

مطالعه انتقال حرارت در تبادلگر های حرارتی دوار با در نظر گرفتن اثرات تغییرات ضرائب انتقال حرارت و خواص فیزیکی سیالات

حسین شکوهمند

استاد گروه مهندسی مکانیک - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

علی رضائی

فارغ التحصیل کارشناسی ارشد مکانیک - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

(تاریخ دریافت ۷۹/۲/۲۱، تاریخ تصویب ۸۱/۴/۱۵)

چکیده

در مقاله حاضر، انتقال حرارت در تبادلگر های حرارتی دوار (پیش گرمکن های هوای دوار) مطالعه و بررسی می گردد. معادلات حاکم بر انتقال حرارت در این تبادلگر، از موازنه انرژی در جز حجمی از تبادلگر بدست آمده و یک روش تحلیلی - تقریبی موسوم به **Heat balance Integral Method** جهت تعیین توزیع درجه حرارت در بخش های هوا و گاز ارایه شده است. در این مقاله تغییرات ضرائب انتقال حرارت و خواص فیزیکی سیالات و سطوح انتقال حرارت در طول تبادلگر در نظر گرفته شده و از اطلاعات و مشخصات پیش گرمکن هوای نیروگاه شهید رجائی استفاده شده است.

واژه های کلیدی: انتقال حرارت، تبادلگر های حرارتی دوار، توزیع درجه حرارت

مقدمه

یونگستروم) در بویلر های نیروگاهی مورد	نظر به اهمیت پیش گرم کردن هوای
استفاده قرار می گیرند. در نیروگاه های	مورد نیاز احتراق، جهت بالابردن راندمان
حرارتی هوای مورد نیاز احتراق پیش از	احتراق در بویلرهای نیروگاهی، تبادلگرهای
ورود به مشعل ها در پیش گرمکن گرم می	حرارتی دوار (پیش گرمکن هوای دوار

قسمت پائین تبادلگر بخش سرد آن را تشکیل می دهد. ماتریس انتقال حرارت در این تبادلگر از یک سری سطوح موج دار تشکیل شده است. موج ورق ها باعث ایجاد آشفتگی در جریان سیال می شود که با ایجاد آشفتگی در جریان می توان انتظار داشت که آهنگ انتقال حرارت در تبادلگر افزایش یابد. سطوح انتقال حرارت برحسب درجه حرارت موضعی آن و مشکل خوردگی، دارای فشردگی متفاوتی اند. سطوح انتقال حرارت به سه قسمت گرم، میانی و سرد تقسیم می شوند که فشردگی سطوح بخش سرد نسبت به دو بخش دیگر کمتر می باشد. انتقال حرارت در این تبادلگر، همانند تبادلگرهای معمولی که از طریق مرز جامد بین دو سیال سرد و گرم می باشد، صورت نمی گیرد، بلکه دوران ماتریس انتقال حرارت باعث می شود تا سطوح فلزی به تناوب در معرض جریان سیال سرد و گرم قرارگیرند. بدین صورت که سطوح انتقال حرارت، انرژی حرارتی را در نیم پریود دوران، از محصولات احتراق دریافت کرده و در خود ذخیره می کند تا پس از ورود به بخش هوا، این انرژی حرارتی را در نیم پریود بعدی دوران، به

شود. پیش گرمکن های هوا همواره جهت جهت جذب انرژی حرارتی از محصولات احتراق مورد استفاده قرار گرفته اند. علم به این مطلب که محصولات احتراق در خروج از اکونومایزر، هنوز دارای درجه حرارتی در حدود ۳۵۰ تا ۴۵۰ درجه سلسیوس می باشند، این انگیزه را ایجاد می کند تا قبل از خروج محصولات احتراق از دیگ بخار، حد اکثر استفاده از انرژی حرارتی آنها صورت پذیرد. از این رو پیش گرمکن های هوا به عنوان یک بازیاب در انتهای مسیر جریان محصولات احتراق قرار می گیرند تا هوای مورد نیاز احتراق را گرم کنند. پیش گرمکن هوای دوار دارای یک ماتریس فشرده استوانه ای شکل از سطوح انتقال حرارت می باشد که به طور پیوسته دوران می کند. تبادلگر توسط صفحات تقسیم کننده ای که در بالا و پائین ماتریس انتقال حرارت قرار می گیرند، به دو قسمت تقسیم می شود. در یک سمت محصولات احتراق از بالا به پائین و در سمت دیگر هوا از پائین به بالا جریان می یابند. بدین ترتیب تبادلگر دوار به صورت یک تبادلگر جریان ناهمسو عمل می کند و در نتیجه قسمت بالای تبادلگر بخش گرم و

معادلات حاکم بر انتقال حرارت ارائه کرده اند. در این مقاله یک روش تحلیلی - تقریبی جهت تشریح توزیع درجه حرارت در بخش های گاز، هوا و همچنین ماتریس فلزی ارائه شده است.

معادلات حاکم

انتقال حرارت در تبادلگر دوار به صورت گذرا بوده و درجه حرارت های گاز، هوا و همچنین سطوح انتقال حرارت تابعی از مکان و زمان می باشد. معادله دیفرانسیل حاکم بر انتقال حرارت در تبادلگر دوار از موازنه انرژی در یک جزء حجم از تبادلگر بدست می آید. در این مقاله سعی بر این است تا تغییرات خواص فیزیکی سیالات و سطوح انتقال حرارت و همچنین تغییرات ضرائب انتقال حرارت جابه جایی در طول تبادلگر در نظر گرفته شود. برای این منظور ابتدا تبادلگر را به چندین دیسک تقسیم کرده و خواص فیزیکی سیالات و ضرائب انتقال حرارت را در یک دمای میانگین مربوط به هر قسمت بدست می آوریم. بدیهی است با افزایش تعداد تقسیمات تبادلگر می توان اثرات تغییرات

هوای سرد منتقل کند. تقریباً به ازای هر ۲۲ درجه سلسیوس افزایش درجه حرارت هوا، حدود ۱٪ راندمان بویلر افزایش می یابد که از این مطلب اهمیت پیش گرم کردن هوا مشخص می گردد. علاوه بر آن از آنجائیکه، این افزایش راندمان از طریق استفاده از انرژی حرارتی محصولات احتراق قبل از خروج از بویلر صورت می گیرد، استفاده از پیش گرمکن های هوا نوعی بازیابی انرژی حرارتی خواهد بود. هدف از ارائه این مقاله مطالعه و بررسی فرآیند انتقال حرارت در پیش گرمکن های هوا می باشد. بیشتر انتقال حرارت در پیش گرمکن های هوای دوار توسط پژوهشگران متعددی مطالعه و بررسی گردیده است. در این میان P. Razelos and M. K. Benjamin [۱] و Nahavandi and Weinstein [۲] یک روش تحلیلی را جهت پیش بینی توزیع درجه حرارت در بخش گاز، هوا و ماتریس فلزی ارائه کرده اند. همچنین

A. Hill and A. J. Willmot [۳] و A. Lambertson [۴] یک روش عددی را جهت حل

ضخامت سطوح انتقال حرارت یکنواخت می باشد.

۷- از نشتی هوا به بخش گاز صرفنظر شده است.

در مرجع [۵] نشان داده شده است که فرضیات فوق در مورد پیش گرمکن های هوای مورد استفاده در نیروگاه های حرارتی فرضیات مناسبی می باشند.

جز حجمی از تبادلگر در بخش گاز را در نظر می گیریم. بالانس انرژی را برای سیال موجود در المان می نویسیم :

$$\rho_g c_g T_g|_x + h_g A \frac{\Delta x}{l} (T_g - T_m) = \rho_g c_g T_g|_{x+\Delta x} \quad (1)$$

$$T_g|_{x+\Delta x} = T_g|_x + \frac{\partial T_g}{\partial x} \Delta x \quad (2)$$

$$\frac{\partial T_g}{\partial x} = - \frac{h_g A}{\rho_g c_g l} (T_g - T_m) \quad (3)$$

و همچنین برای سطوح انتقال حرارت موجود در المان خواهیم داشت :

$$h_g A \frac{\Delta x}{l} (T_g - T_m) = M_m \frac{\Delta x}{l} c_m \frac{\partial T_m}{\partial t} \quad (4)$$

خواص فیزیکی سیالات و ضرائب انتقال حرارت را بررسی کرد. در یک دیسک به طول l ، جز حجمی به طول Δx را در نظر می گیریم. جهت موازنه انرژی در جز حجم مذکور فرضیات زیر صورت گرفته است [۵]:

۱- درجه حرارت ورودی و دبی گاز و هوا ثابت می باشد.

۲- تبادل حرارتی پیش گرمکن هوا با محیط ناچیز می باشد.

۳- سرعت گاز و هوا در طول کانال (ضخامت دیسک) ثابت می باشد.

۴- ضریب انتقال حرارت و خواص فیزیکی سیالات در هر دیسک ثابت می باشد.

۵- از ظرفیت حرارتی سیال موجود در المان صرفنظر می گردد.

۶- ضریب هدایت حرارتی سطوح انتقال حرارت در جهت جریان ناچیز و در جهت عمود بر جریان بی نهایت فرض می شود. به عبارتی از هدایت محوری در طول تبادلگر صرفنظر شده و درجه حرارت در

$$\frac{\partial u_m}{\partial \tau} = \pi_g (u_g - u_m) \quad (9)$$

$$0 < X < 1 \quad -1 < \tau < 0 \quad (10)$$

و همچنین معادلات بی بعد بخش هوا نیز به صورت زیر خواهند بود:

$$\frac{\partial u_a}{\partial X} = \Lambda_a (u_a - u_m) \quad (11)$$

$$\frac{\partial u_m}{\partial \tau} = \pi_a (u_a - u_m) \quad 0 < X < 1 \quad 0 < \tau < 1 \quad (12)$$

شرایط مرزی

$$u_g = 1 \quad X = 0, \quad -1 < \tau < 0$$

$$u_a = 0 \quad X = 1, \quad 0 < \tau < 1 \quad (13)$$

$$0 < X < 1 \quad u_m(\tau = -1) = u_m(\tau = 1) \quad (14)$$

فرمولاسیون مسأله

یکی از روش های حل تحلیلی معادلات دیفرانسیل حاکم بر انتقال

$$\frac{\partial T_m}{\partial t} = \frac{h_g A}{M_m c_m} (T_g - T_m) \quad (5)$$

به طریق مشابه معادلات دیفرانسیل حاکم بر انتقال حرارت در بخش هوا نیز به صورت زیر بدست می آید:

$$\frac{\partial T_a}{\partial x} = \frac{h_a A}{m_a c_a l} (T_m - T_a) \quad (6)$$

$$\frac{\partial T_m}{\partial t} = \frac{h_a A}{M_m c_m} (T_m - T_a) \quad (7)$$

بی بعد کردن معادلات انتقال حرارت

پارامترهای بی بعد زیر را در نظر می گیریم:

$$\tau = \frac{t}{t_g} \quad \pi = \frac{hAt}{M_m c_m}$$

$$\Lambda = \frac{hA}{\dot{m}c_p} \quad X = \frac{x}{l}$$

$$u = \frac{T - T_{ai}}{T_{gi} - T_{ai}} \quad (8)$$

در نتیجه معادلات بی بعد بخش گاز به صورت زیر بدست می آیند:

$$\frac{\partial u_g}{\partial X} = -\Lambda_g (u_g - u_m)$$

$$\int_{-1}^0 \left(\frac{\partial u_m}{\partial \tau} - \pi_g (u_g - u_m) \right) Y_j(\tau) d\tau = 0 \quad (18)$$

$$\int_0^1 \left(\frac{\partial u_a}{\partial X} - \Lambda_a (u_a - u_m) \right) Y_j(\tau) d\tau = 0 \quad (19)$$

$$\int_0^1 \left(\frac{\partial u_m}{\partial \tau} - \pi_a (u_a - u_m) \right) Y_j(\tau) d\tau = 0 \quad (20)$$

حل تحلیلی معادلات به این صورت می باشد که توابع درجه حرارت بی بعد را به صورت توابعی از زمان بی بعد در نظر می گیریم. با توجه به دید فیزیکی مسأله و دوران متناوب تبادله، این فرض که نوسانات زمانی توابع درجه حرارت بی بعد به صورت کسینوسی باشد، فرض مناسبی خواهد بود. علاوه بر آن نظر به وجود مشتق زمانی در معادلات دیفرانسیل حاکم بر سطوح انتقال حرارت، می بایست نوسانات زمانی توابع درجه حرارت بی بعد سطوح انتقال حرارت از مرتبه دوم باشد. توابع بی بعد درجه حرارت را به صورت زیر در نظر می گیریم :

$$u_g = G(X) + g(X) \cos\left(\frac{\pi}{2}\tau - \frac{\pi}{4}\right) \quad (21)$$

حرارت روش [۶] (THEBIM) می باشد. مطابق روش مذکور، معادله حاکم بر انتقال حرارت در دو بخش گاز و هوا را به صورت خلاصه می توان به فرم زیر در نظر گرفت :

$$L(u) = 0 \quad (15)$$

در این روش، اگر تابعی مانند V معادله انتگرالی ذیل و شرایط مرزی را ارضا کند می تواند یک جواب تقریبی معادلات دیفرانسیل باشد که برای نوشتن فرم انتگرالی معادلات دیفرانسیل انتقال حرارت از معادلات دیفرانسیل در بازه زمانی پریودهای سرد و گرم انتگرال گرفته می شود.

$$\int_0^1 L(V) Y_j(\tau) d\tau = 0 \quad j = 1, 2, \dots \quad (16)$$

در این معادلات تابع وزنی می باشد. انتگرال فوق را بر هر چهار معادله دیفرانسیل حاکم بر مسأله اعمال می کنیم :

$$\int_{-1}^0 \left(\frac{\partial u_g}{\partial X} + \Lambda_g (u_g - u_m) \right) Y_j(\tau) d\tau = 0 \quad (17)$$

$$\frac{\partial G}{\partial X} = -\Lambda_g (G - M) \quad (26)$$

$$\frac{\partial A}{\partial X} = \Lambda_a (A - N) \quad (27)$$

$$m = \pi_g (G - M) \quad (28)$$

$$n = -\pi_a (A - N) \quad (29)$$

همچنین با فرض $Y_2(\tau) = \cos\left(\frac{\pi}{2}\tau - \frac{\pi}{4}\right)$ برای بخش گاز و $Y_2(\tau) = \cos\left(\frac{\pi}{2}\tau + \frac{\pi}{4}\right)$ برای بخش هوا خواهیم داشت

$$\frac{\partial g}{\partial X} = -\Lambda_g (g - m) \quad (30)$$

$$\frac{\partial a}{\partial X} = \Lambda_a (a - n) \quad (31)$$

$$\mu = \pi_g (g - m) \quad (32)$$

$$\nu = -\pi_a (a - n) \quad (33)$$

شرایط مرزی معادلات انتگرالی

شرایط مرزی جدید به صورت زیر تغییر می کند :

$$u_m = M(X) + m(X) \cos\left(\frac{\pi}{2}\tau - \frac{\pi}{4}\right) + \frac{3\sqrt{2}}{4} \mu(X) \left\{ \cos^2\left(\frac{\pi}{2}\tau - \frac{\pi}{4}\right) + \frac{2-\pi}{2\pi} \right\} \quad 0 < X < 1$$

$$-1 < \tau < 0 \quad (22)$$

و همچنین برای بخش هوا

$$u_a = A(X) + a(X) \cos\left(\frac{\pi}{2}\tau + \frac{\pi}{4}\right) \quad (23)$$

$$u_m = N(X) + n(X) \cos\left(\frac{\pi}{2}\tau + \frac{\pi}{4}\right) + \frac{3\sqrt{2}}{4} \nu(X) \left\{ \cos^2\left(\frac{\pi}{2}\tau + \frac{\pi}{4}\right) + \frac{2-\pi}{2\pi} \right\} \quad 0 < \tau < 1 \quad 0 < y < 1 \quad (24)$$

در معادلات مذکور توابع $G(y)$ و $g(y)$ و

... مجهول

می باشند که با بدست آوردن آنها پروفیل

های درجه حرارت بدست می آیند. در حل

معادلات انتگرالی توابع وزنی به صورت

زیر در نظر گرفته شده است :

$$Y_j = \cos^{(j-1)} \beta \quad j = 1, 2 \quad (25)$$

پروفیل های درجه حرارت را در معادلات

انتگرالی قرار داده و با فرض $Y_1(\tau) = 1$

معادلات زیر بدست می آیند :

(۳۸)

ابتدا در حالت خاص $\alpha_1 = 0$ با جاگذاری ضرائب مفروض در معادلات و اعمال شرا ئط مرزی یک جواب پایه به صورت زیر بدست می آید :

$$F = \{1,1,1,1,0,0,0\}$$

(۳۹)

و همچنین برای هر مقدار دلخواه α نیز جواب کلی زیر بدست می آید :

$$F = \left\{ \frac{\Lambda_g}{\pi_g}, \frac{\Lambda_a}{\pi_a}, \frac{\Lambda_g + \alpha}{\pi_a}, \frac{\Lambda_a - \alpha}{\pi_a}, \frac{-\Lambda_g \alpha}{\Lambda_g + \alpha}, \frac{-\Lambda_a \alpha}{\Lambda_a - \alpha}, -\alpha \right\} e^{\alpha x}$$

(۴۰)

برای بدست آوردن مقادیر α از شرط مرزی پیوستگی درجه حرارت سطوح انتقال حرارت استفاده کرده و خواهیم داشت :

$$\frac{\pi(\Lambda_g + \alpha)^2 + \pi_g^2 \alpha^2}{\pi_g(\Lambda_g + \alpha)} = \frac{\pi(\Lambda_a - \alpha)^2 + \pi_a^2 \alpha^2}{\pi_a(\Lambda_a - \alpha)}$$

(۴۱)

که از معادله بالا سه جواب برای α بدست می آید.

با بدست آوردن مقادیر α چهار جواب پایه بدست آمده و می توان جواب عمومی را

$$G = 1, g = 0 \quad X = 0$$

(۳۴)

$$(۳۵) \quad A = a = 0 \quad X = 1$$

و شرط مرزی پیوستگی درجه حرارت سطوح فلزی به صورت زیر خواهد بود :

$$m = n$$

(۳۶)

$$M + \frac{\mu}{\pi} = N + \frac{\nu}{\pi}$$

(۳۷)

تعیین توابع مکانی

معادلات دیفرانسیل حاکم بر انتقال حرارت تبادلگر در روش انتگرالی به یک دستگاه معادلات جدید به همراه شرایط مرزی جدید تبدیل شده است. تغییرات مکانی توابع $G(X), A(X), \dots$ را به صورت نمائی $Ce^{\alpha x}$ در نظر میگیریم. از آنجائیکه معادلات دیفرانسیل خطی می باشند، می توان جواب نهائی توابع $G(X), A(X), \dots$ را به صورت ترکیب خطی چند جواب پایه در نظر گرفت. برای سادگی مجموعه جواب های مساله را به صورت زیر نشان می دهیم :

$$F = \{G, A, M, N, g, a, m\}$$

تبادلگر، شرط پیوستگی پروفیل درجه حرارت را برای $(N-1)$ مرز تقسیم تبادلگر در نظر می گیریم. در نتیجه با اعمال شرط پیوستگی توابع a, A, g, G در $(N-1)$ مرز تقسیم، $(4N-4)$ معادله نیز از این طریق بدست می آید که می توان تمامی مجهولات را بدست آورد. با بدست آوردن مقادیر X_i جواب های عمومی توابع a, A, g, G مربوط به هر بخش بدست آمده و در نتیجه پروفیل های درجه حرارت گاز و هوا در طول تبادلگر به صورت توابعی از مکان و زمان بدست می آیند. در این مقاله از اطلاعات و مشخصات پیش گرمکن هوای موجود در نیروگاه شهید رجائی استفاده شده و با تقسیم تبادلگر به بیست و سه دیسک مساله حل شده است. به عبارتی با تقسیم تبادلگر به بیست و سه دیسک اثرات تغییرات خواص ترمو فیزیکی سیالات و سطوح انتقال حرارت و همچنین تغییرات

به صورت ترکیب خطی این چهار جواب در نظر گرفت:

$$F = \sum_{i=1}^4 b_i F_i \quad (42)$$

جهت بدست آوردن ضرایب b_i می بایست از شرایط مرزی استفاده کرد. به منظور اعمال تغییرات خواص ترمو فیزیکی سیالات (مانند گرمای ویژه و ویسکوزیته) و همچنین تغییرات ضرایب انتقال حرارت در طول تبادلگر، تبادلگر را به چندین دیسک تقسیم کرده و حل تحلیلی ارائه شده را برای هر قسمت در نظر می گیریم. بدین ترتیب خواص فیزیکی مورد نظر در هر دیسک ثابت می باشد. اگر تبادلگر به N قسمت تقسیم شده باشد، برای هر قسمت چهار مجهول b_i و برای کل تبادلگر $4N$ مجهول خواهیم داشت که برای حل مساله به $4N$ معادله نیازمندیم. چهار معادله را می توان از شرایط مرزی در ورودی و خروجی تبادلگر بدست آورد. به دلیل پیوستگی پروفیل درجه حرارت های گاز و هوا در طول

جدول ۱: مقایسه نتایج به دست آمده از روش حل ارائه شده با داده های تجربی .

درصد خطا	داده های نیروگاهی	نتایج به دست آمده	
-16.21%	126	105.5719	دمای گاز خروجی °C
+6.30%	324	344.4320	دمای هوای خروجی °C

حالت خواص ترمو فیزیکی و ضرائب انتقال حرارت متغیر با داده های تجربی را نشان می دهد.

مقادیر به دست آمده از روش انتگرالی، هیچگونه فرضی در مورد کیفیت سطوح ماتریس فلزی ارائه نمی کند. در حالی که مقادیر اندازه گیری شده علاوه بر خطای سنسورهای به کار رفته، دمائی را مشخص می کند که واقعاً در عمل رخ می دهد. به علاوه نوع سوخت نیز می تواند بر میزان تمیزی سطح ماتریس فلزی اثر داشته باشد. به عنوان مثال اگر سوخت مورد استفاده در نیروگاه گاز باشد، طبعاً محصولات احتراق اثر کمتری بر میزان تبادل حرارتی بین محصولات احتراق و ماتریس فلزی خواهند داشت. در حالی که وجود دوده یا هیدروکربن های نسوخته به هنگام استفاده

ضرائب انتقال حرارت در هر ده سانتیمتر از تبادلگر در نظر گرفته شده است. جهت اعمال تغییرات ضرائب انتقال حرارت در طول تبادلگر از داده های آزمایشگاهی ارائه شده توسط (R.K.Shah) [۷] استفاده گردیده است.

مقایسه نتایج به دست آمده با داده های تجربی

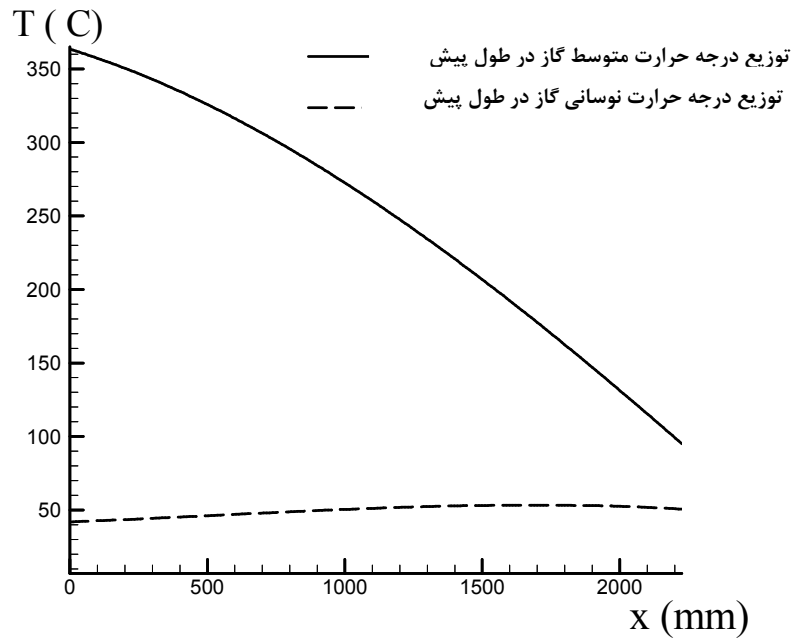
به منظور مقایسه نتایج به دست آمده از این تحقیق با آنچه که در عمل و به هنگام عملکرد این پیش گرمکن به دست می آید، مقادیر درجه حرارت ورودی و خروجی محصولات احتراق و هوا در نیروگاه شهید رجائی اندازه گیری شده است. جدول (۱)، مقایسه ای بین نتایج به دست آمده از روش حل ارائه شده در

تغییرات مکانی درجه حرارت های متوسط ونوسانی گاز و هوا در طول تبادلگر نشان داده شده است. اشکال (۳) و (۴) تغییرات زمانی درجه حرارت های متوسط گاز و هوا را در پریودهای سرد و گرم نشان می دهد. مرجع [۴] در بسیاری از مقالات معتبر مبنای مقایسه نتایج به دست آمده جهت پیش بینی عملکرد حرارتی پیش گرمکن های هوا بوده است. مرجع [۴] یک روش عددی را جهت مطالعه انتقال حرارت در پیش گرمکن های هوای دوار ارائه کرده است که نتایج به دست آمده از این روش شامل روابط $\varepsilon-NTU$ برای پیش گرمکن های هوا می باشد. در اشکال (۵) و (۶) پروفیل های درجه حرارت بدست آمده از روش تحلیلی با پروفیل های بدست آمده از مرجع [۴] (روش $\varepsilon-NTU$) مقایسه شده است. در اشکال (۷) و (۸) اثر تغییرات خواص فیزیکی گاز، هوا و سطوح انتقال حرارت و همچنین اثر تغییرات ضرائب انتقال حرارت بر درجه حرارت خروجی گاز و هوا نشان داده شده است. مطابق اشکال (۷) و (۸) در نظر گرفتن تغییرات خواص

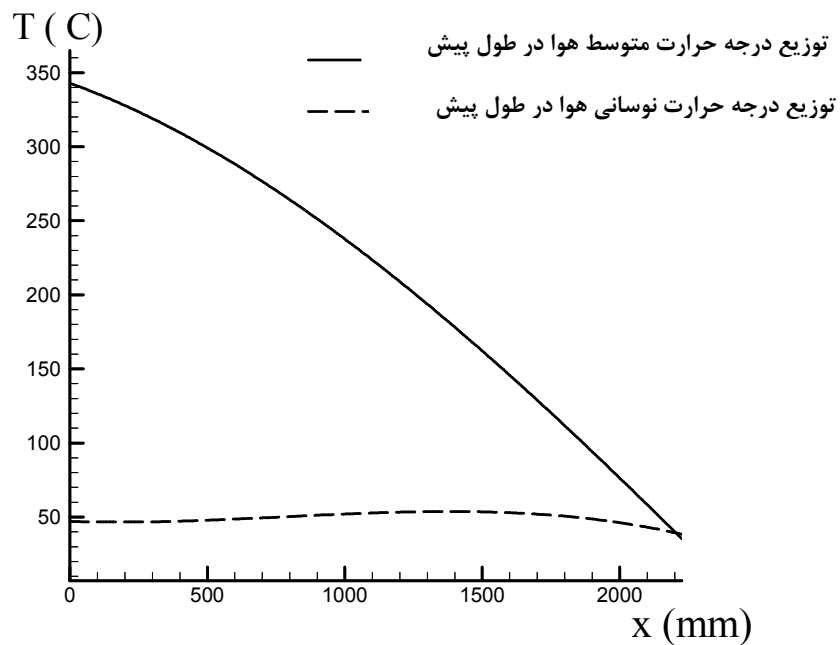
از مازوت می تواند درجه حرارت خروجی متفاوتی را برای گاز های داغ و هوا به وجود آورد. علاوه بر آن خطای سنسورهای اندازه گیری، عملکرد طولانی پیش گرمکن هوا و خوردگی سطوح انتقال حرارت و عدم تشابه کامل شکل سطوح انتقال حرارت موجود در نیروگاه با شکل سطوح انتقال حرارت موجود در مرجع [۷] و تأثیر آن بر روی مقادیر ضرائب انتقال حرارت عوامل متعدد تفاوت بین مقادیر اندازه گیری شده و مقادیر تئوریک می باشد.

نتایج و جمع بندی

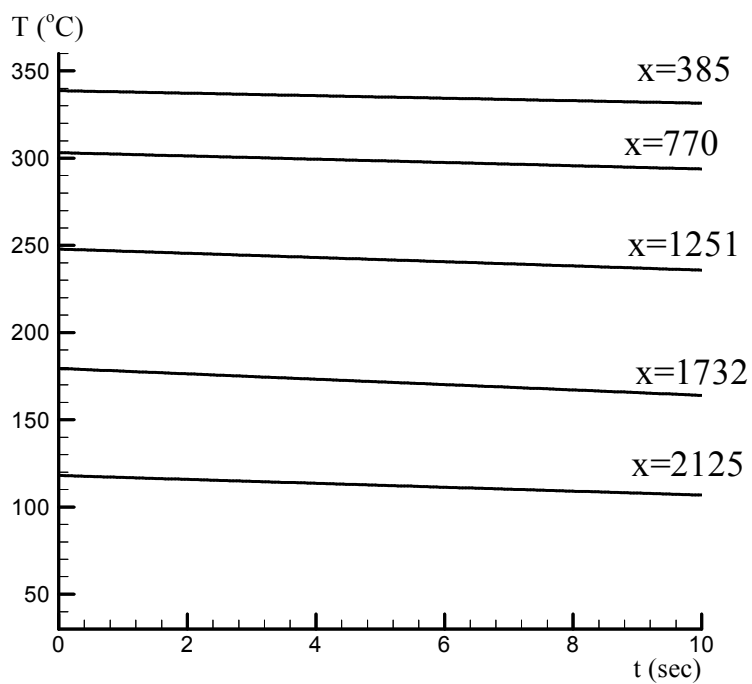
در مقاله حاضر انتقال حرارت گذرا در تبادلگر های حرارتی دوار (پیش گرمکن های هوا) بررسی شده و پروفیل های درجه حرارت گاز و هوا به صورت توابعی از مکان و زمان بدست آمده اند. در حل مساله تغییرات خواص فیزیکی گاز، هوا و سطوح انتقال حرارت و همچنین تغییرات ضرائب انتقال حرارت در بخش های گاز و هوا در نظر گرفته شده است. در اشکال (۱) و (۲)



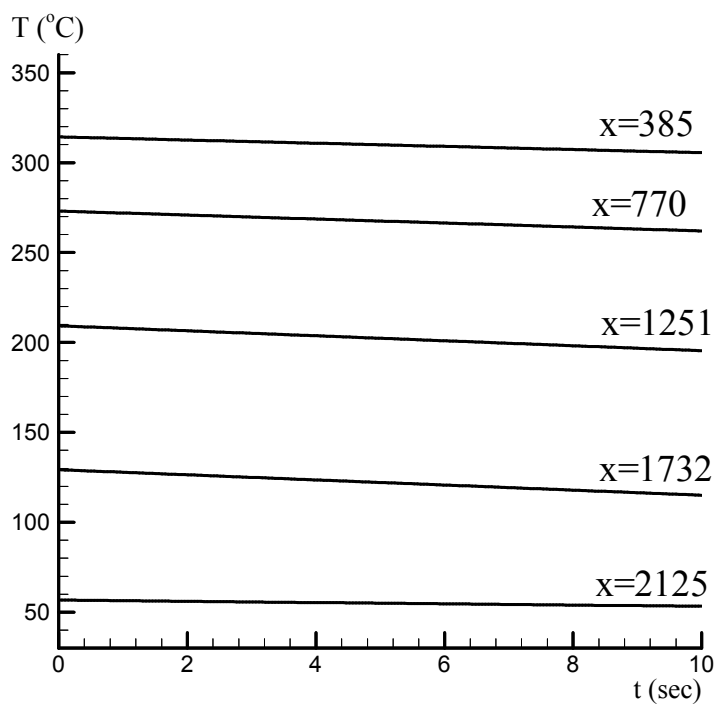
شکل ۱: توزیع درجه حرارت متوسط و نوسانی گاز در طول پیش گرمکن.



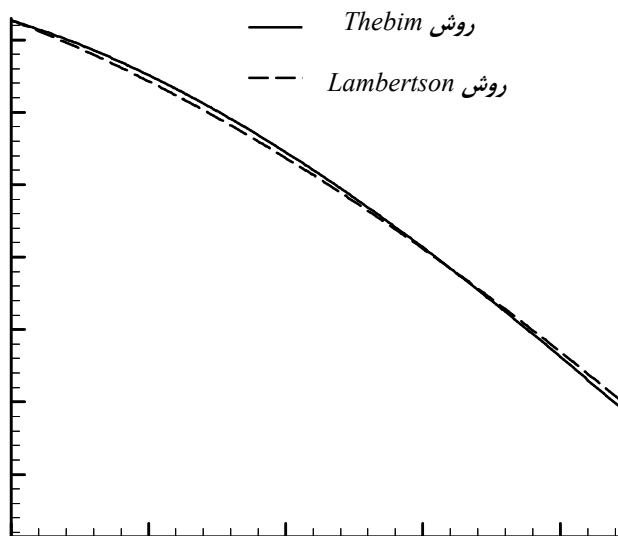
شکل ۲: توزیع درجه حرارت متوسط و نوسانی هوا در طول پیش گرمکن.



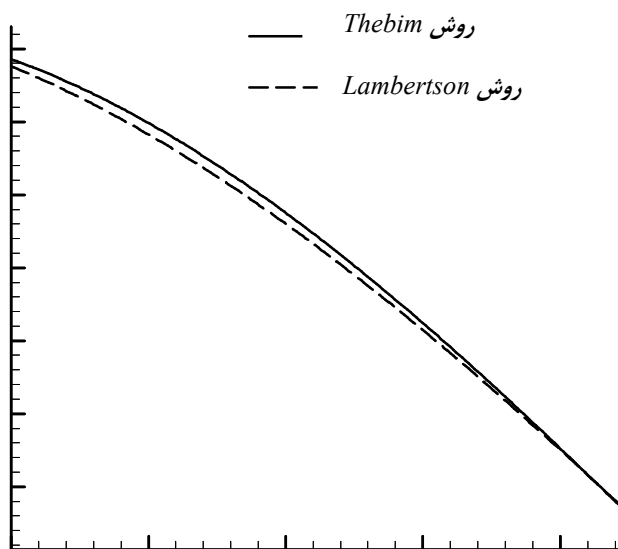
شکل ۳: توزیع درجه حرارت گاز در پریود گرم ($t_g = 10 \text{ sec}$) .



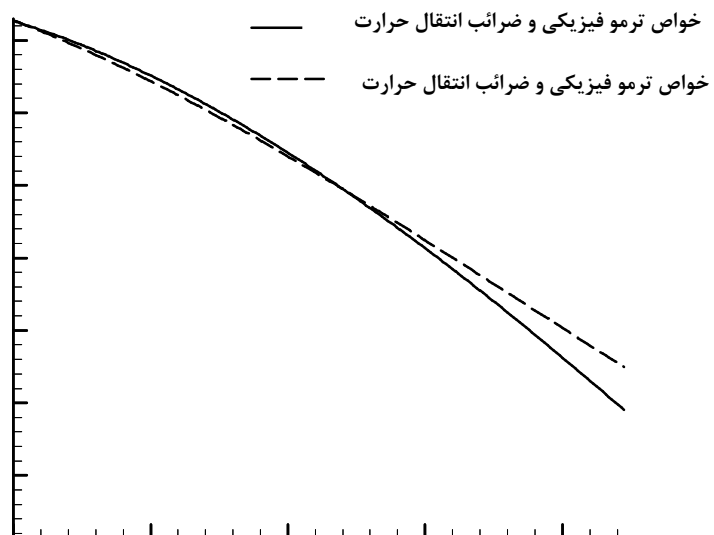
شکل ۴: توزیع درجه حرارت هوا در پریود سرد ($t_a = 10 \text{ sec}$).



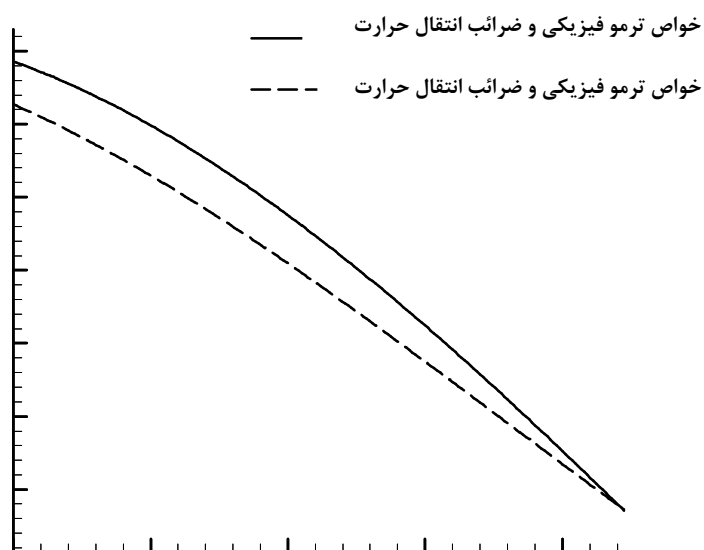
شکل ۵ : مقایسه توزیع درجه حرارت متوسط گاز در روش Thebim و روش lambertson .



شکل ۶ : مقایسه توزیع درجه حرارت متوسط هوا در روش Thebim و روش lambertson .



شکل ۷: اثر تغییرات خواص ترموفیزیکی و ضرایب انتقال حرارت بر دمای گاز خروجی .



شکل ۸: اثر تغییرات خواص ترموفیزیکی و ضرائب انتقال حرارت بر دمای هوای خروجی .

M: جرم ماتریس انتقال حرارت (kg)

t_a : پریود

بخش هوا (sec)

l: طول کانال جریان سیال (m)

u: درجه حرارت بی بعد

G(X): درجه حرارت متوسط گاز

A(X): درجه حرارت متوسط هوا

g(X): درجه حرارت نوسانی گاز

a(X): درجه حرارت نوسانی هوا

X: فاصله بی بعد

τ : زمان بی بعد

Λ : طول بی بعد

π : پریود بی بعد

S: سطح مقطع (m^2)

ρ : چگالی (kg/m^3)

زیر نویس ها:

g: گاز (محصولات احتراق)

a: هوا

فیزیکی گاز، هوا و سطوح انتقال حرارت و همچنین ضرائب انتقال حرارت در طول تبادلگر باعث می شود تا هوا نسبت به حالتی که خواص فیزیکی و ضرائب انتقال حرارت ثابت فرض می شوند با درجه حرارت بیشتری از تبادلگر خارج شده و همچنین گاز نیز با درجه حرارت کمتری از تبادلگر خارج گردد.

فهرست علائم

T: درجه حرارت ($^{\circ}C$)

A: سطح انتقال حرارت (m^2)

X: فاصله (m)

\dot{m} : دبی جرمی (kg/s)

h: ضریب انتقال حرارت جابه جایی

($W/m^2 \ ^{\circ}C$)

c_p :

گرمای ویژه ($kJ/kg \ ^{\circ}C$)

t: زمان (sec)

t_g : پریود بخش گاز (sec)

m: ماتریس انتقال حرارت

مراجع

- 1 - Razelos, P. and Benjamin, M. K. (1978). "Computer model of thermal regenerators with variable mass flow rates." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 21, PP. 735-743.
- 2 - Nahavandi, A. N. and Weinstein, A. S. (1961). "A solution to the periodic flow regenerative heat exchanger problem." *Appl. Scient. Res. A10*, PP. 335-348, (1961).
- 3 – Hill, A. and Willmott, A. J. "A robust method for regenerative heat exchange calculation." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 30, PP. 241-249.
- 4 - Lambertson, T. J. (1958). "Performance factors of a periodic flow heat exchanger." *ASME Transaction*, Vol 80, PP. 586-592.
- 5 – Schmidt, F. W. and Willmott, A. J. (1981). *Thermal Energy Storage and Regeneration*, McGraw-Hill, New York.
- 6 - Langford, D. (1973). "The heat balance integral method." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 16, PP. 2424-2428.
- 7 - Shah, R. K. (1988). *Experimental Heat Transfer, Fluid Dynamics and Thermodynamics*, Elsevier, New York.

واژه های انگلیسی به ترتیب استفاده در متن

1 - The Heat Balance Integral Method