مقايسه ضريب موضعي انتقال حرارت جابجايي آزاد از استوانه‌هاي افقي در رديف‌هاى عمودي و مايل

مهدي اشجعي[*1] , تورج يوسفي[2] و حسين شكوهمند[3]

[1]دانشيار دانشكده مهندسي مكانيک ـ پرديس دانشكده‌هاي فني ـ دانشگاه تهران

[2]استاديار گروه مهندسي مكانيک ـ دانشكدة فني ـ دانشگاه رازي كرمانشاه

[3]استاد دانشكده مهندسي مكانيک ـ پرديس دانشكده‌هاي فني ـ دانشگاه تهران

(تاريخ دريافت ۸۵/۴/۳, تاريخ دريافت روايت اصلاح شده ۸۵/۱۱/۲۱ , تاريخ تصويب ۸۶/۳/۱۹)

چكيده

انتقال حرارت جابجايي آزاد از رديف‌هاى عمودي و مايل استوانه‌هاى هم دماي افقي در هوا به صورت تجربي و عددي بررسي شده است. بررسي تجربي توسط تداخل سنج ماک – زندر انجام گرفته و از کد عددي فلوئنت براي مطالعة عددي استفاده شده است. بررسي‌ها براي فاصله عمودي و افقي به ترتيب از ۲ تا ۵ و از ۰ تا ۲ برابر قطر استوانه‌ها انجام پذيرفته است. عدد رايلي بر اساس قطر استوانه از $۱۰^{۳}$ تا $۱۰^{۳} \times ۳$ تغيير كرده است. اثر فاصله عمودي و افقي استوانه‌ها و عدد رايلي بر انتقال حرارت موضعي از هر استوانه مطالعه شده است. از نتايج بررسي‌ها ديده مي‌شود كه ضريب موضعي انتقال حرارت جابجايي براي هر استوانه شديداً به موقعيت آن استوانه نسبت به ديگر استوانه‌ها بستگي دارد. اين تغييرات ضريب انتقال حرارت موضعي توسط تأثير مشخصه‌هاى سرعت و دماي توده هواي گرم توضيح داده مي‌شوند.

واژه هاي كليدي: جابجايي آزاد - تداخل سنج - ماک - زندر - رديف استوانه ها

مقدمه

انتقال حرارت جابجايي آزاد از رديف استوانه‌هاى افقي به علت كاربردهاي بي‌شمار در مهندسي، مورد توجه محققان بسياري بوده است. از جمله اين كاربردها مي‌توان به مبدل‌هاى حرارتي، سيستم‌هاى گرمايش هوا، خنک كاري قطعات الكترونيكي و كندانسور يخچال‌ها اشاره نمود.

انتقال حرارت از يک استوانه [۱ـ ۶] در رديف استوانه‌ها با انتقال حرارت از يک استوانه تنها كاملاً متفاوت است. اين تفاوت به دليل تأثير مشخصه‌هاى سرعت و دماي سيال در اطراف استوانه‌هاى مجاور در رديف استوانه‌ها است. اولين تحقيق در مورد انتقال حرارت از رديف استوانه‌ها توسط اكرت و سوهانگن [۷] انجام شده است.آنها از تداخل سنج ماک ـ زندر براي مطالعة انتقال حرارت جابجايي آزاد از سه استوانه دما ثابت با چيدمان همراستا و ناهمراستا استفاده كردند. در حالت رديف عمودي همراستا مشاهده شده كه تودة هواي گرم اطراف استوانه‌هاى بالايي انتقال حرارت را از اين استوانه‌ها كاهش مي‌دهد. در رديف ناهمراستا، انتقال حرارت از استوانه مياني بيشتر از استوانه پاييني و بالايي است. ليبرمن و گيبهارت [۸] به صورت تجربي اثر متقابل رديف‌هاى مايل شامل سيم‌هاى داغ با شار حرارتي ثابت را در زاوياي ۰° تا ۹۰° نسبت به افق بررسي كردند. بزرگي عددگراشف در اين تحقيقات از مرتبه $۱۰^{-۱}$ بود.

افزايش يا كاهش نرخ انتقال حرارت در استوانه‌هاى پايين دست نتيجه دو اثر متضاد است كه از توده هواي گرم تشكيل شده توسط استوانه‌هاى بالادست ناشي مي‌شود. در حقيقت، جريان هواي ايجاد شده توسط استوانة بالادست همانند يک ميدان جابجايي اجباري براي استوانه‌هاى پايين دست عمل مي‌كند. از طرف ديگر، توده هواي گرم ايجاد شده باعث كاهش اختلاف دما بين استوانه‌هاى پايين دست و هواي مجاور آنها مي‌شود. اثر اول كه باعث افزايش انتقال حرارت از استوانه‌هاى پايين دست مي‌شود، در فواصل زياد ايفاي نقش مي‌كند. اثر دوم، كه انتقال حرارت را از استوانه‌هاى پايين دست كاهش مي‌دهد، در فواصل كم داراي اهميت است. اين رفتار توسط نتايج تئوري گيبهارت و همكاران [۹] براي توده هواي گرم روي يک سيم داغ توضيح داده شده است. در اين آزمايش‌ها مشخص شده است كه درجه حرارت مركز توده هواي گرم،با عكس توان سه پنجم فاصله از بالاي منبع كاهش

* نويسنده مسئول : تلفن : ۶۱۱۱۴۰۳۴ , فاكس : ۸۸۰۱۳۰۲۹ , Email: ashjaee@ut.ac.ir

می‌یابد، در حالیکه سرعت مرکز توده هواي گـرم بـا تـوان یک پنجم فاصله از بالاي منبع افزایش می‌یابد. پس از یک فاصله بحراني به بعد، اثرات سرعت بر اثرات افزایش درجـه حرارت غلبه می‌کند.

مرستوس [۱۰] انتقال حرارت جابجایي آزاد را از ردیـف استوانه‌های افقي با شار حرارتي ثابـت و در محـدوده عـدد گراشف از ۷۵۰ تا ۲۰۰۰ به صورت تجربـي مـورد بررسـي قرار داد. در این بررسي مشخص گردید که درجـه حـرارت سطح با فاصـله گـرفتن از ابتـداي ردیـف در فواصـل کـم استوانه‌ها افزایش و در فواصل زیاد استوانه کاهش می‌یابـد. نتایج مشابهي توسـط اسـپارو ونیـدامر [۱۱]، کـه بررسـي تجربي را بر روي ردیف عمودي از دو استوانه دمـا ثابـت را براي اعداد رایلي در محدوده ۲×۱۰^{۴} تـا ۲×۱۰^{۵} انجـام دادند، به دست آمده است. در ایـن تحقیـق همچنـین اثـر اختلاف درجه حرارت بین استوانه‌ها بر مشخصه‌های انتقال حـرارت بررسـي شـده اسـت. از ایـن بررسـي‌ها مشـخص گردیده است که اختلاف درجه حرارت بـین اسـتوانه‌ها در فواصل کم استوانه‌ها با اهمیت است.

اسپارو و بوزنیک [۱۲] مطالعه تجربـي را بـراي بررسـي انتقال حرارت جابجایي آزاد از ردیف ده تـایي اسـتوانه‌های افقي دما ثابت، در محدوده اعداد رایلـي بـین ۲×۱۰^{۴} تـا ۲×۱۰^{۵} انجـام داده‌انـد. آنهـا مشـاهده کردنـد کـه ناهمراستایي انتقال حـرارت از اسـتوانه بـالایي را افـزایش می‌دهد. با این وجود محدوده اعداد رایلي مورد اسـتفاده از اعداد رایلي موارد عملي بیشتر است.

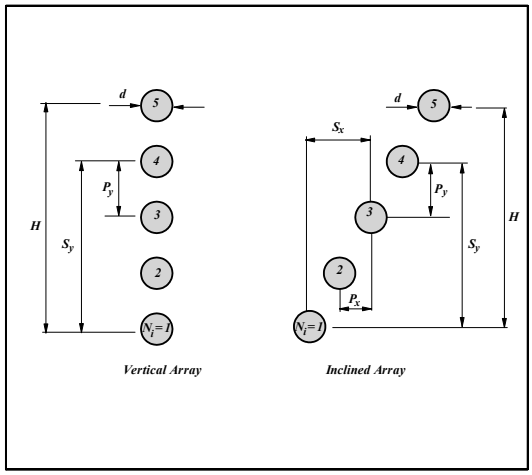
تاکورا و همکاران [۱۳] انتقال حـرارت جابجـایي آزاد از ردیف‌های دو، سه و پنج تـایي از استـوانه‌های افقـي دمـا ثابت را در محدوده اعداد گراشف بین ۴×۱۰^{۴} تـا ۲×۱۰^{۵}، بررسي کرده‌اند. اثرات فاصله استوانه‌ها و تعداد استوانه-ها بررسي شده است.

صادق صادقیپور و عاشقي [۱۴] انتقال حرارت جابجایي آزاد را از ردیف‌های دو تا هشت تایي استوانه‌های افقي دما ثابت در محدوده عـدد رایلـي بـین ۵۰۰ تـا ۷۰۰ بررسـي کرده‌انـد. در ایـن مطالعـه اثـر عـدد رایلـي و فاصـله بـین استوانه‌ها بر انتقال حرارت از استوانه‌ها بررسي شده است.

چویخ و همکاران [۱۵، ۱۶] انتقال حرارت جابجایي آزاد را از ردیف دوتایي استوانه‌های افقي دما ثابـت بـه صـورت تجربي و عددي بررسي کرده‌اند. نتایج آنان با کارهاي قبلي مطابقت دارد.

اخیراً کورسیونه [۴] انتقـال حـرارت جابجـایي آزاد را از ردیف عمودي استوانه‌های افقـي بصـورت عـددي بررسـي کرده است. این بررسي براي ردیف‌هایي شامل دو تا شـش استوانه و با فاصله بـین اسـتوانه‌ها از ۲ تـا ۵۰ برابـر قطـر استوانه انجام شده است. محدوده تغییـرات عـدد رایلـي از ۵×۱۰^{۲} تا ۵×۱۰^{۵} است. در این مطالعه روابط بدون بعد انتقال حرارت براي هر استوانه و براي ردیف استوانه‌ها ارائه شده است. با توجه به موارد اشاره شده، هیچگونه بررسـي تجربي و عددي که بر روي ضریب موضعي انتقـال حـرارت جابجایي آزاد هر استوانه تمرکز کنـد وجـود نـدارد. مقالـه حاضر به بررسي تغییرات ضـریب موضـعي انتقـال حـرارت جابجایي آزاد مربوط به هـر اسـتوانه در ردیـف عمـودي و مایل اسـتوانه‌ها می‌پـردازد. ردیـف اسـتوانه‌ها شـامل پـنج استوانه دمـا ثابـت افقـي اسـت. قطـر اسـتوانه‌ها ۱۰ mm می‌باشد. بررسي تجربـي بـا تـداخل سـنج مـاک ـ زنـدر و بررسي عددي توسط فلوئنت انجام پذیرفته است.

این تحقیق براي فاصـله عمـودي و افقـي اسـتوانه‌ها بـه ترتیب از ۲ تا ۵ و از ۰ تا ۲ برابـر قطـر اسـتوانه‌ها و بـراي اعداد رایلي در محدوده $۱۰^{۳}$ تا ۳×۱۰^{۳} انجـام شـده اسـت. شماتیک مسأله در شکل (۱) دیده می‌شود.



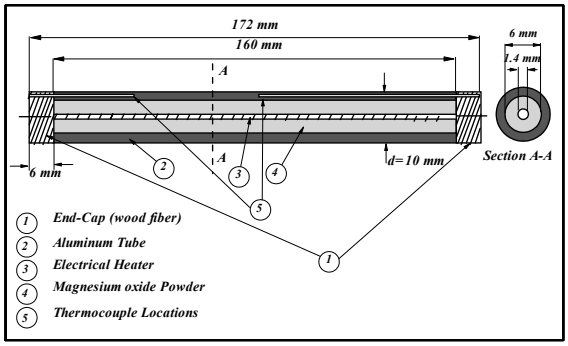
شکل ۱: ردیف مایل و عمودي استوانه هاي افقي همدما.

قطر اسـتوانه d، فاصـله افقـي و عمـودي اسـتوانه‌ها از یکدیگر P_x و P_y ، فاصله عمودي و افقـي اسـتوانه i ام از استوانه پاییني S_x و S_y ، شماره هر استوانه N_i ، و ارتفاع ردیف H در این شکل نشان داده شده است. اثر نسبت‌های P_y/d و P_x/d و عدد رایلي بر ضـریب موضـعي انتقـال حرارت جابجایي از هر استوانه بررسي شده است.

مطالعة تجربي

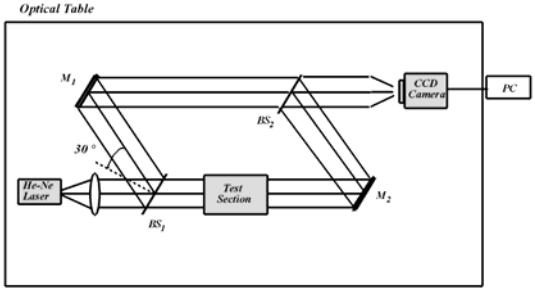
جزييات استوانه آلومينيومي مورد استفاده در رديف استوانه‌ها در شكل (۲) به صورت شماتيک نشان داده شده است. براي ايجاد جريان دوبعدي و براي به حداقل رساندن اثرات انتهايي، طول استوانه‌ها برابر با ۱۶۰mm انتخاب شده‌اند و عايق‌های چوبي با ضريب هدايت حرارتي پايين در دو وجه استوانه نصب شده اند. يكسان بودن درجه حرارت سطح استوانه توسط اندازه‌گيري دماي سطح در ۱۰ نقطه مختلف به صورت طولي و محيطي در روي سطح انجام می‌پذيرد. حداكثر اختلاف بين درجه حرارت‌های مختلف در اين نقاط در حدود c °۰/۱ می‌باشد. يكسان نمودن درجه حرارت‌های سطوح استوانه‌ها توسط مقاومت-های متغير كه به هر هيتر وصل شده است انجام می‌پذيرد.

به منظور حذف اثرات اغتشاش هواي اطراف بر روي مجموعة مورد آزمايش، تمامي مجموعه تداخل سنج در داخل يک محفظه پلاستيكي روباز به ابعاد ۱/۵× ۱/۵ × ۲ متر قرار دارد.



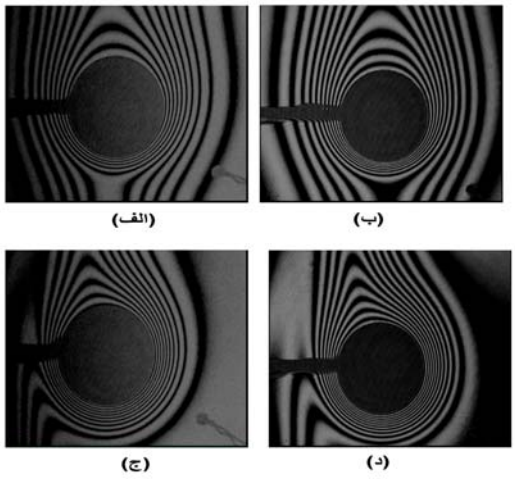
شكل ۲: شماتيک استوانة مورد استفاده در مطالعات تجربي.

آزمايش‌ها با استفاده از تداخل سنج ماک ـ زندر انجام شده است. شكل (۳) شماتيک تداخل سنج را نشان می‌دهد.



شكل ۳ : اجزاي تداخل سنج ماک- زندر .

منبع نور ليزر هليم نئون با توان ۱۰mW است. تمامي اينترفروگرم‌ها توسط يک دوربين ديجيتال يک سوم اينچ با توان تفكيک ۴۴۰,۰۰۰ پيكسل ثبت می‌شوند. براي هر استوانه در رديف و براي هر درجه حرارت سطح ما سه اينترفروگرام را ثبت كرده‌ايم. شكل (۴) بعضي از تصاوير ثبت شده توسط دوربين را نشان می‌دهد.



شكل۴: اينترفروگرام ها براي سومين استوانه در براي (الف) و (ب) رديف عمودي بترتيب $\mathrm{Ra}=3\times10^{3}$ **و۴ (ج) و (د) رديف مايل با** $\mathrm{P_y/d}=2$ **و بترتيب** $\mathrm{P_x/d}=1$ **و۴.** $\mathrm{P_y/d}=2$

روش استخراج نتايج تجربي

از يک كد كامپيوتري براي محاسبه درجه حرارت هر يک از فريزها (ايزوترم‌ها) و همچنين فاصله آنها از سطح استوانه در ۳۶ جهت زاويه‌اي استفاده شده است. توزيع درجه حرارت در هر نقطه محيطي براي هر استوانه با روشي كه توسط هاف و گريگول [۱۷] ارائه شده است، محاسبه می‌شود. بنابراين ضريب موضعي انتقال حرارت در هر نقطه محيطي به راحتي قابل محاسبه است. ضريب موضعي انتقال حرارت و عدد نوسلت به صورت زير محاسبه می‌گردد:

$$h_\theta = -k_w \left.\frac{dT}{dr}\right|_{r=0} \cdot \frac{1}{(T_w - T_\infty)} \qquad (۱)$$

كه h_θ ضريب موضعي انتقال حرارت، θ زاويه محيطي كه از نقطه سكون اندازه‌گيري می‌شود و k_w ضريب هدايت حرارتي هوا در درجه حرارت T_w می‌باشد. بنابراين:

$$Nu_\theta = \frac{h_\theta d}{k_f} = -\frac{k_w d}{k_f (T_w - T_\infty)} \cdot \left.\frac{dT}{dr}\right|_{r=0} \qquad (۲)$$

که k_f ضریب هدایت حرارتي هـوا در درجـه حـرارت T_f است که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$T_f = \frac{T_w - T_\infty}{2}$$

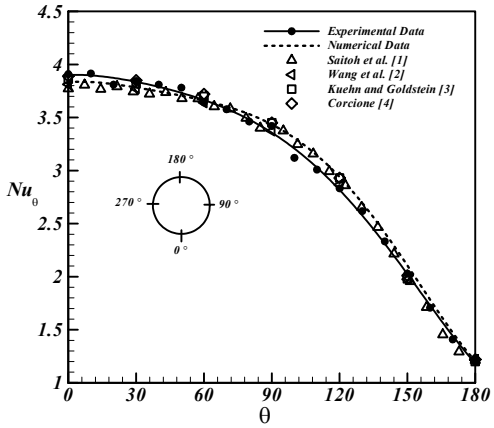
عدد نوسلت متوسط بـراي یـک اسـتوانه تنهـا، $\overline{Nu}_o$، از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$\overline{Nu}_o = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} Nu_\theta \cdot d\theta$$

(۳)

حداکثر خطا درتعیین عدد رایلي و عدد نوسلت با اسـتفاده از روش ارائه شده توسط ASME در نحـوه گـزارش عـدم صحت اندازه‌گیري‌ها و نتایج [۱۸] به ترتیب برابـر ۵/۳% و ۸/۲% تخمین زده می‌شود.

به منظور اطمینان از صحت آزمایش‌ها و روش اسـتخراج نتایج ابتدا یک استوانه تنها مـورد آزمـایش قـرار گرفـت و نتایج حاصله با نتایج کـار دیگـران [۱ـ۴] و حـل عـددي مقایسه گردید. شکل (۵) تغییـرات عـدد نوسـلت موضـعي استوانه تنها را برحسب زوایه محیطي در عـدد رایلـي 10^3 نشان می‌دهد. نتایج تجربي و عددي تطابق بسیار خوبي بـا کار دیگران[۱ـ۴] دارند.



شکل۵ : مقایسة عدد نوسلت موضعي براي استوانة تنها در رایلي10^3.

مدل سازي عددي

مدل فیزیکـي مسـاله در شـکل (۶) نشـان داده شـده است. جریان دو بعدي، پایدار و آرام فرض می‌شود. جریـان غیرقابل تراکم، بـا خـواص فیزیکـي ثابـت در نظـر گرفتـه می‌شود و از تلفـات لزجتـي صـرفنظر می‌شـود. از تقریـب بوزینیسک براي در نظر گـرفتن اثـرات شـناوري اسـتفاده می‌شود. معادلات بدون بعد حاکم بر جریان عبارتند از:

پیوستگي :

$$\nabla \cdot \overline{V^*} = 0$$

(۴)

مومنتوم:

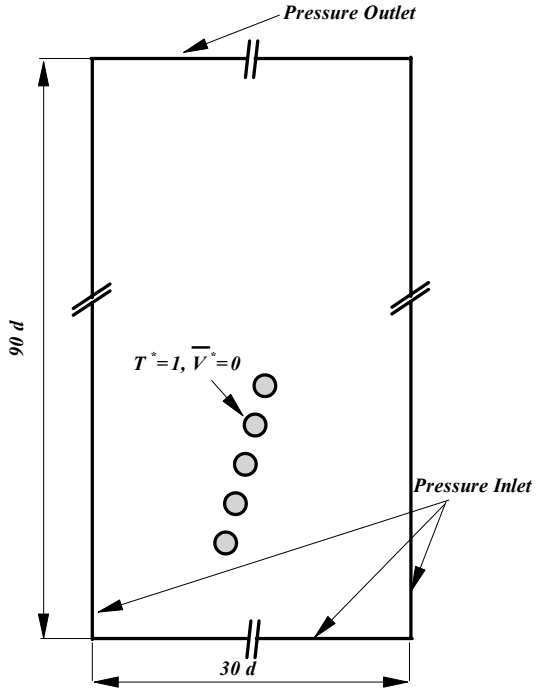
$$\left(\overline{V^*}\cdot\nabla\right)\overline{V^*} = -\nabla P^* + \nabla^2 \overline{V^*} - \frac{Ra}{Pr} T^* \frac{\overline{g}}{g}$$

(۵)

انرژي :

$$\left(\overline{V^*}\cdot\nabla\right)T^* = \frac{1}{Pr}\nabla^2 T^*$$

(۶)



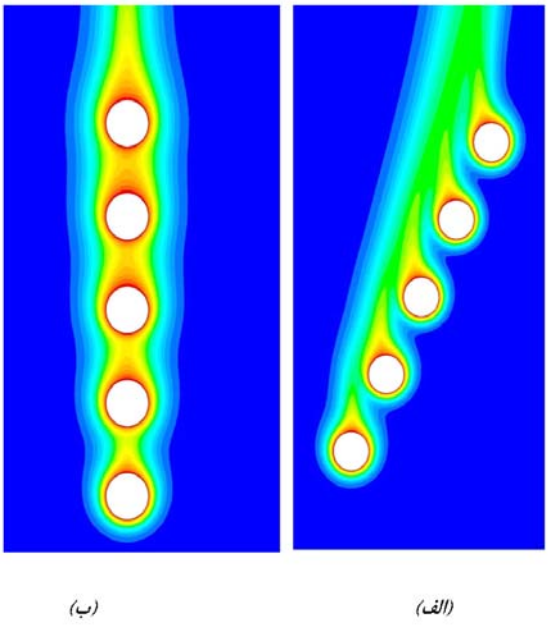
شکل ۶ : مدل فیزیکي براي مدلسازي عددي.

که $\overline{V}^*$ بردار سرعت بدون بعـد اسـت کـه داراي مؤلفـه‌های U^* و V^* است که با ν/d بدون بعد شده‌انـد، T^* درجه حرارت بدون بعد نسبت اخـتلاف بـا درجـه حـرارت محیط به $(T_w - T_\infty)$ است، P^* فشار بـدون بعـد اسـت که با $\rho_\infty \nu^2/d^2$ بـي بعـد شـده اسـت ، $\overline{g}$ بردارجاذبـه، $Ra = g\beta(T_w - T_\infty)d^3/\nu\alpha$ عدد رایلي، و $Pr = \nu/\alpha$ عدد پرانتل است.

رديف استوانه‌ها در يـک فضـاي محاسـباتي بـزرگ قـرار مي‌گيرد. در طـرف راسـت، چـپ و پـايين از شـرط فشـار ورودي استفاده مي‌کنـيم. در قسـمت بـالا از شـرط فشـار خروجي اسـتفاده مي‌کنـيم. در روي سـطوح اسـتوانه‌ها از شرط مرزي $T^*=1$ و $\overline{V^*}=0$ استفاده مي‌کنيم.
از شبکه‌بندي بي‌سازمان براي اين مدل استفاده شده است. در سطح استوانه از شبکه‌بندي لايه مـرزي اسـتفاده شـده است. تعداد کل گره‌ها ۴۷۰۰۰ مي‌باشد. در روي سطح هر استوانه از ۵۰ گره استفاده شده است. به منظور اطمينان از صحت مدلسازي عددي، عدد نوسلت محاسبه شده با نتايج تجربي و کارهاي ديگران مقايسه شده است. شکل (۵).

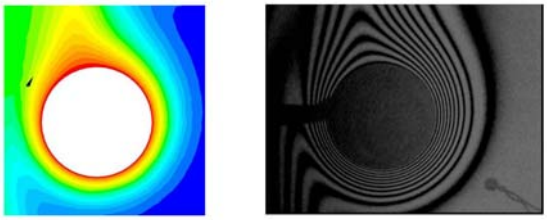
بحث و بررسي پيرامون نتايج

خطوط همدماي بدسـت آمـده از حـل عـددي بـراي $P_y/d=2$ در $P_x/d=1$ و $P_x/d=0$ و براي عدد رايلي 2×10^3 در شـکل (۷) نشـان داده شـده اسـت. شـکل (۸) مقايسه بين خطـوط همـدماي حـل عـددي و شـکل‌هاي تداخل سنجي را براي سومين استوانه در رديف مايل نشان مي‌دهد. از اين شکل‌ها ديده مي‌شود که براي اسـتوانه‌هاي پايين دست در رديف مايل، نقاط سکون بـه مقـدار کمـي نسبت به رديف عمودي در جهت خلاف عقربه‌هاي سـاعت مي‌چرخند.

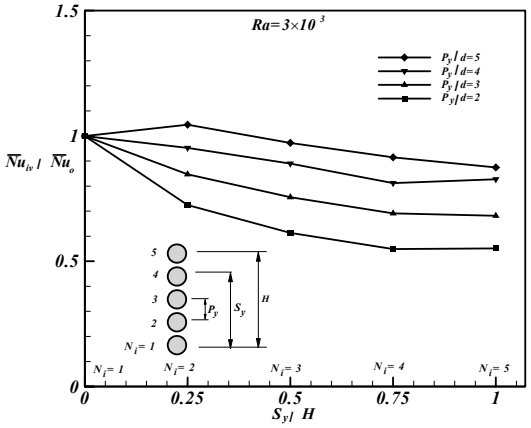


شکل ۷ : خطوط همدما براي رديف هاي مايل و عمودي $P_y/d=2$ (الف) $P_x/d=1$ (ب) $P_x/d=0$.

تغييرات عدد نوسلت متوسط هر استوانه در رديف عمودي برحسب S_y/H بـراي عـدد رايلـي 3×10^3 در شـکل (۹) نشان داده شده است. مختصة عمودي اين منحني نسـبت $\overline{Nu}_{iv}/\overline{Nu}_o$ است، که $\overline{Nu}_{iv}$ عدد نوسلت متوسـط هـر اسـتوانه در رديـف عمـودي اسـت و $\overline{Nu}_o$ عـدد نوسـلت استوانه تنهـا در همـان رايلـي اسـت. از ايـن شـکل ديـده مي‌شود که عدد نوسلت استوانه پاييني همانند عدد نوسلت استوانه تنهاست. همچنين ديده مي‌شود کـه نـرخ کـاهش انتقال حرارت از اسـتوانه‌هاي پـايين دسـت بـه شـدت بـه فاصله استوانه‌ها از همديگر بستگي دارد و با افزايش فاصله استوانه‌ها از يکديگر کاهش مي‌يابـد. ايـن اثـر بـا مشـاهده شکل‌هاي (۴ (الف)) و (۴ (ب)) که در آن گراديان دمـا در حالت $P_y/d=3$ کمتر از حالت $P_y/d=4$ است(به علت کاهش در تعداد خطوط همدما) مشخص مي‌گردد.



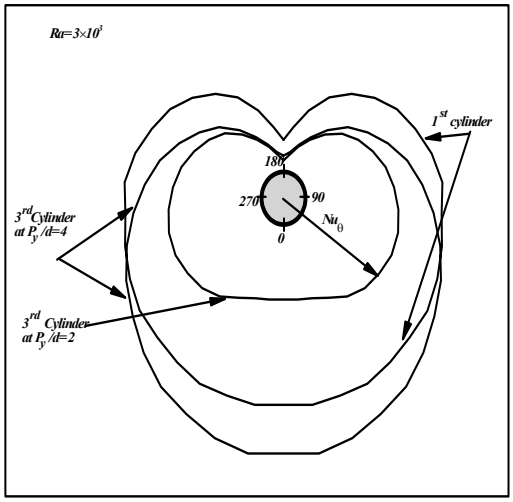
شکل ۸ : خطوط همدما براي استوانة سوم در رديف مايل براي $P_y/d=2$ و $P_x/d=1$ (الف) مطالعة تجربي (ب) حل عددي.



شکل ۹ : توزيع عدد نوسلت هر يک از استوانه ها در رديف عمودي براي فواصل مختلف استوانه ها در عدد رايلي 3×10^3.

با مراجعه به تغييرات عدد نوسلت موضعي اسـتوانه‌ها ايـن رفتار قابل درک خواهد بود.. عدد نوسلت موضـعي اسـتوانه سوم بـراي حالـت‌هاي $P_y/d=3$ و $P_y/d=4$ در عـدد رايلـي 3×10^3 در شـکل (۱۰) نشـان داده شـده اسـت.

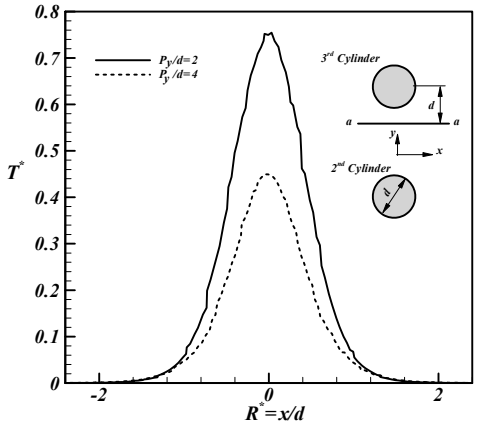
همچنين براي مقايسه عدد نوسلت موضعي اولين استوانه در هر رديف نيز در شكل نشان داده شده است. از اين شكل ديده مي‌شود كه عدد نوسلت موضعي استوانه سوم براي حالت $P_y/d=4$ مخصوصاً در $\theta=0$ بيشتر از حالت $P_y/d=2$ است.



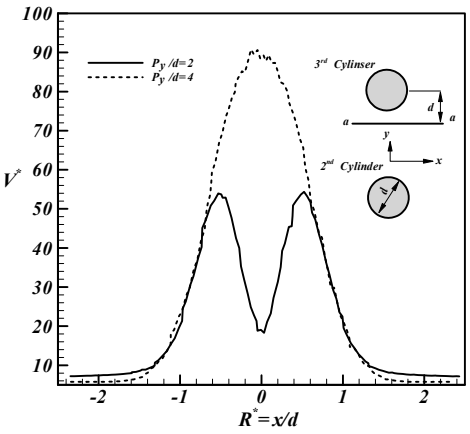
شكل ۱۰ : توزيع قطبي عدد نوسلت محلي براي استوانه ها در رديف عمودي.

اين امر مي‌تواند با مراجعه به منحني‌هاي سرعت و دماي مربوط به استوانه قبلي تفسير شود. شكل (۱۱) توزيع بدون بعد دما و سرعت جريان هواي ايجاد شده توسط استوانه دوم را در فاصله d از مركز استوانه سوم، مقاطع a − a در شكل، نشان مي‌دهد. همانگونه كه از شكل (۱۱) مشخص مي‌گردد، درجه حرارت هواي گرم براي حالت $P_y/d=4$ كوچكتر از حالت $P_y/d=2$ است، در حاليكه سرعت جريان براي اين حالت بيشتر از حالت $P_y/d=2$ است.

تغييرات عدد نوسلت متوسط براي هر استوانه در رديف مايل برحسب S_y/H براي عدد رايلي ۳×۱۰^{۳}، و براي $P_y/d=2$ و ۵ در شكل (۱۲) نشان داده شده است. مختصه عمودي هر منحني نسبت به $\overline{Nu}_{ii}/\overline{Nu}_{o}$ مي‌باشد، كه $\overline{Nu}_{ii}$ عدد نوسلت متوسط هر استوانه در رديف و $\overline{Nu}_{o}$ عدد نوسلت استوانة تنها در همان عدد رايلي است. از اين شكل ديده مي‌شود كه عدد نوسلت متوسط استوانه پاييني همانند استوانه تنهاست. از شكل (۱۲(الف)) مشخص مي‌گردد كه براي فواصل عمودي كوچك $P_y/d=2$ ، انتقال حرارت از استوانه i ام در رديف با افزايش فاصله افقي افزايش پيدا مي‌كند. همچنين ديده مي‌شود كه براي $0<P_x/d<1$ ميزان افزايش انتقال حرارت از استوانه‌هاي پايين دست به شدت به فاصله افقي بستگي دارد، در حاليكه براي $P_x/d>1$ اين وابستگي بسيار كم مي‌شود. اين امر قابل پيش‌بيني است، زيرا براي فواصل افقي بزرگ، $P_x/d>1$ ، اثر تداخلي بين توده هواي گرم استوانه i ام و لايه مرزي حرارتي حاصل از استوانه (i+۱) ام كمتر مي‌شود.



(الف)

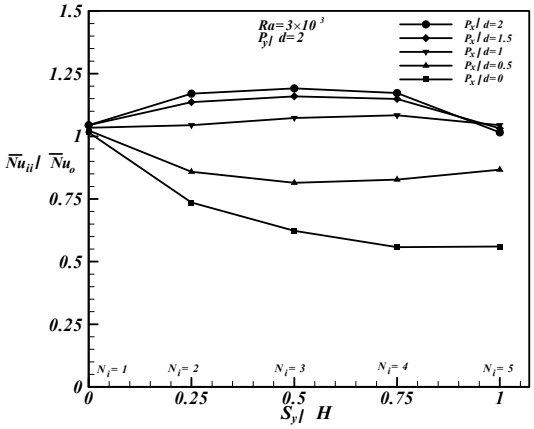


(ب)

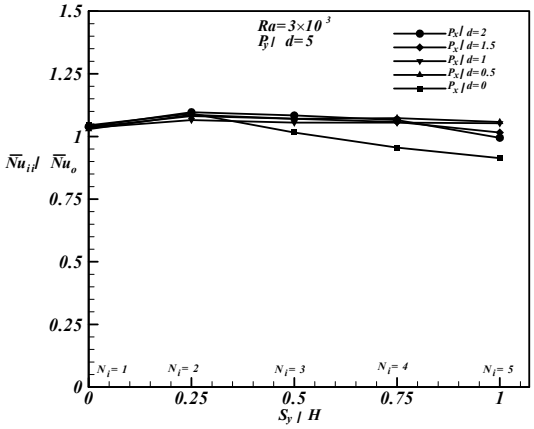
شكل ۱۱ : توزيع درجه حرارت و سرعت بدون بعد در مقطع a-a.

در شكل (۱۲(ب)) مشخص مي‌گردد كه براي فواصل عمودي بزرگ، تغييرات P_x/d هيچ اثري بر انتقال حرارت از استوانه‌ها ندارد (به جز در حالت رديف عمودي، $P_x/d=0$) و عدد نوسلت تمام استوانه‌ها همانند عدد نوسلت استوانه تنهاست. اثر P_x/d بر روي عدد نوسلت موضعي در شكل (۱۳) نشان داده شده است.عدد نوسلت

استوانه سوم براي $P_x/d=0$ و $P_x/d=1$ در عـدد رايلـي ۳×۱۰^۳ و براي $P_y/d=2$ در اين شكل نشان داده شـده است. از اين شكل ديـده مي‌شـود كـه بـراي $P_x/d=1$ ، عدد نوسلت سومين استوانه شبيه استوانه تنهاست. اين امر به دليل ضعيف شدن اثرات حرارتي بين استوانه‌هاسـت. از اين شكل ديده مي‌شود كه افزايش فاصله افقـي بـه شـدت عدد نوسلت را افزايش مي‌دهد.



(الف)

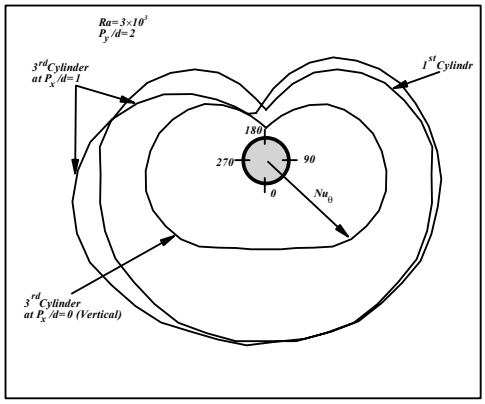


(ب)

شكل ۱۲ : توزيع عدد نوسلت هر يک از استوانه ها در رديف مايل براي فواصل افقي مختلف استوانه ها در عدد رايلي ۳×۱۰^۳ (الف) $P_y/d=2$ (ب) $P_y/d=5$.

نتيجه‌گيري

انتقال حـرارت جابجـايي آزاد آرام از رديـف عمـودي و مايل استوانه‌هاي افقي همدما به صـورت تجربـي و عـددي بررسي شده است. مطالعات تجربـي توسـط تـداخل سـنج ماک ـ زندر انجام گرفته است. از كد فلوئنت براي مطالعات عددي استفاده شده است. تحقيقات براي فواصل عمودي و افقي استوانه‌ها به ترتيب از ۲ تا ۵ و از ۰ تـا ۲ برابـر قطـر استوانه‌ها انجام شده است. محدودة تغييرات عدد رايلـي از $۱۰^۳$ تـا ۳×۱۰^۳ مي‌باشـد. اثـر فاصـله عمـودي و افقـي استوانه‌ها و عدد رايلي بر عدد نوسلت موضـعي هـر يـک از استوانه‌ها بررسي شده است. نتايج كلي زير در اين تحقيـق حاصل شده است.



شكل ۱۳ : توزيع قطبي عدد نوسلت محلي براي استوانه ها در رديف مايل.

- عدد نوسلت موضـعي اسـتوانه اول بـراي تمـام اعـداد رايلي همانند عدد نوسلت استوانه تنهاست.
- براي رديـف عمـودي، انتقـال حـرارت از اسـتوانه‌هاي پايين دسـت نسـبت بـه اسـتوانه تنهـا كـاهش پيـدا مي‌كند. نـرخ كـاهش بـا افـزايش فواصـل اسـتوانه‌ها كاهش پيدا مي‌كند.
- تغييرات عدد نوسلت موضعي هر استوانه مي‌توانـد بـا توجه به منحني‌هاي سرعت و دماي هواي گرم ايجـاد شده توسط استوانه قبلي توضيح داده شود.
- براي رديف مايل، براي هر فاصله عمودي، فاصله افقي وجود دارد كه بالاتر از آن وابستگي عـدد نوسـلت بـه فاصله افقي بسيار كم مي‌شود.
- براي رديف مايل، تغييرات فاصله افقي بـه شـدت بـر عدد نوسلت موضعي استوانه تأثير مي‌گذارد.

فهرست علائم و اختصارات

d : قطر استوانه ها (m)

g : شتاب جاذبه (m/s^2)

H : ارتفاع رديف (m)

h_θ : ضريب موضعي انتقال حرارت استوانه تنها (W/m^2K)

k : ضريب هدايت حرارتي هوا $(W/m\ K)$

N : تعداد استوانه در رديف $(N=5)$

N_i : شمارة استوانة i ام در رديف

$\overline{Nu}_{ii}$: عدد نوسلت متوسط استوانة i ام در رديف مايل

$\overline{Nu}_{iv}$: عدد نوسلت متوسط استوانة i ام در رديف عمودي

$\overline{Nu}_{o}$: عدد نوسلت متوسط استوانه تنها

Nu_{θ} : عدد نوسلت موضعي استوانه

P_x : فاصله افقي مركز تا مركز استوانه ها (m)

P_y : فاصله عمودي مركز تا مركز استوانه ها (m)

p : فشار محيط (Pa)

Pr : عدد پرانتل

$P^* == \dfrac{p}{\rho_\infty \nu^2/d^2}$: فشار بدون بعد

$Ra = g\beta(T_w - T_\infty)d^3/\nu\alpha$: عدد رايلي براساس قطر استوانه

r : مختصه شعاعي (m)

S_x : فاصله افقي مركز تا مركز استوانة i ام از استوانة پاييني (m)

S_y : فاصله عمودي مركز تا مركز استوانة i ام از استوانة پاييني (m)

T : درجه حرارت (K)

$T^* = \dfrac{T - T_\infty}{T_w - T_\infty}$: درجه حرارت بدون بعد

u : مولفه سرعت در جهت x (m/s)

v : مولفه سرعت در جهت y (m/s)

$U^* = \dfrac{u}{\nu/d}$: مولفه بدون بسرعت در جهت x

$V^* = \dfrac{v}{\nu/d}$: مولفه بدون بعد سرعت در جهت y

α : ضريب پخش حرارتي هوا (m^2/s)

β : ضريب انبساط حرارتي هوا $(1/K)$

γ : ويسكوزيته سينماتيک هوا (m^2/s)

θ : زاويه نسبت به نقطه سكون $(Degree)$

f : فيلم سيال

w : سطح استوانه

∞ : هواي ساكن

مراجع

1 - Saitoh, T., Sajiki, T. and Maruhara, K. (1993). "Bench mark solutions to natural convection heat transfer problem around a horizontal circular cylinder." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, PP.1251-1259.

2 - Wang, P., Kahawita, R. and Nguyen, T.H. (1990). "Numerical computation of the natural convection flow about a horizontal cylinder using splines." *Numer. Heat Transfer*, Vol. 17, PP. 191-215.

3 - Kuehn, T.H. and Goldstein, R.J. (1980). "Numerical solution to the Navier-Stokes equations for laminar natural convection about a horizontal isothermal circular cylinder." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 23, PP. 971-979.

4 - Massimo Corcione, (2005). "Correlating equations for free convection heat transfer from horizontal isothermal cylinders set in a vertical array." *Int. J. Heat Mass Transfer* Vol. 48, PP.3660-3673.

5 - Morgan, V.T. (1975). "The overall convective heat transfer from smooth circular cylinders." *Adv. Heat Transfer 11*, PP. 199-264.

6 - Raithby, G. D. and Hollands, K. G. T. (1976). "Laminar and turbulent free convection from elliptic cylinders with a vertical plate and horizontal circular cylinder as special cases." *J. Heat transfer*, Vol. 98, PP.72-80.

7 - Eckert, E. R. G. and Soehngen, E. E. (1948). "Studies on heat transfer in laminar free convection with the Zehnder-Mach interferometer." *AF Technical Report, 5747, USAF Air Material Command, Wright-Paterson Air Force Base,* Ohio.

8 - Lieberman, J. and Gebhart, B. (1969). "Interaction in natural convection from an array of heated elements, experimental." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 12, PP.1385-1396.

9 - Gebhart, B., Pera, L. and Schorr, A. W. (1970). "Steady laminar natural convection plumes above a horizontal line heat source." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 13, PP.161-171.

10 - Marsters, G. F. (1972). "Array of heated horizontal cylinders in natural convection." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 15, PP. 921-933.

11 - Sparrow, E. M. and Niethammer, J. E. (1981). "Effect of vertical separation distance and cylinder-to-cylinder temperature imbalance on natural convection for a pair of horizontal cylinders." *J. Heat Transfer*, Vol. 103, PP. 638-644.

12 - Sparrow, E. M. and Boessneck, D. S. (1983). "Effect of transverse misalignment on natural convection from a pair of parallel, vertically stacked, horizontal cylinders." *J. Heat Transfer*, Vol. 105, PP.241-247.

13 - Tokura, I., Saito, H., Kisinami, K. and Muramoto, K. (1983). "An experimental study of free convection heat transfer from a horizontal cylinder in a vertical array set in free space between parallel walls." *J. heat Transfer*, Vol. 105, PP. 102-107.

14 - Sadeghipour, M. S. and Asheghi, M. (1994). "Free convection heat transfer from arrays of vertically separated horizontal cylinders at low Rayleigh numbers." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, PP. 103-109.

15 - Chouikh, R., Guizani, A., Maalej, M. and Belghith, A. (1999). "Numerical study of the laminar natural convection flow around an array of two horizontal isothermal cylinders." *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 26, PP.329-338.

16 - Chouikh, R., Guizani, A., Maalej, M. and Belghith, A. (2000). "Experimental study of the natural convection flow around an array of heated horizontal cylinders." *Renewable Energy*, Vol. 21, PP.65-78.

17 - Hauf, W. and Grigull, U. (1970). "Optical Methods in Heat Transfer." *In Advances in Heat Transfer,* Vol. 6, Academic Press, New York, PP. 133-366.

18 - JHT Editorial Board, (1993). "Journal of Heat Transfer Policy on Reporting Uncertainties in Experimental Measurements and Results." *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 115, PP.5-6.