



مطالعه جریان سیال و انتقال حرارت مرکب برای نانوسیال محبوس در فضای بین استوانه های هم-مرکز / نا هم مرکز دوار

نسرین شول^۱، بهراد حقیقی^{۲*}، علی آبشاهی پور^۳، محمد شفیع دهج^۴

^۱ کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه ولی عصر رفسنجان، ایران

^۲ استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ولی عصر رفسنجان، ایران

^۳ کارشناسی مهندسی مکانیک، دانشگاه ولی عصر رفسنجان، ایران

^۴ دانشیار گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ولی عصر رفسنجان، ایران

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۴۰۱/۱۱/۰۶؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۲/۰۴/۲۰؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۲/۰۷/۱۴

چکیده

بهبود خواص سیالات همواره مورد توجه صنایع و نیروگاه‌ها بوده و امروزه افزودن نانو ذرات به سیالات به عنوان یکی از راه‌های موثر معرفی شده است. از این رو در سال‌های اخیر دانشمندان توجه خود را معطوف به یافتن خواص و رفتار منحصر به فرد نانوسیالات کرده‌اند؛ لذا در این پژوهش به بررسی عددی تاثیر پارامترهای رینولدز و رایلی روی جریان و انتقال حرارت (توام جابه‌جایی آزاد و اجباری) نانوسیال محبوس در فضای بین دو استوانه هم‌مرکز / غیر هم‌مرکز دوار در حالت افقی به طول بی‌نهایت که در دو دمای متفاوت نگه داشته شده‌اند پرداخته شده است. نتایج نشان می‌دهند که رابطه بین پارامترهای اعداد رینولدز و رایلی با میزان انتقال حرارت به ترتیب غیرمستقیم و مستقیم می‌باشد. افزایش عدد رایلی باعث غیر یکنواخت شدن خطوط جریان و هم‌دمای می‌شود و افزایش انتقال حرارت در دیواره‌ها را به همراه دارد. بیشترین انتقال حرارت مربوط به حالت دو فازی استوانه‌های غیر هم‌مرکز بدست آمد.

کلمات کلیدی: جابه‌جایی توأم آزاد و اجباری؛ استوانه‌های هم‌مرکز/غیر هم‌مرکز؛ نانوسیال؛ جریان سیال

Numerical analysis of fluid flow and combined natural and force convection heat transfer for nanofluid in concentric / eccentric rotating cylinders

Nasrin Shoul¹, Behrad Haghighi^{2*}, Ali Abshahi pour³, Mohammad shafee Dehaj⁴

¹ MS. Student, Mech. Eng., Val-e-asr Univ., Rafsanjan, Iran

² Assist. Prof., Mech. Eng., Val-e-asr Univ., Rafsanjan, Iran

³ B.S. Student, Mech. Eng., Val-e-asr Univ., Rafsanjan, Iran

⁴ Assoc. Prof., Mech. Eng., Val-e-asr Univ., Rafsanjan, Iran

Abstract

In the present study, fluid flow and combined natural and force convection heat transfer of a nanofluid in the horizontal concentric / eccentric cylindrical with different uniform wall temperatures is numerically investigated. The force flow is induced by the cold rotating outer cylinder at slow constant angular velocity, with its axis at the center of the annulus. Moreover, in calculating the buoyancy force caused by temperature difference between annulus, used of the Boussinesq approximation. the results are presented for non-dimensional group number (Reynolds and Rayleigh). An increase in the Rayleigh number causes non-uniformity of the flow and isothermal lines and increases the heat transfer in the walls. The highest heat transfer related to the two-phase state of non-concentric cylinders was obtained.

Keywords: Combined natural and force convection heat transfer; Concentric / eccentric cylinders; Nanofluid; Fluid flow.

۱- مقدمه

هندسه های استوانه ای کاربرد گسترده ای در صنایع و نیروگاه ها دارند. مبدل های حرارتی، آب گرمکن های خورشیدی، سیستم های گرمایشی و سرمایشی نمونه ای از تجهیزاتی هستند که در آنها از این هندسه ها استفاده شده است. نرخ انتقال حرارت در این تجهیزات تاثیر مستقیمی بر بازدهی آنها دارد، به همین منظور بررسی و کشف قوانین حاکم بر نرخ انتقال حرارت و جریان سیال در هندسه های استوانه ای از اهمیت ویژه ای برخوردار است.

اخیراً استفاده از استوانه های چرخان در مراکز صنعتی گسترش یافته است. به طور کلی چرخش هندسه های استوانه ای یکی از عواملی است که بر نرخ انتقال حرارت و ماهیت جریان موثر است [1،2]. انتقال حرارت در استوانه های چرخان از نوع مرکب (جابه جایی آزاد و اجباری) است که سرعت و جهت چرخش استوانه تاثیر مستقیمی بر میزان آن دارد [3،4]. ابودیان و همکاران [5] با بررسی جریان سیال و انتقال حرارت جابه جایی در استوانه های هم مرکز و غیر هم مرکز در شعاع های متفاوت (به نحوی که استوانه داخلی چرخان در نظر گرفته شده است) نشان دادند، افزایش سرعت استوانه داخلی از ۰ تا ۴۰۰ دور بر دقیقه باعث افزایش نرخ انتقال حرارت در حالت های هم مرکز و غیر هم مرکز می شود. با پیشرفت تکنولوژی و استفاده از نانوسیالات در استوانه های چرخان، محققان متوجه شدند استفاده از نانوسیالات باعث بهبود نرخ انتقال حرارت می شود [۷،۶] و این پارامتر تابعی از غلظت [۸،۹،۱۰،۱۱]، سایز و شکل [۱۲] نانوذرات است. ژانگ و همکاران [۱۳]، زینلی و همکاران [۱۴]، نگوبین و همکاران [۱۵]، منصور و همکاران [۱۶]، خنافر و همکاران [۱۷] در طی مقالاتی نشان دادند، استفاده از نانوسیال آلومینیوم اکسید/آب به جای سیالات خالص در مبدل های حرارتی باعث افزایش انتقال حرارت می شود. عزوی و همکاران [۱۸] با مطالعه عددی جریان نانوسیال درون استوانه های هم مرکز و غیر هم مرکز نشان دادند، نرخ انتقال حرارت در نانوسیال آلومینیوم اکسید/آب در مقایسه با نانوسیالات سیلسکون دی اکسید/آب و اکسید مس/آب بیشتر است.

دانشمندان به منظور بررسی جریان نانوسیال از روش های تک فاز و دوفازی استفاده می کنند. اکبری و همکاران [۱۹] با مقایسه انتقال حرارت نانوسیال آلومینیوم اکسید/آب در

مدل های تک فاز و دوفازی نشان دادند، میدان های هیدرودینامیکی در مدل های مذکور از شباهت نزدیکی برخوردارند، در حالی که میدان های حرارتی کاملاً متفاوتند. حق شناس و همکاران [۲۰] با مقایسه انتقال حرارت نانوسیال مس/آب در حالت های دوفازی و تک فاز نشان دادند نرخ انتقال حرارت در مدل دوفازی پیش بینی های دقیق تری از ضریب انتقال حرارت نسبت به مدل تکفازی ارائه می دهد. به طور کلی روش دوفازی به واسطه مطرح کردن حرکت بین نانوذرات و ملکول های مایع روش بهتری برای مطالعه نانوسیالات است.

در مسائل جابه جایی مرکب برای نسبت شعاع ثابت، مشخصات جریان سیال و انتقال حرارت از طریق نیروهای شناوری و گریز از مرکز مشخص می گردد که آنها نیز از طریق اعداد بی بعد رایلی (نیروی شناوری) و رینولدز (سرعت چرخش) تعیین می گردند. عابدینی و همکاران [۲۱] با بررسی عددی نانوسیالات مختلف درون فضای حلقوی نشان دادند افزایش عدد رایلی باعث افزایش عدد ناسلت می شود. لی و همکاران [۲۲] افزایش عدد رایلی بیش مقدار بحرانی را عامل کاهش ناسلت معرفی نمودند. فاروق و همکاران [۲۳] با بررسی عددی جریان نانوسیال درون فضای حلقوی بین دو استوانه به نحوی که استوانه بیرونی چرخان در نظر گرفته شده است، نشان دادند با افزایش عدد رایلی و کسر حجمی، نرخ انتقال حرارت افزایش و با افزایش عدد رینولدز کاهش می یابد. المغلانی و همکاران [۲۴]، تالش بهرامی و همکاران [۲۵] با بررسی اثر خروج از مرکز بر نرخ انتقال حرارت نشان دادند افزایش خروج از مرکز تاثیر مثبتی بر نرخ انتقال حرارت دارد. شیرازی و همکاران [۲۶] با بررسی جریان نانوسیال آلومینیوم اکسید آب درون فضای حلقوی شکل بین دو استوانه به نحوی که استوانه داخلی چرخان در نظر گرفته شده نشان دادند در خروج از مرکز به میزان ۰ و ۰.۵، افزایش عدد رایلی در محدوده $10^3 < Ra < 10^5$ باعث افزایش عدد ناسلت می شود، در حالی که در خروج از مرکز ۰.۹، افزایش عدد رایلی در محدوده تعریف شده باعث کاهش عدد ناسلت می شود. غلامعلی پور و همکاران [۲۷] تاثیر انحراف از مرکز بر میزان انتقال حرارت را وابسته به پارامترهایی از قبیل عدد رایلی، جهت چرخش استوانه دانستند. عزوی و همکاران [۱۸] انحراف از مرکز استوانه را عامل افزایش ۶ درصدی انتقال حرارت معرفی کردند. به طور

فضای بین دو استوانه از نانوسیال آلومینیوم اکسید/آب پر شده است که مشخصات نانوذرات و سیال پایه در دمای مرجع ۲۰ درجه سانتی گراد در جدول (۱) ارائه شده است.

جدول ۱- خواص ترموفیزیکی سیال پایه و نانو ذره

properties	Nano particle: Al ₂ O ₃	Basic fluid: Water
ρ (kg/m ³)	۳۹۷۰	۹۹۷٫۸
c_p (j/kg.k)	۷۶۵	۴۱۷۹
μ ($\frac{kg}{s}$)	-	9.58×10^{-4}
k (w/m.k)	۲۵	۰٫۶
$B \times 10^4$	۰٫۸۵	۲٫۳
d_p (nm)	۱۰۰	-

فرض بر این است که همه خواص ترموفیزیکی سیال ثابت هستند، به جز چگالی که یک تقریب بوزینسک برای آن در نظر گرفته شده است. تغییرات چگالی به وسیله معادله زیر بدست می آید:

$$\rho = \rho_0(1 - \beta(T - T_0)) \quad (1)$$

که در آن β ضریب انبساط حرارتی است و به صورت زیر تعریف می شود:

$$\beta = -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (2)$$

با فرض پراکندگی یکنواخت نانوذرات داخل سیال پایه، خواص حرارتی و فیزیکی نانوسیال در حالت تک فاز به صورت زیر قابل محاسبه هستند. به دلیل عدم وجود داده های تجربی برای چگالی نانوسیالات در دمای مشخص، از روابط وابسته به کسر حجمی نانوسیال استفاده می شود. چگالی نانوسیالات را معمولاً از رابطه ی پک و چو [۲۹] محاسبه می کنند.

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_f + \phi\rho_p \quad (3)$$

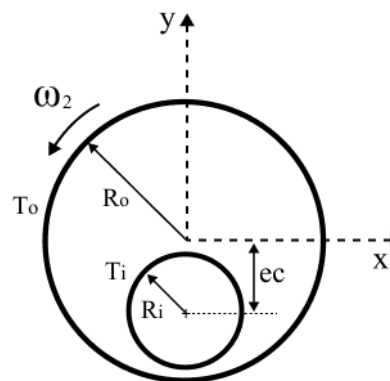
برای محاسبه ضریب هدایت حرارتی از مدل واسپ [30] و برای ویسکوزیته نانوسیال از مدل برینکمن [۳۱] استفاده شده است.

کلی توگان و همکاران [۲۸] با بررسی تحقیقات انجام شده بر روی نانوسیالات در استوانه های هم مرکز و غیر هم مرکز نشان دادند، نرخ انتقال حرارت در استوانه های غیر هم مرکز در مقایسه با استوانه های هم مرکز بیشتر است.

در این پژوهش تاثیر پارامترهایی از قبیل کسر حجمی نانوذرات و اعداد بی بعد رینولدز، رایلی و پرنتل بر نرخ انتقال حرارت مرکب و جریان نانوسیال محبوس در فضای بین دو استوانه هم مرکز و غیر هم مرکز (به نحوی که استوانه خارجی چرخان در نظر گرفته شده است) در حالت های تک فازی و دوفازی بررسی و مقایسه شد. همان طور که از مرور پژوهش های گذشته مشخص است، تاثیر تمامی موارد فوق الذکر به صورت هم زمان و یک جا مورد بررسی قرار نگرفته است

۲- فرمول بندی مساله

در این پژوهش جریان و انتقال حرارت نانوسیال محبوس در فضای بین دو استوانه با شعاع های R_i و $R_o=2R_i$ در وضعیت- های هم مرکز ($ec=0$) و خروج از مرکز به میزان $ec = 10\%$ مورد بررسی قرار گرفته است. شرایط شبیه سازی به نحوی است که در ابتدا استوانه های داخلی و خارجی در دمای یکسان T_0 قرار دارند، ناگهان استوانه بیرونی با سرعت ω_2 در خلاف جهت عقربه های ساعت حول محور مرکزی استوانه ها شروع به چرخش می کند و دمای استوانه داخلی تا T_i افزایش پیدا می کند سپس تاثیر پارامترهایی از قبیل کسر حجمی و اعداد رایلی، رینولدز و هارتمن بررسی می شود. شماتیک اجزا مورد استفاده در این شبیه سازی در شکل (۱) نمایش داده شده است.



شکل ۱- شماتیک استوانه های مورد تحلیل

که در آن τ به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\tau = -\mu_{nf}(\nabla v + (\nabla v)^t) \quad (14)$$

$(\nabla v)^t$ ترانهاده ∇v است.

$$v \cdot \nabla T = \nabla(\alpha_{nf} \nabla T) + \frac{\rho_p c_p}{\rho_{nf} c_{nf}} (D_B \nabla \phi \cdot \nabla T + D_T \frac{\nabla T \cdot \nabla T}{T}) \quad (15)$$

معادله انرژی نیز بعد از اعمال متغیرهای بی‌بعد برای سیال پایه به شکل زیر تبدیل می‌شود

$$(\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \theta = \frac{1}{Re Pr^2} \quad (16)$$

و برای نانو ذره به شکل زیر خواهد بود

$$V \cdot \nabla T = \nabla(\alpha_{nf} \nabla T) + \frac{\rho_p c_p}{\rho_{nf} c_{nf}} \left(D_B \nabla \phi \cdot \nabla T + D_T \frac{\nabla T \cdot \nabla T}{T} \right) \quad (17)$$

اعداد بی بعد استفاده شده در معادلات به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$Re = \frac{(R_o \omega) D}{v} \quad (18)$$

$$Ra = \frac{g \beta (T_i - T_o) D^3}{v \alpha} \quad (19)$$

$$D = R_o - R_i \quad (20)$$

$$Pr = \frac{v}{\alpha} \quad (21)$$

فرم بی‌بعدی از شرایط اولیه برای مساله حاضر در $t = 0$ به صورت $\theta = 0$ و $V_\phi = 0$ ، $V_r = 0$ ، $V_\phi = 0$ ، $V_r = 0$ به صورت $r = R_i$ هم در $r = R_i$ و در $r = R_o$ ، $\theta = 0$ ، $V_\phi = 1$ ، $V_r = 0$ است.

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \left[\frac{k_p + (n-1)k_f - (n-1)\phi(k_f - k_p)}{k_p + (n-1)k_f + \phi(k_f - k_p)} \right] \quad (4)$$

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 + \phi)^{2.5}} \quad (5)$$

گرمای ویژه و ضریب انبساط حجمی نیز از روابط زیر قابل محاسبه می‌باشند.

$$C_{p,nf} = (1 - \phi)C_{p,f} + \phi C_{p,p} \quad (6)$$

$$\beta_{nf} = (1 - \phi)\beta_f + \phi\beta_p \quad (7)$$

معادله پیوستگی برای سیال:

$$\nabla \cdot V = 0 \quad (8)$$

معادله پیوستگی برای نانوذره

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} v \cdot \nabla \phi = \nabla \cdot (D_B \nabla \phi + D_T \frac{\nabla T}{T}) \quad (9)$$

که در آن ϕ کسر حجمی نانوسیال، D_B ضریب نفوذ براونی و D_T ضریب پخش حرارتی است که از طریق روابط زیر محاسبه می‌شوند.

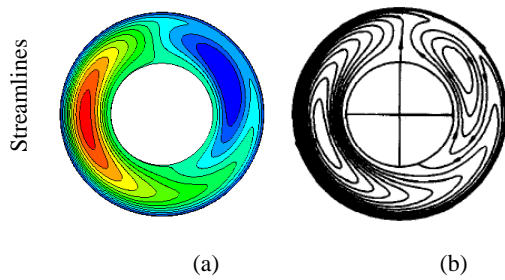
$$D_B = \frac{k_B T}{3\pi\mu d_p} \quad (10)$$

$$D_T = \left(\frac{\mu}{\rho}\right) \left(0.26 \frac{k_f}{2k_f + k_p}\right) \quad (11)$$

معادله مومنوم سیال همان معادله ممنتوم در سامانه مختصات استوانه‌ای است که به صورت زیر برای سیال و نانوذره به ترتیب توسط روابط (۱۲) و (۱۳) قابل بیان است:

$$(\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \vec{V} = -\vec{\nabla} P + \frac{1}{Re} \nabla^2 \vec{V} + \frac{Ra}{Pr Re^2} \theta \left[(\cos \phi) \vec{e}_r - (\sin \phi) \vec{e}_\phi \right] \quad (12)$$

$$v \cdot \nabla v = -\frac{1}{\rho_{nf}} \nabla p + \nabla \cdot \tau + g \quad (13)$$



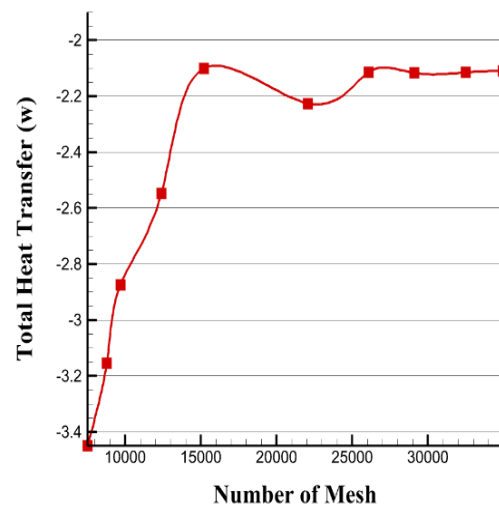
شکل ۳- مقایسه خطوط جریان و هم دما در (a) مطالعه حاضر و (b) مطالعه یو برای سیال با $Pr=0.7$, $Ra=10^4$, $Re=100$

۴- نتایج

در شکل (۴) تاثیر افزایش عدد رینولدز بر نرخ انتقال حرارت در استوانه‌های هم‌مرکز و غیر هم‌مرکز در حالت‌های تک‌فازی و دوفازی ارائه شده است. ابتدا با افزایش عدد رینولدز کاهش در روند انتقال حرارت ملاحظه می‌شود که نشان از غلبه نیروهای اینرسی بر نیروهای شناوری و در نهایت کاهش انتقال حرارت جابه‌جایی مرکب است؛ اما از محدوده عدد رینولدز بزرگ‌تر از ۲۰۰ نیروهای اینرسی خود عاملی برای انتقال حرارت به صورت جابه‌جایی اجباری هستند و لذا روند کاهشی انتقال حرارت کلی متوقف می‌شود. در شکل (۴) چه برای استوانه‌های هم‌مرکز و چه برای استوانه‌های غیر هم‌مرکز، دیدگاه دوفازی نرخ انتقال حرارت کلی بزرگتری را نسبت به دیدگاه تکفازی پیش‌بینی می‌کند. نرخ انتقال حرارت کلی در استوانه‌های غیر هم‌مرکز نسبت به استوانه‌های هم‌مرکز در هر دو دیدگاه تکفازی و دوفازی بیشتر است، البته این اختلاف در دیدگاه تکفازی کمتر و در دیدگاه دوفازی تا ۲۸ درصد نیز می‌رسد.

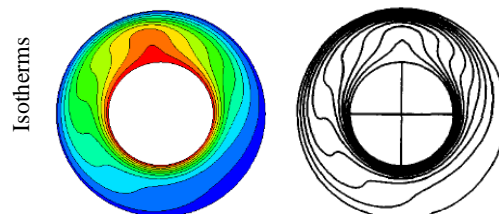
۳- مدلسازی

برای انجام تحلیل‌های نرم‌افزاری، ابتدا دو استوانه هم‌مرکز و غیرهم‌مرکز در نرم‌افزار GAMBIT مدلسازی و به‌طور مناسب شبکه‌بندی شدند. سپس با انتقال مدل به نرم‌افزار Ansys Fluent 16، بررسی عددی جریان و انتقال حرارت نانوسیال انجام شد. به‌منظور به دست آوردن دقیق‌ترین نتایج ممکن در کمترین زمان، چندین مرتبه تحلیل‌های جریان و انتقال حرارت انجام شد و در نهایت با رسم نمودار حساسیت شبکه، تعداد سلول ۲۸۰۰۰ به عنوان تعداد بهینه برای انجام تحلیل‌ها انتخاب شد.



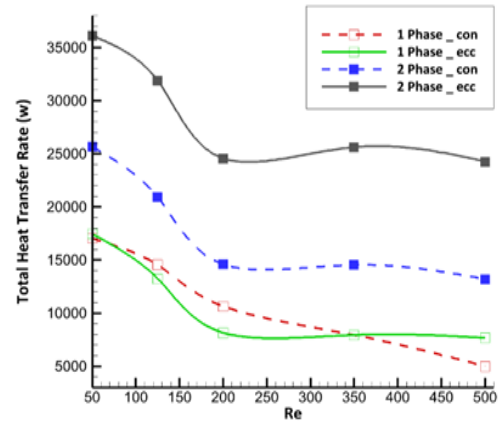
شکل ۲- نمودار حساسیت مش مربوط به تحلیل‌های جریان سیال و انتقال حرارت

برای اطمینان از صحت نتایج بدست آمده، نتایج حاصل از پژوهش حاضر با نتایج بدست آمده از کار یو [۳۲] در شکل (۳) مورد مقایسه قرار گرفت. همانطور که در شکل‌های مذکور قابل مشاهده است، نتایج همخوانی بسیار نزدیکی با هم دارند.



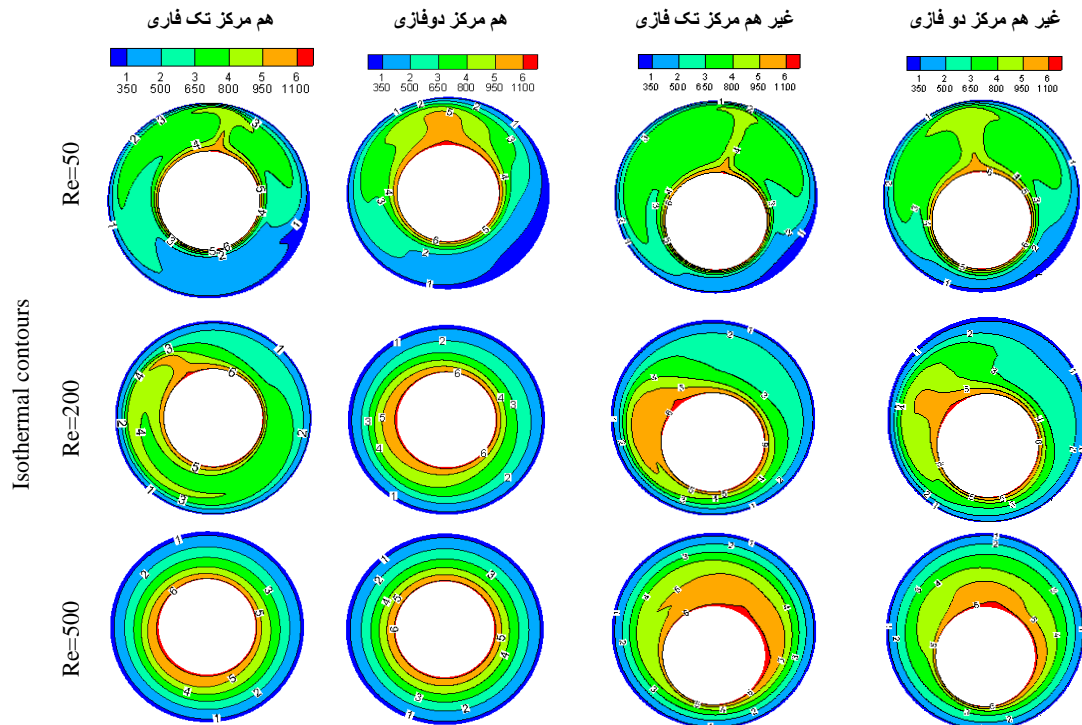
قابل مشاهده است، در رینولدزهای پایین اثر نیروی ناشی از چرخش استوانه کم بوده و حرکت سیال ناشی از نیروهای شناوری است این موضوع غیر یکنواختی خطوط جریان و هم دما را به همراه دارد. با افزایش عدد رینولدز غیر یکنواختی موجود از بین رفته و خطوط جریان و هم دما به صورت دوار هم مرکز مشاهده می شوند که این نشان از غلبه نیروی های اینرسی ناشی از چرخش استوانه بر نیروهای شناوری دارد که این موضوع عامل کاهش شیب نمودار انتقال حرارت در بازه اعداد رینولدز ۲۰۰ تا ۵۰۰ است.

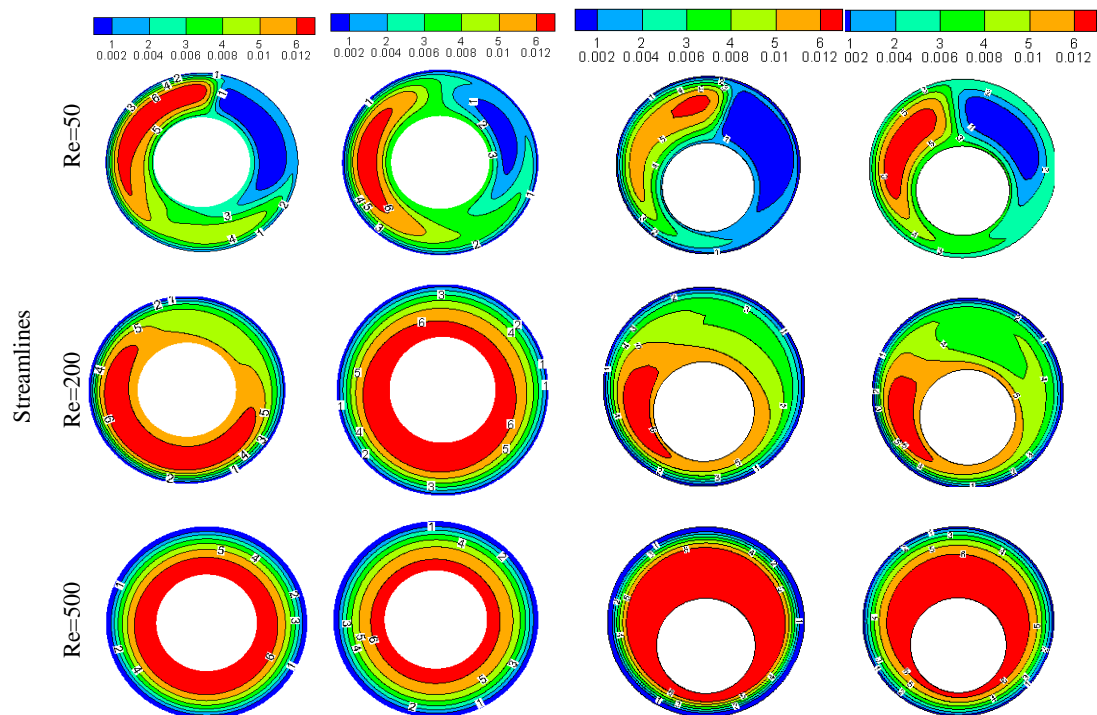
همانطور که می دانیم، عدد رایلی معیاری از میزان اهمیت نیروی شناوری در انتقال حرارت است. در شکل (۶) نتایج حاصل از تاثیر تغییر عدد رایلی بر روی نرخ انتقال حرارت کل ارائه شده است. همان طور که ملاحظه می شود با افزایش عدد رایلی نرخ انتقال حرارت کل در تمامی حالت ها افزایش پیدا می کند که در بازه ۰ تا ۴۰۰۰۰ از اعداد رایلی شیب نمودار انتقال حرارت در حالت های تک فازی و دوفازی تقریباً مشابه است و با خروج از بازه مذکور تفاوت چشمگیری بین این دو حالت ایجاد می شود



شکل ۴- مقایسه تاثیر تغییرات عدد رینولدز روی نرخ انتقال حرارت کل از دیواره در حالات مختلف تک فازی و دوفازی برای استوانه های هم مرکز و غیر هم مرکز

در شکل (۵) نحوه تاثیرپذیری خطوط جریان و هم دما از عدد رینولدز، به ازای مقادیر ثابت $Pr = 6$, $\phi = 0.05$, $Ra = 10^5$ در استوانه های هم مرکز و غیر هم مرکز و در حالت های تک فازی و دوفازی ارائه شده است. همان طور که در شکل

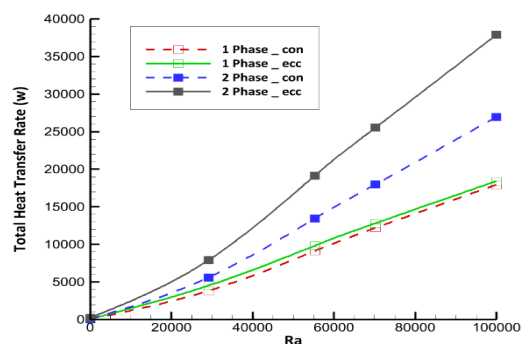




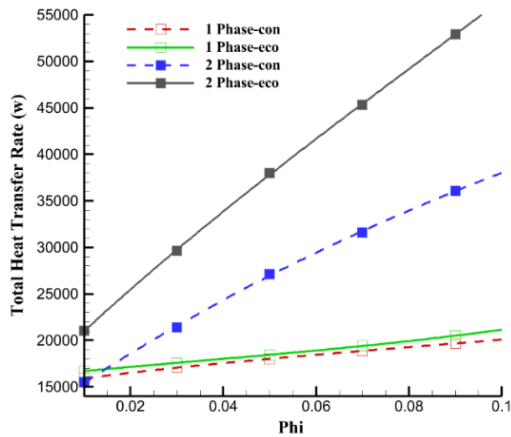
شکل ۵- اثر تغییرات عدد رینولدز بر روی خطوط جریان و هم دما در $\delta = 0.05$, $Pr = 6$, $Ra = 10^5$

نحوه تاثیر پذیری خطوط جریان و هم دما از عدد رایلی در استوانه‌های هم مرکز و غیر هم مرکز برای دو حالت تک فاز و دو فاز در شکل (۸) به ازای مقادیر مختلف عدد رایلی و مقادیر ثابت $Re = 50$, $Pr = 6$ ارائه شده است. همان طور که در این شکل ها قابل مشاهده است، در رایلی‌های پایین اثر نیروهای شناوری کم بوده و لذا حرکت سیال ناشی از چرخش استوانه خارجی است. این امر سبب می‌شود تا خطوط جریان و هم دما به صورت دوایری متحدالمرکز دیده شوند. با افزایش عدد رایلی، یکنواختی موجود در خطوط جریان در دو سمت فضای حلقوی شکل بین دو سیلندر از بین می‌رود. این پدیده در نتیجه افزایش اثرات نیروهای شناوری نسبت به نیروهای اینرسی ناشی از چرخش استوانه ی خارجی است. علاوه برآن، از ساختار خطوط هم دما می‌توان دریافت که افزایش عدد رایلی، موجب افزایش قابل توجه گرادیان دما و نیز نرخ انتقال حرارت در قسمت بالایی سیلندر درونی می‌شود؛ همچنین در مقادیر بالای عدد رایلی شاهد تفاوت در الگوی خطوط جریان و خطوط هم دما برای حالت‌های تک فازی و دوفازی هستیم.

در ضمن در نظر گرفتن حالت دوفازی منجر به پیش بینی بهتر انتقال حرارت نسبت به حالت تک فازی است. در حالت دو فازی شاهد تفاوت چشمگیرتری در حرارت منتقله بین استوانه های هم مرکز و غیر هم مرکز هستیم، در حالیکه در حالت تک فازی تفاوت چندانی در حرارت منتقله بین استوانه ها ملاحظه نمی‌شود.

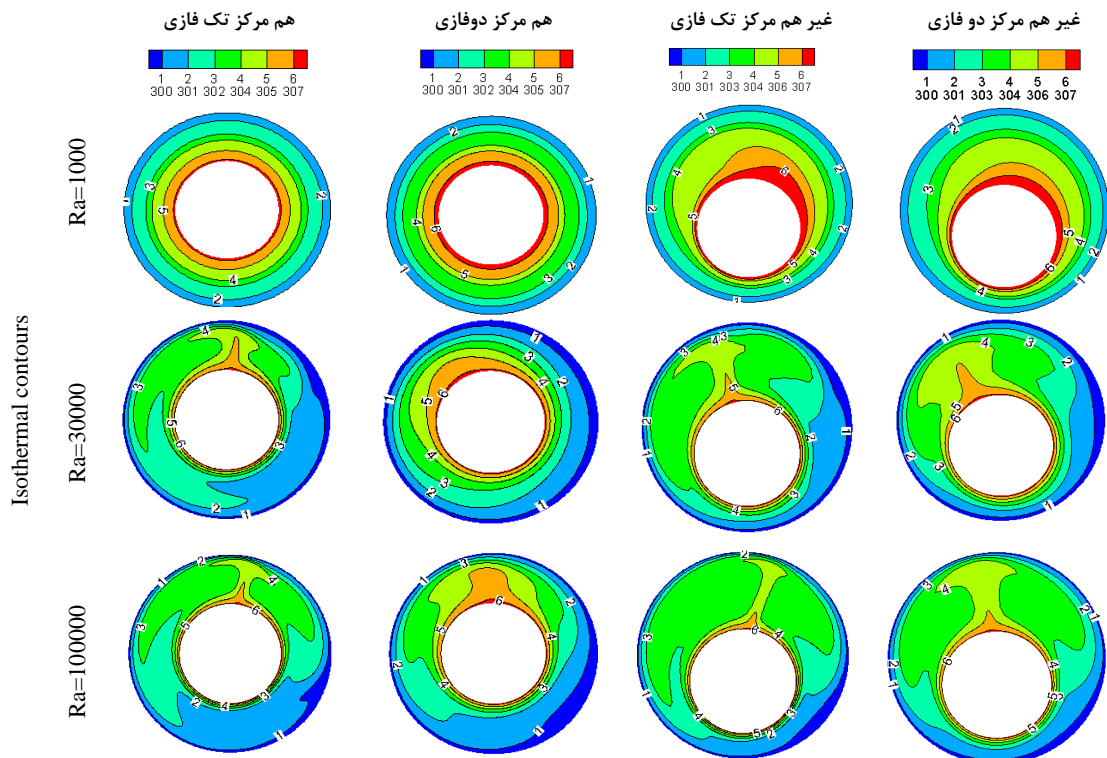


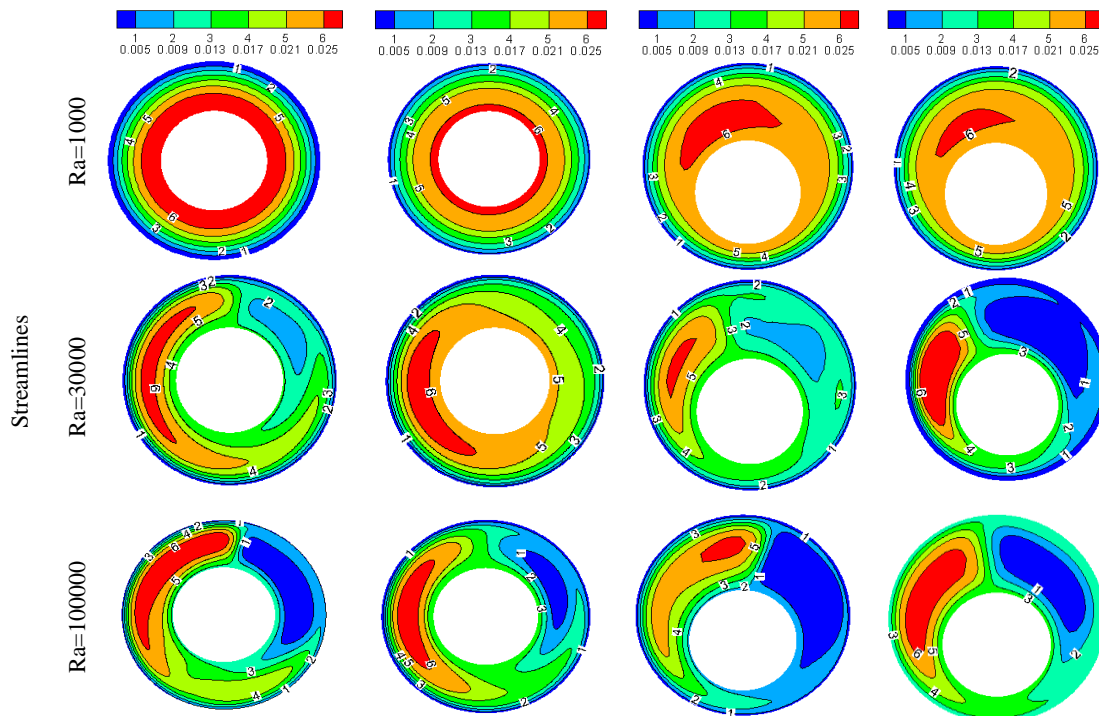
شکل ۶- مقایسه تاثیر تغییرات عدد رایلی روی نرخ انتقال حرارت کل از دیواره در حالات مختلف تک فازی و دوفازی برای استوانه های هم مرکز و غیر هم مرکز



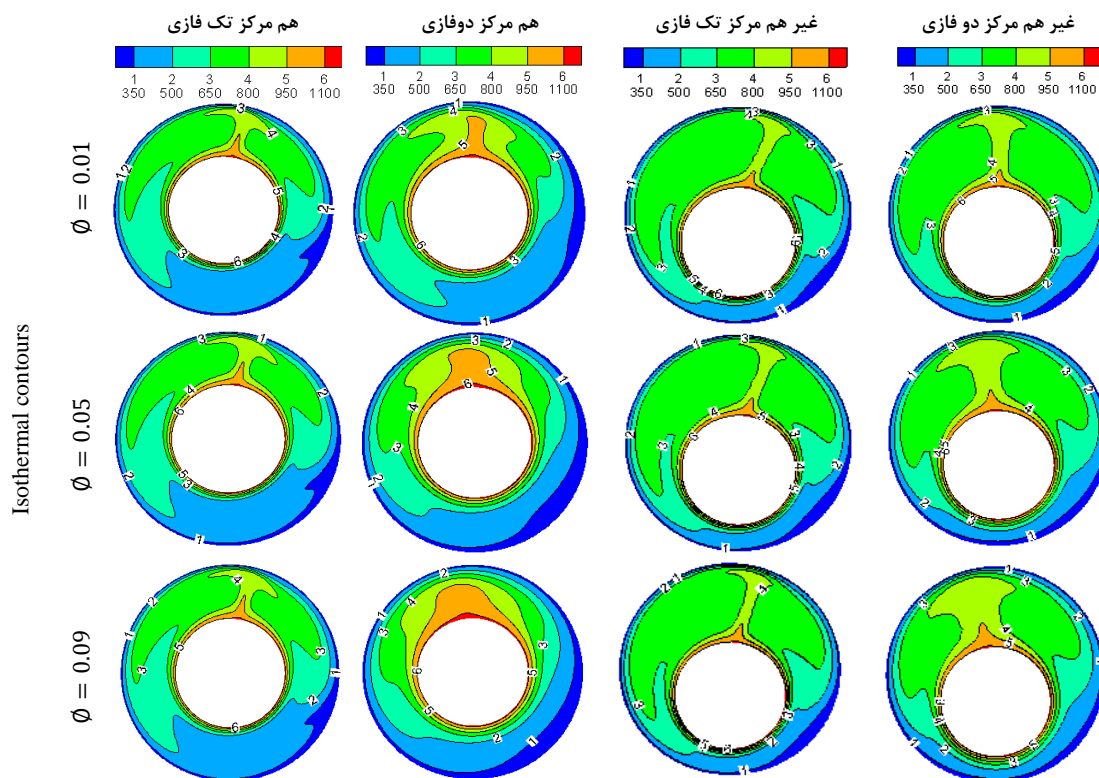
شکل ۷- مقایسه تاثیر تغییرات کسر حجمی روی نرخ انتقال حرارت کل از دیواره در حالات مختلف تک فازی و دوفازی برای استوانه های هم مرکز و غیر هم مرکز

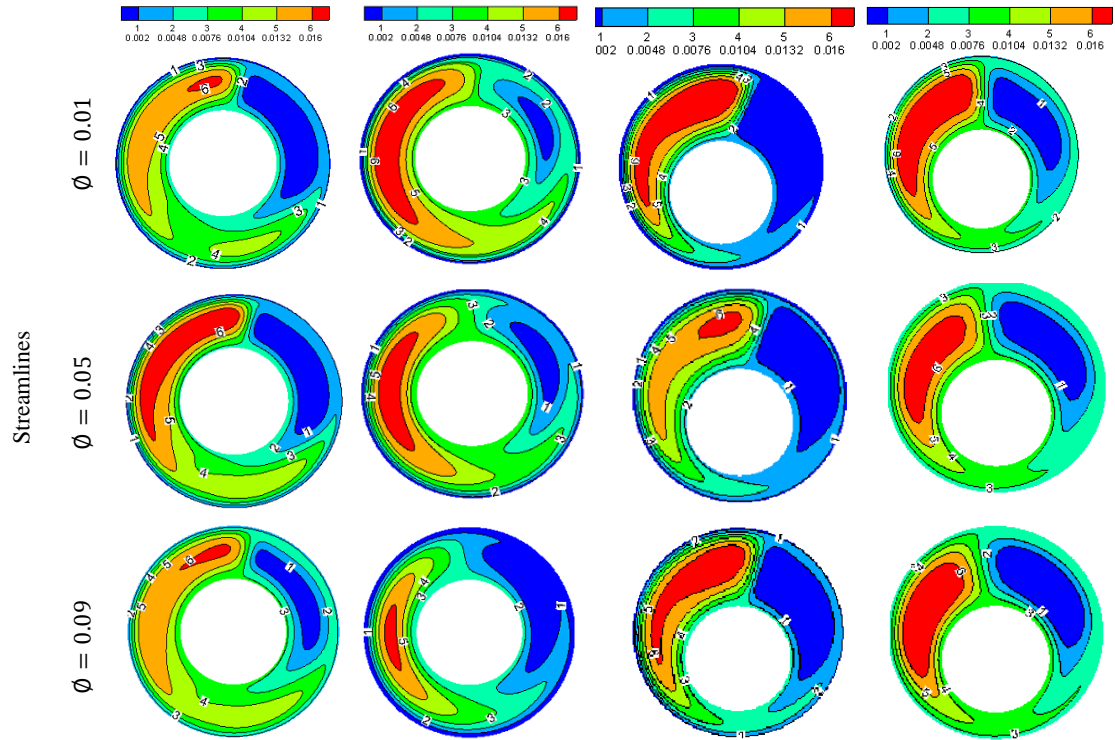
به منظور بررسی تاثیر کسر حجمی نانوذرات آلومینیوم اکسید بر نرخ انتقال حرارت و خطوط جریان و هم دما، شبیه سازی در کسر حجمی های ۰,۰۱ تا ۰,۰۹ درصد به ازای مقادیر ثابت $Re = 50$, $Ra = 10^5$, $pr = 6$ انجام شد. در شکل (۷) نتایج حاصل از تاثیر تغییر کسر حجمی روی نرخ انتقال حرارت کل در استوانه های هم مرکز و غیر هم مرکز در حالت های تک فازی و دوفازی ارائه شده است. به طور کلی سیالات متداولی که در زمینه انتقال حرارت استفاده می شوند، ضریب هدایت حرارتی پایینی دارند. ذرات نانو به دلیل بالا بودن ضریب هدایتی با توزیع در سیال پایه باعث افزایش ضریب هدایت حرارتی سیال که یکی از پارامترهای اساسی انتقال حرارت محسوب می شود، می گردند. همان طور که در نمودار قابل مشاهده است، افزایش کسر حجمی باعث افزایش نرخ انتقال حرارت در تمامی حالت ها می شود که این موضوع در حالت دوفازی برای استوانه های هم مرکز و غیر هم مرکز مشهودتر است؛ همچنین باتوجه به نمودار می توان دریافت که بیشترین نرخ انتقال حرارت در حالت های تکفازی و دوفازی، مربوط به استوانه های غیر هم مرکز است.



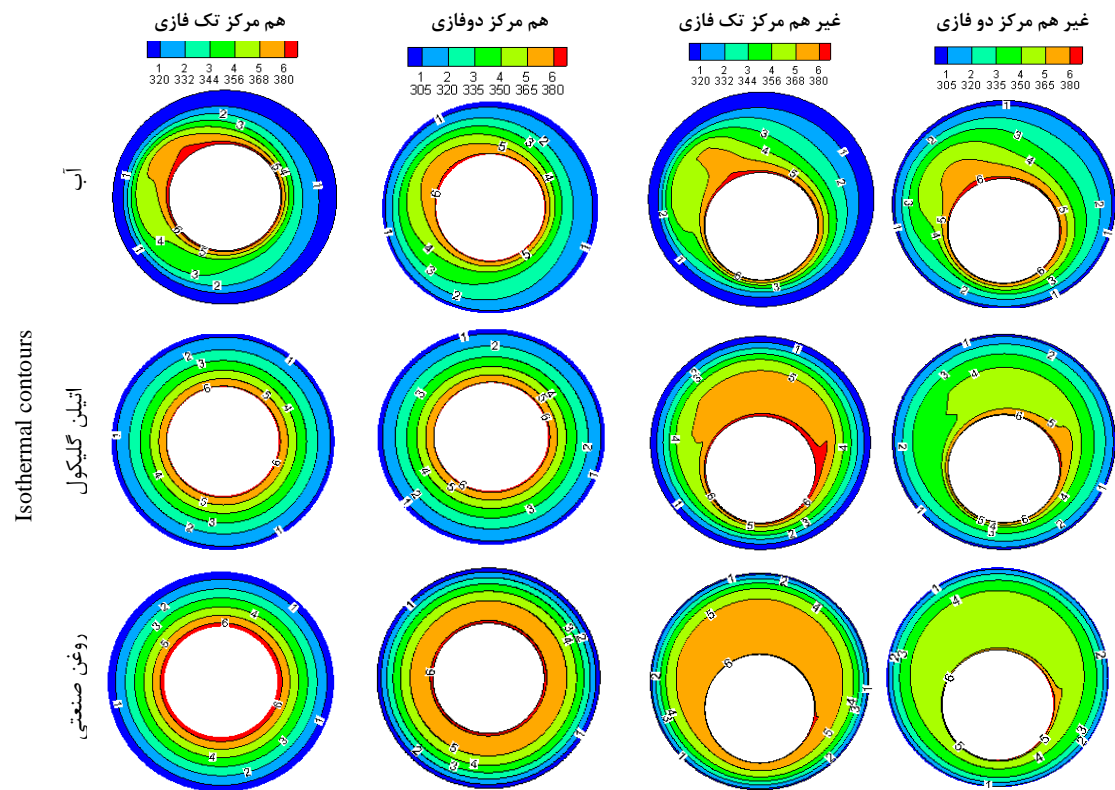


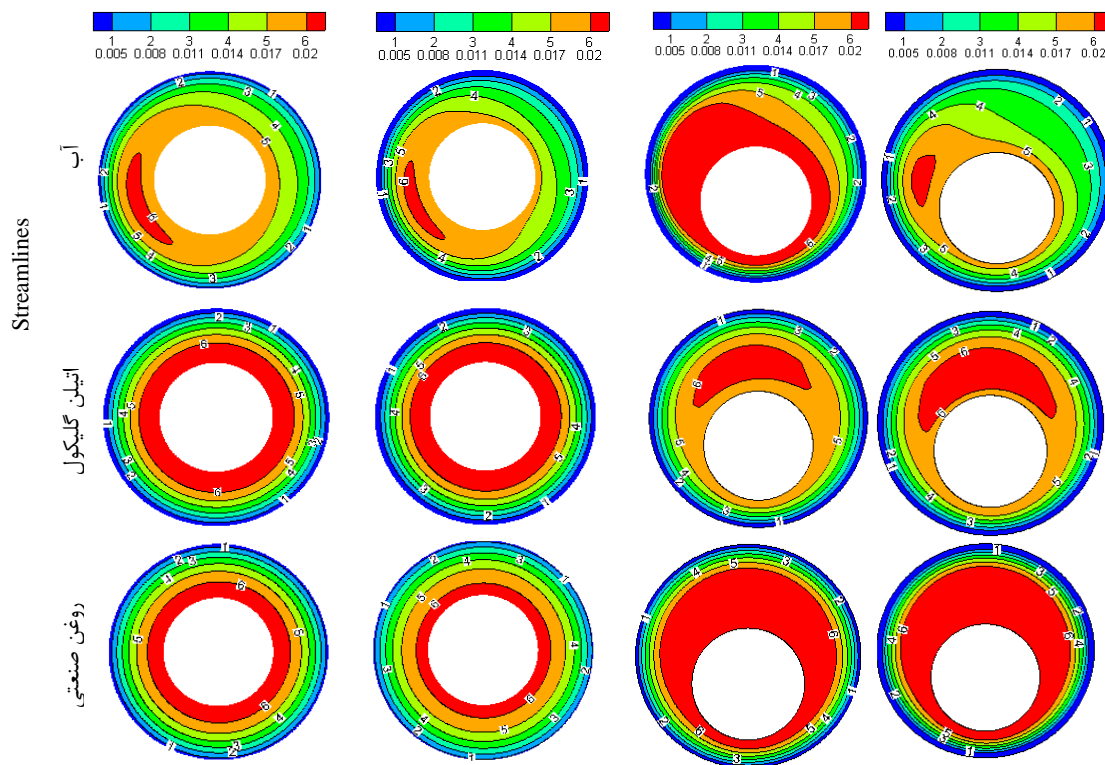
شکل ۸- اثر تغییرات عدد رایلی روی خطوط جریان و هم دما در $\phi=0.05$, $Pr = 6$, $Re = 50$





شکل ۹- اثر تغییرات کسر حجمی بر روی خطوط جریان و هم دما در $Re = 50, Pr = 6, Ra = 10^5$





شکل ۱۰- اثر تغییرات عدد پرنتل بر روی خطوط جریان و هم دما در $Re = 50, Ra = 10^5, \phi = 0.05$

جریان دارند که باعث شکل گیری جریان گردابه ای در اعداد پرنتل پایین می شود. با افزایش عدد پرنتل نسبت عدد گراشهف به مجذور عدد رینولدز در یک رابلی ثابت کاهش می یابد. این امر منجر به افزایش تاثیر جریان اجباری سیال می شود. دلایل بالا همراه با جریان اجباری با نیروهای شناوری مخالفت کرده و باعث کاهش در قدرت گردابه های ایجاد شده و در نهایت ناپدید شدن آن ها در اعداد پرنتل بالا می شود.

۵- نتیجه گیری

در این پژوهش انتقال حرارت مرکب نانو سیال آلومینیوم اکسید آب در یک فضای حلقوی هم مرکز و غیر هم مرکز ($ec=0.1$) با چرخش استوانه بیرونی به صورت عددی مورد مطالعه قرار گرفت و اثرات گروهی از اعداد بدون بعد و کسر حجمی نانو ذرات در دو حالت تک فازی و دو فازی بر روی خطوط جریان و هم دما بررسی شد و نتایج زیر بدست آمد:

۱- با افزایش عدد رینولدز نرخ انتقال حرارت در دیواره ها کاهش می یابد، به نحوی که در اعداد رینولدز بالا انتقال حرارت به طور عمده از نوع اجباری است.

۲- افزایش عدد رابلی باعث غیر یکنواخت شدن خطوط جریان و هم دما می شود و افزایش انتقال حرارت در دیواره ها را به

در شکل (۹) تاثیر تغییر کسر حجمی روی خطوط جریان و هم دما ارائه شده است. همان طور که در این شکل ها مشخص است، تغییر در الگوی خطوط هم دما به ویژه خطوط جریان در مقادیر بیشتر کسر حجمی در حالت دوفازی نسبت به حالت تک فازی ملموس تر است.

در این قسمت نتایج حاصل از تاثیر عدد پرنتل که نمایان گر نسبت نفوذ اندازه حرکت به نفوذ گرمایی است، روی خطوط جریان و هم دما ارائه شده است. برای بررسی اثر عدد پرنتل از سه سیال متفاوت آب، اتیلن گلیکول و روغن صنعتی در شرایط یکسان، $Re = 50, Ra = 10^5$ استفاده شده است که در بین این سیالات روغن صنعتی بیشترین و آب کمترین عدد پرنتل را دارند.

نتایج حاصل از شبیه سازی در شکل (۱۰) ارائه شده است. همان طور که در نتایج قابل مشاهده است. افزایش عدد پرنتل باعث از بین رفتن اثرات نیروهای شناوری و یکنواخت شدن خطوط جریان و خطوط هم دما می شود. با استفاده از مقادیر بی بعد بالا و برای مقدار ثابتی از عدد رابلی، نسبت عدد گراشهف به مجذور عدد رینولدز برای عدد پرنتل پایین قابل توجه است؛ بنابراین نیروهای شناوری نقش مهمتری در الگوی

مراجع

- [1] A. Mohanty, A. Tawfek and B. Prasad (1995) "Heat transfer from a rotating cylinder in crossflow," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 10, no. 1, pp. 54-61.
- [2] H. Ma, Z. Ding, Y. Cao, X. Lv, W. Lu, X. Shen and L. Yin (2015) "Characteristics of the heat transfer from a horizontal rotating cylinder surface," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 66, p. 235-242.
- [3] A. I. Alsabery, M. Ghalambaz, T. Armaghani, A. Chamkha, I. Hashim and M. Saffari Pour (2020) "Role of Rotating Cylinder toward Mixed Convection inside a Wavy Heated Cavity via Two-Phase Nanofluid Concept," *nanomaterials*, vol. 10, no. 6.
- [4] F. Selimefendigil and H. F. Öztop (2018) "Mixed convection of nanofluids in a three dimensional cavity with two adiabatic inner rotating cylinders," *Int. J. Heat and Mass Transf.*, vol. 117, pp. 331-343.
- [5] H. Abou-Ziyan, R. Ameen and K. Elsayed (2021) "fluid flow and convection heat transfer in concentric and eccentric cylindrical annuli of different radii ratios for Taylor-Couette-Poiseuille flow," *Advances in Mechanical Engineering*.
- [6] E. Abu-Nada, Z. Masoud and A. Hijazi (2008) "Natural convection heat transfer enhancement in horizontal concentric annuli using nanofluids," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 35, no. 5, pp. 657-665.
- [7] H. Dawood, H. Mohammed, N. A. Che Sidik, K. Munisamy and M. Wahid (2015) "Forced, natural and mixed-convection heat transfer and fluid flow in annulus: A review," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 62, pp. 45-57.
- [8] C. Qi, T. Luo, M. Liu, F. Fan and Y. Yan (2019) "Experimental study on the flow and heat transfer characteristics of nanofluids in double-tube heat exchangers based on thermal efficiency assessment," *Energy Conversion and Management*.
- [9] S. Aghakhani, B. Ghasemi, A. H. Pordanjani, S. Wongwises and M. Afrand (2018) "Effect of replacing nanofluid instead of water on heat transfer in a channel with extended surfaces under a magnetic field," *International J. Num. Meth. Heat & Fluid Flow*.
- [10] R. Sureshkumar, S. Tharves Mohideen and N. Nethaji (2013) "Heat transfer characteristics of nanofluids in heat pipes: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 20, no. 1, pp. 397-410.

همراه دارد. بیشترین انتقال حرارت مربوط به حالت دو فازی استوانه های غیر هم مرکز بود.

۳- افزایش عدد پرانتل باعث از بین رفتن اثرات نیروهای شناوری و یکنواخت شدن خطوط جریان و خطوط هم دما می شود.

۴- با افزایش کسر حجمی نانوذرات، ضریب هدایت حرارتی سیال افزایش می یابد که افزایش انتقال حرارت را به همراه دارد.

۵- واضح است که در تمامی موارد حالت دوفازی در استوانه های غیر هم مرکز بیشترین نرخ انتقال حرارت را به خود اختصاص داده است.

۶- علائم و اختصارات

c_p	ظرفیت گرمایی ویژه (j/kg.k)
D	شعاع متوسط (m)
D_B	ضریب پخش براونی
d_p	قطر نانو ذره (nm)
D_T	ضریب پخش حرارتی (m^2/s)
g	شتاب گرانش ($m.s^{-2}$)
k	هدایت حرارتی (w/m.k)
k_B	ثابت بولتزمن
n	ضریب شکل
p	فشار بی بعد
pr	عدد پرانتل
r	شعاع بی بعد
Ra	عدد رایلی
Re	عدد رینولدز
t	زمان (s)
T	دما ($^{\circ}k$)
T_0	دما مرجع ($^{\circ}k$)
V	سرعت (m/s)
ρ	چگالی (kg/m^3)
β	ضریب انبساط حجمی ($1/k$)
θ	دمای بی بعد
ν	لزجت سینماتیکی (m^2/s)
ϕ	کسر حجمی نانو ذرات
φ	مختصه زاویه ای در سامانه استوانه ای

- [22] T. Lee (1998) "Numerical study of mixed convection heat and fluid flow in annuli of heated rotating cylinders," *Int. J. Comput. Fluid Dyn.*, vol. 9, pp. 151-163.
- [23] F. Hassan Ali, H. K. Hamzah and A. Abdulkadhim (2018) "Numerical study of mixed convection nanofluid in an annulus enclosure between outer rotating cylinder and inner corrugation cylinder," *heat transfer*, vol. 48, no. 1, pp. 343-360.
- [24] W. El-Maghlany, . M. Abo Elazm, A. Shahata and Y. Eldrainy (2016) "Mixed convection in an eccentric annulus filled by copper nanofluid," *Thermal Science*, vol. 20, no. 5, pp. 1597-1608.
- [25] H. R. T. Bahrami and H. Safikhani (2020) "Heat transfer enhancement inside an eccentric cylinder with an inner rotating wall using porous media: a numerical study," *J. Therm. Anal. Calorim.*, vol. 141, p. 1905–1917.
- [26] M. Shirazi, . A. Shateri and M. Bayareh (2018) "Numerical investigation of mixed convection heat transfer of a nanofluid in a circular enclosure with a rotating inner cylinder," *J. Therm. Anal. Calorim.*, vol. 133, p. 1061–1073.
- [27] P. Gholamalipour, M. Siavashi and M. H. Doranehgard (2019) "Eccentricity effects of heat source inside a porous annulus on the natural convection heat transfer and entropy generation of Cu-water nanofluid," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 109.
- [28] H. Togun, T. Abdulrazzaq, S. Newaz Kazi, A. Badarudin, A. Kadhum and E. Sadeghinezhad (2014) "A review of studies on forced, natural and mixed heat transfer to fluid and nanofluid flow in an annular passage," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 39, pp. 835-856.
- [29] a. C. Y. I. Pak B. C.(1998) "Hydrodynamic and heat Transfer study of Dispersed Fluids With submicron Metallic Oxide particles," *Experimental Heat Transfer*, vol. 11(2), pp. 151-170.
- [30] E. J. Wasp, R. L. Gandhi and J. P. Kenny (1997) *Solid-liquid slurry pipeline transportation.*, Berlin: Trans Tech.
- [31] B. HC. (1952) "The viscosity of concentrated suspensions and solutions," *J. Chem. Phys.*, vol. 20, no. 5, p. 71–81.
- [32] j.-s. Yoo (1997) "Mixed convection of air between two horizontal concentric cylinders with a cooled rotating outer cylinder," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 41, pp. 293-302.
- [11] M. Muneeshwaran, G. Srinivasan, P. Muthukumar and C.-C. Wang (2021) "Role of hybrid-nanofluid in heat transfer enhancement – A review," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 125, p. 105341.
- [12] M. Elias, M.Miqdad, I.M.Mahbubul, R.Saidur, M. Kamalisarvestani, M. Sohel, ArifHepbasli, N. Rahim and M. Amalina (2013) "Effect of nanoparticle shape on the heat transfer and thermodynamic performance of a shell and tube heat exchanger," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 44, pp. 93-99.
- [13] M. Zheng, D. Han, F. Asif and Z. Si (2020) "Effect of Al₂O₃/water nanofluid on heat transfer of turbulent flow in the inner pipe of a double-pipe heat exchanger," *Heat and Mass Transfer*, vol. 56, p. 1127–1140, 2020.
- [14] S. Z. Heris, M. N. Esfahany and S. Etemad (2006) "Experimental investigation of convective heat transfer of Al₂O₃/water nanofluid in circular tube," *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 203–210, p. 28.
- [15] C. T. Nguyen, G. Roy, C. Gauthier and N. Galanis (2006) "Heat transfer enhancement using Al₂O₃–water nanofluid for an electronic liquid cooling system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, p. 1501–1506.
- [16] D. Mansoury, F. I. Doshmanziari, A. Kiani, A. J. Chamkha and M. Sharifpur (2018) "Heat transfer and flow characteristics of Al₂O₃/water nanofluid in various heat exchangers: Experiments on counter flow," *Heat Transfer Engineering*, vol. 41, pp. 220-234.
- [17] K. Khanafer and K. Vafai (2021) "Analysis of turbulent two-phase flow and heat transfer using nanofluid," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 124, p. 105219.
- [18] I. DJ Azzawi, A. F. Hasan and S. Gh Yahya, "Computational optimum design of natural convection in a concentric and eccentric annular cylinder using nanofluids," *J. Pwr Energ.*, 2022.
- [19] M. Akbari, N. Galanis and A. Behzadmehr (2011) "Comparative analysis of single and two-phase models for CFD studies of nanofluid heat transfer," *International J. Therm. Sci.*, vol. 50, no. 8, pp. 1343-1354.
- [20] M. Haghshenas Fard, M. Nasr Esfahany and M. Talaie (2010) "Numerical study of convective heat transfer of nanofluids in a circular tube two-phase model versus single-phase model," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, no. 1, pp. 91-97.
- [21] A. Abedini, S. Emadoddin and T. Armaghani (2018) "Numerical analysis of mixed convection of different nanofluids in concentric annulus," *Int. J. Num. Meth. Heat Fluid Flow*, vol. 29, no. 4, pp. 1506-1525.