



فصلنامه علمی - پژوهشی تحقیقات موتور

تارنمای فصلنامه: www.engineerresearch.ir



مطالعه مسأله انتقال حرارت تماسی در دریچه دود موتورهای احتراق داخلی

کوروش گودرزی^{۱*}، امین موسائی^۲، معصومه قرائتی^۳

^۱دانشگاه یاسوج، یاسوج، ایران، kgoudarzi@yu.ac.ir

^۲دانشگاه یاسوج، یاسوج، ایران، moosaie@yu.ac.ir

^۳دانشگاه یاسوج، یاسوج، ایران، masume.gharaati@yahoo.com

^۴نویسنده مسئول، شماره تماس: ۰۹۱۲۷۶۱۲۴۸۷

اطلاعات مقاله

چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۸ بهمن ۱۳۹۲

پذیرش: ۱۸ مرداد ۱۳۹۳

کلیدواژه‌ها:

انتقال حرارت تماسی

دریچه دود

انتقال حرارت معکوس

در این پژوهش، مسأله انتقال حرارت تماسی میان دریچه و نشیمنگاه در حالت سه بعدی (مقارن محوری) با استفاده از روش انتقال حرارت معکوس بررسی شده است. از روش تغییر مزدوج با استفاده از گام جستجو دومرحله‌ای برای حل مسأله معکوس استفاده شده است. بصورت همزمان ضریب انتقال حرارت تماسی و ضریب انتقال حرارت گازهای خروجی تخمین زده شده است. نتایج نشان می‌دهد که در ابتدای بازه زمانی ضریب انتقال حرارت تماسی بخوبی تخمین زده نمی‌شود اما با افزایش زمان بهبود در تخمین حاصل می‌شود.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

(۱) مقدمه

یکی از بخش‌های بسیار مهم در موتورهای احتراق داخلی دریچه دود است که از آن به عنوان گلوگاه موتور یاد می‌شود. مسأله انتقال حرارت از دریچه دود به عنوان یکی از مهم‌ترین مسائل کاربردی انتقال حرارت تماسی در مسأله انتقال حرارت تماسی میان دریچه و نشیمنگاه آن از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. شناسایی دقیق این متغیر به مهندسين کمک می‌کند تا در طراحی موتورهای احتراق داخلی از مواد و همبسته‌های بهتر و کارتری استفاده کنند. همچنین در طراحی سامانه خنک‌کاری ملاحظات لازم برای طراحی را در نظر بگیرند. به همین منظور بررسی انتقال حرارت در دریچه دود همواره مورد نظر بسیاری از محققان بوده است. به عنوان نمونه ویسنسکی^۱ به منظور تعیین ضرایب انتقال حرارت برای اندازه‌گیری دماها و شارهای حرارتی در دریچه دود یک موتور دیزل مطالعه تجربی انجام داد. وی با انجام یکسری آزمایش دماها و شارهای حرارتی را در دریچه دود اندازه‌گیری و به صورت تابعی از سرعت و گشتاور موتور گزارش کرد [۱]. شجاعی فرد و همکاران تحلیل انتقال حرارت در دریچه دود را با استفاده از روش اجزاء محدود انجام دادند و توزیع دما و تنش‌های حرارتی را در شرایط مختلف ارائه کردند [۲]. همچنین شجاعی فرد و همکاران ضریب انتقال حرارت تماسی بین دریچه دود و نشیمنگاهش را با روش تجربی به دست آوردند [۳]. شجاعی فرد و همکاران انتقال حرارت میان دریچه و نشیمنگاه آن را در موتورهای احتراق داخلی تحلیل کردند [۴]. شجاعی فرد و همکاران انتقال حرارت تماسی را با استفاده از شبیه‌سازی‌های غیرخطی شناسایی سامانه بررسی کردند [۵]. گودرزی انتقال حرارت تماسی میان دریچه دود و نشیمنگاه آن را با استفاده از شبیه‌سازی‌های غیرخطی شناسایی سامانه شبیه‌سازی کرد [۶]. گودرزی و همکاران تأثیر فشار و فرکانس تماس را بر روی انتقال حرارت تماسی بین دریچه دود و نشیمنگاهش بررسی کردند [۷]. هرنیک^۲ و همکاران نیز انتقال حرارت یعنی تعیین توزیع دما؛ تغییر دما و تنش‌های حرارتی در دریچه دود را مطالعه کردند. آنها از شبیه‌سازی‌های هندسی مختلف دریچه که توسط لایه کربن پوشیده شده و تحت شرایط مختلف قرار گرفته است، استفاده کردند [۸].

در گذشته مسأله انتقال حرارت بین دو سطح که در تماس متناوب با هم هستند، موضوع تحقیقات تحلیلی و تجربی متعددی بوده است. انتقال حرارت بین سطوحی که با هم در تماس متناوب هستند در شرایط عملی بیشماری به وقوع می‌پیوندد و تلاش‌های نظری، تجربی و عددی فراوانی برای اندازه‌گیری و پیش‌بینی هدایت حرارتی تماس

متناوب (یا ضریب انتقال حرارت تماسی) انجام شده است. هاوارد^۳ روی انتقال حرارت یک بعدی در محل تماس دو میله که محور آنها در یک امتداد و به صورت متناوب با هم در تماس بودند، مطالعه تجربی انجام داد و در این تحقیق اثر بسامد و مدت زمان تماس را روی انتقال حرارت مطالعه کرد [۹]. او به این نتیجه رسیدند که مقاومت حرارتی تماس متناوب بین دو سطح شاخص مهمی در پایش جریان شار حرارتی است.

موزس^۴ و جانسون^۵ انتقال حرارت از عرض دو سطح تخت با تماس متناوب را به صورت تجربی بررسی کردند [۱۰]. آنها همچنین شرایط شبه دائم برای سطوح فلزی مشابه را در تماس‌های تناوبی مورد بررسی قرار دادند. تمرکز آنها بر رفتار هدایت حرارتی تماس در طول بخشی از چرخه که سطوح در تماس با یکدیگر هستند و تعداد چرخه-هایی که لازم است طی شود تا شرایط شبه دائم پدید آید، بوده است. نتایج تحقیقات تجربی آنها نشان می‌دهد که برای چرخه‌های با زمان تماس کوتاه، هدایت حرارتی تماس با تناوب تماس‌ها تغییر می‌یابد اما اگر زمان‌های تماس طولانی شود نهایتاً یک مقدار یکنواخت برای هدایت حرارتی تماسی حاصل می‌شود. توزیع دمای تجربی به دست آمده توسط آنها توسط یک^۶ نیز به عنوان مثالی برای تخمین متغیرها و توابع در یک مسأله هدایت حرارتی معکوس به دست آمد. وی با بکارگیری این روش برای محاسبه مقادیر هدایت حرارتی تماس، مقادیری را به دست آورد که هم از لحاظ فرم و هم اندازه مشابه داده-های حاصل از تحلیل‌های تجربی بودند. همچنین با استفاده از تحلیل تابع تخمین که در آن معادله هدایت گذرا به صورت عددی حل شده و هدایت حرارتی تماس در هر گام زمانی محاسبه می‌شود مقادیری برای هدایت حرارتی تماس به دست آورد که نسبت به تحلیل تجربی و تحلیل‌های تخمینی متغیری به مراتب یکنواخت‌تر بودند [۱۱].

با وجود این برای بیشتر حالت‌ها، کمترین فاصله‌ای که یک حسگر دما می‌تواند از سطح قرار بگیرد توسط محدودیت‌های ماشینکاری، محدود می‌شود. همچنین باید دقت کرد که با نزدیک‌تر کردن حسگر به سطح، مشخصه‌های سطح آسیب نبینند. بعلا تغییرات سریع در شرایط تماس، حسگر دما نمی‌تواند نزدیک به سطح تماس نصب شود. بنابراین، یک روش مناسب‌تر برای تخمین ضریب هدایت حرارتی تماس لحظه‌ای برای تغییرات سریع تناوبی در شرایط تماس، مورد نیاز است. دو روش می‌تواند استفاده شود. در روش اول جداسازی دو ناحیه تماس و حل مسأله هدایت حرارتی برای هر ناحیه تا دمای سطح تماس و شار حرارتی عبوری از هر ناحیه به دست آید. آنگاه با داشتن

³ Howard

⁴ Moses

⁵ Johnson

⁶ Beck

¹ Wisniewski

² Hornik

اغلب تحقیقات انجام شده در این زمینه وابسته به محاسبه دما و شارهای حرارتی در دریچه دود است و مطالعات کمتری به تخمین و محاسبه ضرایب انتقال حرارت در تماس میان دریچه و نشیمنگاهش پرداخته است. به عبارت دیگر تا کنون یک شبیه‌سازی مناسب برای پیش‌بینی ضرایب انتقال حرارت (جابجایی گازهای داغ و تماسی) و محاسبه نرخ انتقال حرارت در محل تماس و در حالت متناوب وجود ندارد. بنابراین در این مقاله به منظور دسترسی به نتایج دقیقتر، به مطالعه سه بعدی مسأله انتقال حرارت معکوس در دریچه دود بمنظور تخمین همزمان ضرایب انتقال حرارت تماسی و ضریب انتقال حرارت گازهای خروجی پرداخته می‌شود.

۲) مسأله انتقال حرارت معکوس و حل آن

در نتیجه بررسی تحقیقات انجام شده در زمینه انتقال حرارت تماسی میان دریچه و نشیمنگاهش مشخص گردید که می‌توان انتقال حرارت بین دریچه و نشیمنگاه آنرا مشابه انتقال حرارت دوبعدی میان دو میله استوانه‌ای در نظر گرفت؛ به طوری که در انتهای یکی از آنها منبع گرم (چشمه حرارتی) و دیگری منبع سرد (چاه حرارتی) قرار می‌گیرد. بنابراین در این تحقیق از دو میله استوانه‌ای نسبتاً بلند که به دلیل بزرگ بودن نسبت طول به سطح مقطع آنها و عایق بودن اطراف میله‌ها، می‌توان انتقال حرارت در آنها را یک بعدی فرض نمود؛ استفاده شده است. البته در این مقاله به برای دستیابی به نتایج با دقت بیشتر و نتایج واقعی تر مسأله انتقال حرارت به صورت سه بعدی (تقارن محوری) بررسی شده است. در این مقاله از روش تغییر مزدوج برای تخمین ضرایب انتقال حرارت استفاده شده است. مزیت روش تغییر مزدوج این است که این روش علاوه بر دقت و همگرایی سریع، از روش منظم‌سازی بهره می‌گیرد و به کمک آن مسأله حساسیت و مسأله الحاقی را مطرح می‌کند. بدین ترتیب سعی می‌کند به نحوی با بد وضعی مسأله مقابله کند [۱۹]. علاوه بر این، این روش نیازی به اطلاعات قبلی برای تعیین کمیت‌های مجهول ندارد، از اینرو به طور خودکار شکل تابع روی ناحیه مورد نظر حاصل می‌شود. روش تغییر مزدوج که بر اساس استفاده از اصول اغتشاشات بنا شده است، مسأله معکوس را به حل سه مسأله ساده (مسأله مستقیم، حساسیت و الحاقی) همراه با معادلات تغییرات، تبدیل می‌کند. روش تغییر مزدوج برای حل مسائل انتقال حرارت تماسی مطرح شده در این مقاله نیز بر همین اصل استوار است [۱۹].

شکل ۱، تصویری از دریچه دود و نشیمنگاه را نشان می‌دهد. سمت راست نشانگر زمانی است که دریچه دود در تماس با نشیمنگاه است و در سمت چپ نمایی از زمانی که دریچه دود باز است مشاهده می‌شود. که گازهای خروجی اطراف دریچه دود را احاطه می‌کند. شکل ۲، شمای هندسی مسأله را نشان می‌دهد. دو نمونه استوانه‌ای مشابه دریچه دود و نشیمنگاه آن در تماس تناوبی با بسامد f (تناوب

اطلاعات مذکور، ضریب هدایت حرارتی تماس محاسبه می‌گردد. در روش دوم حل جفت مسأله هدایت حرارتی معکوس برای دو ناحیه برای شناسایی یا تخمین هدایت حرارتی تماس به طور مستقیم انجام می‌گیرد. در روش اول با در نظر گرفتن خواص حرارتی ثابت برای هر ناحیه، دو معادله خطی به دست می‌آید که برای حل آنها نیازی به روش تکرار نیست. اما در روش دوم ضریب هدایت به صورت غیر خطی و روند تخمین آن به صورت تکرار است. بعلاوه یک روش عددی مانند حجم محدود لازم است تا بتوان مسأله را به طور مستقیم برای چند زمان در هر گام تکرار حل کرد.

مطالعات دیگری نیز در زمینه انتقال حرارت تماسی تناوبی انجام گرفته است. فلج^۱ و ازیسیک روش هدایت حرارت معکوس را برای تعیین هدایت حرارتی تماس تناوبی در هر لحظه، بین دو سطح ارائه کردند [۱۲]. روش کار بر اساس حل معکوس دو ناحیه به صورت مجزا برای محاسبه درجه حرارت و شار حرارتی دو سطحی که در تماس هستند، بود. مطالعات نظری با فرض‌هایی مانند سطح تماس صاف، بسامد تماس ضعیف و تماس کامل تناوبی شبه-پایدار، توسط میخایلف^۲ برای پیش‌بینی ظرفیت تماس در فصل مشترک صورت گرفته است [۱۳]. همچنین انتقال حرارت تماسی متناوب از سطوح آلومینیم/فولاد در تماس متناوب توسط موزس و دود^۳ بررسی شد [۱۴]. وانگ^۴ و دگیوانی^۵ یک روش چهار قطبی به منظور حل مسأله انتقال حرارت تماسی که به صورت متناوب با قید زمانی متغیر در تماس هستند ارائه دادند [۱۵]. حل آنها بر اساس متغیرهای متناوب زمانی بسط فوریه بود. یک شبیه‌سازی دینامیکی غیرخطی برای تحلیل مسأله دائمی و گذرای انتقال حرارت در استوانه موتور و همچنین تماس حرارتی تناوبی دریچه توسط پارادیس^۶ و همکاران ارائه شد [۱۶]. اثر فشار تماسی و فرکانس تماسی بر ضریب هدایت حرارتی تماسی میان دریچه دود و نشیمنگاه آن توسط گودرزی و همکاران مورد بررسی قرار گرفت. آنها نشان دادند که با افزایش فرکانس ضریب هدایت حرارتی تماسی کاهش می‌یابد [۱۷]. مطالعاتی نیز توسط شجاعی‌فرد و همکاران برای شناسایی ضریب انتقال حرارت تماسی با استفاده از روش‌های شناسایی سامانه انجام گرفته است. بررسی آنها بیشتر بر روی شبیه‌سازی‌های خطی متمرکز شده است [۱۸]. نتایج به دست آمده از تحقیق آنها نشان می‌دهد که از میان شبیه‌سازی‌های خطی، شبیه‌سازی متغیری ARMAX می‌تواند تابع تبدیل دمای محل تماس دو نمونه را با دقت قابل قبولی پیش‌بینی کند.

1 Flach

2 Mikhailov

3 Dodd

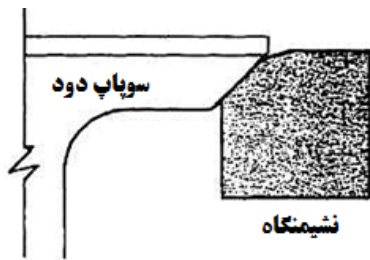
4 Wang

5 Degiovanni

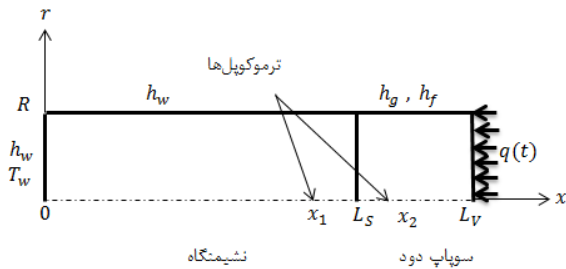
6 Paradis

معادلات فوق، معادلات وابسته به مسأله مستقیم است. C_S ظرفیت گرمایی بر واحد حجم نشیمنگاه است، k_S ، ρ_S و C_S به ترتیب رسانندگی گرمایی، چگالی و ظرفیت گرمایی این ناحیه اند که ثابت فرض شدند. T_ω دمای آب، T_g دمای گازهای حاصل از احتراق، h_ω ضریب انتقال حرارت جابجایی آب خنک است. C_V ظرفیت گرمایی بر واحد حجم دریاچه دود است، k_V ، ρ_V و C_V به ترتیب رسانندگی گرمایی، چگالی و ظرفیت گرمایی این ناحیه اند که ثابت فرض شدند و $q(t)$ نرخ انتقال حرارت از سوخت در یک چرخه موتور برای موتور دیزلی تک استوانه در نسبت هوا به سوخت ۰٫۰۲۲ و دور نامی ۱۰۰۰ د.د. مطابق شکل ۳ تابعی از زمان است [۲۰].

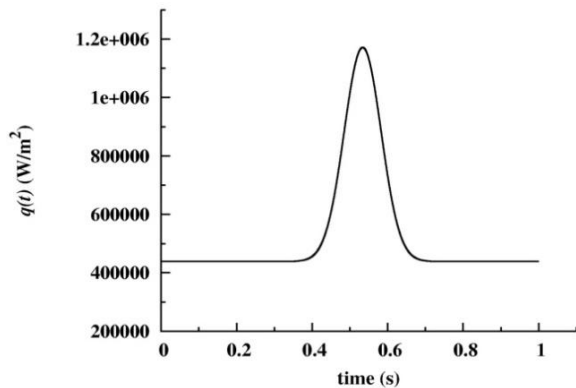
همه متغیرها معلوم فرض می‌شوند [۲۱]. علاوه بر این $h_c(t)$ ضریب انتقال حرارت تماسی متناوب مجهول و $h_g(t)$ ضریب انتقال حرارت گازهای داغ مجهول اند. $h_f(t)$ ضریب انتقال حرارت گاز ساکن هنگام بسته بودن دریاچه است. زمانیکه دریاچه دود بسته است، به دلیل وجود سیال ساکن در اطراف آن، جابجایی آزاد رخ می‌دهد.



شکل ۱: دریاچه دود و نشیمنگاه



شکل ۲: هندسه مسأله



شکل ۳: شار حرارتی $q(t)$ متغیر با زمان [۲۰]

T قرار دارند. ضریب انتقال حرارت تماسی $h_c(t)$ است و ضریب انتقال حرارت گازهای خروجی بین دریاچه دود و نشیمنگاه $h_g(t)$ است. انتهای دیگر نواحی که در تماس با هم نمی‌باشند، یکی در تماس با آب با دمای T_w و دیگری در معرض شار حرارتی $q(t)$ قرار دارد. معادلات حاکم بر مسأله و شرایط مرزی و شرط اولیه به صورت معادلات (۱) تا (۱۲) است.

برای ناحیه نشیمنگاه ($0 \leq x \leq L_S$):

$$k_S \frac{\partial^2 T_S}{\partial x^2} + \frac{k_S}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_S}{\partial r} \right) = C_S \frac{\partial T_S}{\partial t} \quad \begin{matrix} 0 \leq x \leq L_S \\ 0 \leq r \leq R \end{matrix} \quad t > 0 \quad (1)$$

$$k_S \frac{\partial T_S}{\partial x} = h_w (T_S - T_w) \quad \begin{matrix} \text{at } x = 0 \\ 0 \leq r \leq R \end{matrix} \quad t > 0 \quad (2)$$

$$k_S \frac{\partial T_S}{\partial x} = h_c (T_V - T_S) + h_g (T_g - T_S) \quad \begin{matrix} \text{at } x = L_S \\ 0 \leq r \leq R \end{matrix} \quad t > 0 \quad (3)$$

$$k_S \frac{\partial T_S}{\partial r} = 0 \quad \begin{matrix} \text{at } r = 0 \\ 0 \leq x \leq L_S \end{matrix} \quad t > 0 \quad (4)$$

$$k_S \frac{\partial T_S}{\partial r} = h_w (T_w - T_S) \quad \begin{matrix} \text{at } r = R \\ 0 \leq x \leq L_S \end{matrix} \quad t > 0 \quad (5)$$

$$T_S(r, x, t = 0) = T_i \quad \begin{matrix} 0 \leq x \leq L_S \\ 0 \leq r \leq R \end{matrix} \quad (6)$$

برای ناحیه دریاچه ($L_S \leq x \leq L_V$):

$$k_V \frac{\partial^2 T_V}{\partial x^2} + \frac{k_V}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_V}{\partial r} \right) = C_V \frac{\partial T_V}{\partial t} \quad \begin{matrix} L_S \leq x \\ \leq L_V \\ 0 \leq r \leq R \end{matrix} \quad t > 0 \quad (7)$$

$$k_V \frac{\partial T_V}{\partial x} = h_c (T_V - T_S) + h_g (T_V - T_g) \quad \begin{matrix} \text{at } x = L_S \\ 0 \leq r \leq R \end{matrix} \quad t > 0 \quad (8)$$

$$k_V \frac{\partial T_V}{\partial x} = q(t) \quad \begin{matrix} \text{at } x = L_V \\ 0 \leq r \leq R \end{matrix} \quad t > 0 \quad (9)$$

$$k_V \frac{\partial T_V}{\partial r} = 0 \quad \begin{matrix} \text{at } r = 0 \\ L_S \leq x \\ \leq L_V \end{matrix} \quad t > 0 \quad (10)$$

$$k_V \frac{\partial T_V}{\partial r} = h_g (T_g - T_V) + h_f (T_g - T_V) \quad \begin{matrix} \text{at } r = R \\ L_S \leq x \\ \leq L_V \end{matrix} \quad t > 0 \quad (11)$$

$$T_V(r, x, t = 0) = T_i \quad \begin{matrix} L_S \leq x \\ \leq L_V \\ 0 \leq r \leq R \end{matrix} \quad (12)$$

برای بررسی دقت روش تغییر مزدوج ذکر شده برای پیش بینی توابع مجهول $h_c(t)$ و $h_g(t)$ ، یک آزمون کامل به دلیل اینکه داده‌های آزمایشگاهی در دسترس نیست، شبیه‌سازی می‌شود. ابتدا $h_c(t)$ به صورت تابعی پله‌ای متناوب در نظر گرفته شده است. هنگامی که دریچه و نشیمنگاه در تماس با هم اند برای $h_c(t)$ یک عدد ثابت در نظر گرفته شده و هنگامی که دریچه دود و نشیمنگاه از یکدیگر جدا می‌شوند، عدد صفر انتخاب شده است. تابع $h_g(t)$ یک تابع گوسی مرتبه ۵ در نظر گرفته شده است. کمیت‌های استفاده شده در محاسبات مطابق جدول ۱ انتخاب می‌شوند [۲۱].

مدت زمان هر چرخه ۱ ثانیه است به طوری که دریچه و نشیمنگاه نیم ثانیه در تماس با یکدیگر هستند و نیم ثانیه از هم جدا می‌شوند ۶ چرخه متوالی بررسی شد. گام زمانی ۰,۰۰۱، ثانیه انتخاب شده است تا شرط پایداری رونگه-کوتا مرتبه ۴ برقرار شود. گام هندسی در راستای x در ناحیه نشیمنگاه ۰,۰۰۱ متر، در ناحیه دریچه ۰,۰۰۳ متر و در راستای z در هر دو ناحیه ۰,۰۰۲ متر است. برای بررسی اثر خطای اندازه‌گیری روی تخمین توابع مجهول، دماهای به دست آمده به صورت زیر شبیه‌سازی می‌شوند [۱۹].

$$Y_{measured} = T_{exact} + \omega\sigma \quad (15)$$

متغیر تصادفی ω با استفاده از تابع تصادفی در نرم‌افزار متلب محاسبه می‌شود و σ انحراف استاندارد T_{exact} و $Y_{measured}$ است. این تحلیل به صورت تک حسگری و دو حسگری بررسی شده است. محل قرارگیری حسگرها در شکل ۴ نشان داده شده است. در شکل ۴-الف موقعیت حسگرها در تحلیل تک حسگری و در شکل ۴-ب موقعیت حسگرها در تحلیل دو حسگری نشان داده شده است. نتایج حاصل از تحلیل تک حسگری و دو حسگری در شکل‌های ۵ تا ۸ مشاهده می‌شود.

جدول ۱: کمیت‌های فیزیکی استفاده شده در محاسبات [۲۱]

متغیر	مقدار	واحد	متغیر	مقدار	واحد
k_S	۳۴	$W/m/^\circ C$	k_V	۲۵	$W/m/^\circ C$
ρ_S	۷۷۵۳	kg/m^3	ρ_V	۷۸۱۳	kg/m^3
c_S	۴۸۶	$J/m/^\circ C$	c_V	۴۶۰	$J/m/^\circ C$
T_g	۴۰۰	$^\circ C$	T_ω	۸۰	$^\circ C$
T_i	۲۰	$^\circ C$	h_ω	۱۰	$W/m^2/^\circ C$
L_S	۰,۰۱	m	L_V	۰,۰۰۳	m
x_1	۰,۰۰۱	m	x_2	۰,۰۰۳	m
x_3	۰,۰۰۵	m	x_4	۰,۰۰۱۵	m
R	۰,۰۰۱	m	h_f	$\begin{cases} 0.25 & \text{if } h_g = 0 \\ 0.0 & \text{if } h_g \neq 0 \end{cases}$	

همان طور که ذکر شد، ضریب انتقال حرارت تماسی $h_c(t)$ و ضریب انتقال حرارت گازهای خروجی $h_g(t)$ مجهول اند. در اینجا از یک روش کمینه‌کردن تکراری مفید برای حل مسأله انتقال حرارت معکوس استفاده شده است. در این روش فرض می‌شود که هیچگونه اطلاعات اولیه‌ای از شکل تابع متغیر مجهول (ضریب انتقال حرارت تماسی و ضریب انتقال حرارت گازهای خروجی) در دسترس نیست. همچنین داده‌های وابسته به دماهای اندازه‌گیری شده توسط دماسنج-ها در موقعیت‌های مشخص شده روی نمونه‌ها نیز معلوم اند. از آنجا که دماهای اندازه‌گیری شده (واقعی) در دسترس نیست از دماهای شبیه‌سازی شده برای این تحقیق استفاده شده است [۱۹].

با مراجعه به شکل ۲، مشاهده می‌شود که یک حسگر در ناحیه نشیمنگاه و یک حسگر نیز در ناحیه دریچه قرار داده شده است. همچنین اندازه‌گیری دما در محل حسگرها در زمان $t = 0$ تا $t = t_f$ انجام شده است. برای بررسی بیشتر و تأثیر اضافه شدن تعداد حسگرها از ۴ عدد حسگر دو تا در ناحیه دریچه و دو تا در ناحیه نشیمنگاه استفاده شده است.

بنابراین، مسأله معکوس را می‌توان به این صورت مشخص نمود. با مشخص بودن دماهای اندازه‌گیری شده Y_1 و Y_2 ، ضریب انتقال حرارت تماسی را روی بازه زمانی مشخص شده باید تعیین کرد. برای شکل تابع هیچگونه اطلاعاتی بجز بازه زمانی مورد مطالعه موجود نیست. بنابراین هدف یافتن تابعی است که بر روی بازه زمانی مورد نظر با فرض آنکه این تابع متعلق به فضای هیلبرت توابع انتگرال پذیر مربعی باشد [۱۹].

$$\int_{t=0}^{t_f} [h(t)]^2 dt < \infty \quad (13)$$

حل مسأله معکوس مورد مطالعه زمانی به دست می‌آید که معادله (۱۴) کمینه شده باشد. به عبارت دیگر با کمینه کردن معادله (۱۴) پاسخ متغیر مجهول مسأله معکوس به دست می‌آید [۱۹].

$$J(h_c(t), h_g(t)) = \int_0^{t_f} [(T_1 - Y_1)^2 + (T_2 - Y_2)^2] dt \quad (14)$$

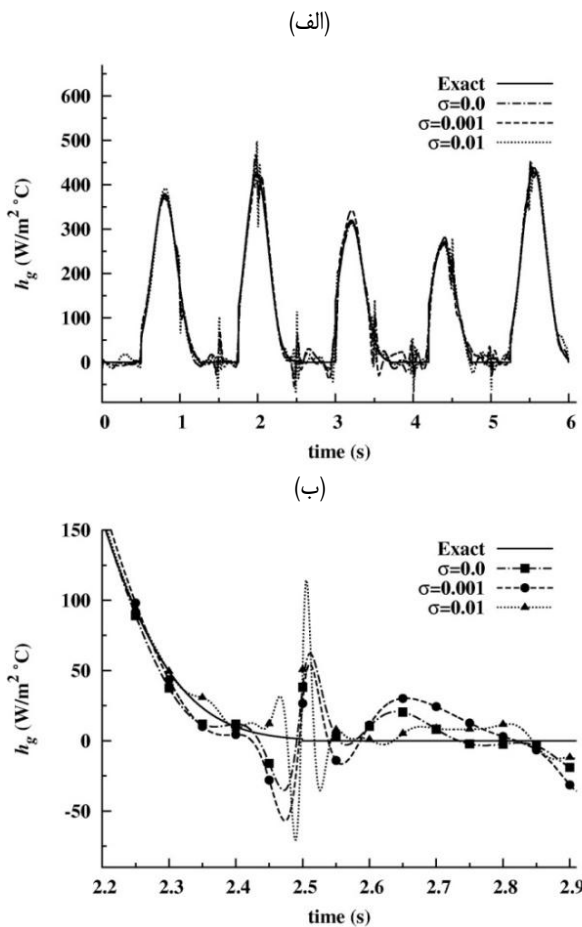
T_1 و Y_1 به ترتیب دماهای تخمین زده شده و اندازه‌گیری شده در نواحی نشیمنگاه هستند. T_2 و Y_2 به ترتیب دماهای تخمین زده شده و اندازه‌گیری شده در نواحی دریچه دود هستند. مراحل اصلی روش مطرح شده برای حل مسأله معکوس مورد نظر، با انجام کمینه‌سازی بر روی معادله (۱۴) صورت می‌گیرد.

۳) بحث بر روی نتایج

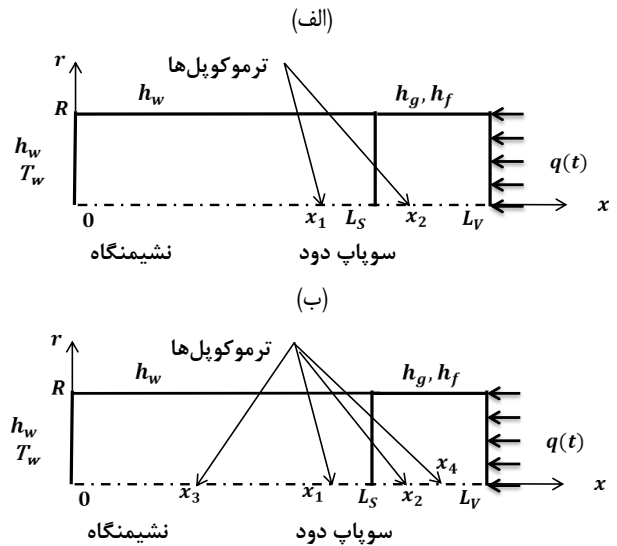
در مسأله مورد مطالعه در این مقاله؛ دو ناحیه جفت شده وجود دارد که به صورت همزمان حل می‌شوند. از روش رونگه-کوتا مرتبه ۴ برای حل معادلات استفاده شده است.

همان طور که در شکل ۵-الف مشاهده می‌شود روش تغییر مزدوج قادر به پیش‌بینی تابع مجهول $h_c(t)$ در نیم چرخه اول نیست و از نیمه دوم چرخه اول مقدار تخمین زده شده بهبود یافته است. سپس در چرخه‌های بعدی مقادیر بهتری تخمین زده می‌شود. به دلیل شرط مرزی جابجایی که در انتهای آزاد نشیمنگاه دیده می‌شود و شرط مرزی شار حرارتی متغیر با زمان که در انتهای آزاد درجه دیده می‌شود، تخمین در چرخه اول از دقت کمتری برخوردار است و مدت زمانی طول می‌کشد تا روش ذکر شده بتواند بر مقدار دقیق منطبق شود.

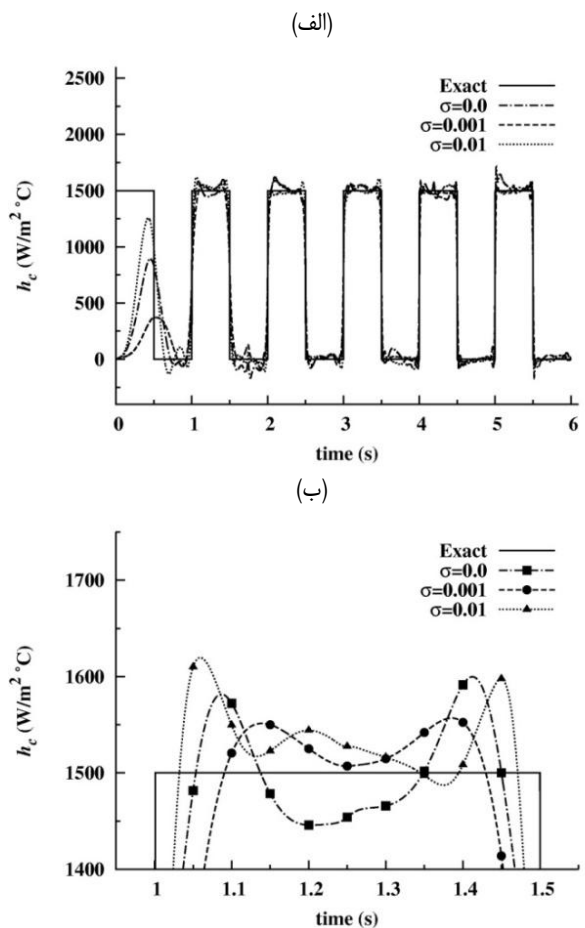
شکل ۶ مقایسه تابع دقیق و تابع تخمین زده شده $h_g(t)$ با خطای افزوده شده به مقادیر دقیق دما با $\sigma = 0.0$ ، $\sigma = 0.001$ و $\sigma = 0.01$ در حالت تک حسگری را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که $h_g(t)$ از ابتدای بازه زمانی به خوبی تخمین زده می‌شود (برخلاف $h_c(t)$). دلیل این تفاوت به معادلات حساسیت بر می‌گردد. شرایط مرزی معادلات حساسیت برای $h_c(t)$ و $h_g(t)$ متفاوت اند. همچنین معادلات تغییر برای توابع ذکر شده متفاوت اند. با افزایش σ مقدار خطا در توابع تخمین زده شده بیشتر می‌شود.



شکل ۶: مقایسه تابع دقیق و تابع تخمین زده شده $h_g(t)$ با خطای افزوده شده به مقادیر دقیق دما با $\sigma = 0.0$ ، $\sigma = 0.001$ و $\sigma = 0.01$ در حالت تک حسگری

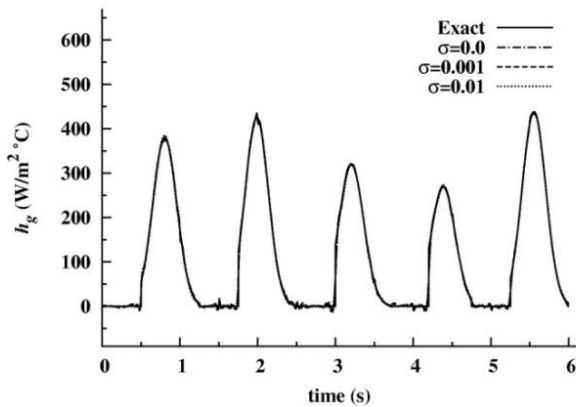


شکل ۴: موقعیت حسگرها شامل (الف) تک حسگری و (ب) دو حسگری

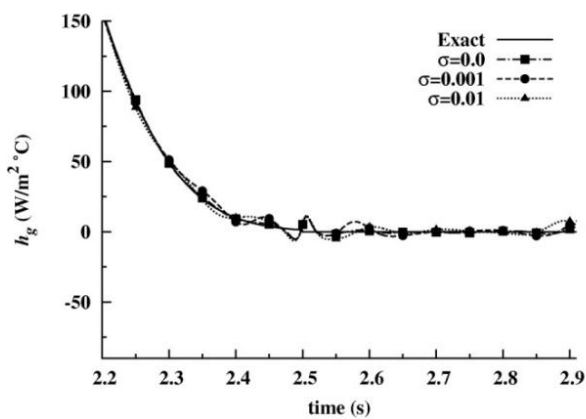


شکل ۵: مقایسه تابع دقیق و تابع تخمین زده شده $h_c(t)$ با خطای افزوده شده به مقادیر دقیق دما با $\sigma = 0.0$ ، $\sigma = 0.001$ و $\sigma = 0.01$ در حالت تک حسگری

(الف)



(ب)



شکل ۸: مقایسه تابع دقیق و تابع تخمین زده شده $h_g(t)$ با خطای افزوده شده به مقادیر دقیق دما با $\sigma = 0.0$ ، $\sigma = 0.001$ و $\sigma = 0.01$ در حالت دو حسگری

همچنین مقایسه ای بین دو حالت فوق یعنی حالت‌های تک حسگری و دو حسگری بر اساس خطای ریشه میانگین مربعات (RMS) انجام شده است. RMS به صورت معادله (۱۶) محاسبه می‌شود [۱۹].

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (h_{i,Estimation} - h_{i,Exact})^2} \quad (16)$$

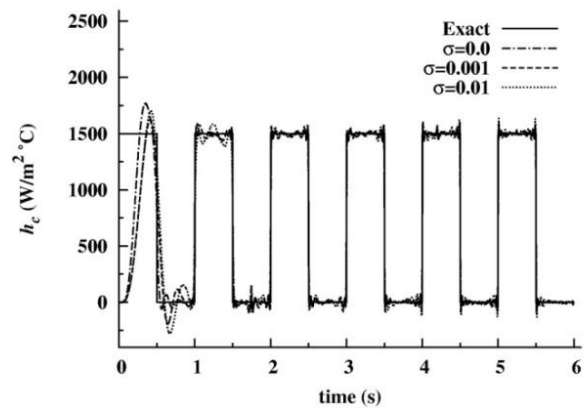
مقدار خطا و تعداد تکرار در جدول ۲ بیان شده است. ستون سوم مقدار خطا RMS در تخمین تابع h_c را نشان می‌دهد. در $\sigma = 0.001$ این خطا کمترین مقدار خود را دارد. در ستون چهارم مقدار خطای RMS در تخمین تابع h_g بیان شده است. در حالتی که خطای داده ورودی صفر است خطای RMS کمترین مقدار را دارد و با افزایش σ خطای RMS افزایش می‌یابد. در $\sigma = 0.1$ مقدار خطای RMS هم در تخمین h_c و هم در تخمین h_g افزایش یافته است.

نوسانات حاصل از افزایش خطا در شکل‌های ۵-ب و ۶-ب به طور دقیق نشان داده شده است. برای بررسی اثر تعداد حسگرها در تخمین توابع مجهول، تعداد حسگرها را افزایش داده و در هر ناحیه دو حسگر قرار می‌گیرد. حسگر اول مشابه حالت تک حسگری و حسگر دوم در وسط هر ناحیه قرار می‌گیرد.

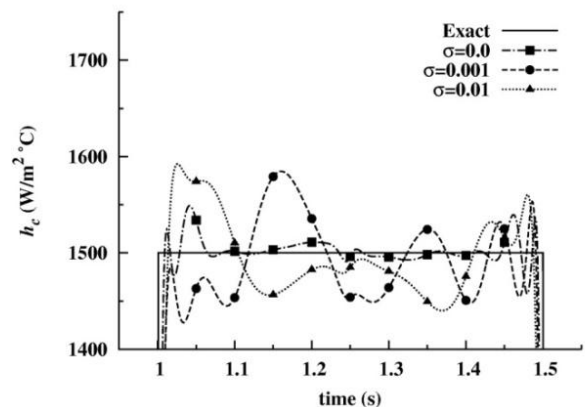
در شکل ۷ نیز مشاهده می‌شود که در چرخه اول تابع $h_c(t)$ به خوبی تخمین زده نمی‌شود و از چرخه دوم تخمین بهبود می‌یابد و از چرخه سوم به بعد نتایج به دست آمده از روش تغییر مزدوج و حل دقیق تقریباً بر هم منطبق می‌شوند.

در شکل ۸ مشاهده می‌شود که از ابتدای بازه زمانی $h_g(t)$ به خوبی تخمین زده می‌شود. با افزایش σ مقدار خطا در توابع تخمین زده شده بیشتر می‌شود. نوسانات حاصل از افزایش خطا در شکل‌های ۷-ب و ۸-ب نشان داده شده است.

(الف)



(ب)

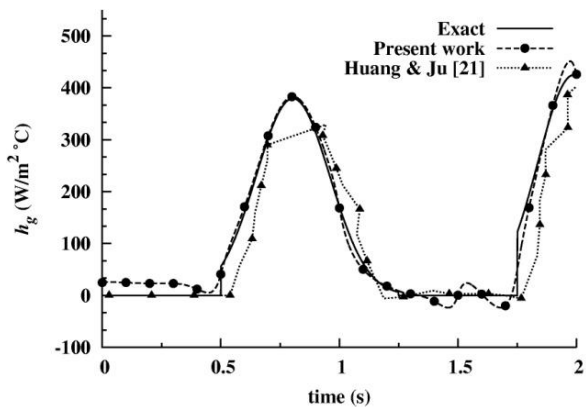


شکل ۷: مقایسه تابع دقیق و تابع تخمین زده شده $h_c(t)$ با خطای افزوده شده به مقادیر دقیق دما با $\sigma = 0.0$ ، $\sigma = 0.001$ و $\sigma = 0.01$ در حالت دو حسگری

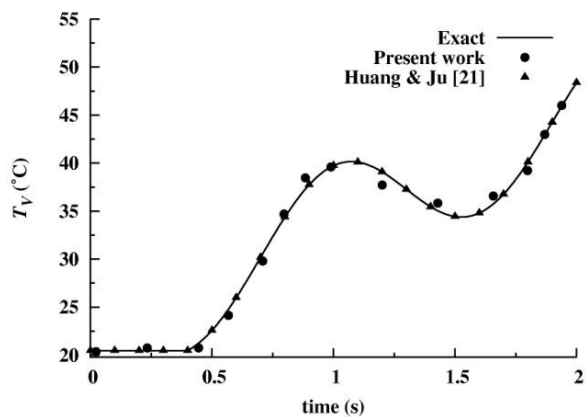
در شکل ۱۱ دمای دریچه $T_V(t)$ بر حسب زمان با نتایج کار قبلی مقایسه شده است. ارزیابی نتایج به دست آمده از تحلیل حاضر در مقایسه با کارهای قبلی نشان می‌دهد که این روش دقت بسیار زیادی دارد.

۴ نتیجه گیری

با مطالعه سه بعدی مسأله انتقال حرارت تماسی در دریچه دود موتورهای احتراق داخلی می‌توان دو متغیر مهم انتقال حرارت یعنی ضریب انتقال حرارت تماسی و ضریب انتقال حرارت گازهای خروجی را با دقت خوبی تخمین و شناسایی کرد. نتایج نشان می‌دهند در چرخه اول مخصوصاً در نیم چرخه اول تابع $h_c(t)$ به خوبی تخمین زده نمی‌شود اما با افزایش زمان در چرخه‌های بعدی این تخمین رو به بهبود است. اما تابع $h_g(t)$ از ابتدای بازه زمانی بخوبی تخمین زده می‌شود. همچنین با افزایش تعداد حسگرها جواب‌های تخمین زده شده بهبود می‌یابد و مقدار خطای RMS کاهش می‌یابد.



شکل ۱۰: مقایسه مقادیر تخمین زده شده $h_g(t)$ با مقادیر به دست آمده توسط هوانگ و جو [۲۱]



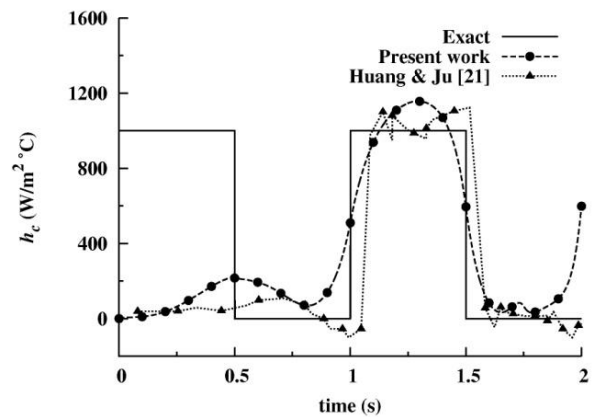
شکل ۱۱: مقایسه مقادیر تخمین زده شده $T_V(t)$ با مقادیر به دست آمده توسط هوانگ و جو [۲۱]

σ		RMS (h_c)	RMS (h_g)	Iteration
.	تک حسگری	۳۵۸,۶۷۹	۱۵,۶۲۹۴	۱۵۰۹۳
	دو حسگری	۲۵۸,۷۱۰۶	۵,۹۱۲۲	۱۳۰۶۷
۰,۰۰۱	تک حسگری	۳۱۹,۳۳۸	۱۷,۵۸۶۶	۴۸۳۸
	دو حسگری	۲۷۷,۵۸۹۷	۶,۲۴۳۴	۱۹۸۱۷۹
۰,۰۱	تک حسگری	۴۱۹,۷۳۹۵	۱۹,۳۱۱۱	۲۱۰۱۸
	دو حسگری	۲۹۴,۵۴۸۷	۶,۹۵۰۱	۲۷۹۴۰

نتایج فوق‌الذکر نشان می‌دهد که با افزایش تعداد حسگرها، دقت در تخمین متغیرها افزایش می‌یابد. با مقایسه نتایج نشان داده شده در شکل‌های ۷ و ۸ با شکل‌های ۵ و ۶ بهبود تخمین در متغیرهای مجهول با افزایش تعداد حسگرها دیده می‌شود. این مسأله به سبب این است که در روش‌های معکوس از تاریخچه دما برای تخمین متغیر مجهول استفاده می‌شود و هر چه تعداد حسگرها (تعداد نقاط اندازه‌گیری) بیشتر باشد، در تخمین متغیرها بهبود حاصل می‌گردد. از طرف دیگر روش بکار رفته در روش انتقال حرارت معکوس برای تخمین متغیر یک روش بهینه‌سازی است و با افزایش تعداد حسگرها، کمینه کردن تابع راحت‌تر انجام می‌گیرد.

با توجه به در دسترس نبودن نتایج تجربی، نتایج حاصل از این بررسی با نتایج کار هوانگ و جو [۲۱] مقایسه شده است. این مقایسه در شکل‌های ۹ تا ۱۲ مشاهده می‌شود. شرایط در نظر گرفته در کار حاضر کاملاً مشابه شرایط کار هوانگ و جو است.

شکل ۹ مقادیر $h_c(t)$ و شکل ۱۰ مقادیر $h_g(t)$ برای $\sigma = 0$ را نشان می‌دهند. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد که همخوانی مناسبی بین نتایج کار حاضر با نتایج کار قبلی وجود دارد. همچنین مشاهده می‌شود که دقت نتایج در کار حاضر بهتر از نتایج کار هوانگ و جو است.



شکل ۹: مقایسه مقادیر تخمین زده شده $h_c(t)$ با مقادیر به دست آمده توسط هوانگ و جو [۲۱]

- [11] W.M. Moses, N.C. Dodd, Heat transfer across aluminum/steel surfaces in periodic contact, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 4, No. 3, pp. 396-399, 1990
- [12] G.P. Flach, M.N. Ozisik, Inverse heat conduction problem of periodically contacting surfaces, *ASME Journal of Heat transfer*, Vol. 110, pp. 821-829, 1988
- [13] M.D. Mikhailov, Quasi-steady state temperature distribution in finite regions with periodically varying boundary condition, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 17, pp. 1475-1478, 1974
- [14] N.C. Dodd, W.M. Moses, Heat transfer across aluminum/stainless steel surfaces in periodic contact, *American Institute of Aeronautics and Astronautics, AIAA, Paper No. 88-2646*, 1988
- [15] H. Wang, A. Degiovanni, Heat transfer through periodic macro-contact with constriction, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 2177-2190, 2002
- [16] I. Paradis, J.R. Wagner, E.E. Marotta, Thermal periodic contact of exhaust valves, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 16, No. 3, pp. 356-365, 2002
- [17] K. Goudarzi, M.H. Shojaefard, M. Fazelpour, Effect of contact pressure and frequency on contact heat transfer between exhaust valve and its seat, *International Journal of Engineering, Transactions B: Applications*, Vol. 21, No. 4, pp. 401-408, 2008
- [18] M.H. Shojaefard, A.R. Noorpoor, M. Ghaffarpour, F. Mohammadi, Analysis heat flow between seat and valve of ICE, *American Journal of Applied Sciences*, Vol. 4, pp. 700-708, 2007
- [19] M.N. Ozisik, H.R.B. Orlande, *Inverse heat transfer: Fundamentals and applications*, 2000
- [20] A.C. Alkidas, Heat release studies in a divided-chamber diesel engine, *ASME Journal Engineering Gas Turbine Powers*, Vol. 109, pp. 193-199, 1987
- [21] C.H. Huang, T.M. Ju, Inverse problem of determining the periodic thermal contact conductance between exhaust valve and seat in an internal combustion engine, *National Heat Transfer Conference, USA*, 1993

References

- [1] T. Wisniewski, Experimental study of heat transfer on exhaust valves of 4C90 diesel engine, *SAE International, Paper No. 981040*, 1998
- [2] M.H. Shojaefard, A.R. Noorpoor, D.A. Bozchaloe, M. Ghaffarpour, Transient thermal analysis of engine exhaust valve, *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 48, pp. 627-644, 2008
- [3] M.H. Shojaefard, An experimental study of the contact heat transfer coefficient between the exhaust valve and its seat, *18th Annual International Conference on Mechanical Engineering, Iran*, 2010
- [4] M.H. Shojaefard, Analysis heat flow between seat and valve of ICE, *American Journal of Applied Sciences*, Vol. 4, No. 9, pp. 700-708, 2007
- [5] M.H. Shojaefard, A study of thermal contact using nonlinear system identification models, *American Journal of Applied Sciences*, Vol. 1, No. 1, pp. 16-23, 2008
- [6] K. Goudarzi, Modelling of heat transfer contact between the exhaust valve and seat using nonlinear system identification models, *7th International Conference on Internal Combustion Engines, Iran*, 2011
- [7] K. Goudarzi, Effect of contact pressure and frequency on contact heat transfer between exhaust valve and its seat, *International Journal of Engineering*, Vol. 21, No. 4, pp. 401-408, 2008
- [8] A. Hornik, D. Jedrusik, K. Wilk, Unsteady state heat flow in the exhaust valve in turbocharged diesel engine covered by the layer of the carbon deposit, *International Scientific Journal*, Vol. 54, No. 2, pp. 68-77, 2012
- [9] J.R. Howard, An experimental study of heat transfer through periodically contacting surfaces, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 9, pp. 367-372, 1976
- [10] W.M. Moses, R.R. Johnson, Experimental study of the transient heat transfer across periodically contacting surfaces, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 2, No. 1, pp. 37-42, 1988



The Journal of Engine Research

Journal Homepage: www.engineersearch.ir



A study of contact heat transfer problem in exhaust valve of internal combustion engines

K. Goudarzi^{1*}, A. Moosaie², M. Gharaati³

¹Yasouj University, Yasouj, Iran, kgoudarzi@yu.ac.ir

²Yasouj University, Yasouj, Iran, moosaie@yu.ac.ir

³Yasouj University, Yasouj, Iran, masume.gharaati@yahoo.com

*Corresponding Author, Phone Number: +98-912-761-2487

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 17 February 2014

Accepted: 02 July 2014

Keywords:

Contact heat transfer

Exhaust valve

Inverse heat transfer

ABSTRACT

In this study, the contact heat transfer through the exhaust valve and its seat has been solved in three dimensions using the inverse heat transfer method. The conjugate gradient method using a two-step search was used to solve the inverse problem. Simultaneously, the contact heat transfer coefficient and the exhaust heat transfer coefficient were estimated. The contact heat transfer coefficient was estimated fairly at first times; however, the accuracy of the estimate increased by the time.

© Iranian Society of Engine (ISE), all rights reserved.