffübertragung zwischen Gut und aufprallendem Düsenstrahl. Chemie Ingenieur Technik, 39(9-10): p. 578-584.
7. Krötzsch, P. 1968. Wärme-und Stoffübergang bei Prallströmung aus Düsen-und Blendenfeldern. Chemie Ingenieur Technik, 40(7): p. 339-344.
8. Kyle, B.G. 1984. Chemical and process thermodynamics.
9. White, F.M. and I. 2006. Corfield, Viscous fluid flow. Vol. 3: McGraw-Hill New York.

Effect of relative humidity on convective heat transfer coefficient of impinging jets

Hossein Rezaei¹, Morteza Sadeghi^{2*}

1. Biosystems Engineering Department, College of Agriculture, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran
2. Biosystems Engineering Department, College of Agriculture, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran

Abstract

In this study, the fact that water vapor can affect the properties of forced convective heat transfer in hot impinging air jets was investigated. For this purpose and to predict the effect of relative humidity of hot air on heat transfer coefficient, the heat transfer coefficient relations of impinging jets and thermodynamic relations of air-water vapor mixture were used. Changes in relative humidity affect the thermodynamic properties of air-water vapor components such as density, specific heat, thermal conductivity, and viscosity. Circular or rectangular nozzles are commonly used to create impinging hot air jet in the food industry. The relationships of heat transfer coefficient in these nozzles with Nusselt number are expressed as a function of Prandtl and Reynolds number. Given that these dimensionless numbers are the function of thermodynamic properties, the results showed an increase in the Nusselt number of the impinging jets of these nozzles with an increase in relative humidity and temperature. The maximum increase for the Nusselt number was 44% for an array of rectangular nozzles and the minimum increase was 26% for a single circular nozzle with an increase in relative humidity at 400 K.

Key words: Impinging jet, Nozzle, Nusselt number, Relative humidity, Thermodynamic properties

*Corresponding author
E-mail: sadeghimor@iut.ac.ir