

# اثر ابعاد هندسی در انتقال گرمای جابه جایی توأم در محفظه‌های تهویه شونده

بهزاد قاسمی\*

دانشکده فنی و مهندسی دانشگاه شهرکرد

(دریافت مقاله: ۸۰/۱/۲۷ - دریافت نسخه نهایی: ۸۱/۴/۲۳)

چکیده - در این مقاله انتقال گرمای جابه جایی توأم آزاد و اجباری در یک محفظه با مقطع مربعی به روش عددی بررسی شده است. محفظه از یک دیواره تحت تابش یکنواخت گرما بوده و توسط جریان یکنواخت خارجی تهویه می شود. این جریان از طرف دیواره گرم وارد شده و از دیواره مقابل خارج می شود. به کمک حل معادلات دو بعدی پیوستگی، ممنتوم و انرژی، میدانهای سرعت و دما و میزان انتقال گرما پیش بینی شده است. بررسیها به ازای عدد رینولدز ثابت،  $Re = 100$ ، و اعداد ریلی در محدوده  $0 \leq Ra \leq 10^7$  در حالت دایم انجام شده است. نتایج در ابتدا برای محفظه ای با نسبت طول به ارتفاع ثابت،  $AR = 2$ ، برای چهار موقعیت ورود و خروج جریان اجباری ارائه شده است. سپس برای یک وضعیت معین ورودی و خروجی نتایج برای محفظه هایی با نسبت طول به ارتفاع  $0.1$ ،  $0.25$ ،  $1$ ،  $4$  و  $10$  مقایسه شده است. نتایج نشان دهنده اثر ضعیف جابه جایی آزاد در انتقال گرما درون محفظه هایی است که مجاری ورود و خروج جریان در پایین محفظه بوده و با نسبت طول به ارتفاع آنها کمتر از یک باشد. این بررسی برای هوا با عدد پرانتل  $Pr = 0.71$  انجام شده است. نتایج عددی به دست آمده در پاره ای موارد با نتایج دیگران مقایسه شده است.

واژگان کلیدی: جابه جایی، آزاد، اجباری، محفظه، ریلی، تهویه

## Effects of Geometrical Dimension on Mixed Convection Heat Transfer in Cavities

B. Ghasemi

Department of Mechanical Engineering, Shahrekord University

**Abstract:** In this paper, mixed forced and natural convection heat transfer in a rectangular cavity has been numerically studied. The cavity receives a uniform heat flux from one side and is ventilated with a uniform external flow. The external flow enters the cavity from the heated side and leaves the cavity from the opposite side. The velocity and temperature fields and heat transfer rate are determined by solving the two-dimensional continuity, momentum and energy equations. In this research, steady-state flow with constant Reynolds number,  $Re=100$ , is considered. Rayleigh number is in the range of  $0 \leq Ra \leq 10^7$ . First, the results are presented for a cavity with constant aspect ratio,  $AR=2$ , and four different inlet and exit opening positions. Then cases with a fixed opening position and different aspect ratios including  $0.1$ ,  $0.25$ ,  $1$ ,  $4$  and  $10$  are modeled. In the cavities with opening in the bottom or cavities with aspect ratios less than one, the results show weak effects of natural convection on heat transfer. This research has been done for air as a working fluid ( $Pr = 0.71$ ). In some cases, the results are compared with those from previous studies.

**Keywords:** Convection, Natural, Forced, Cavity, Rayleigh, Ventilate

\* - استادیار

|            |                                 |                |                                                   |
|------------|---------------------------------|----------------|---------------------------------------------------|
| AR         | نسبت طول به ارتفاع محفظه، $L/H$ | Q              | متناسب با کل انتقال گرمای محفظه                   |
| B          | ارتفاع بی بعد دریچه، $h/H$      | $Q_f$          | متناسب با کل انتقال گرما از طریق جابه جایی اجباری |
| h          | ارتفاع دریچه                    | Ra             | عدد ریلی، $g\beta H^4 q / \alpha \nu k$           |
| H          | ارتفاع محفظه                    | Re             | عدد رینولدز، $u_0 H / \nu$                        |
| k          | ضریب هدایت سیال                 | t              | زمان                                              |
| L          | طول محفظه                       | T              | دما                                               |
| Nu         | عدد نوسلت موضعی                 | $u_0$          | سرعت جریان ورودی                                  |
| $\bar{Nu}$ | عدد نوسلت متوسط نرمالایزه شده   | $v, u$         | مؤلفه‌های x و y سرعت                              |
| p          | فشار                            | V, U           | سرعت‌های بی بعد، $u/u_0$ و $v/u_0$                |
| $p'$       | فشار اصلاح شده، $p + \rho gh$   | Y, X           | مختصات بی بعد، $x/H$ و $y/H$                      |
| P          | فشار بی بعد، $p' / \rho u_0^2$  | $\alpha$       | ضریب پخش گرمایی سیال                              |
| Pr         | عدد پرائتل، $\nu/\alpha$        | $\beta$        | ضریب انبساط حجمی گرمایی سیال                      |
| q          | شدت گرمای رسیده به دیوار        | $\theta_{max}$ | دمای بی بعد ماکزیمم                               |
| $\rho$     | دانسیتة سیال                    | $\tau$         | زمان بی بعد، $u_0 t / H$                          |
| $\theta$   | دمای بی بعد، $k(T-T_c)/qH$      | $\nu$          | ضریب لزجت سینماتیکی                               |
| $\theta_m$ | دمای بی بعد متوسط               |                |                                                   |

## ۱- مقدمه

در دو دهه گذشته به علت کاربردهای فراوان محققان توجه زیادی به جابه جایی توأم آزاد و اجباری داشته اند. یکی از این کاربردها در خنک شدن تجهیزات الکترونیکی است. کنترل دمای قطعات داخلی این دستگاهها از پارامترهای مهم در طراحی و ساخت آنهاست. گرمای تولید شده در این قطعات ممکن است به صورت جابه جایی آزاد به خارج از دستگاه منتقل شده و یا علاوه بر آن نیاز به برقراری جریان اجباری باشد. به عنوان ساده ترین حالت می توان به بررسی جریان آزاد بین دو صفحه موازی عمودی برای پیش بینی سرمایش طبیعی اشاره کرد [۱]. اثر وجود موانع بر جریان جابه جایی توأم آزاد و اجباری در کانال عمودی توسط هابچی و اشاریا [۲] بررسی شده است. تحقیقات زیادی نیز بر روی جابه جایی توأم در کانالها و محفظه های دارای منبعهای گرمایی انجام گرفته است.

این منبعهای گرمایی که می توانند مدلی از المانهای الکترونیکی باشند عامل ایجاد جابه جایی آزادند. هدف اصلی اکثر این مقالات بررسی اثر سرعت جریان اجباری بر میدان دما و نرخ انتقال گرماست [۳-۵].

کاربرد مهم دیگر جابه جایی توأم در طراحی گرمایی ساختمانهاست. در محاسبات تهویه ساختمان علاوه بر لزوم تعیین مشخصات سیستمهای مکانیکی تولید کننده جریان هوا مانند فن و کمپرسور، لازم است که ابعاد اتاق و مکانهای ورودی و خروجی هوا نیز به گونه ای مناسب انتخاب شوند. با مروری بر مقالات نوشته شده در این زمینه به نظر می رسد که کارهای زیادی در ارتباط با محفظه های تهویه شونده، حتی در سالهای اخیر انجام گرفته است. هامفری و تو [۶] جابه جایی ایجاد شده در محفظه ای با دماهای دیواره متفاوت را در حالی که یک دیواره متحرک است را به روش عددی بررسی کرده اند.

دیواره گرم وارد شده و از دیواره روبرو خارج می شود. عرض مجرای ورود و خروج هوا برابر بوده و یک چهارم ارتفاع محفظه است. معادلات بی بعد حاکم بر رفتار سیستم با فرض جریان دو بعدی آرام و تقریب بوزینسک عبارت اند از:

$$1- \text{پیوستگی} \quad \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0$$

$$2- \text{ممتوم X} \quad U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re}} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right)$$

$$3- \text{ممتوم Y} \quad U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}} \left( \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{\text{Ra}}{\text{PrRe}^2} \theta$$

$$4- \text{انرژی} \quad U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{\text{PrRe}} \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right)$$

در معادلات فوق خواص سیال به جز چگالی آن در تقریب بوزینسک ثابت فرض شده است. شرایط  $U=V=0$  روی دیواره ها،  $U=1$  و  $V=0$  در ورودی و  $\frac{\partial U}{\partial X}=0$  و  $V=0$  در خروجی به عنوان شرایط مرزی هیدرودینامیکی و  $\frac{\partial \theta}{\partial n}=0$  روی دیواره های عایق و خروجی (n مؤلفه عمود بر سطح)،  $\theta=0$  در ورودی و  $\frac{\partial \theta}{\partial X}=-1$  روی دیواره تحت تابش گرما به عنوان شرایط مرزی گرمایی در حل معادلات استفاده می شوند. گفتنی است که در خصوص شرط مرزی سرعت در خروجی، علاوه بر فرض جریان توسعه یافته که در اینجا منظور شده است، می توان پروفیل سرعت در خروجی را با ورودی یکسان گرفت. اثر دو شرط مرزی فوق توسط پاپانیکولا و جالوریا [5] در مقاله ای در خصوص سرمایش قطعات الکترونیکی واقع در محفظه مربعی با جریان تهویه بررسی شده است. نتایج آنها نشان دهنده تغییر جزئی میدان سرعت نزدیک خروجی در دو حالت است. این در حالی است که در میزان انتقال گرما تغییر محسوسی دیده نشده است.

از حل معادلات فوق میدان سرعت و دما معین می شود. میزان انتقال گرما در قالب عدد نوسلت قابل بیان است. نوسلت موضعی روی دیوار عبارت است از:

$$\text{Nu} = \frac{qH}{k(T_H - T_C)} = \frac{1}{\theta_{(X=0)}}$$

که در این معادله  $T_C$  دمای جت هوای سرد و  $T_H$  دمای

محاسبات برای جریان مغشوش انجام شده است و اثر متقابل جابه جایی آزاد و اجباری بررسی شده است. بررسی عددی مشابهی توسط سافی و لوک [7] بر جریان توأم در محفظه مربعی که توسط جریان هوای گرم تهویه می شود انجام شده است. در این مقاله نیز اثر جابه جایی آزاد در میزان نفوذ جریان گرم خارجی در کل محفظه پیش بینی شده است. راجعی و هاسنایویی [8] جریان توأم در داخل محفظه مربعی که از یک طرف تحت تابش انرژی است را به طریق عددی حل کرده اند. در این بررسی برای محفظه ای با ابعاد هندسی ثابت به ازای اعداد  $\text{Re}$  و  $\text{Ra}$  متغیر، میدان سرعت و دما و شدت انتقال گرما محاسبه شده است. محاسبات برای دو وضعیت قرار گرفتن دریچه های ورودی و خروجی انجام گرفته است و در هر حالت بر اساس اعداد  $\text{Re}$  و  $\text{Ra}$  مکانیزم حاکم بر جریان جابه جایی پیش بینی شده است.

با توجه به مقالات بررسی شده به نظر می رسد علی رغم کارهای زیاد انجام شده در این زمینه همچنان کاستیهایی در آن دیده می شود که تحقیقات بیشتری را طلب می کند. از جمله می توان به اثر ابعاد هندسی محفظه اشاره کرد که کمتر مورد توجه محققان بوده است. این در حالی است که ابعاد محفظه می تواند نقش مهمی در تهویه مناسب آن داشته باشد. با توجه به این مطلب، هدف اصلی این مقاله بررسی اثر طول محفظه در قالب عدد بی بعد  $\text{AR}$  در میدان سرعت و دما و میزان انتقال گرماست. علاوه بر اینکه در ابتدا بررسی بر روی موقعیت مجاری ورود و خروج هوا می شود. در هر مورد از این بررسیها تاثیر جریانهای جابه جایی آزاد و جریانهای اجباری بر یکدیگر پیش بینی خواهد شد.

## ۲- صورت مسئله و معادلات حاکم

تصویر شماتیک محفظه با چهار آرایش مجاری ورود و خروج هوا در شکل (۱) نشان داده شده است. این محفظه از یک طرف تحت تابش انرژی با شدت ثابت است و از جهات دیگر عایق فرض می شود. جریان ثابت هوای خنک از سمت

دیواره گرم است. با انتگرال گیری از معادله فوق نوسلت متوسط، که معیاری از کل انتقال گرماست، به دست می آید. عدد نوسلت متوسط نرمالایزه شده روی دیواره گرم را به صورت زیر تعریف می کنیم :

$$\overline{Nu} = \frac{Q}{Q_f} = \frac{1}{Q_f} \int_B \frac{1}{\theta(X=0)} dY$$

که  $Q_f$  متناسب با کل انتقال گرما در غیاب جابه جایی آزاد و تنها توسط جابه جایی اجباری است و مانند  $Q$  به ازای  $Ra = 0$  به دست می آید.

### ۳- روش عددی

معادلات دیفرانسیل حاکم به یکدیگر مرتبط بوده و باید به طور همزمان حل شوند. برای حل عددی این معادلات از روش اختلاف محدود مبتنی بر حجم معیار و الگوریتم سیمپل استفاده شده است. فرمولبندی به صورت "کاملاً" ضمنی در زمان بوده و جملات جابه جایی و پخش به صورت توانی مدل شده اند [۹]. برای اجرای روش عددی فوق برنامه ای به زبان فورتن نوشته شد و اجزای زیادی برای کنترل برنامه انجام گرفت. شکل (۲) اثر تعداد نقاط شبکه را بر روی ماکزیمم دما در محفظه ای با ورود جریان از پایین و خروج آن از بالا برای  $Re=100$ ،  $Ra = 10^5$  و  $AR=1$  نشان می دهد. با توجه به اجزای انجام شده، در محاسبات نظر به ابعاد محفظه از شبکه های با حداقل ۳۰۰۰ گره استفاده شده است. کوچکتر شدن ماکزیمم باقیمانده جرمی در هر حجم کنترل از  $10^{-9}$  به عنوان شرط همگرایی در نظر گرفته شده است. محاسبات بر روی رایانه شخصی پنتیوم (۲) با سرعت ۳۳۰ مگا هرتز انجام گرفته و ماکزیمم زمان سی پی یو در هر اجرا ۲ ساعت است.

### ۴- نتایج

به عنوان اولین قدم، کد رایانه ای نوشته شده با مقایسه نتایج حالت ساده جابه جایی آزاد در محفظه مربعی با حل دقیق دوئل دیویس [۱۰] کنترل شد. جدول (۱) برای  $Ra = 10^5$

مقادیر نوسلت روی دیواره،  $Nu_0$ ، نوسلت روی صفحه میانی،  $Nu_m$ ، و تابع جریان در مرکز محفظه،  $\Psi_{mid}$  به دست آمده از برنامه حاضر را با نتایج مرجع فوق مقایسه کرده است. با کمک برونمایی ریچاردسون جوابهای دقیقتر محاسبه شده و مرتبه خطا پیش بینی شده است. روش فوق تقریباً از مرتبه ۲ بوده و جوابها از دقت مناسبی برخوردارند.

در مرحله بعد جریان جابه جایی اجباری در یک کانال عمودی با منبع گرمایی روی یکی از دیواره ها بررسی شده است. تغییرات عدد نوسلت متوسط بر حسب عدد رینولدز در شکل (۳) نشان داده شده و با نتایج الپیدرو و همکارانش [۳] مقایسه شده است. توافق خوب مقادیر نقطه قوتی برای برنامه حاضر است.

به عنوان آخرین کنترل، نتایج حاصل از برنامه موجود با نتایج ارائه شده در مرجع [۸] مقایسه شده است. در مقاله فوق جابه جایی توأم در محفظه مربعی با شرایط مشابه با مسئله حاضر ولی با ابعاد هندسی ثابت ( $AR = 2$ ) بررسی شده است. شکل (۴) تغییرات کل گرمای منتقل شده به محفظه را در غیاب جابه جایی آزاد ( $Ra = 0$ ) بر حسب عدد رینولدز نشان می دهد. شکل (۵) نیز مربوط به اثر تغییرات  $Re$  در دمای متوسط سیال به ازای  $Ra = 10^5$  است. اختلافها در حد قابل قبول بوده و به نظر می رسد این تفاوتها در اثر استفاده از روشهای عددی متفاوت است.

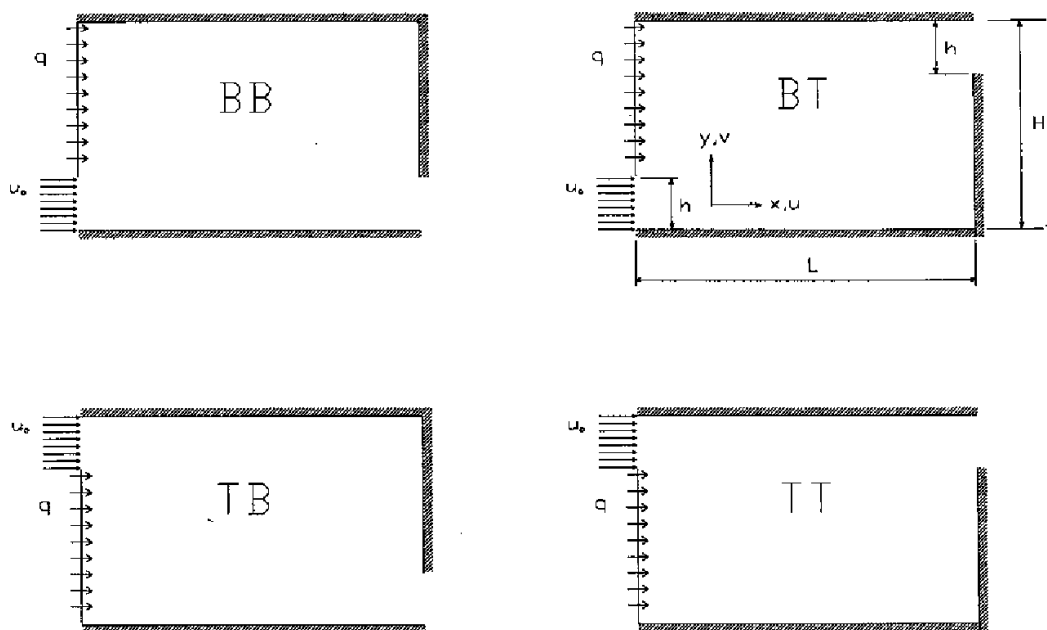
نتایج مسئله حاضر در دو بخش ارائه می شود. در بخش اول برای محفظه ای با ابعاد هندسی ثابت بررسیها در چهار آرایش مختلف مجاری ورود و خروج هوا انجام خواهد شد. با توجه به شکل (۱) در اینجا به این چهار وضعیت با علائم اختصاری  $BT$  ورود از پایین و خروج از بالا،  $BB$  ورود و خروج از پایین،  $TT$  ورود و خروج از بالا و  $TB$  ورود از بالا و خروج از پایین، اشاره خواهد شد. در بخش بعدی اثر ابعاد هندسی را در محفظه  $BT$  بررسی خواهیم کرد.

#### الف- اثر موقعیت ورودی و خروجی

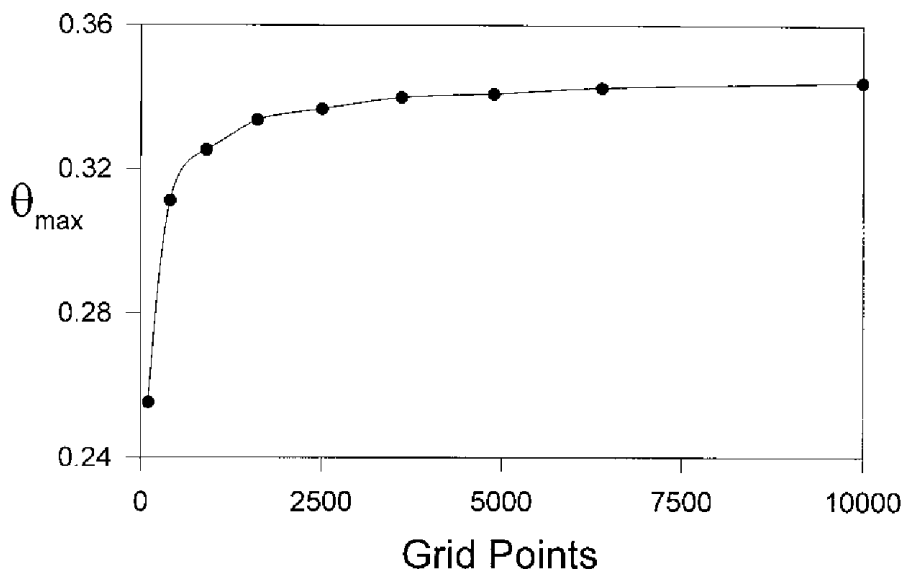
شکلهای (۶) الی (۹) برای محفظه ای با نسبت طول به

جدول ۱- بررسی برنامه رایانه‌ای و تعیین مرتبه خطا با مسئله جا به جایی آزاد ( $Ra=10^5$ )

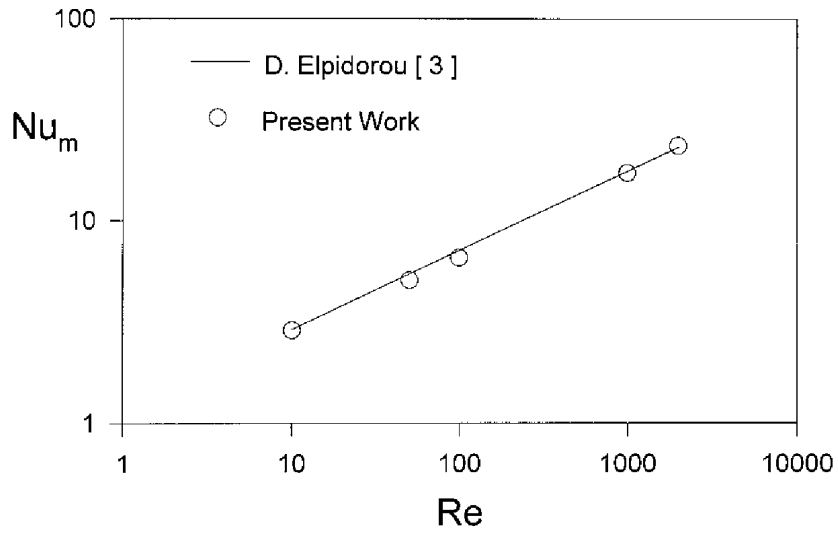
| درصد خطا | مرجع [۱۰] | محاسبه حاضر |                    |                    |                   |                  |              |
|----------|-----------|-------------|--------------------|--------------------|-------------------|------------------|--------------|
|          |           | مرتبه خطا   | برونبایی ریچاردسون | $\Delta x=0.00625$ | $\Delta x=0.0125$ | $\Delta x=0.025$ |              |
| ۰/۲۴     | ۴/۵۰۹     | ۱/۹۴        | ۴/۵۲۰              | ۴/۵۲۷              | ۴/۵۴۶             | ۴/۶۱۹            | $Nu_0$       |
| ۰/۰۴     | ۴/۵۱۹     | ۱/۹۱        | ۴/۵۲۱              | ۴/۵۲۶              | ۴/۵۳۹             | ۴/۵۸۸            | $Nu_m$       |
| -۰/۱۳    | ۱۲/۸۳     | ۱/۶۱        | ۱۲/۸۱۵             | ۱۲/۸۴۰             | ۱۲/۸۹۱            | ۱۳/۰۴۵           | $\Psi_{mid}$ |



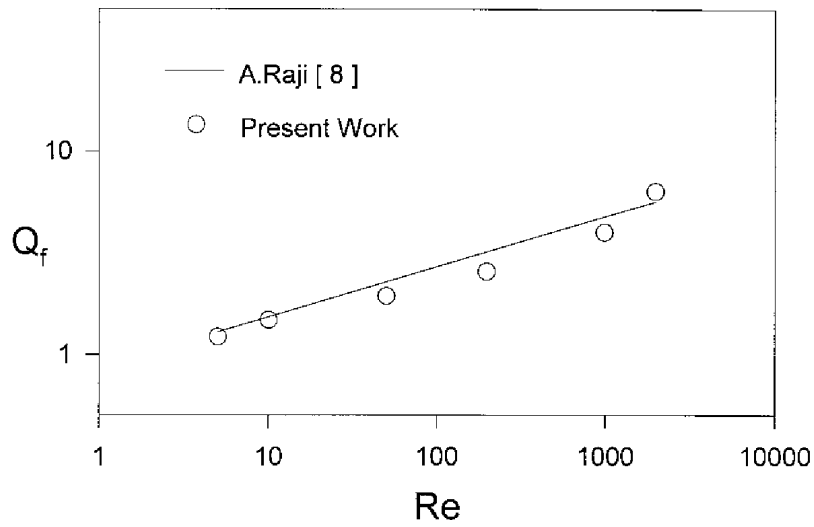
شکل ۱- تصویر ساده محفظه با وضعیتهای مختلف مجاری ورود و خروج جریان سیال



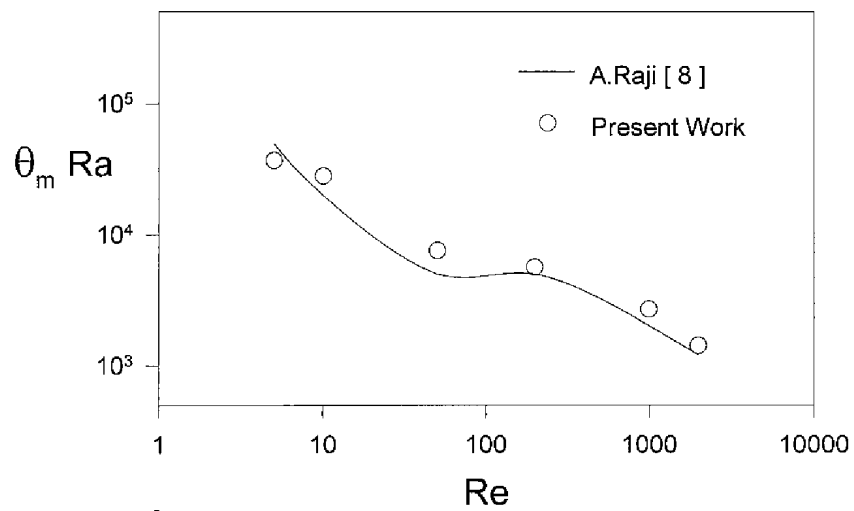
شکل ۲- اثر تعداد نقاط شبکه در دمای ماکزیمم سیال



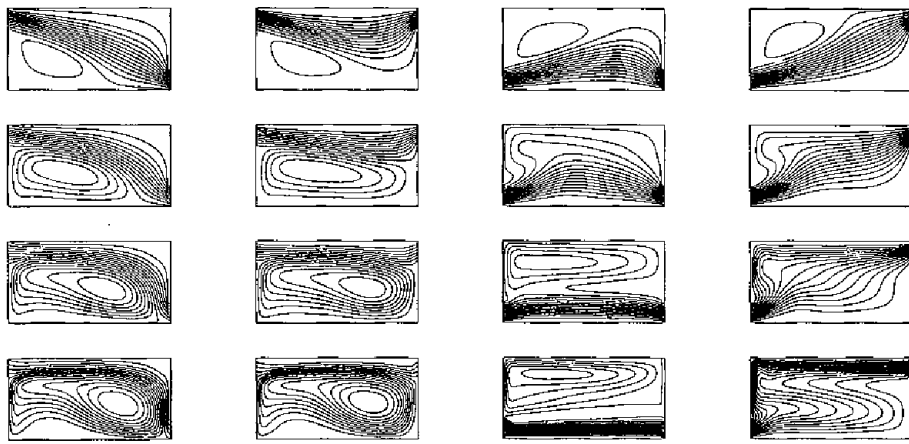
شکل ۳- مقایسه عدد نوسلت متوسط در جابه جایی اجباری در کانال قائم



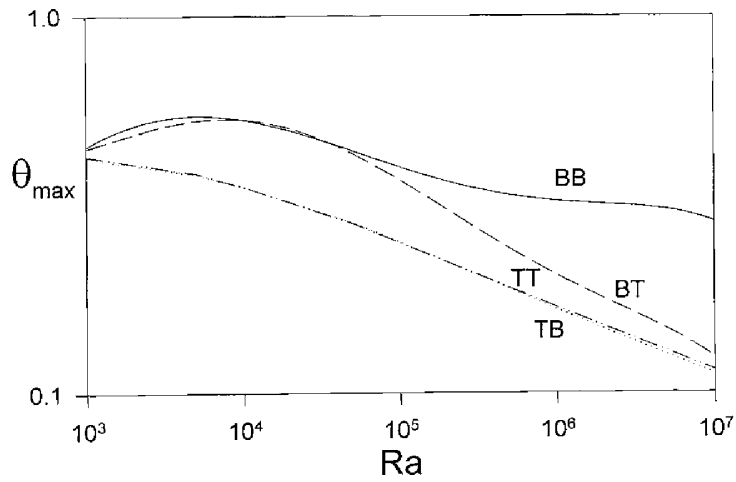
شکل ۴- مقایسه گرمای منتقل شده از طریق جابه جایی اجباری در محفظه مربعی



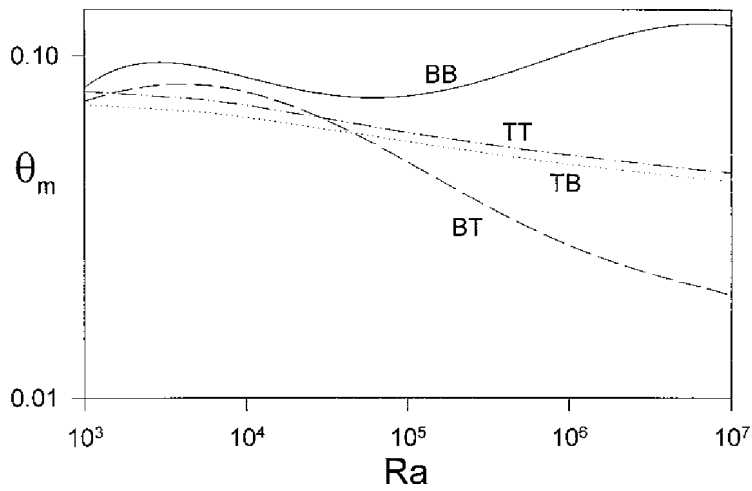
شکل ۵- مقایسه دمای متوسط سیال در جابه جایی توأم در محفظه مربعی (Ra=10<sup>5</sup>)



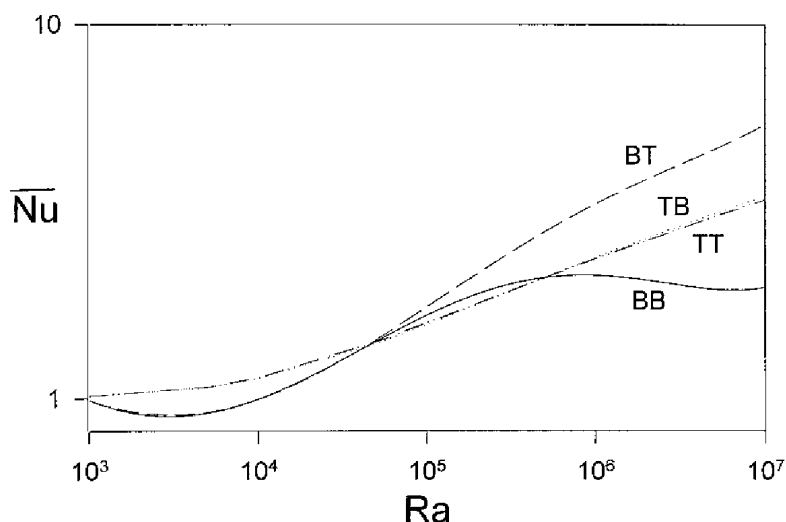
شکل ۶- اثر جابه جایی آزاد در خطوط جریان محفظه با چهار آرایش ورود و خروج هوا (از بالا به پایین عدد ریلی برابر ۰،  $10^0$ ،  $10^6$  و  $10^7$ )



شکل ۷- اثر عدد ریلی و موقعیت ورود و خروج هوا در دمای ماکزیمم سیال ( $AR=2$ )



شکل ۸- اثر عدد ریلی و موقعیت ورود و خروج هوا در دمای متوسط سیال ( $AR=2$ )



شکل ۹- اثر عدد ریلی و موقعیت ورود و خروج هوا در نوسلت متوسط نرمالایزه شده ( $AR=2$ )

طوری که در  $Ra = 10^7$  عملاً این گردابه‌ها از جریان اجباری ورودی به محفظه جدا می‌شوند. دو شکل (۶-ج) و (۶-د) مربوط به وضعیت‌های TT و TB است که در آن جریان هوای سرد از بالای دیواره گرم وارد محفظه می‌شوند. در این دو حالت با افزایش عدد ریلی جریان‌های طبیعی باعث ایجاد گردابه‌هایی در ناحیه پایینی محفظه شده و قسمت اعظم جریان هوای سرد از بالای این گردابه‌ها حرکت می‌کند.

تغییرات ماکزیمم دمای سیال ( $\theta_{max}$ ) که در مجاور دیواره گرم شونده اتفاق می‌افتد، با عدد ریلی در شکل (۷) دیده می‌شود. این شکل نیز برای چهار وضعیت ورود و خروج جریان هوای سرد رسم شده است. رفتار منحنی‌ها برای اعداد ریلی کمتر از  $10^3$  تقریباً یکسان بوده و بنابراین این در شکل رسم نشده است. همان‌طور که در این شکل دیده می‌شود در حالتی که هوا از بالا وارد شود دمای ماکزیمم کمتر خواهد بود. علاوه بر اینکه با این شرایط در هر دو وضعیت خروجی (TT و TB) تغییرات یکسانی به چشم می‌خورد. علت این امر را می‌توان با توجه به نمودارهای خطوط جریان که در شکل‌های قبل ارائه شد جستجو کرد. با افزایش ریلی و تقویت جریان‌های جابه‌جایی آزاد، سیال مجاور دیواره گرم به سمت بالا حرکت کرده و توسط هوای سرد ورودی از دیواره دور می‌شود و این امر

ارتفاع ۲ و عدد ریلی برابر ۱۰۰ در چهار وضعیت مجاری ورود و خروج جریان هوا رسم شده‌اند. در شکل (۶) خطوط جریان این وضعیت‌ها آورده شده است. هر دسته از نمودارهای این شکل برای چهار مقدار عدد ریلی، به ترتیب از بالا به پایین برابر  $10^5, 10^6, 10^7, 10^8$  رسم شده است. شکل (۶-الف) حالت BT را نشان می‌دهد. به ازای  $Ra = 0$  یعنی در غیاب جابه‌جایی آزاد خطوط جریان به صورت خطوطی باز از ورودی تا خروجی امتداد یافته‌اند و تنها نفوذ ناچیزی از جریان اجباری به گوشه محفظه به چشم می‌خورد. با افزایش عدد  $Ra$ ، در اثر سبک شدن سیال مجاور دیواره گرم، جریان‌های جابه‌جایی آزاد به سمت بالا ایجاد می‌شود. در نتیجه سیال از دور دست‌جاگزین آن می‌شود. این امر در خطوط جریان کشیده شده به سمت دیواره گرم به چشم می‌خورد. به طوری که در اعداد  $Ra$  بالا جریان قوی جابه‌جایی آزاد باعث می‌شود که قسمت چشمگیری از جریان سرد ورودی به دیواره گرم محفظه برگشت کند. شکل (۶-ب) برای محفظه BB رسم شده است. در  $Ra = 0$  نفوذ جریان سرد ورودی به ناحیه بالای محفظه کم بوده ولی با افزایش  $Ra$ ، این جریان به قسمت‌های بالایی محفظه کشیده می‌شود. با افزایش بیشتر عدد ریلی در اثر جابه‌جایی طبیعی گردابه‌های بسته‌ای در بالای محفظه ایجاد شده به



باعث کاهش دمای مجاور دیواره می شود. این در حالی است که در حالتی که هوای ورودی از زیر دیواره گرم وارد شود جریانهای جابه جایی آزاد باعث دور شدن سیال گرم از جریان هوای سرد می شود. به همین دلیل حتی کمی افزایش  $\theta_{max}$  با افزایش ریلی در دو حالت BT و BB دیده می شود. البته با تقویت بیشتر جریانهای طبیعی قسمتی از جریان سرد ورودی به مجاور دیواره گرم کشیده شده و این امر باعث کاهش ماکزیم دمای سیال مجاور دیواره گرم می شود. این پدیده به خصوص در حالت BT، همان طور که از خطوط جریان در شکل (۶-الف) دیده می شود، نقش مهمی در کاهش  $\theta_{max}$  دارد.

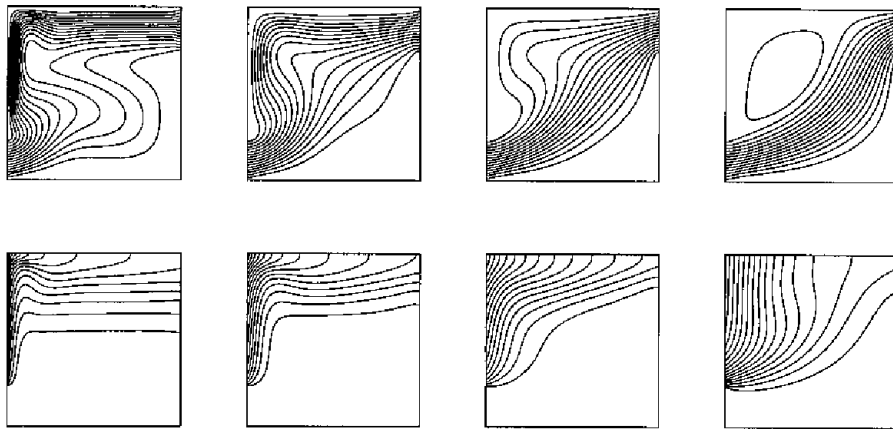
در شکل (۸) اثر عدد ریلی و وضعیت ورود و خروج هوا بر روی دمای متوسط سیال ( $\theta_m$ ) درون محفظه رسم شده است. در این شکل نیز در دو حالت TT و TB با افزایش ریلی  $\theta_m$  کاهش می یابد که البته شیب تغییرات آن نسبت به شکل قبل که  $\theta_{max}$  را نشان می داد کمتر است. علاوه بر اینکه تفاوت دو منحنی مشهود است. همان طور که از این شکل دیده می شود آرایش BT در اعداد ریلی متوسط و بالا دارای بهترین وضعیت ورود و خروج هوا برای کاهش دمای متوسط محفظه است. این در حالی است که در آرایش BB عدد ریلی اثر عکس داشته و  $\theta_m$  را افزایش می دهد. دلیل این امر همان طور که در شکل (۶-ب) دیده می شود ایجاد گردابه های مجزای جابه جایی آزاد از جریان اجباری هوای سرد در اعداد ریلی بالا است.

شکل (۹) برای بهتر مشخص شدن اثر جابه جایی آزاد در جریان داخل محفظه رسم شده است. در این شکل تغییرات میزان انتقال گرما نسبت به حالتی که فقط جابه جایی اجباری در محفظه باشد ( $Ra = 0$ ) در قالب عدد نوسلت دیده می شود.  $\bar{Nu}$  تا  $Ra = 10^3$  برای تمامی محفظه ها تقریباً یک بوده و با افزایش عدد ریلی شروع به تغییر می کند. منحنیهای محفظه های با ورودی از بالا (TB و TT) بر هم منطبق بوده و با افزایش  $Ra$  جریانهای جابه جایی آزاد موجب تقویت نرخ انتقال گرما و افزایش نوسلت در آنها می شود. منحنیهای مربوط به

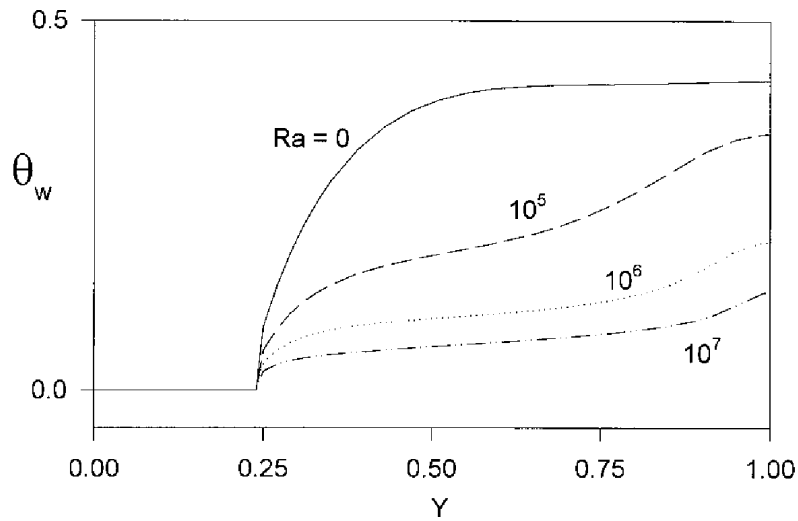
محفظةهای با ورودی پایین (BT و BB) نیز تا حوالی  $Ra = 10^5$  بر هم منطبق بوده و پس از آن از یکدیگر جدا می شوند. همان طور که از این شکل دیده می شود در ابتدا افزایش عدد ریلی باعث کاهش عدد نوسلت شده که این بیانگر نقش منفی جابه جایی آزاد در انتقال گرماست. در حالتی که ورود هوا از بالای محفظه است، کوچکترین جریان جابه جایی آزاد باعث ملحق شدن هوای گرم با جریان خارجی و افزایش انتقال گرما از محفظه می شود. به همین دلیل از ابتدا افزایش  $\bar{Nu}$  دیده می شود. این در حالی است که اگر ورودی هوا از پایین باشد، جابه جایی های آزاد ضعیف باعث دور شدن هوای گرم از جریان خارجی شده و سپس با افزایش  $Ra$  جابه جایی های آزاد قوی شده و بر جریان خارجی اثر می گذارد و باعث افزایش انتقال گرما و در نتیجه عدد نوسلت می شود، به خصوص در حالت BT که جریانهای جابه جایی آزاد تاثیر چشمگیری در انتقال گرما خواهد داشت.

#### ب- اثر ابعاد هندسی:

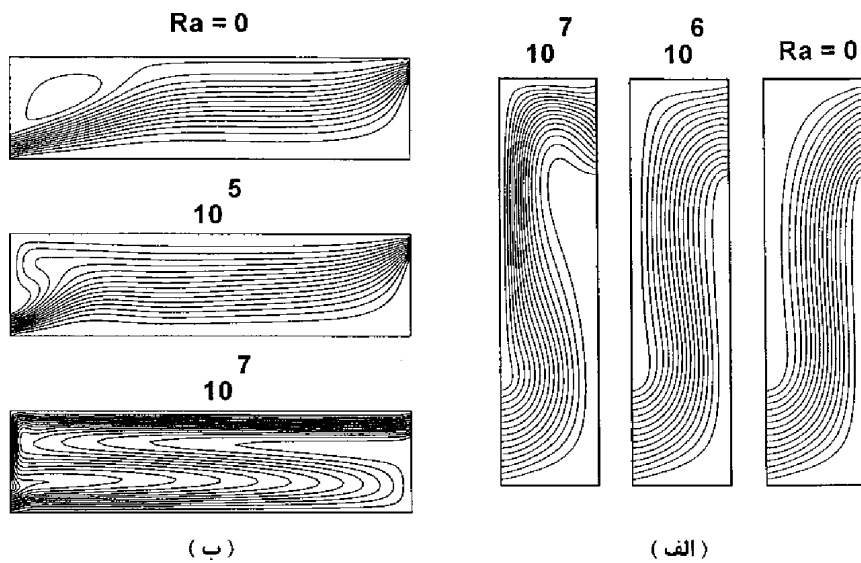
بررسیهای قسمت قبل نشان داد که ورود هوا از پایین و خروج آن از بالای محفظه (حالت BT) از لحاظ انتقال گرمای مؤثرتر است. حال در این قسمت برای این محفظه اثر ابعاد هندسی بررسی می شود. شکلهای (۱۰) الی (۱۵) به ازای عدد رینولدز ثابت،  $Re = 100$ ، برای پنج محفظه با طولهای متفاوت و اعداد ریلی تا  $10^7$  رسم شده است. شکل (۱۰) اثر عدد ریلی را در خطوط جریان و خطوط همدمای محفظه ای با طول و ارتفاع مساوی ( $AR = 1$ ) نشان می دهد. این شکل برای چهار عدد ریلی، به ترتیب از راست به چپ برابر  $10^7, 10^6, 10^5, 10^4$  رسم شده است. در اینجا نیز اثرات جریانهای جابه جایی آزاد با افزایش عدد ریلی در منحنیهای خطوط جریان مشخص است. اثر افزایش ریلی در خطوط همدمای نیز که در زیر خطوط جریان رسم شده است دیده می شود. خطوط همدمای در غیاب جابه جایی آزاد ( $Ra = 0$ ) بیانگر انتقال گرمای هدایتی در جهت افقی از کناره دیواره گرم شده تا اواسط محفظه و سپس ترکیب



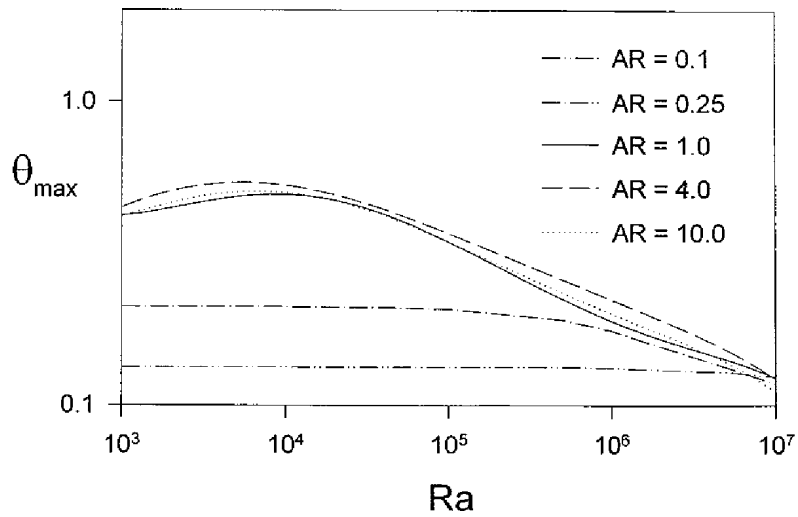
شکل ۱۰- اثر جابه جایی آزاد در خطوط جریان (بالا) و خطوط همدمما (پایین) در محفظه با طول و ارتفاع برابر (از راست به چپ عدد ریلی برابر  $0$ ،  $10^0$ ،  $10^6$  و  $10^7$ )



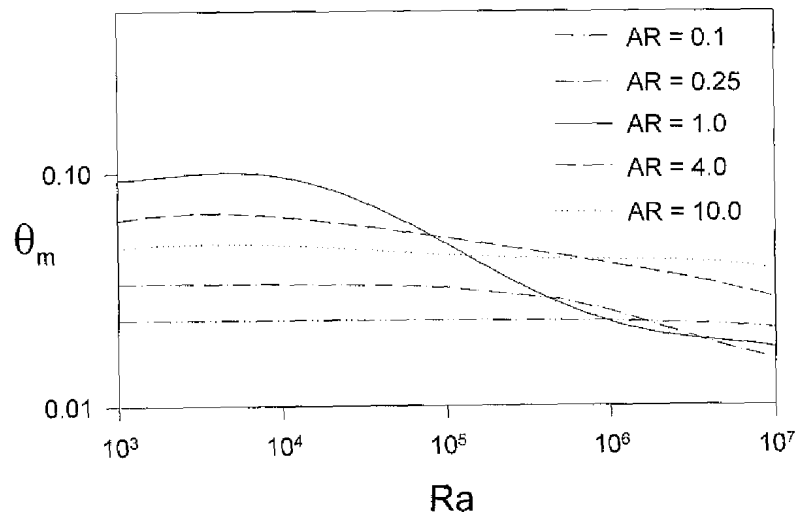
شکل ۱۱- تغییرات دمای سیال مجاور دیواره گرم با فاصله از کف (محفظة BT و  $AR=1$ )



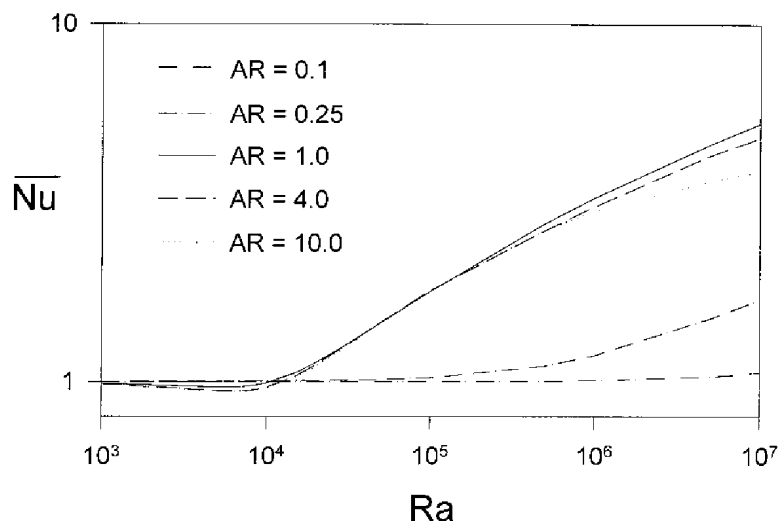
شکل ۱۲- اثر جابه جایی آزاد در خطوط جریان در محفظه‌های: (الف)  $AR=0.25$  و (ب)  $AR=4$



شکل ۱۳- اثر عدد ریلی و ابعاد محفظه (BT) در دمای ماکزیمم سیال



شکل ۱۴- اثر عدد ریلی و ابعاد محفظه (BT) در دمای متوسط سیال



شکل ۱۵- اثر عدد ریلی و ابعاد محفظه (BT) در عدد نوسلت متوسط نرمالایزه شده

آن با انتقال گرمای جابه جایی حاصل از حرکت سیال است. این در حالی است که در اعداد ریلی بالا حرکت سیال از نزدیک دیواره گرم باعث شده که خطوط همدم فقط مجاور دیوار به صورت عمودی بوده و سریعاً افقی می شوند.

شکل (۱۱) برای بهتر مشخص شدن تغییرات دمای سیال مجاور دیواره گرم با عدد ریلی بر حسب فاصله از کف محفظه رسم شده است. همان طور که از این منحنیها دیده می شود، با دور شدن از محل ورود هوای سرد دما افزایش می یابد. هر چه عدد ریلی بزرگتر باشد و جابه جایی های آزاد قویتر شوند میزان این افزایش کمتر است. به عبارتی جابه جایی های آزاد، با دور کردن سیال گرم مجاور دیوار، باعث جلوگیری از افزایش بیش از حد دمای دیواره می شود.

شکل (۱۲) خطوط جریان را برای محفظه های با نسبت طول به ارتفاع ۲۵/۰ و ۴ نشان می دهند. همان طور که در شکل (۱۲-الف) دیده می شود برای محفظه بلند افزایش عدد ریلی به راحتی نمی تواند بر ساختار جریان اثر گذارد. به همین دلیل در  $Ra = 10^6$  هنوز تغییرات چشمگیری در منحنیها مشاهده نمی شود. به نظر می رسد علت این امر عبور جریان هوای سرد ورودی از حوالی دیواره گرم و در نتیجه جلوگیری از رشد جریانهای جابه جایی آزاد است. البته با تقویت جریانهای آزاد در حالت  $Ra = 10^7$  جریان هوای ورودی به سمت دیواره گرم کشیده شده و سپس از محفظه خارج می شود. این در حالی است که این تغییرات تأثیر چندانی بر شکل کلی جریان نگذاشته و انتظار می رود در میزان انتقال گرما نیز اثر چندانی نداشته باشد. شکل (۱۲-ب) مربوط به  $AR = 4$  است. در این حالت حرکتهای جابه جایی آزاد تأثیر زیادتری بر ساختار جریان دارد. به طوری که در  $Ra = 10^5$  خطوط جریان بالایی به خوبی به سمت دیواره گرم کشیده شده است. در  $Ra = 10^7$  تقریباً تمامی خطوط جریان به سمت این دیواره تمایل پیدا کرده اند. به عبارتی در این حالت تمامی جریان هوای سرد به سمت دیواره گرم رفته و سپس از محفظه خارج می شود.

تغییرات ماکزیمم دمای سیال، که در مجاور دیواره گرم شونده اتفاق می افتد، با عدد ریلی در شکل (۱۳) دیده می شود. این شکل برای پنج محفظه مختلف رسم شده است. برای محفظه هایی که طول آنها برابر یا بزرگتر از ارتفاعشان است ( $AR = 1, 4, 10$ ) منحنیها رفتار مشابهی را نشان می دهند.  $\theta_{max}$  با افزایش  $Ra$  ابتدا کمی زیاد شده و سپس کاهش می یابد. این نشان دهنده نقش ناچیز و حتی تا حدودی منفی جابه جایی آزاد در اعداد ریلی کوچک است. در اعداد ریلی بالا، همان طور که در شکلهای خطوط جریان دیده شد، جریان هوای سرد ورودی به طرف دیواره گرم کشیده شده و باعث کاهش دمای سیال مجاور دیواره و در نتیجه  $\theta_{max}$  می شود. در مورد محفظه های بلند ( $AR = 0.1, 0.25$ ) با توجه به اینکه جریان هوای ورودی مجبور است از نزدیک دیواره گرم عبور کند  $\theta_{max}$  نسبت به حالتی قبل کاهش دارد. این کاهش در  $AR = 0.1$  چشمگیرتر است. در این حالتها، همان گونه که در شکل (۱۲-الف) نیز دیده شد، جابه جایی آزاد کمتر می تواند در رفتار سیستم مؤثر باشد. به طوری که در  $AR = 0.1$  منحنی  $\theta_{max}$  تقریباً افقی است.

در شکل (۱۴) اثر اعداد  $Ra$  و  $AR$  بر روی دمای متوسط سیال در محفظه رسم شده است. اثر  $Ra$  بر روی  $\theta_m$  تقریباً مشابه اثر آن بر  $\theta_{max}$  است. با این تفاوت که در اینجا برای محفظه های با نسبت طول به ارتفاع ۱، ۴ و ۱۰ مقادیر  $\theta_m$  اختلاف مشهودی دارند. عدد ریلی در محفظه با طول و ارتفاع مساوی بیشترین اثر را روی کاهش دمای متوسط سیال دارد. این امر نشان دهنده تأثیرپذیری زیاد جریان در این محفظه از جابه جایی آزاد است. این در حالی است که در محفظه های خیلی طویل ( $AR = 10$ ) و خیلی بلند ( $AR = 0.1$ ) اثر جابه جایی آزاد در میزان دمای متوسط جزئی است.

شکل (۱۵) تغییرات عدد نوسلت متوسط نرمالایزه شده را با عدد ریلی برای محفظه های مختلف نشان می دهد.  $\overline{Nu}$  ابتدا برای تمامی محفظه ها تقریباً یک بوده و تغییرات آن بسته به ابعاد محفظه در اعداد ریلی مختلفی آغاز می شود. با توجه به

این منحنی می توان مکانیزم حاکم بر انتقال گرمای توأم را برای هر محفظه در اعداد ریلی مختلف پیش بینی کرد.

## ۵- نتیجه گیری

جریان آرام جابه جایی توأم در محفظه ها به طریق عددی حل شد. اثر محللهای ورود و خروج جریان اجباری، ابعاد محفظه و عدد ریلی بر روی میدان سرعت و دما و میزان انتقال گرما بررسی شد. بررسی انجام شده بر روی موقعیتهای مجاری ورود و خروج هوا نشان داد که در حالتی که ورودی جریان از بالای محفظه باشد محل خروجی جریان نمی تواند تاثیر چندانی بر میزان انتقال گرما و نیز دمای ماکزیمم و متوسط سیال داشته باشد. در عوض در حالتی که جریان اجباری از پایین محفظه وارد شود، محل خروجی جریان می تواند تاثیر به سزایی در پارامترهای مسئله داشته باشد. در این حالت، اگر هوا از بالای محفظه خارج شود (BT) با افزایش عدد ریلی جابه جایی آزاد باعث تهویه مناسبتر محفظه خواهد شد. به عبارتی در این حالت دمای متوسط سیال کاهش قابل توجهی داشته و نوسلت متوسط افزایش چشمگیری از خود نشان می دهد. بنابر این به نظر می رسد که ورود هوا از پایین و خروج آن از بالای محفظه در بین وضعیتهای بررسی شده باعث

## مراجع

1. Nakamura, H., Asoko, Y., and Naitou, T., "Heat Transfer by Free Convection Between two Parallel Flat Plates," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 5, pp. 39-58, 1982.
2. Habchi, S., and Acharya, S., "Laminar Mixed Convection in a Partially Blocked, Vertical Channel," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, No. 11, pp. 1711-1722, 1986.
3. Elpidorou, D., Prasad V., and Modi, V., "Convection in a Vertical Channel with a Finite Wall Heat Source," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 34, No. 2, pp. 573-578, 1991.
4. Mahaney, H. V., Incropera F. P., and Ramadhyani, S., "Comparison of Predicted and Measured Mixed Convection Heat Transfer From an Array of Discrete Sources in a Horizontal Rectangular Channel," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 33, No. 6, pp. 1233-1245, 1990.
5. Papanicolaou, E., Jaluria, Y., "Mixed Convection From Simulated Electronic Components at Varying Relative Positions in a Cavity," *ASME, Journal of Heat Transfer*, Vol. 116, pp. 960-970, 1994.
6. Humphrey, J. A. C., and To, W. M., "Numerical Simulation of Buoyant Turbulent Flow, I: Free Convection Along a Heated, Vertical, Flat Plate; II: Free and Mixed Convection in a Heated Cavity," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, No. 4, pp. 513-610, 1986.
7. Safi M. J., and Loc, T. P., "Development of Thermal Stratification in a Two-Dimensional Cavity: A Numerical Study," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, No. 14, pp. 2017-2024, 1994.

8. Raji, A., and Hasnaoui, M., "Mixed Convection Heat Transfer in a Rectangular Cavity Ventilated and Heated From the Side," *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 33, pp. 533-548, 1998.
9. Patankar, S. V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, Washington, D. C., 1980.
10. De Vahl Davis, G., "Natural Convection of Air in a Square Cavity: A Benchmark Numerical Solution," *International Journal of Numerical Methods in fluids*, Vol. 3, pp. 249-264, 1983.