

محاسبه تجربی عدد ناسلت جریان هوا بین روتور شیاردار و استاتور یک ژنراتور

علی نوری* و مهدی نیلی احمدآبادی**
دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

(دریافت مقاله: ۸۴/۱/۱۸ - دریافت نسخه نهایی: ۸۵/۱/۷)

چکیده - در این مقاله انتقال گرمای جریان مغشوش در فاصله هوایی بین روتور و استاتور یک ژنراتور نیروگاهی تحت شار گرمایی غیریکنواخت به طور تجربی بررسی شده است. روتور دارای چهار شیار مثلثی متقارن در طول محور است. نسبت گرمای تولیدی در روتور به استاتور ۱ به ۳ است. تغییرات عدد رینولدز محوری و سرعت دورانی روتور به ترتیب در محدوده $4000 < Re < 30000$ و $1500 \text{ rpm} < \omega < 3000 \text{ rpm}$ قرار دارند. دما و شار گرمایی دو استوانه در سه موقعیت طولی و در دو موقعیت زاویه ای اندازه گیری شده اند. افت فشار جریان هوا نیز در عبور از فاصله هوایی اندازه گیری شده است. نتایج تحقیق نشان می دهد که افزایش سرعت دورانی روتور ضمن افزایش ضریب انتقال گرمای سطح روتور نسبت به سطح استاتور باعث تسریع در توسعه یافتن جریان هوا می شود.

واژگان کلیدی: انتقال گرما، جریان مغشوش، جابه جایی اجباری، روتور شیاردار، استاتور

Nusselt Number Measurement of Air Flow between Grooved Rotor and Stator of a Generator

A. Nouri, and M. Nili-Ahmadabadi

School of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology

Abstract: In this article, turbulent flow heat transfer in the air gap between rotor and stator of a generator under nonhomogenous heat flux is studied experimentally. The rotor consists of four symmetrical triangular grooves. The stator surface is smooth and does not include any grooves. The relative heat flux between the rotor and the stator is 1 to 3. Temperature and heat flux are measured locally at three axial and two angular positions of inner and outer surface. The pressure drop of air flow through the air gap is also measured. In this work, the axial Reynolds number and rotational velocity of the rotor ranges are

** - دانشجوی دکترا

* - استاد

. $4000 < Re_z < 30000$ and $300 \text{rpm} < \omega < 1500 \text{rpm}$, respectively. The results indicate that increasing the rotational velocity causes the rotor and stator heat transfer coefficient to increase considerably and the respective value to the rotor is higher than that to the stator. In addition, the rotational velocity causes the air flow to be developed sooner.

Keywords: Heat transfer, Turbulent flow, Forced convection, Grooved rotor, Stator.

فهرست علائم

حروف یونانی	ملاحظات	نماد	ملاحظات
Δ	اختلاف	A	مساحت
θ	دمای بی بعد	c_p	گرمای ویژه در فشار ثابت
ν	ویسکوزیته سینماتیکی	h	ضریب انتقال، گرما
ρ	چگالی	D	قطر
ϕ	جهت محیطی	k	ضریب هدایت گرمایی
ω	سرعت دورانی	L	طول
		\dot{m}	دبی جرمی
	زیر نویسها	Nu	عدد ناسلت، hD_h/k
a	هوا	p	فشار
cr	بحرانی	q''	نرخ شار گرمایی
eff	مؤثر	\dot{Q}	نرخ انتقال گرمایی کلی
h	هیدرولیکی	Re	عدد رینولدز، UD_h/ν
i	داخلی	r	جهت شعاعی
o	خارجی، خروجی	T	دما
r	روتور	Ta	عدد تیلور، $V(D_o - D_i)(D_h/D_m)^{0.5}/\nu$
s	استاتور	U	سرعت متوسط محوری
z	محوری	V	سرعت محیطی
	بالا نویسها	z	جهت محوری
-	متوسط		

۱- مقدمه

ورتکس در یک مجرای حلقوی با دو انتهای بسته برابر است با:

$$Ta = \frac{V(D_o - D_i)}{2\nu} \sqrt{\frac{D_h}{D_m}} > 41.2 \quad (1)$$

نتایج تیلور نشان می دهند که مغشوش شدن جریان به نسبت شعاع استوانه داخلی به عرض فاصله هوایی بستگی دارد. عدد رینولدز دورانی بحرانی از رژیم جریان آرام به مغشوش برابر است با:

$$Re_{cr} = 41.1(D_o/D_i - 1)^{-\frac{1}{3}} \quad (2)$$

تیلور [۱] پایداری یک سیال ساکن بین دو استوانه هم محور را با دوران استوانه داخلی مورد بررسی قرار داد. تیلور ورتکس های تیلور را در سرعتهایی بیش از سرعت دوران بحرانی مشاهده کرد. این ورتکسها در اثر ناپایداری جریان آرام ایجاد می شوند. ناپایداری آنها در اثر افزایش نیروی گریز از مرکز و افزایش شعاع است. عدد تیلور بحرانی برای تشکیل

مشخصه سرعت در عدد رینولدز به صورت

$$V_{\text{eff}} = \sqrt{U^2 + 0.25V^2}$$
 تعریف می‌شود.

لی [۷] به‌طور تجربی انتقال گرما و افت فشار بین دو استوانه هم محور با شیار مستطیلی و بدون شیار را که یکی از آنها در حال دوران است مورد مطالعه قرار داد. در این مطالعه اعداد رینولدز دورانی و رینولدز محوری به ترتیب در محدوده $10^3 < Re_{\phi} < 2 \times 10^7$ و $1000 < Re_z < 50$ قرار دارند. نتایج این تحقیق نشان می‌دهند که با شیار دار شدن استوانه داخلی افزایش عدد تیلور بیشترین تأثیر را روی افزایش عدد ناسلت استوانه خارجی دارد.

کوازی [۸] به‌طور تجربی انتقال گرمای جریان حلقوی مغشوش بین دو استوانه هم محور با دوران استوانه داخلی را بررسی کرد. سطح استوانه داخلی کاملاً عایق و استوانه خارجی ساکن و تحت شار گرمایی یکنواخت قرار داشت. رینولدز محوری و نسبت سرعت دورانی به سرعت محوری به ترتیب در محدوده $65000 < Re_z < 150000$ و $2/8 < V/U < 0$ قرار داشتند. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که با دوران استوانه داخلی دمای سطوح استوانه‌های داخلی و خارجی به ترتیب افزایش و کاهش یافته و باعث یکنواختی محسوسی در پروفیل دمای شعاعی می‌شود. از این رو با افزایش سرعت دورانی استوانه داخلی عدد ناسلت جریان ترکیبی افزایش می‌یابد.

در یک جریان حلقوی بین دو استوانه هم محور اثر دوران هر یک از استوانه‌ها روی توزیع سرعت، دما و ضریب انتقال گرمای استوانه خارجی توسط بیر [۹] بررسی شده است. در این گزارش با استفاده از مدل طول مخلوط اصلاح شده پراتل، نظریه جریان مغشوش توسعه یافته برای جریان حلقوی به‌کار گرفته شده است. قطر استوانه خارجی 180 mm ، نسبت قطر داخلی به خارجی $D_i/D_o = 0.8575$ و نسبت طول به قطر هیدرولیکی فاصله هوایی $L/D_h = 60/94$ هستند. استوانه داخلی عایق و استوانه خارجی تحت شار گرمایی یکنواخت قرار دارد. عدد رینولدز محوری و نسبت سرعت دورانی هر یک از استوانه‌ها به سرعت محوری به ترتیب در محدوده

پای [۲] جریانهای حلقوی آرام و مغشوش بین دو استوانه هم محور را مورد آزمایش قرار داد. نتایج آزمایش نشان می‌دهند که با دوران استوانه داخلی ورتکسها در هر دو جریان آرام و مغشوش القا می‌شوند به طوری که در جریان آرام محور ورتکسها عمود بر محور دورانی و در جریان مغشوش این دو محور غیرمتعامدند. چاندراسخار [۳] گزارش داد که با اضافه شدن جریان محوری به جریان دورانی پایداری جریان حلقوی افزایش می‌یابد. در این حالت عدد تیلور بحرانی هنگامی که عدد رینولدز محوری کوچک باشد طبق معادله زیر افزایش می‌یابد.

$$Ta_{cr} = Ta_{cr}|_{Re_z=0} + 26.5 Re_z^2 \quad (3)$$

که در آن $Re_z = U(D_o - D_i)/\nu$ است.

کای و الگار [۴] به‌صورت تجربی ترکیب جریان محوری و دورانی را در یک فاصله هوایی با دوران استوانه داخلی مطالعه کردند. مشاهدات آنها نشان می‌دهند که برای $Re_z < 2000$ چهار رژیم جریان آشکار می‌شود، (الف) جریان آرام، (ب) جریان آرام همراه با ورتکسهای تیلور، (ج) جریان مغشوش و (د) جریان مغشوش همراه با ورتکسهای تیلور.

مشاهدات گو و فهیدی [۵] نشان می‌دهند که در جریان محوری با سرعت کم هسته‌های تیلور به‌صورت گرد تولید شده و با افزایش سرعت محوری ساختار هسته ورتکسها به‌طور تصاعدی از بین رفته و با افزایش بیشتر آنها هسته ورتکسها به‌سختی قابل رؤیت‌اند.

گزلی [۶] آزمایشهای خود را روی انتقال گرمای جریان حلقوی با فواصل هوایی 0.43 و $8/1$ میلیمتر و شعاع روتور $63/5$ میلیمتر در دو حالت با روتور شیاردار و بدون شیار انجام داد. شیارها از نوع مستطیلی و دارای با ابعاد کوچکی بودند. سرعت دورانی روتور و سرعت محوری هوا به ترتیب در محدوده $4700 \text{ rpm} < \omega < 0$ و $0 < U < 90 \text{ m/s}$ قرار دارند. نتایج این آزمایشها معادله زیر را برای عدد ناسلت پیشنهاد می‌کند.

$$Nu \approx Re_{\text{eff}}^{0.8} \quad (4)$$

$3000 < Re_z < 30000$ و $V/U < 4$ قرار دارند. در این گزارش ادعا شده است که طول ناحیه توسعه یافته در حالت استوانه بیرونی ساکن 10° برابر قطر هیدرولیکی است. نتایج نشان می‌دهند که با افزایش نسبت دوران استوانه داخلی به خارجی افزایش بیشتری روی عدد ناسلت سطح استوانه خارجی مشاهده می‌شود.

اسمیت و زوریتا [۱۰] به‌طور عددی انتقال گرمای اجباری جریان محوری یک استوانه دوار را تحلیل کردند. این تحلیل دوبعدی و با شرط تقارن محوری انجام شده است. نتایج نشان می‌دهند که عدد ناسلت با توان $0/8$ عدد رینولدز بستگی دارد. نتایج این تحقیق با نتایج جریان عرضی روی یک استوانه دوار مقایسه شده است.

کندس [۱۱] یک حل تقریبی برای محاسبه نرخ انتقال گرمایی یک استوانه دوار را با استفاده از لایه مرزی آرام ارائه کرد. در این تحقیق با به‌کارگیری یک سرعت مناسب در معادله انرژی عدد ناسلت متوسط را به‌صورت زیر پیشنهاد کردند.

$$Nu = 0.6366(RePr)^{0.5} \quad (5)$$

بوتارفا و هارمند [۱۲] ساختار جریان هوا و ضریب انتقال گرمای موضعی در فاصله هوایی بین روتور و استاتور را به‌طور تجربی مطالعه کردند. دمای سطح روتور توسط ترموگرافی اشعه مادون قرمز و تحلیل ساختار جریان بین روتور و استاتور نیز توسط تصویر ذرات (PIV) اندازه‌گیری شد. در این تحقیق همچنین حل عددی معادله انرژی جریان دائم برای تعیین ضریب انتقال گرمای موضعی انجام گرفته است. عدد رینولدز دورانی و نسبت عرض فاصله هوایی به شعاع روتور به ترتیب در محدوده $17600 < Re_\phi < 58700$ و $0/085 < D_h/D_i < 0/05$ قرار دارند.

ازردم [۱۳] انتقال گرمای جابه‌جایی اجباری از یک استوانه دوار در هوای ساکن را به‌طور تجربی بررسی کرد. ضریب انتقال گرمای متوسط توسط پیرومتر تشعشعی اندازه‌گیری شد و معادله $Nu = 0.318(Re_\phi)^{0.571}$ در محدوده $4000 < Re_\phi < 20000$ برای آن پیشنهاد شد. مقایسه این نتایج با

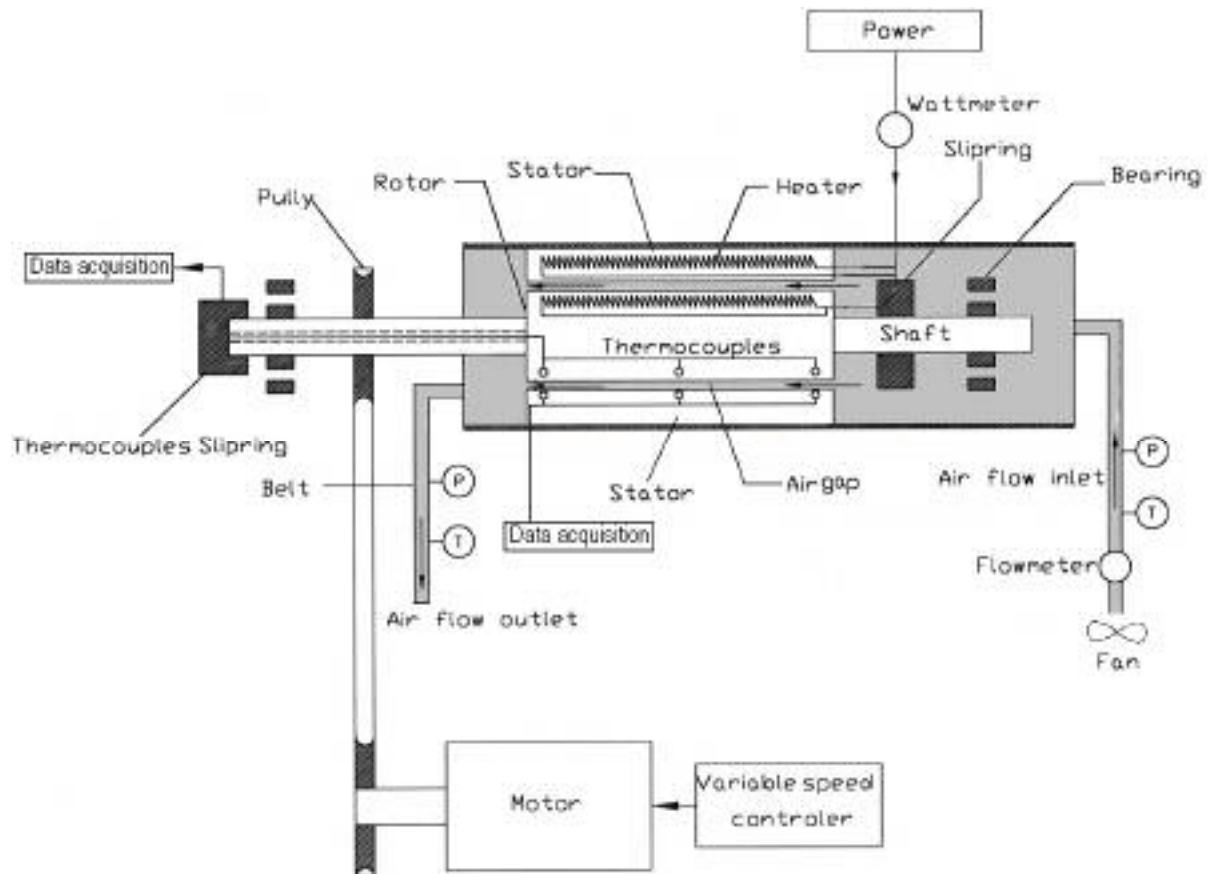
نتایج کارهای قبلی انطباق خوبی را نشان می‌دهد.

دبوجی [۱۴] به‌طور تجربی انتقال گرمای جریان هوای مغشوش بین روتور و استاتور با شیارهای شعاعی داخلی را بررسی کرد.

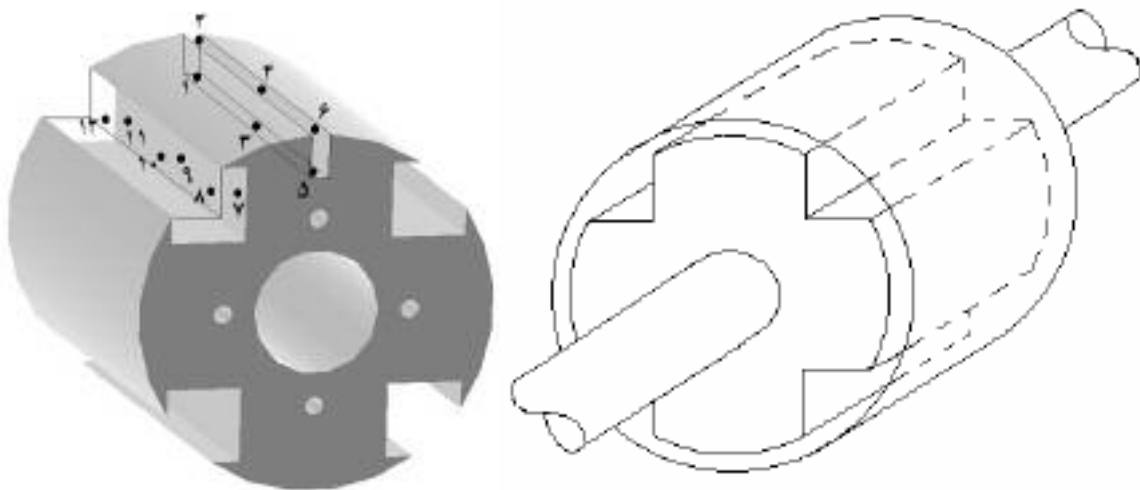
در کار حاضر سطح استوانه داخلی دارای شیارهای مثلثی بوده و همچنین هر دو استوانه داخلی و خارجی تحت شار گرمایی بوده است.

۲- شرح دستگاه آزمایش

شکل (۱) شماتیک دستگاه آزمایش شامل موتور، ژنراتور، واریاک برای تنظیم دور موتور، پولی، سیستم جمع‌آوری داده‌ها، فن، فلومتر و تعداد زیادی ترموکوپل برای اندازه‌گیری دما را نشان می‌دهد. شکل (۲ - الف) نیز شماتیک ژنراتور شامل روتور و استاتور را نشان می‌دهد. روتور و استاتور هر کدام دارای تعدادی شیارهای طولی است که سیم پیچهای مربوط به ایجاد میدان مغناطیسی در آنها جای می‌گیرند. روتور یا استوانه داخلی از جنس آلومینیم به طول 340 mm ، قطر $198/2 \text{ mm}$ و دارای چهار شیار مثلثی به طول 6 mm در اطراف محیط آن به‌طور متقارن ساخته شده است، شکل (۲). استاتور یا استوانه خارجی نیز از جنس آلومینیم با همان طول روتور، قطر داخلی 214 mm و قطر خارجی 300 mm ساخته شده است. فاصله هوایی بین دو استوانه 8 mm است. برای شبیه‌سازی عملکرد ژنراتور از المنتهای گرمایی جای‌گذاری شده داخل سوراخهایی که به‌طور طولی و متقارن در روتور و استاتور تعبیه شده‌اند و به‌طور الکتریکی گرم می‌شوند استفاده شده است. انتقال جریان الکتریسیته به المنت‌های گرمایی توسط اسلیپرینگ^۱ صورت می‌گیرد. گرمایی تولیدی در روتور و استاتور توسط دو دستگاه واریاک (دستگاه تنظیم ولتاژ) به ترتیب با ظرفیتهای 2 kW و 6 kW قابل کنترل است. برای جلوگیری از اتلاف گرما، قاعده استوانه‌ها و همچنین سطح خارجی استاتور با پشم شیشه عایقکاری شده است. توزیع محوری دما و شار گرمایی سطح استوانه‌ها به کمک ترموکوپلهای نوع k و با دقت $\pm 1^\circ \text{C}$ که در دو



شکل ۱ - شماتیک دستگاه آزمایش همراه موتور الکتریکی و تجهیزات جانبی آن



شکل ۲ - الف) شماتیک روتور و استاتور یک ژنراتور با شیارهای محوری در اطراف آن
ب) شماتیک روتور و محل نصب ترموکوپلهای آن

متوسط محوری در خروج، دبی جرمی و عدد رینولدز به ترتیب به صورت زیر محاسبه می شوند.

$$\dot{m} = (\rho AU)_0 \quad (6)$$

$$Re_z = \frac{\dot{m} D_h}{\rho_a A_{gap} \nu_a} \quad (7)$$

که در آن $D_h = D_o - D_i$ است.

نرخ شار گرمایی موضعی در سطح روتور و استاتور با استفاده از گرادیان دما در سطح هر یک از آنها به دست می آید.

$$q''_j = -k \frac{\partial T_j}{\partial r} \Big|_R \cong k \frac{\Delta T_j}{\Delta r} \Big|_R, \quad j = r, s \quad (8)$$

که در آن $j = r, s$ به ترتیب معرف روتور و استاتور و R شعاع محل اندازه گیری است. همچنین Δr فاصله بین ترموکوپلهای سطحی و داخلی است. به عنوان مثال در شکل (۲-ب) فاصله بین ترموکوپلهای ۵ و ۶ یا ۷ و ۸ برابر Δr است.

برای محاسبه دقت اندازه گیری، دبی جریان هوا این بار توسط نرخ انتقال گرمای کلی به هوا و اندازه گیری اختلاف دمای ورودی و خروجی هوا به صورت زیر محاسبه می شود.

$$\dot{m} = \frac{\int_0^L q'' dA}{C_p (T_{ao} - T_{ai})} \quad (9)$$

که در آن $A = A_r + A_s$ و A_r و A_s به ترتیب سطح روتور و استاتور است. اختلاف بین مقادیر جرمی توسط معادلات (۶) و (۹) در حدود ۵ درصد است.

با محاسبه نرخ انتقال گرمای سطوح روتور و استاتور بین ورود و مقطعی دلخواه از روتور یا استاتور، دمای متوسط هوا در هر مقطع فاصله هوایی برابر است با:

$$T_a = T_{ai} + \frac{\int_0^z q'' dA}{\dot{m} c_p} \quad (10)$$

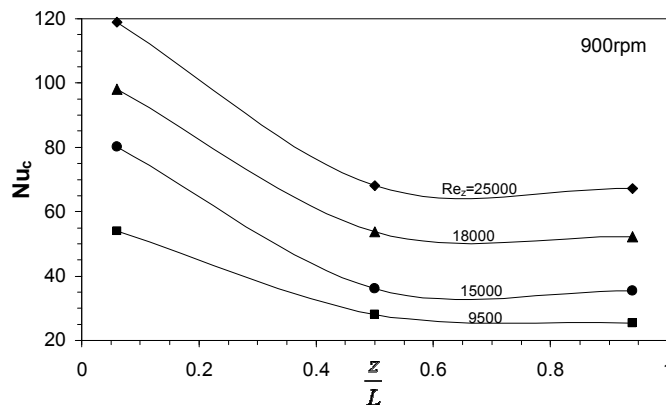
با جای گذاری $\dot{m} c_p$ از معادله (۹) در معادله (۱۰) خلاصه عملیات عبارت است از:

$$T_a = T_{ai} + (T_{ao} - T_{ai}) \frac{\int_0^z q'' dA}{\int_0^L q'' dA} \quad (11)$$

ردیف سه تایی با دو موقعیت زاویه ای مختلف در طول استوانه نصب شده بودند اندازه گیری می شدند. در شکل (۲-ب) محل نصب ترموکوپلهای روتور نشان داده شده است. برای جلوگیری از اتلاف گرما بین ترموکوپلهای سطحی با هوا و بالا بردن دقت اندازه گیری، ترموکوپلهای سطحی روتور و استاتور عایق کاری شده است. ولتاژ تولیدی در ترموکوپلهای استوانه داخلی توسط اسلیپرینگ دما به دستگاه نمایشگر متصل می شوند. مجموعه استوانه ها داخل یک کانال با مقطع مربعی به ضلع ۱۵cm و طول ۳m قرار گرفته بود. جریان هوا در فاصله هوایی بین دو استوانه توسط یک فن سانتریفیوژ که در ابتدای کانال نصب شده بود تأمین می شد. دبی هوا توسط یک دیمر^۲ که تغییر دور فن را به عهده داشت کنترل می شد. دمای هوای ورودی و خروجی و همچنین سرعت متوسط هوا در خروجی کانال به ترتیب توسط ترموکوپل و لوله پیتوت اندازه گیری شدند. افت فشار هوای عبوری نیز توسط فشارسنج تفاضلی که لوله های آن به ابتدا و انتهای کانال هوا متصل اندازه گیری می شدند. استوانه داخلی از طریق تسمه و پولی به یک موتور الکتریکی با دور متغیر متصل شده بود و تغییر دور آن توسط دستگاه واریک کنترل می شد. دور موتور به طور پیوسته در محدوده $50 \text{ rpm} < \omega < 1500 \text{ rpm}$ قابل تغییر بود. عدد رینولدز جریان محوری هوا بین دو استوانه بر اساس قطر هیدرولیکی فاصله هوایی در محدوده $3000 < Re_z < 4000$ قرار داشت.

۳- خطای داده های اندازه گیری

وسایل اندازه گیری در این آزمایش شامل لوله پیتوت دیجیتالی با خطای 0.1 m/s ، واتمتر برای اندازه گیری توان مصرفی المنتهای گرمایی و توان روتور و استاتور، ۲۸ عدد ترموکوپل با خطای $\pm 1^\circ \text{C}$ و نمایشگر دماست. آزمایشها در سه دور مختلف rpm ۱۵۰۰، ۹۰۰، ۳۰۰ و با هشت عدد رینولدز محوری ۴۰۰۰، ۶۰۰۰، ۹۵۰۰، ۱۴۵۰۰، ۱۸۰۰۰، ۲۲۰۰۰، ۲۵۰۰۰ و ۳۰۰۰۰ انجام شده است. گرمای تولیدی توسط المنتهای گرمایی در روتور ۴۰۰W و در استاتور ۱۲۰۰W است. با اندازه گیری سرعت



شکل ۳ - تغییرات محوری عدد ناسلت در بخش کمانی روتور در رینولدزهای مختلف با دور ۹۰۰ rpm

که در آن

$$I = \int_0^1 \frac{d\left(\frac{z}{L}\right)}{T_r - T_{ai} - (T_{ao} - T_{ai}) \frac{z}{L}}$$

با توجه به دقت کمیتهای اندازه‌گیری، طبق معادله فوق، خطای \bar{h} حدود ۱۸ درصد است.

۴- نتایج و بحث

۴-۱- عدد ناسلت محوری موضعی

شکل (۳) عدد ناسلت سطح روتور را در دور ۹۰۰ rpm برای چهار عدد رینولدز محوری مختلف نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که تغییرات عدد ناسلت در ناحیه ورودی جریان، یک روند کاهشی دارد و با توسعه یافتن جریان به مقدار ثابتی میل می‌کند. مقدار عدد ناسلت به عدد رینولدز محوری بستگی دارد. به دلیل معکوس بودن رابطه بین عدد ناسلت و ضخامت لایه مرزی، عدد ناسلت در ابتدای فاصله هوایی حداکثر است. مشاهده می‌شود که با کوچک شدن عدد در اعداد رینولدز محوری، عدد ناسلت سریعتر یکنواخت می‌شود. به عبارت دیگر جریان زودتر توسعه می‌یابد. در واقع کاهش عدد رینولدز محوری سبب تضعیف موئتم محوری در برابر موئتم شعاعی شده و در نتیجه لایه مرزی در عرض فاصله هوایی زودتر رشد کرده و جریان زودتر توسعه می‌یابد.

ضرایب انتقال حرارت موضعی و متوسط سطح روتور به ترتیب برابر است با:

$$h_r = \frac{q_r''}{T_r - T_a} \quad (12)$$

$$\bar{h}_r = \frac{1}{L} \int_0^L h_r dz \quad (13)$$

برای تعیین دقت ضریب انتقال حرارت متوسط سطح روتور، ابتدا با معرفی معادله (۱۱) در معادله (۱۲) و نتیجه آن در معادله (۱۳) خواهیم داشت.

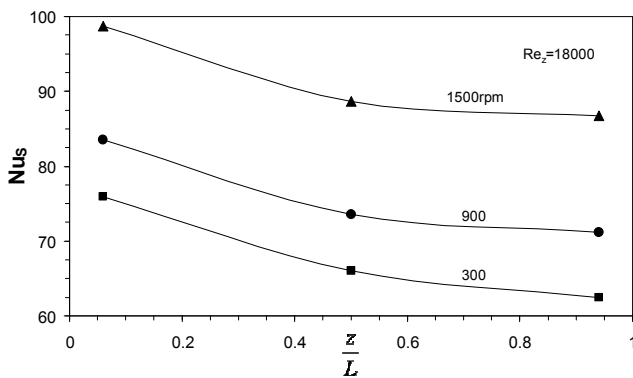
$$\bar{h}_r = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{q'' dz}{T_r - T_{ai} - (T_{ao} - T_{ai}) \frac{\int_0^z q'' dA}{\int_0^L q'' dA}} \quad (14)$$

با فرض ثابت بودن نرخ شار گرمایی در سطح روتور و استاتور، معادله (۱۴) به شکل زیر ساده می‌شود.

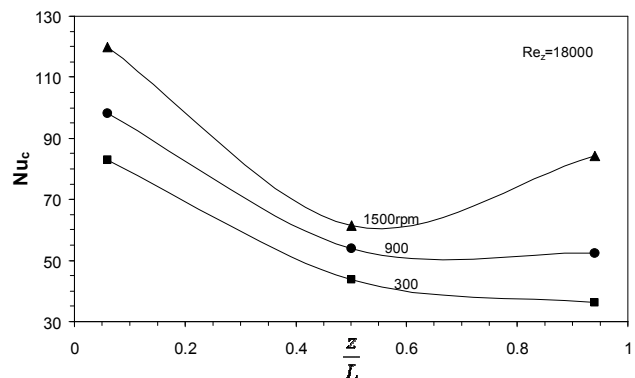
$$\bar{h}_r = q_r'' \int_0^1 \frac{d\left(\frac{z}{L}\right)}{T_r - T_{ai} - (T_{ao} - T_{ai}) \frac{z}{L}} \quad (15)$$

با استفاده از نتایج تجربی کلاین [۱۵]، دقت ضریب انتقال گرمایی متوسط سطح روتور بر حسب خطای کمیتهای اندازه‌گیری شده برابر است با:

$$\left(\frac{\Delta \bar{h}_r}{\bar{h}_r}\right)^2 = \left(\frac{\Delta q_r''}{q_r''}\right)^2 + \left[\frac{\partial \text{Ln} I}{\partial (T_r - T_{ai})} d(T_r - T_{ai})\right]^2 + \left[\frac{\partial \text{Ln} I}{\partial (T_{ao} - T_{ai})} d(T_{ao} - T_{ai})\right]^2 \quad (16)$$



شکل ۵ - تغییرات محوری عدد ناسلت استاتور در رینولدز ۱۸۰۰۰ با دورهای مختلف



شکل ۴ - تغییرات محوری ضریب انتقال گرما بر روی بخش کماتی روتور در رینولدز ۱۸۰۰۰ با دورهای مختلف

۴-۲- توزیع محوری دما

شکل‌های (۶) و (۷) توزیع محوری دمای سطح روتور و استاتور را نشان می‌دهد. این تغییرات تقریباً خطی است که خود مؤید یکنواخت بودن تقریبی شار گرمایی سطوح مربوطه است. همچنین افزایش دور سبب کاهش دما می‌شود. محور قائم هر دو شکل بر اساس معادله زیر بدون بعد شده است.

$$\theta_j = \frac{T_j - T_{ai}}{\bar{q}_j'' \frac{D_h}{k}}, \quad j = r, s \quad (17)$$

۴-۳- عدد ناسلت متوسط

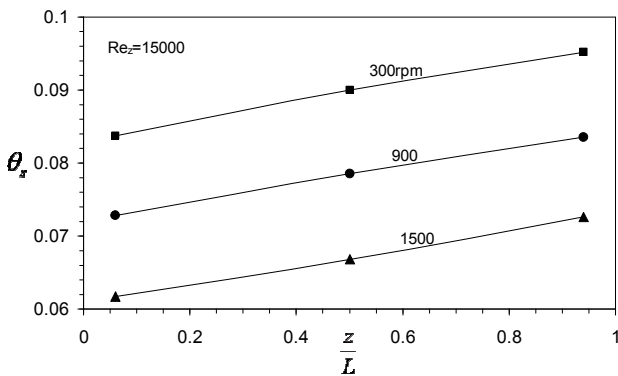
در شکل (۸) تغییرات عدد ناسلت متوسط سطح روتور بر اساس معادله (۱۳) برحسب عدد رینولدز در دورهای مختلف ارائه شده است.

$$\bar{Nu}_r = \frac{\bar{h}_r D_h}{k} \quad (18)$$

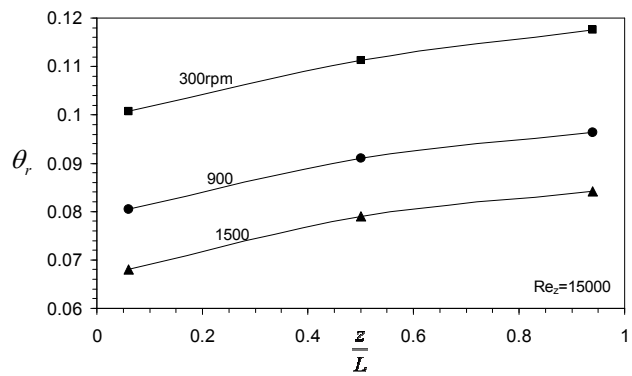
که در آن $D_h = D_o - D_i$ است. همان‌طور که در شکل ملاحظه می‌شود با افزایش عدد رینولدز محوری و همچنین با افزایش دور، عدد ناسلت افزایش می‌یابد. درصد این افزایش برای عدد رینولدز بزرگتر، بیشتر از عدد رینولدز کوچکتر است. چون با افزایش دور سرعت سیال نسبت به روتور افزایش می‌یابد و این افزایش به ازای اعداد رینولدز محوری کوچکتر بیشتر است، لذا با افزایش دور درصد افزایش عدد ناسلت

شکل (۴) توزیع محوری عدد ناسلت سطح روتور را در سه دور مختلف و به ازای عدد رینولدز ۱۸۰۰۰ نشان می‌دهد. در دورهای ۳۰۰ و ۹۰۰ عدد ناسلت در مسیر جریان ابتدا کاهش یافته و سپس یکنواخت می‌شود که خود بیانگر توسعه یافتن جریان است. افزایش ناگهانی عدد ناسلت در انتهای سطح روتور و در دور ۱۵۰۰ rpm به این علت است که با افزایش دور فشار جریان خروجی و در نزدیک سطح روتور کاهش می‌یابد و سبب جریان برگشتی در انتهای فاصله هوایی می‌شود. چون اختلاف بین دمای سطح روتور و هوای محیط نسبت به محل‌های دیگر کانال بیشتر است، لذا نرخ انتقال گرما در انتهای سطح روتور افزایش می‌یابد. بررسی پدیده جریان برگشتی به دلیل جدا شدن ترموکوپلها در اثر نیروی گریز از مرکز در دورهای بیش از ۱۵۰۰ rpm امکانپذیر نبود ولی تحقیقات ملکی [۱۶] صحت این پدیده را تایید می‌کند.

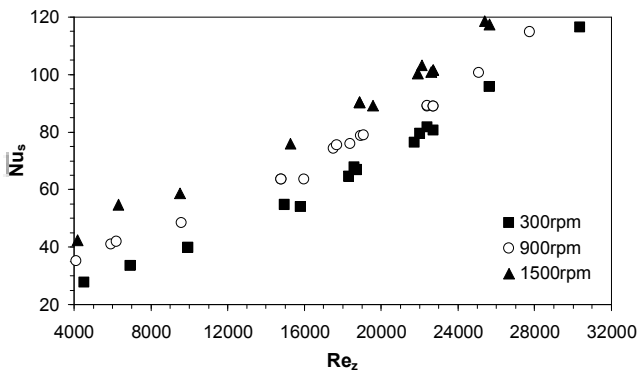
شکل (۵) توزیع محوری عدد ناسلت سطح استاتور را در سه دور مختلف به ازای عدد رینولدز ۱۸۰۰۰ گزارش می‌کند. مشاهده می‌شود که روند تغییرات آن شبیه روند تغییرات عدد ناسلت روتور در شکل قبلی است با این تفاوت که تغییرات عدد ناسلت استاتور در ناحیه ورودی دارای شیب کمتری نسبت به عدد ناسلت روتور است. همچنین عدم افزایش ناگهانی عدد ناسلت استاتور در انتهای آن و در دور ۱۵۰۰ rpm بیانگر برگشت جریان در نزدیک سطح روتور است.



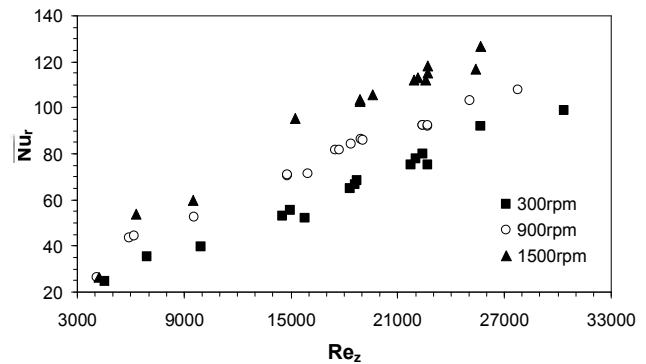
شکل ۷ - تغییرات محوری دمای سطح استاتور در رینولدز ۱۵۰۰۰ با دورهای مختلف



شکل ۶ - تغییرات محوری دمای سطح روتور در رینولدز ۱۵۰۰۰ با دورهای مختلف



شکل ۹ - تغییرات عدد ناسلت متوسط استاتور بر حسب عدد رینولدز محوری با دورهای مختلف

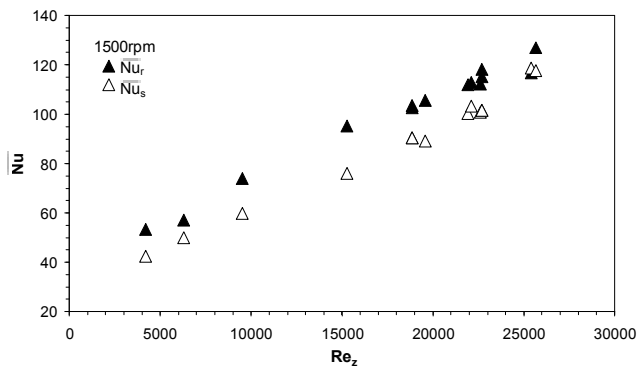


شکل ۸ - تغییرات عدد ناسلت متوسط روتور بر حسب عدد رینولدز محوری با دورهای مختلف

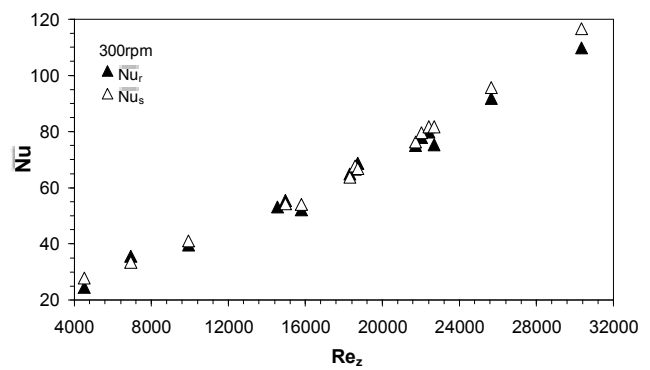
برای درک بهتر از چنین اختلافی مقایسه‌ای بین آنها در دورهای ۳۰۰ rpm و ۱۵۰۰ rpm انجام شده که به ترتیب در شکل‌های (۱۰) و (۱۱) ارائه شده است. مقایسه این دو شکل نشان می‌دهد که عدد ناسلت سطح روتور با افزایش دور بیشتر از استاتور است چرا که با افزایش دور سرعت نسبی بین سطح روتور و هوا بیشتر از سرعت نسبی بین استاتور و هوا افزایش می‌یابد. این افزایش نسبی سرعت برای روتور به این علت است که تمام لایه هوا با افزایش سرعت روتور افزایش نیافته و فقط بخشی از آن که در مجاور سطح روتور قرار دارد افزایش می‌یابد، ضمن اینکه تجمع و فشرده شدن ذرات هوا در کنار سطح استاتور در اثر نیروی گریز از مرکز سرعت نسبی هوا و استاتور را کاهش داده، یعنی افزایش سرعت نسبی روتور در مقایسه با استاتور بیشتر است.

با اعداد رینولدز محوری کوچکتر بیشتر می‌شود. از طرف دیگر چون با افزایش نیروی گریز از مرکز در اثر افزایش دور، ضخامت لایه مرزی روی سطح کمانی روتور افزایش می‌یابد، لذا ضریب انتقال گرما کاهش می‌یابد. البته این تأثیر در مقابل افزایش سرعت محیطی ناچیز است

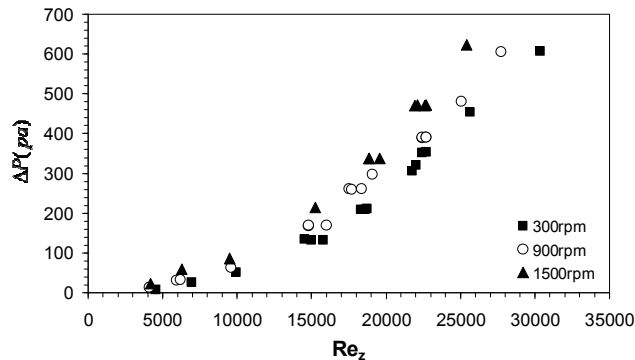
شکل (۹) تغییرات عدد ناسلت متوسط سطح استاتور را بر حسب عدد رینولدز محوری در دورهای مختلف نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود روند تغییرات عدد ناسلت سطح استاتور شبیه روند تغییرات سطح روتور نسبت به عدد رینولدز محوری است با این تفاوت که تأثیر دور روی ضریب انتقال گرمایی روتور بیشتر از تأثیر آن روی ضریب انتقال گرمایی استاتور به ازای اعداد رینولدز محوری یکسان است.



شکل ۱۰ - مقایسه تغییرات عدد ناسلت متوسط روتور و استاتور بر حسب عدد رینولدز محوری با دور ۳۰۰rpm



شکل ۱۱ - مقایسه تغییرات عدد ناسلت متوسط روتور و استاتور بر حسب عدد رینولدز محوری با دور ۱۵۰۰rpm



شکل ۱۲ - تغییرات افت فشار جریان هوا در عبور از فاصله هوایی بر حسب عدد رینولدز

۴-۴- افت فشار

در شکل (۱۲) تغییرات افت فشار جریان هوایی در عبور از فاصله هوایی بر حسب عدد رینولدز در دوره‌های مختلف ارائه شده است. افت فشار با افزایش عدد رینولدز تقریباً به‌طور سهموی افزایش می‌یابد چرا که افت فشار با توان دوم سرعت محوری متناسب است. همچنین افزایش دور باعث افزایش بیشتر افت فشار می‌شود. این افزایش به‌علت وجود مومنت شعاعی است که مقاومت در برابر جریان محوری را افزایش می‌دهد. از طرف دیگر شیب افت فشار با افزایش دور افزایش می‌یابد.

۵- نتیجه‌گیری

نتایج این تحقیق عبارت‌اند از:

۱- با افزایش دور روتور از ۳۰۰rpm تا ۱۵۰۰rpm ضرایب

انتقال گرمای روتور و استاتور به‌ترتیب حدود ۴۵ و ۳۰ درصد افزایش می‌یابد که این افزایش در رینولدزهای کمتر بیشتر است.

۲- با افزایش نسبت سرعت V/U جریان هوا زودتر توسعه می‌یابد.

۳- با افزایش دور روتور افت فشار جریان هوا در فاصله هوایی افزایش می‌یابد.

۴- توزیع محوری ضریب انتقال گرمای سطح استاتور نسبت به مقدار آن برای سطح روتور یکنواخت‌تر است.

۵- افزایش دمای محوری سطح استاتور تقریباً خطی و برای روتور سهمی شکل است.

۶- با افزایش نسبت سرعت V/U ایجاد جریان برگشتی در انتهای کانال بیشتر می‌شود.

1. Slipping

2. Dimer

مراجع

1. Taylor, G.I., "Stability of a Viscous Liquid Contained Between two Rotating Cylinders", *Phil. Trans. R.Soc. London*, A223, pp. 289-343, 1923.
2. Pia, S.I., "Turbulent Flow Between Rotating Cylinders", NACATN 892, March 1943.
3. Chandrasekhar, S., "The Stability of Spiral Flow Between Rotating Cylinders", *Proc. R. Soc. London*, A265, pp188-196, 1961.
4. Kaye, J., and Elgar, E.C., "Modes of Adiabatic and Diabatic Fluid flow in an Annulus with an Inner Rotating Cylinder", *J. Heat Transfer* 80, PP. 753-765, 1958.
5. Gu, Z. H., and Fahidy, "Visualization of Flow Patterns in Axial Flow Between Hhorizontal Coaxial Rotating Cylinder," *Can. J. Chem. Engng*, Vol. 63, pp. 14-21, 1985.
6. Gazley, C., "Heat Transfer Characteristic of Rotational and Aaxial Between Concentric Cylinders," *Trans. ASME*, Vol 80.
7. Lee, Y. N., "Heat Transfer Characteristics of the Annulus of Two Coaxial Cylinders One Cylinder Rotating," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 32, No.4, pp. 711-722, 1989.
8. M, Kuzay, T. M., "Turbulent Heat and Momentum Transfer Studies," Ph.D. Thesis, University of Minnesota, 1973.
9. Pfitzer, H., and Beer, H., "Heat Transfer in an Annulus Between Independently Rotating Tubes with Turbulent Axial Flow," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, No. 3, pp. 623-633, 1992.
10. Smyth, R. and Zurita, P., "Heat Transfer at the Outer Surface of a Rotating Cylinder in the Prese of Axial Flow," *Transaction on Engineering Sciences*, Vol. 5, WIT Press, www-witnes.com, ISSN 1743-3533, 1994.
11. Kendous, A. A., "An Approximate Solution of the Convective Heat Transfer from an Isothermal Rotating Cylinder," Department of Chem. Eng. University of Technology, Baghdad, Iraq, *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, Aug 1996.
12. Boutarfa, R. and Harmand, S. "Local Convective Heat Exchanges and Flow Structure in a Rotor-Stator System," *Int. J. of Thermal Science*, Vol. 42, No. 12, pp. 1129-1143, Dec 2003.
13. Ozerdem, B., "Measurment of Convective Heat Transfer Coefficient for a Horizontal Cylider Rotating in Quiescent Air," *International Comrnunications in Heat and Mass Transfer, Izmir Turkey*, Vol. 27, pp.389-395, NO. 3, April 2000.
14. Djaoui, M., and Debuchy, R., "Heat Transfer in a Rotor-Stator System with a Radial Inflow," *Mechanics Physics Chemistry Astronomy*, Vol. 32, No. 5, pp. 309-314, May 1998.
15. Kline, S. J. and McIntock, F. A., "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments", *Mechanical Engineering*, p. 3, January 1953.
16. Molki, M., and Astill, K. N., "Convective Heat-Mass Transfer in the Entrance Region of a Concentric Annulus Having a Rotating Inner Cylinder," *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, Vol. 11, No. 2, pp. 120- 128, June 1990.