

بررسی عددی میزان کاهش انتقال حرارت جابجایی و تشعشی بین دو استوانه هم‌مرکز متناهی با استفاده از سپرهای تشعشی

سیف‌اله سعدالدین^۱، محمد صادق معتقدی بارفروش^{۲*}

اطلاعات مقاله	چکیده
دریافت مقاله: ۱۳۹۴/۰۲/۲۷	در این مقاله، مطالعه عددی تاثیر قرارگیری سپرهای تشعشی در محفظه‌ای متشکل از دو استوانه متناهی هم‌محور در میزان تلفات حرارتی ناشی از جابجایی آزاد و انتقال حرارت تابش مورد بررسی قرار گرفته است. محفظه مورد مطالعه شامل دو استوانه هم‌محور بوده که استوانه داخلی دارای دمای بالاتری می‌باشد و بین این دو استوانه از یک و یا دو سپر تشعشی با جنس‌های مختلف (آلومینیوم، مس و استیل) در فواصل مختلف استفاده شده است. تاثیر خواص فیزیکی (جنس سپرهای تشعشی)، فاصله سپرهای تشعشی، دمای استوانه داخلی و فشار محفظه بر میزان تلفات حرارتی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج به دست آمده برای دماهای مختلف استوانه داخلی (۴۷۳/۱۵ و ۶۷۳/۱۵ کلوین) و فشارهای مختلف (۰/۲ و ۱/۰ اتمسفر) ارائه شده است، که نشان‌دهنده تاثیر مستقیم فشار محفظه و ضریب جذب سپر تشعشی بر میزان تلفات حرارتی بین استوانه داخلی و خارجی می‌باشد.
پذیرش مقاله: ۱۳۹۴/۰۴/۰۷	
واژگان کلیدی: جابجایی آزاد، تابش حرارتی، استوانه متناهی، سپر تشعشی، محفظه.	

۱- مقدمه

مساله انتقال حرارت جابجایی آزاد در محفظه‌های بسته با توجه به اهمیت آن در بسیاری از کاربردهای مهندسی مانند کلکتورهای خورشیدی، خنک‌کاری تجهیزات الکترونیکی و انتقال حرارت در راکتورها به وفور مورد بررسی قرار گرفته است. این در حالی است که بررسی‌های مختلف نشان داده است که در جایی که انتقال حرارت جابجایی آزاد اهمیت داشته باشد، انتقال حرارت جابجایی و تشعشی از درجه

اهمیت یکسانی برخوردار خواهند بود [۱-۳]. با توجه به اهمیت موضوع، در بسیاری از پژوهش‌های انجام شده هر دو پدیده انتقال حرارت جابجایی آزاد و انتقال حرارت تابشی به صورت هم‌زمان مورد بررسی قرار گرفته‌اند. اولین مطالعات در این زمینه در دهه ۸۰ میلادی توسط منگوک و ویسکانتا [۴] و یانگ [۵] انجام شده است. کوزنتسو و شرم [۶] تاثیر عدد گراشف، ضخامت اپتیکی و ضریب رسانش دیواره محفظه را بر مشخصات جریان سیال و انتقال حرارت در یک حفره را مورد بررسی قرار دادند. در کار مشابه

* پست الکترونیک نویسنده مسئول: ms.motaghedi@yahoo.com

۱. دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه سمنان

۲. دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه سمنان

دماهای مختلفی در محدوده ۲۰۰ تا ۴۰۰ درجه سانتیگراد می‌باشد، مورد بررسی قرار گرفته است. علاوه بر موارد فوق تاثیر تغییرات فشار محفظه در میزان کاهش انتقال حرارت بین دو استوانه نیز مورد بررسی قرار گرفته است.

۲- هندسه حل

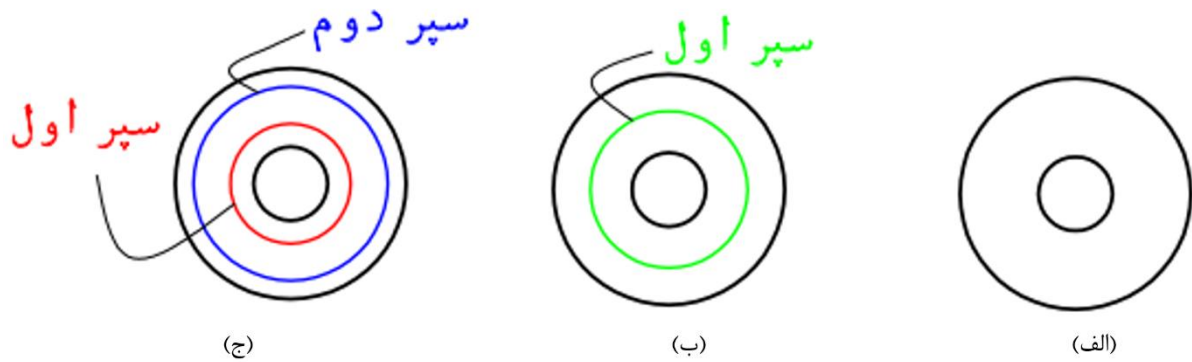
هندسه مورد بررسی در پژوهش حاضر محفظه‌ای است که شامل دو استوانه هم‌محور با طول محدود (۶۰ سانتیمتر) می‌باشد که توسط هوا با فشارهای مختلف پر شده است. به منظور کاهش نرخ انتقال حرارت بین استوانه داخلی و خارجی، سپرهای تشعشی در فواصل مختلف مابین این دو استوانه قرار گرفته‌اند. نمای برش‌یافته‌ای از هندسه مورد بررسی در شکل (۱) آورده شده است و ابعاد هندسی متناظر با حالت‌های مختلف مورد بررسی نیز در جدول (۱) ارائه شده است. با دقت در این جدول مشاهده می‌شود که حالت اول مربوط به حالتی است که هیچ سپر تشعشی مابین دو استوانه قرار داده نشده است. در حالت‌های دوم و سوم از یک سپر تشعشی و در حالت‌های چهارم تا ششم نیز از دو سپر تشعشی در فواصل مختلف برای کاهش انتقال حرارت بین استوانه داخلی و خارجی استفاده شده است.

دیگری شرما و همکاران [۷] به بررسی همزمان انتقال حرارت جابجایی آزاد و تشعشع در یک محفظه مربعی با نسبت‌های منظری متفاوت پرداختند. در نهایت همبستگی بین عدد ناسلت متوسط بر حسب عدد رایلی و نسبت‌های منظری توسط آنها ارائه شد که از آن می‌توان در مسائل طراحی استفاده کرد.

در کارهای قبلی که توسط مولف در این زمینه انجام شده است روش تحلیلی ساده‌ای برای محاسبه میزان کاهش انتقال حرارت تابشی در محفظه‌های استوانه‌ای [۹-۸] و کروی [۱۱-۱۰] با استفاده از سپرهای تشعشی مورد بررسی قرار گرفته است. در مقاله حاضر نیز با استفاده از روش‌های موجود در دینامیک سیالات محاسباتی و حل همزمان معادلات ناویر استوکس با معادلات انتقال تابش به بررسی تاثیر قرارگیری سپرهای تشعشی مابین دو استوانه هم‌محور با طول محدود پرداخته می‌شود. سپرهای تشعشی در واقع صفحات نازک با ضریب انعکاس بالا می‌باشند که به عنوان مقاومت‌های حرارتی در مسیر انتقال حرارت تابشی بین سطوح مختلف قرار داده می‌شوند. در کار حاضر نیز تاثیر قرارگیری یک و دو سپر تشعشی با جنس‌های مختلف (آلومینیوم، مس و استیل) که در فواصل مختلف بین دو استوانه هم‌مرکز که استوانه داخلی دارای

جدول ۱- مشخصات هندسی مربوط به حالت‌های مختلف مورد بررسی

تعداد سپرهای تشعشی	قطر استوانه داخلی (cm)	قطر سپر تشعشی اول (cm)	قطر سپر تشعشی دوم (cm)	قطر استوانه خارجی (cm)	حالت
۰	۱۶	-	-	۵۰	حالت اول
۱	۱۶	۲۶	-	۵۰	حالت دوم
۱	۱۶	۳۴	-	۵۰	حالت سوم
۲	۱۶	۲۶	۳۴	۵۰	حالت چهارم
۲	۱۶	۲۶	۴۲	۵۰	حالت پنجم
۲	۱۶	۳۴	۴۲	۵۰	حالت ششم



شکل ۱- نمای بالایی دو استوانه هم‌محور، (الف) بدون سپر تشعشعی (حالت اول)، (ب) همراه با یک سپر تشعشعی (حالت‌های دوم و سوم) و (ج) همراه با دو سپر تشعشعی (حالت‌های چهارم تا ششم)

۳- مدل‌سازی ریاضی

۳-۱- معادلات حاکم

برای مدل‌سازی جریان سیال در داخل محفظه بسته بین دو استوانه هم‌محور از مدلی سه بعدی استفاده شده است. با توجه به اینکه محفظه مورد بررسی با محیط پیرامون خود هیچگونه تبادل گرمی ندارد، بنابراین شرایط اولیه حاکم بر مساله از اهمیت ویژه‌ای برخوردار خواهد بود. به عبارت دیگر به عنوان مثال با تغییر فشار داخل محفظه که به عنوان یکی از پارامترهای مورد بررسی در کار حاضر می‌باشد، جرم محصور در داخل محفظه نیز تغییر خواهد کرد. بنابراین برای حل مساله از فرم ناپایای معادلات ناویر استوکس استفاده شد و بعد از رسیدن به جواب پایا نتایج برای مقایسه با یکدیگر ثبت و دسته‌بندی شدند. فرم دیفرانسیلی معادله پیوستگی برای سیال تراکم‌پذیر ناپایا در رابطه (۱) آورده شده است.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (1)$$

فرم دیفرانسیلی معادلات مومنتوم برای سیال تراکم‌پذیر ناپایا نیز در رابطه (۲) آورده شده است:

$$\left(\frac{\partial (\rho \vec{V})}{\partial t} + \vec{V} \cdot \nabla (\rho \vec{V}) \right) = \rho \vec{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} + \lambda \cdot \nabla (\nabla \cdot \vec{V}) \quad (2)$$

در روابط (۱) و (۲)، \vec{V} بردار سرعت در راستای (r, θ, z) ، p معرف فشار، ρ بیانگر چگالی، μ نشان‌دهنده ویسکوزیته دینامیکی، و λ نشان‌دهنده ضریب ویسکوزیته ثانویه می‌باشد که در کار حاضر با فرض استوکس برابر با $-2\mu/3$ در نظر گرفته شده است.

به منظور مدل‌سازی انتقال حرارت تابشی از مدل محورهای مجزا (DO) استفاده شد. در این روش معادله انتقال تابش برای تعداد محدودی از زوایای فضایی که متناظر با بردار جهت \vec{s} می‌باشد، حل می‌گردد. معادله انتقال تابش در این روش برای نقطه‌ای با موقعیت \vec{r} در راستای \vec{s} به صورت رابطه (۳) بیان می‌گردد.

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s}) = -(a + \sigma_s) I(\vec{r}, \vec{s}) + an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \quad (3)$$

که در رابطه (۳)، I شدت تابش، \vec{s} بردار جهت، \vec{s}' بردار جهت برای پراکنش، a ضریب جذب، σ_s ضریب پراکنش، Φ تابع فاز پراکنش، Ω' زاویه فضایی بوده و n معرف اندیس انکسار در محیط مورد بررسی می‌باشد. به طور معمول سیالاتی مانند هوا و گازهای خنثی نقش مشارکتی در انتقال حرارت تابش ایفا نمی‌کنند. بنابراین در کار حاضر با توجه به اینکه سیال مورد استفاده مابین دو استوانه هوا می‌باشد از اثرات جذب و پراکنش برای تابش

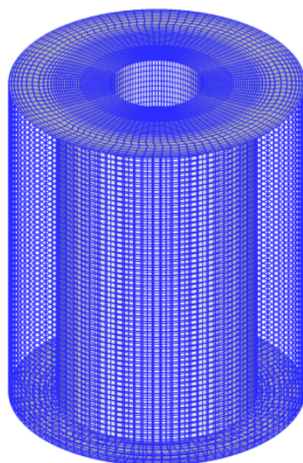
ضریب در روابط (۵) و (۶) و (۷) برای سه ماده مورد بررسی آورده شده است.

$$\varepsilon(T)_{Cu} = 0.0002T - 0.0035 \quad (۵)$$

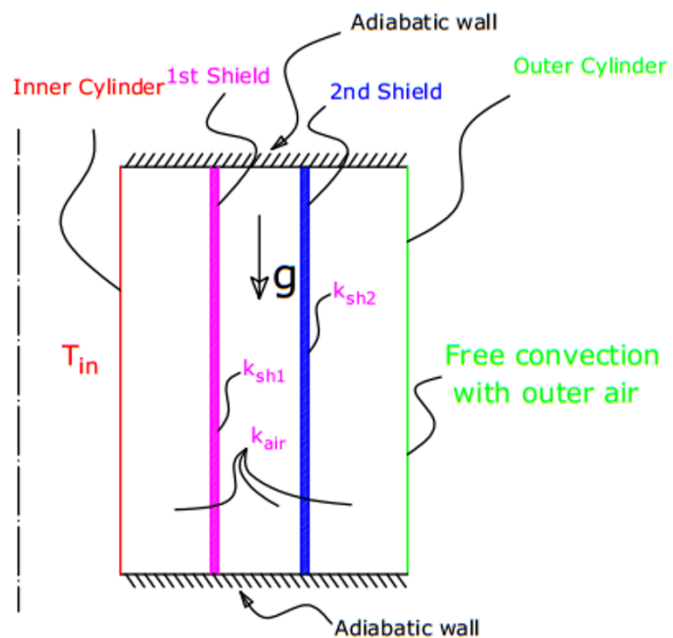
$$\varepsilon(T)_{St} = -3 \times 10^{-11} T^3 + 2 \times 10^{-7} T^2 + 8 \times 10^{-5} T + 0.0794 \quad (۶)$$

$$\varepsilon(T)_{Al} = 4 \times 10^{-11} T^3 - 2 \times 10^{-8} T^2 - 0.0004T + 0.943 \quad (۷)$$

فرض بوزینسک به منظور مدلسازی انتقال حرارت جابجایی آزاد در بسیاری از مسائل مورد استفاده قرار گرفته است. با این وجود در کار حاضر با توجه به گرادیان‌های دمایی بالایی که مورد بررسی قرار می‌گیرد، برای همبستگی بین فشار، دما و چگالی سیال محصور بین دو استوانه از فرض گاز ایده‌آل استفاده شده است. از طرف دیگر با توجه به محدوده عدد گراشف مورد بررسی که در کار حاضر برای دمای سطح استوانه داخلی برابر با ۴۰۰ درجه سانتیگراد در محدوده ۱۰۹ قرار می‌گیرد، رژیم جریان از نوع آرام می‌باشد و از فرض جریان آرام برای مدلسازی جریان آزاد استفاده شده است.



(ب)



(الف)

شکل ۲- الف) شرایط مرزی مورد استفاده و ب) ناحیه حل

عبوری از آن صرف‌نظر شده است؛ به عبارت دیگر محیط غیرمشارکتی در نظر گرفته شده است.

در مسائل انتقال حرارت جابجایی عدد گراشف کنترل‌کننده رژیم جریان می‌باشد، که نشان‌دهنده نسبت نیروی شناوری به نیروی برش ویسکوز بوده و به صورت رابطه (۴) تعریف می‌گردد.

$$Gr_L = \frac{g \beta (T_1 - T_2) L_c^3}{\nu^2} \quad (۴)$$

در رابطه (۴)، g معرف شتاب گرانش، β نشان‌دهنده ضریب انبساط حجمی، L_c بیانگر طول مشخصه در هندسه مورد بررسی، ν ویسکوزیته دینامیکی، و T_1 و T_2 نیز به ترتیب بیانگر دمای صفحات گرم و سرد می‌باشند.

یکی دیگر از پارامترهای مهم در مسائل انتقال حرارت تابشی، ضریب گسیل تابش برای صفحات مورد استفاده در هندسه می‌باشد که در کار حاضر این ضریب برای صفحاتی از جنس مس، آلومینیوم و استیل از داده‌های موجود در مرجع [۱۲] استخراج شد. روابط استخراج شده برای این

۳-۲- شرایط مرزی

در شکل ۲ شرایط مرزی مورد استفاده در کار حاضر به صورت شماتیک نشان داده شده است. علاوه بر موارد نشان داده شده در این شکل، برای مدلسازی جریان سیال از فرض عدم لغزش برای تمامی دیواره‌ها استفاده شد. برای صرفه‌جویی در هزینه محاسباتی تنها فضای داخلی محفظه شبکه‌بندی شد و برای تعیین ضریب انتقال حرارت جابجایی آزاد در قسمت بیرونی استوانه خارجی از روابط موجود برای ضریب انتقال حرارت جابجایی استفاده گردید. نتایج مورد بررسی توسط اسپارو و گرگ [۱۳] برای جابجایی آزاد در اطراف استوانه عمودی نشان داد که در صورت برقراری شرط زیر ضریب انتقال حرارت جابجایی در اطراف استوانه عمودی را می‌توان با استفاده از روابط موجود برای صفحه تخت تخمین زد.

$$(Gr_D Pr)^{1/4} \frac{D}{L} > 38 \quad (8)$$

رابطه (۸) زمانی برقرار خواهد بود که قطر استوانه در مقایسه با طول آن بسیار بزرگ بوده و از اثرات خمیدگی سطح بتوان صرف‌نظر کرد. ابعاد و شرایط هندسی مورد استفاده در کار حاضر به طور کامل با شرط فوق همخوانی دارد. بنابراین در کار حاضر برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی آزاد برای سطح بیرونی استوانه خارجی از رابطه چرچیل و چو [۱۴] که برای صفحه عمودی ارائه شده است، استفاده گردید.

$$Nu = 0.68 + \frac{0.670Ra^{1/4}}{[1 + (0.492 / Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad (9)$$

for $Ra_L < 10^9$

۴- بحث و بررسی نتایج

در کار حاضر به منظور بررسی تاثیر کاهش میزان انتقال حرارت بین دو استوانه هم‌مرکز با طول محدود بر اثر قرارگیری سپر تشعشعی مابین استوانه‌ها، شش هندسه مختلف مورد بررسی قرار گرفت که جزئیات مربوط به هر کدام در جدول ۱ آورده شده است. برای تمامی حالت‌ها

استقلال جواب از نوع شبکه مورد بررسی قرار گرفته و شرط لازم برای رسیدن به شبکه‌بندی مطلوب اختلاف کمتر از ۲٪ در شار حرارتی به دست آمده برای استوانه داخلی در نظر گرفته شد.

شار حرارتی به دست آمده برای حالت‌های مختلف مورد بررسی در جداول ۲ تا ۷ آورده شده است. با مقایسه نتایج به دست آمده مشاهده می‌شود که در تمامی موارد قرار دادن سپر تشعشعی منجر به کاهش میزان شار حرارتی تلف شده از استوانه داخلی می‌گردد. در صورتی که از یک سپر تشعشعی استفاده شود بیشترین میزان کاهش تلفات مربوط به حالتی خواهد بود که سپر تشعشعی در نزدیکی استوانه داخلی قرار گیرد (حالت دوم) و جنس آن نیز مس انتخاب گردد. در صورت استفاده از دو سپر تشعشعی کمترین میزان تلفات حرارتی از استوانه داخلی مربوط به حالت چهارم بوده که در آن سپرهای تشعشعی در فواصل ۵ و ۹ سانتیمتری از استوانه داخلی قرار گرفته‌اند. در این حالت نیز کمترین شار حرارتی تلف شده مربوط به موردی می‌باشد که در آن از سپرهایی با جنس مس و استیل استفاده شده است.

همانگونه که در بخش قبلی بیان شد به منظور بررسی تاثیر فشار محفظه بر شار حرارتی تابشی دو فشار مختلف مورد بررسی قرار گرفت. با دقت در جداول ۳ تا ۷ مشاهده می‌شود که در فشارهای بالاتر به واسطه بالا بودن ضریب انتقال حرارت جابجایی، دمای سپر تشعشعی کمتر از حالتی است که فشار محفظه کاهش می‌یابد. بنابراین در فشارهای بالاتر تلفات تشعشعی اندکی کاهش می‌یابد؛ چرا که این تلفات رابطه مستقیم با اختلاف موجود بین توان چهارم دمای استوانه داخلی و سپر تشعشعی دارد.

در ادامه به منظور بررسی تاثیر فشار محفظه بر الگوی جریان در داخل محفظه، توزیع دمایی و صفحات همدمای برای حالت دوم و چهارم برای دماهای مختلف استوانه داخلی و فشارهای مختلف محفظه به ترتیب در شکل‌های ۳ و ۴ آورده شده است. با دقت در این شکل‌ها مشاهده می‌شود که در فشارهای پایین به واسطه پایین بودن

$$\frac{Gr_{p_1}}{Gr_{p_2}} = \left(\frac{v_{p_2}}{v_{p_1}} \right)^2 = \left(\frac{\mu_{p_2}}{\mu_{p_1}} \right)^2 \left(\frac{\rho_{p_1}}{\rho_{p_2}} \right)^2$$

$$\stackrel{\text{ideal gas}}{=} \left(\frac{\mu_{p_2}}{\mu_{p_1}} \right)^2 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^2$$

$$\Rightarrow \frac{Gr_{p_1}}{Gr_{p_2}} \propto \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^2 \quad (11)$$

با دقت در رابطه بالا مشاهده می‌شود که برای گاز ایده‌آل عدد گراشف با توان دوم فشار رابطه مستقیم دارد. بنابراین در صورت کاهش فشار از ۱ اتمسفر به ۰/۲ اتمسفر عدد گراشف به میزان ۲۵ برابر کاهش می‌یابد؛ که نشان‌دهنده نیروی بویانسی پایین در فشارهای پایین‌تر بوده و در نتیجه رژیم جریان به سمت جریان آرام میل کرده و نوسانات دمایی کاهش می‌یابد. این مساله به وضوح در شکل‌های ۳ و ۴ دیده می‌شود.

ظرفیت حرارتی هوای محبوس در داخل محفظه (mc_p) دمای هوای داخل محفظه بالاتر می‌باشد. علاوه بر این با توجه به فرض گاز ایده‌آل برای هوای محبوس در داخل محفظه ($P = \rho RT$) ضریب انبساط حجمی هوا (β) با معکوس دما رابطه خواهد داشت.

$$\beta = \frac{1}{T} \quad (10)$$

بنابراین برای گاز ایده‌آل، با فرض دمای ثابت، کاهش فشار محفظه تاثیری بر ضریب انبساط حجمی نخواهد داشت. بنابراین در فشارهای مختلف نسبت عدد گراشف را می‌توان به صورت رابطه (۱۱) بیان کرد.

جدول ۲- شار حرارتی تلف شده از استوانه داخلی برای حالت اول

حالت اول	T_{in} [K]	P_{enc} [atm]	$[w/m^2] q''_{tot}$	$[w/m^2] q''_{rad}$	q''_{con} [w/m ²]	T_{sh1} [K]	T_{sh2} [K]
بدون سپر	473.15	1.0	993.6	268.0	725.5	-	-
		0.2	578.9	272.6	306.3	-	-
	673.15	1.0	3021.8	1578.8	1443.1	-	-
		0.2	2174.2	1588.2	586.0	-	-

جدول ۳- شار حرارتی تلف شده از استوانه داخلی برای حالت دوم

حالت دوم	T_{in} [K]	P_{enc} [atm]	$[w/m^2] q''_{tot}$	$[w/m^2] q''_{rad}$	q''_{con} [w/m ²]	T_{sh1} [K]	T_{sh2} [K]
Al	473.15	1.0	601.5	274.5	327.0	350.8	-
		0.2	388.9	264.5	124.4	366.7	-
	673.15	1.0	2034.3	1590.2	444.1	461.2	-
		0.2	1673.4	1512.3	161.1	496.9	-
Cu	473.15	1.0	470.9	127.7	343.2	349.0	-
		0.2	248.6	122.9	125.7	366.5	-
	673.15	1.0	1289.8	784.2	505.6	449.3	-
		0.2	909.6	746.6	163.1	489.1	-
St	473.15	1.0	514.6	174.5	340.1	349.1	-
		0.2	287.0	165.5	121.5	368.5	-
	673.15	1.0	1483.1	1018.8	464.3	455.1	-
		0.2	1120.8	965.8	155.0	495.2	-

جدول ۴- شار حرارتی تلف شده از استوانه داخلی برای حالت سوم

حالت دوم	T_{in} [K]	P_{enc} [atm]	q''_{tot} [w/m ²]	q''_{rad} [w/m ²]	q''_{con} [w/m ²]	T_{sh1} [K]	T_{sh2} [K]
Al	473.2	1.0	650.1	283.1	367.0	354.8	-
		0.2	416.6	272.2	144.5	366.4	-
	673.2	1.0	2181.1	1669.5	511.6	471.0	-
		0.2	1780.5	1581.0	199.5	497.8	-
Cu	473.2	1.0	536.1	154.0	382.1	352.5	-
		0.2	285.7	145.7	140.0	366.6	-
	673.2	1.0	1506.0	931.8	574.2	457.0	-
		0.2	1077.5	882.6	195.0	491.1	-
St	473.2	1.0	571.7	197.2	374.5	354.0	-
		0.2	325.5	186.9	138.7	368.0	-
	673.2	1.0	1709.5	1169.5	540.0	464.1	-
		0.2	1291.4	1101.5	189.9	496.7	-

جدول ۵- شار حرارتی تلف شده از استوانه داخلی برای حالت چهارم

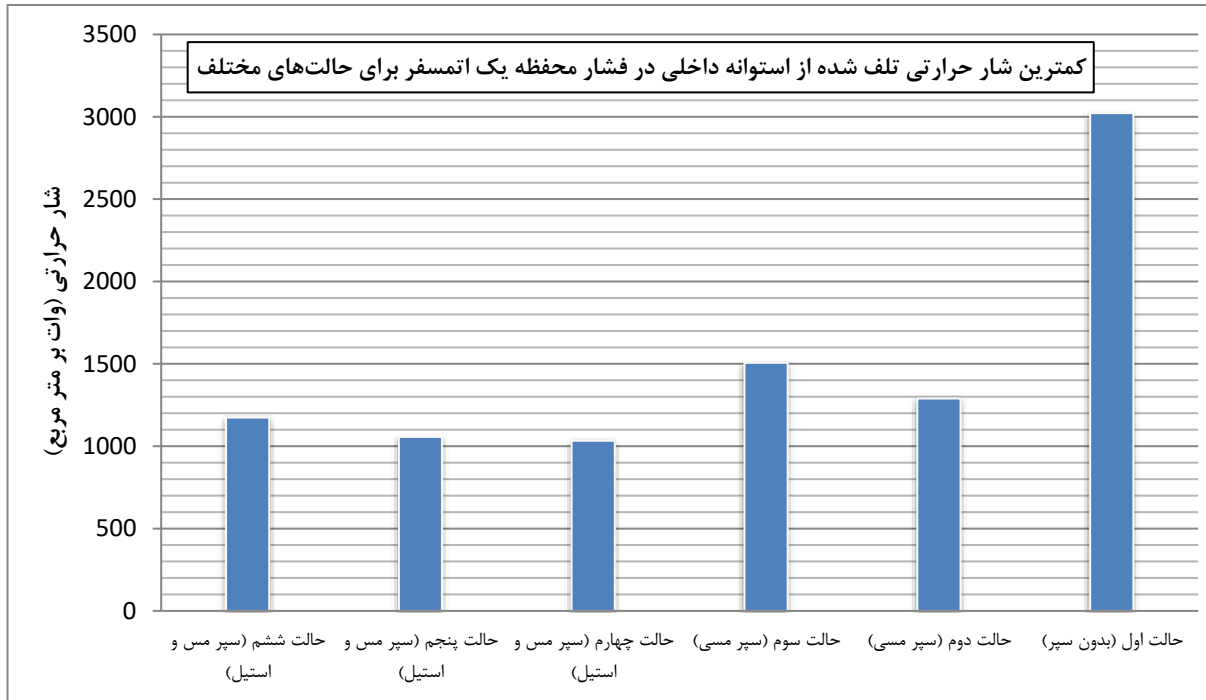
حالت چهارم	T_{in} [K]	P_{enc} [atm]	q''_{tot} [w/m ²]	q''_{rad} [w/m ²]	q''_{con} [w/m ²]	T_{sh1} [K]	T_{sh2} [K]
Al-Cu	473.15	1.0	396.6	198.8	197.8	412.3	358.7
		0.2	229.9	170.5	59.5	419.3	360.6
	673.15	1.0	1307.1	1078.1	229.0	583.4	470.0
		0.2	937.4	875.4	62.0	599.8	491.3
Al-St	473.15	1.0	422.6	209.4	213.1	408.3	358.6
		0.2	261.6	190.9	70.7	411.4	361.5
	673.15	1.0	1452.7	1187.1	265.6	571.8	472.4
		0.2	1107.1	1027.9	79.2	584.1	495.2
Cu-Al	473.15	1.0	362.4	110.2	252.2	400.9	347.0
		0.2	201.7	108.0	93.7	397.8	338.9
	673.15	1.0	1102.0	713.5	388.5	542.2	427.7
		0.2	786.2	668.1	118.1	549.9	426.1
Cu-St	473.15	1.0	349.2	107.3	241.9	403.7	350.2
		0.2	185.5	101.7	83.9	404.3	345.2
	673.15	1.0	1033.0	680.3	352.6	552.5	435.9
		0.2	696.4	601.8	94.6	568.8	441.6
St-Al	473.15	1.0	395.0	147.2	247.8	401.1	349.8
		0.2	237.1	144.7	92.4	397.9	344.7
	673.15	1.0	1287.3	919.8	367.5	545.4	440.4
		0.2	981.7	864.6	117.2	550.9	446.6
St-Cu	473.15	1.0	361.4	137.6	223.8	407.5	353.6
		0.2	194.6	123.7	70.9	412.2	352.0
	673.15	1.0	1100.3	809.7	290.6	568.0	449.5
		0.2	745.1	672.0	73.0	587.9	462.5

جدول ۶- شار حرارتی تلف شده از استوانه داخلی برای حالت پنجم

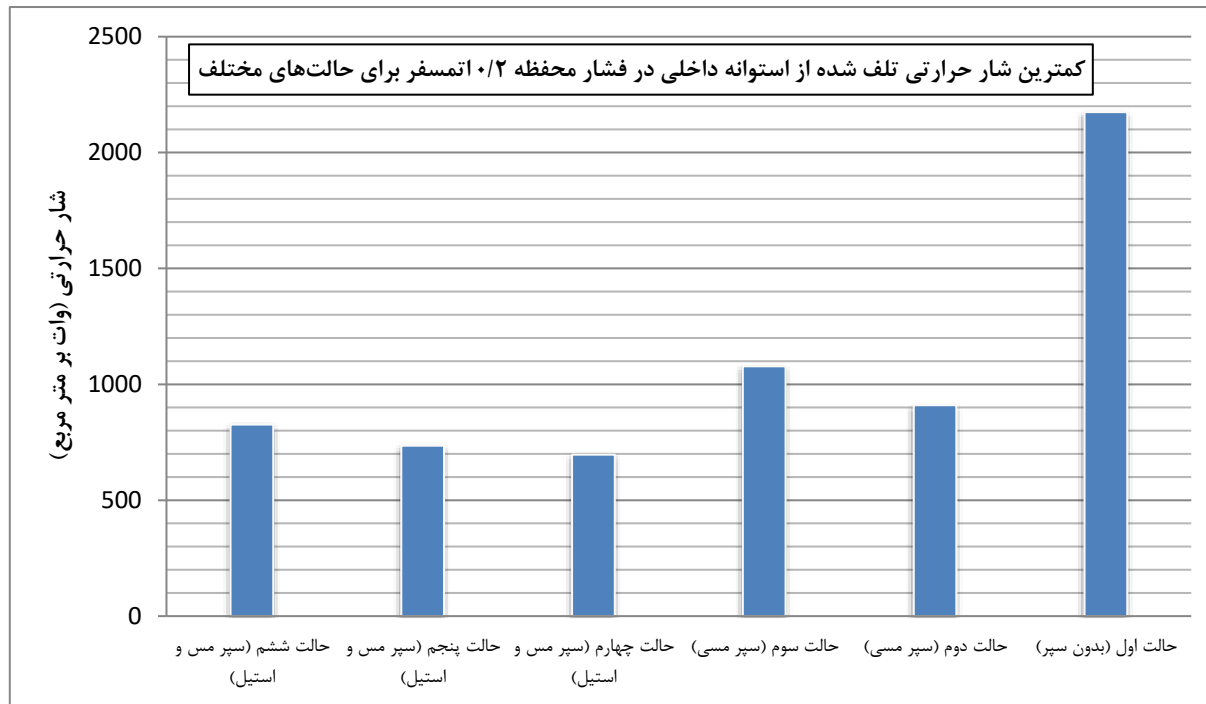
حالت پنجم	T_{in} [K]	P_{enc} [atm]	$[w/m^2] q''_{tot}$	q''_{rad} [w/m ²]	q''_{con} [w/m ²]	T_{sh1} [K]	T_{sh2} [K]
Al-Cu	473.15	1.0	417.8	209.8	208.0	385.1	325.7
		0.2	251.9	185.8	66.1	405.2	342.4
	673.15	1.0	1373.3	1136.2	237.1	540.0	388.0
		0.2	1042.7	971.1	71.5	578.8	440.5
Al-St	473.15	1.0	444.3	220.1	224.2	382.3	326.7
		0.2	282.7	204.8	77.9	398.2	344.1
	673.15	1.0	1519.3	1243.8	275.5	532.3	392.9
		0.2	1205.3	1115.7	89.7	564.8	446.4
Cu-Al	473.15	1.0	377.8	113.3	264.5	371.4	319.6
		0.2	209.0	110.9	98.1	383.6	326.9
	673.15	1.0	1122.6	726.8	395.7	488.0	362.3
		0.2	809.8	685.2	124.6	525.1	391.2
Cu-St	473.15	1.0	364.9	110.9	254.0	374.2	320.6
		0.2	195.0	105.9	89.1	389.4	330.2
	673.15	1.0	1056.8	698.1	358.7	498.2	364.5
		0.2	735.2	632.0	103.2	542.3	398.4
St-Al	473.15	1.0	410.0	151.4	258.6	373.4	321.9
		0.2	245.0	148.5	96.5	385.2	332.0
	673.15	1.0	1307.8	936.3	371.5	498.1	372.7
		0.2	1010.1	887.0	123.2	530.3	409.4
St-Cu	473.15	1.0	376.4	142.8	233.6	379.0	322.5
		0.2	201.4	134.7	66.7	392.1	330.6
	673.15	1.0	1134.1	838.5	295.5	517.1	372.4
		0.2	807.2	725.1	82.1	562.9	414.2

جدول ۷- شار حرارتی تلف شده از استوانه داخلی برای حالت ششم

حالت ششم	T_{in} [K]	P_{enc} [atm]	$[w/m^2] q''_{tot}$	q''_{rad} [w/m ²]	q''_{con} [w/m ²]	T_{sh1} [K]	T_{sh2} [K]
Al-Cu	473.15	1.0	444.1	209.1	234.9	384.0	362.4
		0.2	262.9	185.6	77.3	404.4	360.7
	673.15	1.0	1425.1	1154.5	270.6	533.6	480.6
		0.2	1066.7	980.5	86.2	576.2	489.2
Al-St	473.15	1.0	471.4	218.9	252.5	381.5	361.7
		0.2	294.6	204.6	90.1	397.7	361.1
	673.15	1.0	1574.5	1259.4	315.2	526.8	480.6
		0.2	1236.5	1127.8	108.6	562.2	492.5
Cu-Al	473.15	1.0	421.6	130.8	290.8	371.4	351.7
		0.2	236.4	128.2	108.2	383.4	342.1
	673.15	1.0	1258.2	831.8	426.4	486.9	440.9
		0.2	921.6	780.1	141.5	524.5	433.8
Cu-St	473.15	1.0	404.4	127.4	277.0	374.6	354.9
		0.2	219.4	121.5	97.9	389.7	347.3
	673.15	1.0	1174.2	792.3	381.9	497.8	449.5
		0.2	826.1	710.0	116.1	542.8	446.0
St-Al	473.15	1.0	453.9	165.4	288.5	373.0	354.1
		0.2	272.5	163.3	109.2	384.3	347.4
	673.15	1.0	1443.5	1029.1	414.4	495.4	452.0
		0.2	1120.5	975.2	145.3	528.1	452.4
St-Cu	473.15	1.0	419.9	152.4	267.5	386.3	351.1
		0.2	228.6	142.4	86.3	397.4	353.3
	673.15	1.0	1230.2	909.8	320.5	514.6	462.9
		0.2	874.4	779.5	94.9	562.5	464.5

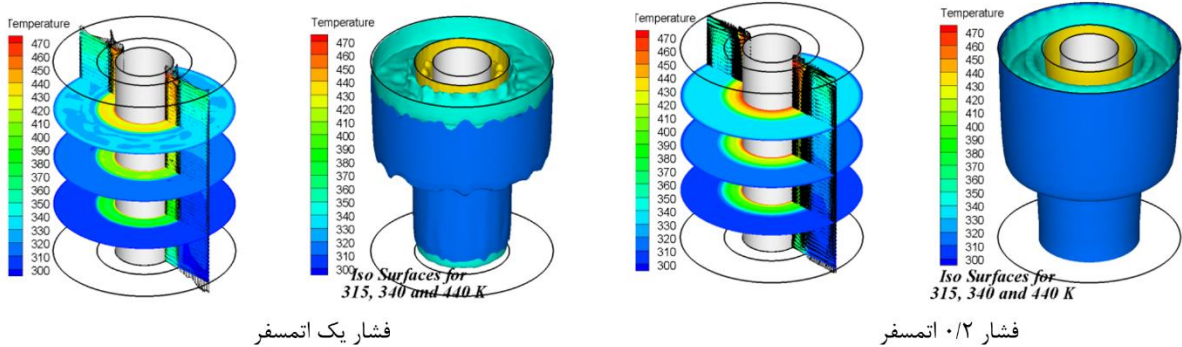


(الف)

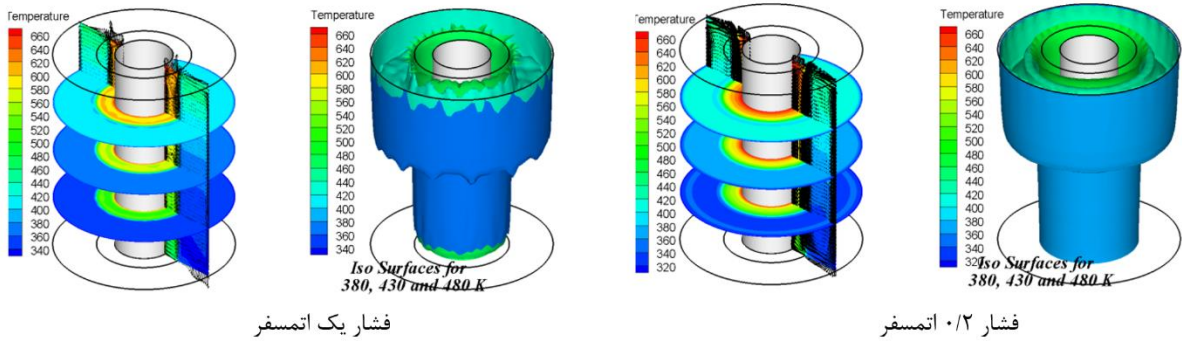


(ب)

شکل ۳- کمترین شار حرارتی تلف شده از استوانه داخلی برای حالت‌های مختلف، (الف) فشار محفظه ۱ اتمسفر و (ب) فشار محفظه ۰/۲ اتمسفر

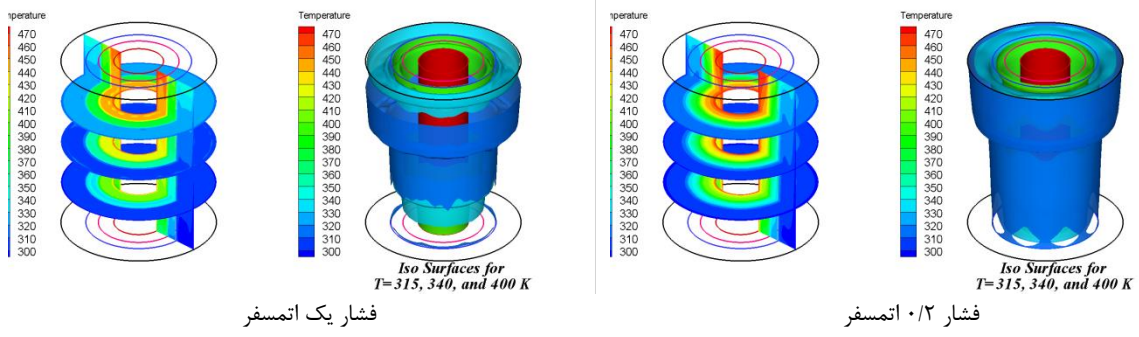


(الف)

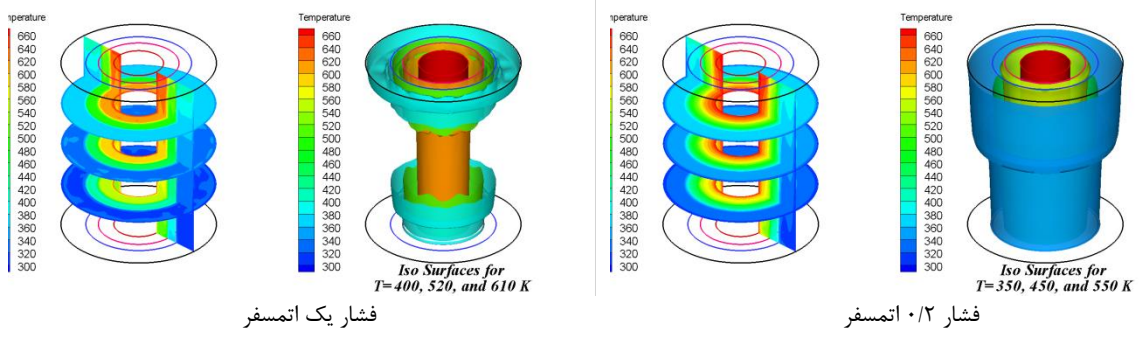


(ب)

شکل ۴- توزیع دمایی و سطوح دما ثابت برای حالت دوم، الف) دمای استوانه داخلی برابر با ۴۷۳/۱۵ کلوین و ب) دمای استوانه داخلی برابر با ۶۷۳/۱۵ کلوین



(الف)



(ب)

شکل ۵- توزیع دمایی و سطوح دما ثابت برای حالت چهارم، الف) دمای استوانه داخلی برابر با ۴۷۳/۱۵ کلوین و ب) دمای استوانه داخلی برابر با ۶۷۳/۱۵ کلوین

۵- نتیجه‌گیری

در مقاله حاضر بررسی عددی میزان کاهش انتقال حرارت جابجایی و تشعشعی بین دو استوانه هم‌مرکز متناهی با استفاده از سپرهای تشعشعی برای شش حالت مختلف مورد بررسی قرار گرفت. با توجه به مشاهدات انجام شده نتایج زیر به دست آمد:

- در تمامی حالت‌ها با افزایش ضریب نشر سپر تشعشعی میزان تلفات حرارتی افزایش می‌یابد.
- در بین فلزهای مورد بررسی مس به واسطه دارا بودن کمترین میزان ضریب نشر تشعشعی بهترین گزینه برای استفاده به عنوان سپر تشعشعی می‌باشد.
- در صورتی که از یک سپر تشعشعی استفاده شود کمترین میزان تلفات مربوط به حالتی خواهد بود که سپر تشعشعی در نزدیکی استوانه داخلی قرار گیرد.
- در صورت استفاده از دو سپر تشعشعی نیز کمترین میزان تلفات مربوط به حالتی خواهد بود که سپرهای تشعشعی در نزدیک‌ترین موقعیت ممکن نسبت به استوانه داخلی قرار بگیرند.
- با فرض گاز ایده‌آل عدد گراشف با توان دوم فشار محفظه رابطه مستقیم خواهد داشت. بنابراین با کاهش فشار محفظه رژیم جریان آرام‌تر شده و نوسانات دمایی در داخل محفظه کاهش می‌یابد.

۶- مراجع

- [1] A. Mezrhab, H. Bouali, H. Amaoui, M. Bouzidi, (2006), "Computation of combined natural-convection and radiation heat-transfer in a cavity having a square body at its center", *Appl. Energy*, 83, 1004–1023.
- [2] V. Vivek, A.K. Sharma, C. Balaji, (2012), "Interaction effects between laminar natural convection and surface radiation in tilted square and shallow enclosures", *Int. J. Therm. Sci.* 60, 70–84.
- [3] Semen G. Martyushev, Mikhail A. Sheremet, (2014), "Conjugate natural convection combined with surface thermal radiation in a three-dimensional enclosure with a heat source, *International Journal of Heat and Mass Transfer*", 73 340–353.
- [4] Menguc MP, Viskanta R. (1987), "Radiation heat transfer in combustion systems", *Prog Energy Combust Sci*;13: 97–160.
- [5] Yang K.T., (1986), "Numerical modeling of natural convection–radiation interactions in enclosures, *Int. Heat Transfer Conf*", 131–140.

- با کاهش فشار محفظه و در نتیجه آن کاهش عدد گراشف و ضریب انتقال حرارت جابجایی دمای سپر تشعشعی اندکی افزایش می‌یابد. در نتیجه در فشارهای پایین علاوه بر تلفات جابجایی، میزان تلفات تشعشعی نیز کاهش می‌یابد.
- بیشترین میزان کاهش تلفات در حالتی که از یک سپر تشعشعی استفاده شود مربوط به حالت دوم و استفاده از مس به عنوان سپر تشعشعی می‌باشد که در این حالت برای فشار یک اتمسفر و دماهای استوانه داخلی برابر با ۲۰۰ و ۴۰۰ درجه سانتیگراد میزان کاهش تلفات نسبت به حالتی که از هیچ سپر تشعشعی استفاده نشده باشد به ترتیب برابر با ۵۲/۶٪ و ۵۷/۳٪ می‌باشد.
- بیشترین میزان کاهش تلفات در حالتی که از دو سپر تشعشعی استفاده شود مربوط به حالت چهارم و استفاده از مس و استیل به عنوان سپر تشعشعی می‌باشد که در این حالت برای فشار یک اتمسفر و دماهای استوانه داخلی برابر با ۲۰۰ و ۴۰۰ درجه سانتیگراد میزان کاهش تلفات نسبت به حالتی که از هیچ سپر تشعشعی استفاده نشده باشد به ترتیب برابر با ۶۳/۵٪ و ۶۵/۸٪ می‌باشد.

- [6] G.V. Kuznetsov, M.A. Sheremet, (2009), "Conjugate natural convection with radiation in an enclosure", Int. J. Heat Mass Tran. 52 2215–2223.
- [7] Anil Kumar Sharma, K. Velusamy, C. Balaji, S.P. Venkateshan, (2007), "Conjugate turbulent natural convection with surface radiation in air filled rectangular enclosures", Int. J. Heat Mass Tran. 50, 625–639.
- [8] Seyfolah Saedodin, M.S. Motaghedi Barforoush, Mohsen Torabi, (2011), "Reducing Heat Transfer Between Two Concentric Semi-Cylinders Using Radiation Shields with Temperature-Dependent Emissivity", Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT), 2, 044001.
- [9] Seyfolah Saedodin, M. S. Motaghedi Barforoush, Mohsen Torabi, (2012), "Calculation of Reduction Heat Transfer between Two Finite Concentric Cylinders Using Radiation Shields with Temperature-Dependent Emissivity", International Review of Mechanical Engineering, Vol. 6, N. 1
- [10] Seyfolah Saedodin, M.S. Motaghedi Barforoush, Mohsen Torabi, (2011), "Calculation of radiation heat transfer using hemisphere shields with temperature-dependent emissivity", Journal of Applied Sciences 11 (12), 2238-2243
- [11] Seyfolah Saedodin, Mohsen Torabi, Jalal Moghimi Kandelousi and Nima Maghsodloo, (2010), "Application of Net Radiation Transfer Method for Optimization and Calculation of Reduction Heat Transfer, Using Spherical Radiation Shields", World Applied Sciences Journal 11 (4): 457-461
- [12] F.P. Incropera, D.P. Dewitt, T.L. Bergman, and A.S. Lavine, (2007), "Fundamentals of Heat and mass transfer", 6th ed., John Wiley and sons, New York
- [13] Sparrow, E. M., and J. L. Gregg, (1956), "Laminar Free Convection Heat Transfer from the Outer Surface of a Vertical Circular Cylinder", Trans. ASME, 78, 1823-1828.
- [14] Churchill, S. W., and H. H. S. Chu, (1975), "Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Vertical Plate", Int. J. Heat Mass Tran. 18, 1323-1329.