



شبیه‌سازی عددی انتقال حرارت جابجایی در مبدل‌های حرارتی لوله‌ای هم‌مرکز

پدرام مهاجری خامنه - دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه

ایرج میرزایی - دانشیار گروه تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه

نادر پور محمود - استادیار گروه تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه

E-mail: Pedram.mohajeri@gmail.com

چکیده: مبدل‌های حرارتی لوله در لوله هم‌مرکز (مبدل‌های حرارتی لوله‌ای) از مهمترین دستگاه‌های انتقال حرارت می‌باشند و بیش از هر مبدل حرارتی دیگری در صنعت به کار می‌روند. برای لوله‌های هم‌مرکز، پارامتر "نسبت قطرهای دایروی" نقش مهمی را در بررسی انتقال حرارت در اینگونه مبدل‌های حرارتی داراست. در این مقاله نتایج عددی که به ازاء تغییرات نسبت قطرهای دایروی که در محدوده مشخصی بدست آمده است با روابط تجربی مقایسه گردیده است و در ضمن محدوده تغییرات عدد رینولدز، که بر اساس تغییرات قطر هیدرولیکی بدست می‌آید، بین ۴۰۰۰ تا ۳۰۰۰۰ در نظر گرفته شده است. در این بررسی برای شبیه‌سازی مدل لوله در لوله مبدل حرارتی از روش حجم محدود استفاده شده است. در ضمن از معادلات بقای جرم و بقای مومنتوم (معادلات ناویر استوکس) و همچنین معادله انتقال حرارت جابه‌جایی استفاده کرده ایم. بعلاوه، در شبیه‌سازی عددی مدل بکار رفته در مقاله حاضر از جریان توربولانس آب مایع استفاده شده است. در این مطالعه، قصد بر این است که نتایج با نتایج قبلی و روابط مربوط به آن مقایسه گردد تا مناسب‌ترین رابطه تجربی که پیش‌بینی‌های دقیقتری را در یافتن عدد نوسلت انجام می‌دهد انتخاب گردد. در نهایت اینکه در مقایسه بین نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی عددی با نتایج تجربی، تطابق خوبی بین این دو نتیجه مشاهده گردیده است.

واژه‌های کلیدی: حرارت جابجایی، مبدل حرارتی، شبیه‌سازی عددی، نسبت قطرهای دایروی، عدد نوسلت و عدد رینولدز.

Simulation of the Convection Heat Transfer in Tubular Heat Exchanger

P. Mohajeri, MS. Student, Dept. of Mech. Eng., Ourmeh University

I. Mirzaei, Aso. Prof., . of Mech. Eng., Ourmeh University

N. Poor Mahmood, Ass. Prof., Dept. of Mech. Eng., Ourmeh University

Abstract: Concentric tubular heat exchangers are the most important devices and more than any other heat exchangers are used in the industry. For concentric annuli, the "annular diameter ratio" parameter has an important role in the study of heat transfer in this kind of heat exchangers. In this article, numerical results of Nusselt number in annuli with a wide range of annular diameter ratios were compared with previous experimental results. In addition, range of Reynolds number changes, that are obtained based on the changes of hydraulic diameter, is intended between 4000 to 30000. In this study, Finite volume method is used for simulating the tube in tube heat exchanger model. The equations used were the mass and momentum conservation equations (Navier-Stokes equations) and the convective heat transfer equations. In numerical simulation model used in this paper, the turbulence flow of liquid water has been used. Finally, after comparing the numerical simulations with experimental results good agreement between these two results are observed.

Keywords: Convective heat transfer, Heat exchanger, Numerical simulation, Annular diameter ratio.

۱- مقدمه

بسیاری از محققان از اوایل قرن بیستم به بررسی انتقال حرارت در لوله های هم مرکز پرداخته اند، مخصوصاً تلاش های زیادی برای بررسی عدد نوسلت و انتقال حرارت جا به جایی که در یک محدوده گسترده ای از شرایط جریان و نسبت قطرهای دایروی باشد، انجام گرفته است. داشتن یک رابطه مستقیم میتواند جایگزین روشهای وقت گیر برای یافتن انتقال حرارت جابه جایی در حلقه های هم مرکز گردد. یک خلاصه ای از روابط پیشنهاد شده موجود، در جدول ۱ نمایش داده شده است.

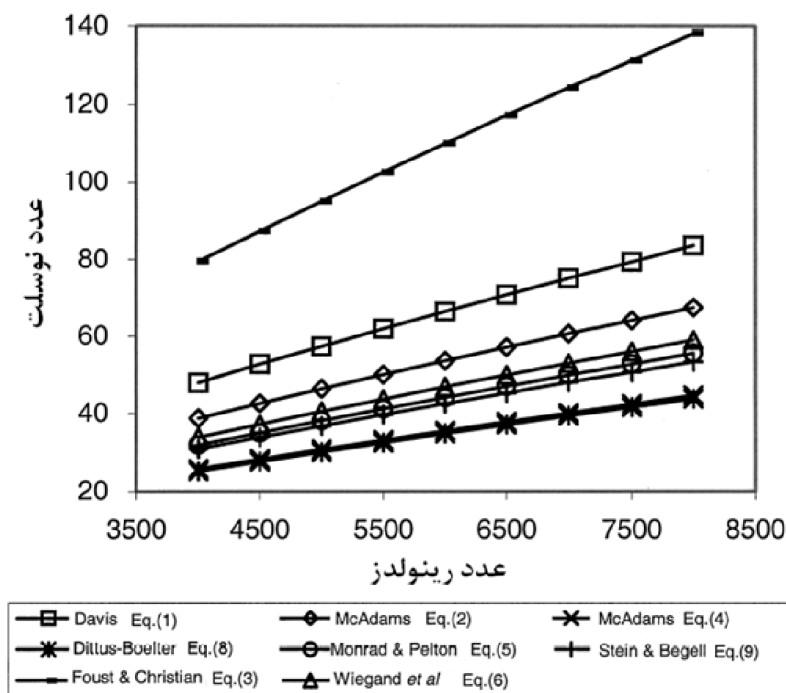
بسیاری از معادلات پیشنهاد شده که برای محاسبه عدد نوسلت بکار می رود، توابعی از نسبت قطرهای دایروی، a (که نسبت قطر دیواره داخلی از لوله خارجی D_2 ، روی قطر دیواره خارجی از لوله داخلی D_1 است)، عدد رینولدز و عدد پرانتل می باشد. [1] روابط موجود در جدول ۱، برای حالتی که سیال عامل آن ها آب باشد و برای زمانی که نسبت قطرهای دایروی و عدد پرانتل به ترتیب ۳ و ۴/۶۷ می باشند با یکدیگر مقایسه شده اند، که در شکل ۱ مشاهده می گردد. با توجه به شکل ۱، تمامی روابط موجود به ازاء افزایش در عدد رینولدز، افزایش خطی را برای عدد نوسلت پیش بینی می نمایند. در مقایسه با دیگر پیش بینی ها، معادله Foust و Christian [2] در پیش بینی عدد نوسلت روندی نسبتاً متفاوت با دیگر معادلات دارد. با حذف پیش بینی Foust و Christian، اختلاف مقادیر پیش بینی شده با مقدار پیش بینی شده میانگین در حدود $\pm 2.0\%$ می باشد.

جدول (۱): معادلات موجود در مقالات برای محاسبه عدد نوسلت در دایر هم مرکز تحت جا به جایی اجباری [3]

Author(s)	Correlation	Diameter Ratio Range	Reynolds Number Range	Medium
Davis	$*Nu_{D_h} = 0.038a^{0.15}(a-1)^{0.2}Re_{D_h}^{0.8}Pr_f^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$	(1) 1.18-6800	Not specified	All mediums
McAdams	$Nu_{D_h} = 0.03105a^{0.15}(a-1)^{0.2}Re_{D_h}^{0.8}Pr_f^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$	(2) 1.18-6800	Not specified	All mediums
Foust and Christian	$*Nu_{D_h} = \frac{0.049}{(a+1)^{0.2}}Re_{D_h}^{0.8}Pr_f^{0.4}$	(3) 1.2-1.84	3000-60000	Water
McAdams	$Nu_{D_h} = 0.023Re_{D_h}^{0.8}Pr_f^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$	(4) Not specified	Not specified	Not specified
Monrad and Pelton	$Nu_{D_h} = 0.023\left[\frac{2\ln(a-1)}{a-1} + \frac{1}{2a\ln a}\right]Re_{D_h}^{0.8}Pr_f^a$	(5) 1.65, 2.45, 17	12000-220000	Water Air
Wiegand et al	$Nu_{D_h} = 0.023a^{0.45}Re_{D_h}^{0.8}Pr_f^a\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$	(6) 1-10	Not specified	Fluids: $\frac{\mu_{material}}{\mu_{water}} \leq 2$
Kays and Leung	Results listed in tables for various conditions.	1-4	10^4-10^6	Not specified
Petukhov and Roizen	$*Nu_{D_h} = \frac{0.0675a^{0.16}}{(a+1)^{0.2}}(Re_{D_h}^{0.8}Pr_f^a)$ with $\zeta = 1 + 7.5\left(\frac{a-3}{(a+1)Re_{D_h}}\right)^{0.6}$ for $a \geq 5$ $\zeta = 1$ for $a \leq 5$	(7) 1-14.3	$10^4-3 \cong 10^5$	Air
Dittus and Boelter	$Nu_{D_h} = 0.023Re_{D_h}^{0.8}Pr_f^a$	(8) Not specified	Not specified	Not specified
Stein and Begell	$Nu_{D_h,f} = 0.0200a^{0.5}Re_{D_h,f}^{0.8}Pr_f^{1/3}$	(9) 1.232, 1.463, 1.694	30000-390000	Water
Crookston et al.	$Nu_{D_h} = 0.023a^{1/2}Re_{D_h}^{1/2}Pr_f^{1/3}$	(10) 10, 16, 31	17000-100000	Air

اختلاف زیادی که بین روابط مختلف وجود دارد ممکن است به خاطر میزان متفاوت دقت در داده های تجربی، مخصوصاً در خصوص خطاهای تعادل انرژی باشد. در ضمن بسیاری از روابط برای محدوده گسترده ای از نسبت قطرهای دایروی، از محدوده ۱ تا ۶۸۰۰، و برای سیالات عامل مختلف استخراج شده اند. در چنین طیف گسترده ای از ویژگی های سیال و اثرات هندسی، استخراج کردن روابط کلی بدون کاهش دقت کار بسیار دشواری است.

در بررسی های انجام شده، مقاله ای که به وجود یک رابطه دقیق برای انتقال حرارت در دایر هم مرکز اشاره کند یافت نشد، از این رو مقاله حاضر به بررسی عددی انتقال حرارت برای پیش بینی دقیق اعداد نوسلت در مدل حاضر تحت جریان توربولانس و در صورتی که سیال عامل آب می باشد، پرداخته است.



شکل (۱): پیش بینی های مختلف از روابط عدد نوسلت (در جدول ۱) که تابعی از عدد رینولدز می باشد.

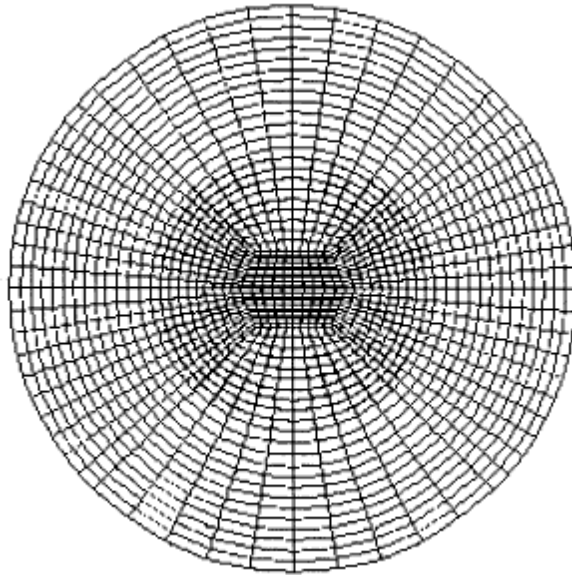
۲- شبیه سازی عددی با کمک دینامیک سیالات محاسباتی (CFD)

شکل (۲) شبکه مدل لوله در لوله که در این مقاله استفاده شده است را نشان می دهد ، در این بحث برای شبیه سازی مدل از روش حجم محدود (FVM) استفاده نموده ایم. در ضمن از معادلات بقا جرم و بقا مومنتوم (معادلات ناویر استوکس) و معادلات انتقال حرارت جا به جایی در این شبیه سازی استفاده شده است. قطر داخلی لوله درونی ۱۰ میلیمتر و قطر بیرونی آن ۱۲ میلیمتر در نظر گرفته شده است. در ضمن قطر داخلی لوله بیرونی ۱۸ میلیمتر می باشد. بنابراین نسبت قطر دایروی ۱/۵ و طول مبدل حرارتی ۶۰ میلیمتر می باشد.

برای شبیه سازی کردن شرایط مرزی ، باید برای هر یک از سطوح یک شرط مشخص تعریف گردد. برای دیواره بیرونی شرط آدیاباتیک بودن دیواره را اعمال می نمایم تا هیچ انتقال حرارت و جریان سیالی از این مرز صورت نگیرد. مرزهای ورودی برای ورود آب سرد و گرم در نظر گرفته شده است و در خروجی مدل، مرزهای خروجی استاندارد در نظر گرفته شده است تا تعیین کننده جهت جریان باشد. بقیه دیواره های موجود در مدل از نوع دیواره های استاندارد یا معمولی قرار داده می شود تا اجازه انتقال حرارت را به سیال موجود در مدل بدهد. در ضمن در این شبیه سازی از مدل توربولانسی $K-\epsilon$ (K)، انرژی جنبشی توربولانسی و ϵ ، نرخ اتلاف) برای اعداد رینولدز بالا استفاده نموده ایم. برای وارد کردن مقادیر توربولانسی می توان هم از گزینه "K- ϵ " و هم از گزینه "شدت توربولانسی و طول اختلاط ورودی" استفاده نمود. البته در این شبیه سازی از گزینه دوم برای وارد کردن اطلاعات توربولانسی استفاده شده است.

در این شبیه سازی ، وجود لوله خارجی در مدل را با در نظر گرفتن شرط مرزی آدیاباتیک در بیرون سیال خارجی جایگزین نموده ایم. مقدار کل المان های بکار رفته در این شبیه سازی ۲۸۲۰۰۰ می باشد ، که برای شبیه سازی سیال داخلی ۱۴۰۰۰۰ المان ، برای شبیه سازی لوله مسی ۳۲۰۰۰ المان و برای شبیه سازی سیال خارجی ۱۱۰۰۰۰ المان در نظر گرفته شده است. دمای سیال داخلی ۳۵۵ کلوین)

۸۲ درجه سانتیگراد) و چگالی سیال (Kg/m^3) $970/2$ در نظر گرفته شده است. همچنین در لوله داخلی شدت توربولانس ورودی $0/05$ و طول آن (m) $0/0002$ در نظر گرفته شده است. بنابراین جریان سیال در ورودی لوله توسعه یافته نمی باشد ولی در حین جریان خیلی زود به توسعه یافتگی می رسد. برای جریان سیال موجود در لوله خارجی، شدت توربولانسی را مشابه لوله داخلی اعمال می کنیم، با این تفاوت که طول آنرا اندکی افزایش داده و (m) $0/00045$ در نظر می گیریم. در واقع برای اینکه نسبت طول ورودی به مساحت مقطع عرضی برای جریان سیال در لوله داخلی و خارجی مشابه هم باشند به افزایش طول اختلاط در لوله داخلی پرداختیم. در ضمن دمای ورودی برای لوله داخلی 283 کلوین (10 درجه سانتیگراد) و چگالی آن (Kg/m^3) $999/2$ می باشد.



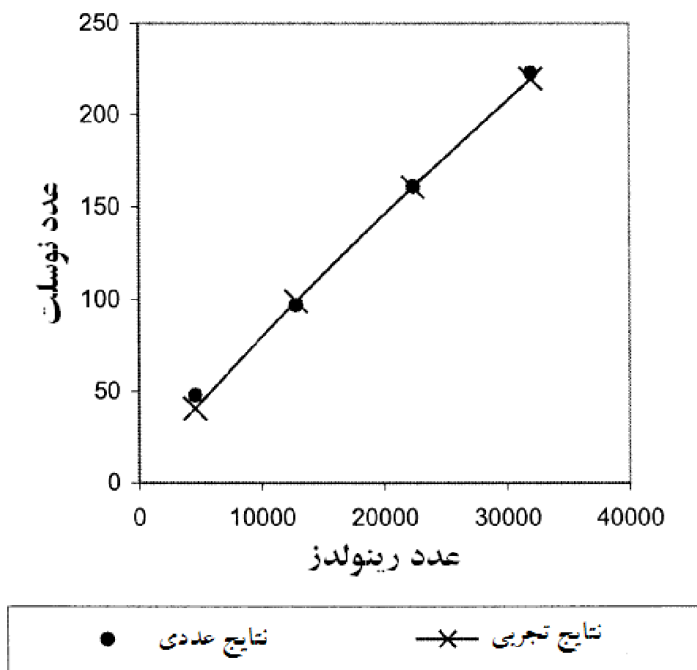
شکل (۲): شبکه استفاده شده در شبیه سازی CFD

در شبیه سازی های انجام شده، اعداد رینولدزی که برای سیال موجود در لوله داخلی در نظر گرفته ایم به ترتیب 12365 ، 18952 ، 33652 و 46541 می باشد. به همین ترتیب، اعداد رینولدزی که برای سیال موجود در لوله خارجی در نظر گرفته ایم به ترتیب 4737 ، 13025 ، 21546 و 33256 می باشند. دمای ورودی برای لوله داخلی 82 درجه سانتیگراد و برای لوله خارجی 10 درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده است. به ازاء هر عدد رینولدز لوله داخلی، چهار شبیه سازی با رینولدزهای لوله خارجی صورت گرفته است که مجموعاً شانزده شبیه سازی صورت گرفته است.

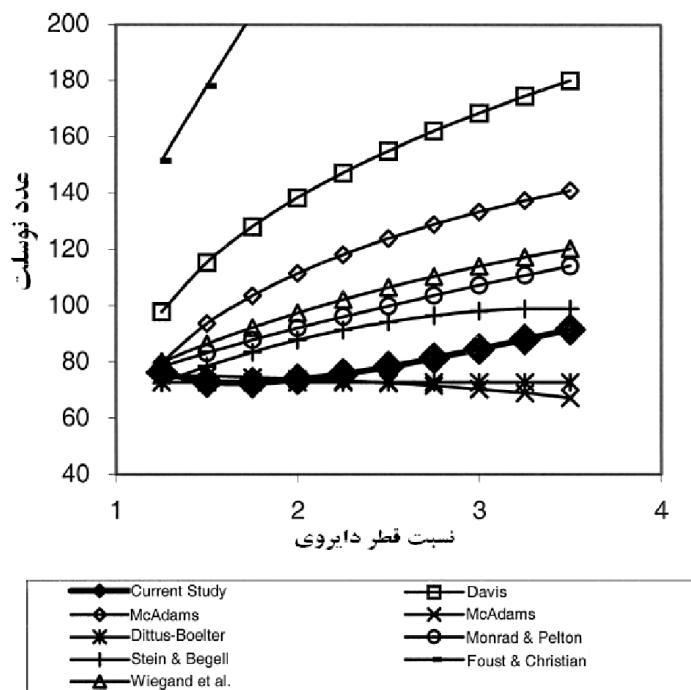
یک تعادل حرارتی بین جریان سیال در حلقه داخلی و خارجی رخ می دهد و خطای میانگین در تعادل حرارتی $1/5\%$ می باشد. اعداد نوسلت نتیجه شده از دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) با نتایج پیش بینی از روابط [4] Dittus-Boelter، [8] Sieder و [7] Tate and Petukhov مقایسه شده است و میانگین خطای بدست آمده $13/6\%$ می باشد. همانطور که در شکل ۳ مشخص است نتایج عددی بدست آمده در این مطالعه در مقایسه با نتایج تجربی قبلی دارای اختلاف میانگینی در حدود 9% می باشد.

علاوه بر این، نتایج عددی بدست آمده در این مقاله، در یک محدوده گسترده ای از نسبت قطر های دایروی و اعداد رینولدز، با روابطی که قبلاً بدست آمده بود (جدول ۱) مقایسه گردیده است. برای نمونه در شکل ۴، برای حالتی که عدد رینولدز 17000 و عدد پرانتل $67/4$ می باشد، نتایج قابل مشاهده است. برای نسبت قطر های دایروی کوچک (حداکثر تا عدد $2/5$)، پیش بینی های عددی

انجام شده با روابط Dittus-Boelter و [10] McAdams نزدیکی قابل قبولی دارد. همچنین در نسبت قطرهای دایروی حدود ۳/۵، نتایج عددی با رابطه [9] Stein and Begell همخوانی قابل قبولی دارد. با بررسی‌های بیشتر در می‌یابیم که در محدوده گسترده‌ای از اعداد رینولدز و اعداد پرانتل روندی مشابه با نمودار موجود در شکل ۴ بدست خواهد آمد.



شکل (۳): مقایسه نتایج عددی و نتایج تجربی برای نسبت قطر دایروی ۱/۵



شکل (۴): مقایسه بین نتیجه عددی مقاله حاضر با روابط مقالات گذشته در محدوده گسترده از تغییرات نسبت قطر دایروی

۳- نتیجه گیری

همانگونه که انتظار می رفت مشاهده نمودیم که انتقال حرارت جا به جایی در دواير متحد المركز به پارامتر "نسبت قطر دایروی" وابسته است. در نسبت قطر های دایروی کمتر از ۲/۵، نتایج عددی همخوانی نزدیکی با روابط **Dittus-Boelter** و **McAdams** دارد. برای نسبت قطرهای دایروی بزرگتر، نتایج عددی با رابطه **Stein and Begell** نزدیکی قابل قبولی دارد.

تشکر و قدردانی

در اینجا برخود واجب می دانم از راهنمایی های بی دریغ آقایان دکتر ایرج میرزایی و دکتر نادر پور محمود کمال تشکر را داشته باشم، که بدون راهنمایی های سودمند ایشان نوشتن این مقاله میسر نمی بود.

۴- مراجع

1. Bejan, A. (1995). Convection Heat Transfer, 2nd ed., Wiley, New York.
2. W. M. Kays and E. Y. Leung, Heat Transfer in Annular Passages—Hydrodynamically Developed Turbulent Flow with Arbitrarily Prescribed Heat Flux, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 6, pp. 537–557, 1963.
3. B. S. Petukhov and L. I. Roizen, Generalized Relationships for Heat Transfer in Turbulent Flow of Gas in Tubes of Annular Section, High Temp., vol. 2, pp. 65–68, 1964.
4. R. B. Crookston, R. R. Rothfus, and R. I. Kermode, Turbulent Heat Transfer with Annuli with Small Cores, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 11, pp. 415–426, 1968.
5. J. P. Holman, Heat Transfer, McGraw-Hill, London, 1992.
6. Kays, W.M., and A.L. London: "Compact Heat Exchangers" 2nd Edition, McGraw-Hill Book Company, New York, 1964.
7. Kakac, S., and Yener, Y. (1994). Convective Heat and Mass Transfer, 2nd ed., CRC Press, Boca
8. Raton, FL. Baclic, B. S. (1978). A Simplified Formula for Cross-Flow Heat Exchanger Effectiveness, J. Heat Transfer, 100, 746–747.
9. Baclic, B. S., and Heggs, P. J. (1985). On the Search for New Solutions of the Single-Pass Crossflow Heat Exchanger Problem, Int. J. Heat Mass Transfer, 28, 1965–1976.
10. W. H. McAdams, Heat Transmission, McGraw-Hill, New York, 1954.