

شبیه سازی احتراق و انتقال حرارت موتور اشتعال جرقه ای

آرش محمدی¹، حمید رضا مرتضوی²، منوچهر رشیدی³

دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، دانشکده مکانیک
Email: arash-mo@hotmail.com

چکیده

مسئله شبیه سازی احتراق شامل واکنشهای شیمیایی همراه با انتقال جرم و انتقال حرارت و جریان سیال آشفته می باشد. در این تحقیق یک برنامه مدلسازی موتور برای شبیه سازی جریان و احتراق داخل سیلندر برای مدلسازی یک موتور چهار سوپاپه که دارای درگاههای ورودی و خروجی دو شاخه ای می باشد، بکار برده شده است و اثر تغییر دمای هوای ورودی به محفظه احتراق روی شار حرارتی و ضریب انتقال حرارت روی سر سیلندر و پیستون و ضریب انتقال حرارت کلی بررسی شده است و نتیجه میانگین ضریب انتقال حرارت با یک رابطه تجربی معتبر مقایسه شده است که همخوانی خوبی دیده می شود. همچنین نتیجه محاسبه شده برای فشار سیلندر گاز داخل سیلندر که از محاسبه بدست آمده با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده است.

واژه های کلیدی: موتور احتراق داخلی - دینامیک سیالات محاسباتی - شار حرارتی - ضریب انتقال حرارت.

1 - مقدمه

حل مسئله انتقال حرارت بطور شفاف یک وظیفه عمده در طراحی موتورهای احتراق داخلی است. اثر انتقال حرارت عملکرد، بازده و آلاینده های خروجی موتور را تحت تأثیر قرار می دهد. مقدار بیش از حد انتقال حرارت به دیوارهای محفظه احتراق باعث کاهش دمای میانگین گاز و فشار آن می شود و سبب می شود مقدار کاری که در هر سیکل به پیستون انتقال می یابد، کاهش پیدا کند. همچنین انتقال حرارت بیش از حد بین مخلوط احتراق نیافته و دیوارهای محفظه احتراق در موتورهای اشتعال جرقه ای شروع پدیده ضربه را تحت تأثیر قرار می دهد.

در دهه های گذشته اندازه گیریهای تجربی بسیاری روی انتقال حرارت محفظه احتراق موتورهای اشتعال جرقه ای انجام شده است [1-6]. الکیداس شار حرارتی لحظه ای را در نقاط مختلف روی سر سیلندر و دیوار سیلندر اندازه گیری کرد و نتیجه گرفت شار حرارتی بطور موثری با مکان آن تغییر می کند و افزایش شار حرارتی در هر نقطه با زمان رسیدن شعله به آن نقطه متناسب است [7]. هریگایا ضریب انتقال حرارت موضعی را روی سطح سه نوع محفظه احتراق با اندازه های متفاوت بررسی کرد و اثر سرعت گاز و سرعت پخش شعله را روی ضریب انتقال حرارت تعیین کرد [8].

1- دانشجوی دکترا رشته مکانیک

2- دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک

2- دانشیار بخش مکانیک

هان یک رابطه تجربی را بدست آورد که مقدار ضریب انتقال حرارت لحظه ای، از گاز به دیوار محفظه احتراق موتور اشتعال جرقه ای را پیش بینی می کند [9]. هائز دما و شار حرارتی را در نزدیکی محفظه احتراق بررسی کرد و محدوده شار حرارتی روی محفظه احتراق را تعیین کرد [10]. گرا پارامترهای موثر روی احتراق و انتقال حرارت را مشخص کرد و بر اساس آن رابطه ای برای ضریب انتقال حرارت بین گاز و دیوار محفظه احتراق بدست آورد. این رابطه برای دورها و بارهای متفاوت روی موتور نتایج خوبی می دهد [11].

در سالهای اخیر دینامیک سیالات محاسباتی بطور وسیعی برای طراحی و بهینه سازی و پیش بینی عملکرد موتور احتراق داخلی استفاده می شود. در این تحقیق موتور $TU5JP4$ با کد $KIVA$ شبیه سازی شده است و اثر دمای هوای ورودی به داخل سیلندر روی شار حرارتی و ضریب انتقال حرارت روی سر سیلندر و پیستون و همچنین ضریب انتقال حرارت کلی در یک سیکل بررسی شده است.

2- معادلات حاکم بر مدلسازی

2-1 جریان سیال

در این قسمت معادلات حاکم بر جریان سیال و انتقال حرارت بطور خلاصه بررسی می شود. معادلات ناویر استوکس سه بعدی برای جریان تراکم پذیر روی شبکه متحرک حل شده و شارآشفته بوسیله مفهوم لزجت ادی مدل شده است. از مدل آشفته $\kappa-\varepsilon$ که برای جریانهایی با عدد رینولدز بالا بکار می رود به همراه قانون تابع دیوار به منظور کاهش زمان محاسبه برای محاسبه جریان در نزدیکی دیوار محفظه احتراق استفاده شده است. پیوستگی جرم در معادله (1) آورده شده است:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m u) = \nabla \cdot \left[\rho D \nabla \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) \right] + \rho \delta_m^{\varepsilon} + \rho \delta_m^{\kappa} \quad (1)$$

که ρ_m چگالی گونه m ، ρ چگالی کل، u بردار سرعت سیال، از قانون پخش فیکس برای مدلسازی پخش سیال استفاده شده است و D ضریب پخش می باشد و δ_m^{κ} تابع دلتای کرونگر است. در جریان آشفته ضرایب انتقال از پخش جریان آشفته که وابسته به انرژی جنبشی آشفته و نرخ اتلاف آن است، بدست می آید. معادلات مومنتم سه بعدی برای مخلوط به شکل معادله (2) است:

$$\frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) = -\frac{1}{a^2} \nabla p - A_0 \nabla \left(\frac{2}{3} \rho k \right) + \nabla \cdot \sigma + F^s + \rho g \quad (2)$$

p فشار سیال، a یک کمیت بی بعد است که در روش مقیاس گردایان فشار (PGS) (این روش به منظور افزایش سرعت محاسبه در اعداد ماخ کم که فشار به آرامی و یکنواخت تغییر می کند) بکار گرفته می شود. در جریان آشفته برابر یک، σ تانسور تنش برشی لزجت سیال، F^s نرخ مومنتمی است که در اثر پاشش سوخت به مخلوط داخل سیلندر اضافه می شود و g بردار نیروی حجمی است. معادله انرژی جنبشی κ و نرخ اتلاف آن ε به شکل زیر است:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u k) = -\frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot u + \sigma : \nabla u + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_k} \right) \nabla k \right] - \rho \varepsilon + \mathcal{W}^{\kappa} \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \varepsilon) = -\left(\frac{2}{3} c_{\varepsilon_1} - c_{\varepsilon_3} \right) \rho \varepsilon \nabla \cdot u + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_{\varepsilon}} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} [c_{\varepsilon_1} \sigma : \nabla u - c_{\varepsilon_2} \rho \varepsilon + c_s \mathcal{W}^{\varepsilon}] \quad (4)$$

Pr_{ε} , Pr_k , c_{ε_3} , c_{ε_2} , c_{ε_1} , c_{μ} ضرایب ثابت هستند که بطور تجربی تعیین شده اند [12].

بقای انرژی در معادله (5) آورده شده است:

$$\frac{\partial(\rho I)}{\partial t} + \nabla \cdot (uI) = -p \nabla \cdot u + (1 - A_0) \sigma : \nabla u - \nabla \cdot J + A_0 \rho \varepsilon + \mathcal{Q}^e + \mathcal{Q}^s \quad (5)$$

$I(j)$ انرژی داخلی ویژه و J بردار شار حرارتی مجموع انتقال حرارتها بر اثر هدایت و پخش انتالپی است. h_m (ج/کگ.ک) انتالپی ویژه گونه m (j) شیمیایی زاد شده بر اثر سینتیک واکنش می باشد و \mathcal{Q}^s که در اثر برخوردهای قطرات پاشیده شده ناشی می شود.

2-2 تابع دیوار انتقال حرارت

از آنجا که برای محاسبه عددی در لایه مرزی شبکه باید بسیار ریز شود و این کار زمان انجام محاسبه را بسیار بالا می برد، از تابع دیوار برای کم کردن محاسبه ها و صرف جویی در زمان استفاده می شود. تابع دیوار برای جریان سیال در لایه مرزی پایا، غیر یکنواخت و دما ثابت برقرار است. بنابراین این تابع برای جریان داخل سیلندر قابل استفاده نیست. با بکار بردن راه حل تقریبی به معادله انرژی یک بعدی شامل جریان ناپایا و تراکم پذیر به همراه واکنش شیمیایی، تابع دیوار برای ضریب انتقال حرارت h ارائه شده است [12]:

$$h = \frac{\rho v_l c_p F}{Pr_l y} \quad (6)$$

$$F = \begin{cases} \frac{R' Pr_l * RPR}{1 - \frac{1}{K} \ln R' + B + 11.05 (Pr_l * RPR - 1)} & R' < 11.05 \\ 1.0 & R' > 11.05 \end{cases} \quad (7)$$

$$R' = \frac{c_\mu^{0.25} k^{0.5} y}{\nu_l}$$

2-3 احتراق

واکنش های شیمیایی که در داخل سیلندر اتفاق می افتد به شکل زیر است:

$$\sum_m a_{mr} x_m \leftrightarrow \sum_m b_{mr} x_m \quad (8)$$

x_m یک مول از گونه شیمیایی m و a_{mr} و b_{mr} ضرایب استوکیومتری برای گونه m در واکنش r می باشد. نرخ واکنشهای سینتیک \mathcal{Q}^s برای واکنش r به شکل زیر تعریف می شود:

$$\mathcal{Q}_r^s = k_{fr} \prod_m (\rho_m / W_m)^{a_{mr}} - k_{br} \prod_m (\rho_m / W_m)^{b_{mr}} \quad (9)$$

ضرایب a'_{mr} , b'_{mr} که می توانند متفاوت از a_{mr} و b_{mr} ضرایب باشند، بطور تجربی تعیین می شوند. k_{fr} و k_{br} با توجه به مدل آرنیوس برای شبیه سازی سینتیک شیمیایی محاسبه شده اند:

$$k_{fr} = A_{fr} T^{\epsilon_{fr}} \exp\{-E_{fr} / T\} \quad \text{و} \quad k_{br} = A_{br} T^{\epsilon_{br}} \exp\{-E_{br} / T\} \quad (10)$$

E_{br} و E_{fr} دمای فعال سازی برای واکنش r می باشند. و حرارت آزاد شده سینتیک شیمیایی در معادله انرژی با رابطه

$$\mathcal{Q}^s = \sum_r Q_r \mathcal{Q}_r^s \quad (11)$$

که Q_r منفی حرارت واکنش در دمای صفر مطلق است. توضیح کامل در مورد معادله های در مرجع [12] آورده شده است.

3- تولید شبکه محاسباتی

قبل از شبیه سازی عددی، شبکه محاسباتی موتور با استفاده از قسمت مش ساز کد ایجاد شده است. مشخصات فنی موتور در جدول 1 آورده شده است. در هنگام فرآیند حل وقتی پیستون حرکت می کند، ساختار داخلی شبکه بطور خودکار تغییر می کند و به این ترتیب حرکت پیستون شبیه سازی می شود. تعداد کل سلولهای شبکه از حدود 90000 در نقطه مرگ پایین به حدود 46000 در نقطه مرگ بالا تغییر می کند. شکل 1 هندسه محاسباتی را در نقطه مرگ پایین نشان می دهد. در جدول 2 مقایسه ای بین تعداد گره های شبکه و فشار ماکزیمم و زاویه لنگ متناظر آن انجام شده است. این جدول نشان می دهد که نتیجه های بدست آمده مستقل از تعداد گره ها می باشد زیرا با افزایش تعداد گره ها از 84000 به 90000 تغییری در نمودار فشار دیده نمی شود.

4- شرایط کار کرد موتور

در شبیه سازی دینامیک سیالات محاسباتی موتور اشتعال جرقه ای، دمای هوای ورودی موتور از 320 تا 400 درجه کلوین تغییر می کند. سرعت موتور 2000 دور در دقیقه، فشار هوای ورودی آن 0/85 بار و دمای روی پیستون 524 کلوین، سیلندر 490 کلوین و دمای سرسیلندر 516 کلوین در نظر گرفته شده که این مقادیر از نتایج تجربی بدست آمده است [15].

5- بحث در نتایج

در شکل 2 نمودار فشار میانگین گاز داخل سیلندر را که از محاسبه بدست آمده است با توزیع فشار نتایج آزمایشگاهی بر حسب زاویه گردش میل لنگ مقایسه شده اند. در این نمودار فشار ماکزیمم برای هر دو نمودار در زاویه لنگ 18 درجه بعد از نقطه مرگ بالا اتفاق می افتد همانطور که دیده می شود فشار ماکزیمم محاسبه شده 52/2 بار است در حالی که ماکزیمم فشار تجربی 52/1 بار است و 0/1 بار تفاوت دیده می شود.

در شکل 3 نماهای دما در زاویه لنگ 10 درجه بعد از نقطه مرگ بالا (15 درجه بعد از جرقه شمع) با نتایج آزمایشگاهی پخش شعله که در مرجع [13] اندازه گیری شده، مقایسه شده است. در شکل 3- الف ناحیه پرنگ (قرمز رنگ) ناحیه هایی را نشان می دهد که احتراق در آنها صورت گرفته و باعث بالا رفتن دما در آن ناحیه ها شده است. شکل 3- ب محدوده احتراق یافته را نشان می دهد و هر دو تطابق خوبی با یکدیگر دارند. در شکل 4 نمودارهای دمای میانگین گاز داخل سیلندر و حرارت آزاد شده شیمیایی سوخت بر حسب زاویه گردش میل لنگ نشان داده شده است. چون تغییرات فشار و دما در فرآیند مکش و تخلیه بسیار کم است از این رو در نمودارهای مربوط آورده نشده است. همانطور که دیده می شود با شروع احتراق دما بطور چشمگیری شروع به بالا رفتن می کند و ماکزیمم مقدار آن 2520 درجه کلوین می باشد که در 20 درجه بعد از نقطه مرگ بالا اتفاق می افتد و از نمودار حرارت آزاد شده دیده می شود که احتراق طی 54 درجه کامل می شود.

اثر تغییر دمای ورودی روی شار حرارتی و ضریب انتقال حرارت موضعی برای دمای هوای ورودی 320 و 360 و 400 کلوین در نمودارهای 7-10 بررسی شده است. از این نمودارها در می یابیم که با افزایش دمای ورودی ضریب انتقال حرارت کم شده است زیرا با افزایش دمای ورودی بازده سیکل بالا می رود و مقدار بیشتری از انرژی آزاد شده سوخت به کار پیستون تبدیل می شود و از این رو مقدار حرارت کمتری از دیوار سیلندر دفع می شود.

در شکل 5 تغییرات شار حرارتی روی پیستون بر حسب زاویه گردش میل لنگ آورده شده است. در فرآیند مکش مقدار شار حرارتی بسیار کم است و مقدار آن منفی می باشد علت آن این است که دمای روی پیستون بیشتر از دمای گاز داخل سیلندر است (دمای میانگین گاز در فرآیند مکش 250 کلوین است در حالی که دمای سطح پیستون 524 کلوین است) و تنها در انتهای

فرآیند تراکم که چگالی گاز زیاد می شود مقدار آن بطور قابل ملاحظه ای افزایش پیدا می کند. با جرقه شمع و شروع احتراق حرارت سوخت آزاد می شود و بعد از رسیدن شعله به سطح پیستون شار حرارتی به مقدار ماکزیمم $3/88 \text{ MW/m}^2$ می رسد و در مرحله انبساط با سرد شدن گازهای حاصل از احتراق مقدار آن افت شدیدی پیدا می کند. همانطور که در این شکل دیده می شود با افزایش دمای ورودی سیلندر، ماکزیمم شار حرارتی زیاد می شود زیرا گاز های حاصل از احتراق داغتر می شوند و حرارت بیشتری دفع می شود. در شکل 6 تغییرات ضریب انتقال حرارت لحظه ای روی پیستون بر حسب زاویه گردش میل لنگ دیده می شود. در ناحیه مکش بر عکس شار حرارتی که مقدار بسیار کمی دارد، مقدار ضریب انتقال حرارت رو سطح پیستون بر اثر گرداندن زیاد بین گاز و سطح مقدار حداقل $0/1 \text{ kW/m}^2.K$ را دارد که با افزایش سرعت گاز بر اثر حرکت های گردابه ای ناشی از پاشش و سرعت رو به بالای پیستون افزایش پیدا می کند و در زاویه لنگ حدود 80 درجه بعد از نقطه مرگ بالا که سرعت پیستون (در دور 2000 دور در دقیقه) ماکزیمم است به مقدار ماکزیمم نسبی $0/25 \text{ kW/m}^2.K$ می رسد بعد از آن به علت کاهش قدرت گردابه ای سیال داخل سیلندر و کاهش سرعت پیستون و اثر لزجت گاز، کم می شود و به مقدار $0/16 \text{ kW/m}^2.K$ در انتهای فرآیند مکش در 42 درجه بعد از نقطه مرگ بالا می رسد بعد تا انتهای فرآیند تراکم تغییراتی در مقدار ضریب انتقال حرارت دیده نمی شود تا اینکه با رسیدن شعله به سطح پیستون شروع به افزایش می کند و تا مقدار ماکزیمم $3/8 \text{ kW/m}^2.K$ می رسد بعد با انبساط گاز کاهش پیدا می کند و در مرحله تخلیه تغییراتی در آن دیده نمی شود.

در شکل 8 و 7 تغییرات شار حرارتی و ضریب انتقال حرارت روی سر سیلندر بر حسب زاویه گردش میل لنگ نشان داده شده است. شار حرارتی روی پیستون خیلی بیشتر از سر سیلندر می باشد و این به علت پخش شعله آشفته می باشد که به سطح پیستون می رسد و تفاوت عمده آنها در فرآیند تخلیه است که سر سیلندر به علت باز شدن سوپاپ خروجی در زاویه 166 درجه بعد از نقطه مرگ بالا و تخلیه گازهای حاصل از احتراق و در نتیجه افزایش سرعت گاز در نزدیکی سر سیلندر بطور قابل ملاحظه ای افزایش می یابد و به ماکزیمم نسبی شار حرارتی $0/4 \text{ MW/m}^2$ و ضریب انتقال حرارت $0/65 \text{ kW/m}^2.K$ می رسد و بعد کاهش پیدا می کند و تا پایان سیکل تغییرات قابل ملاحظه ای ندارد.

در شکل 9 تغییرات ضریب انتقال حرارت کلی روی محفظه احتراق بر حسب زاویه گردش میل لنگ آورده شده است. همانطور که دیده می شود ضریب میانگین انتقال حرارت از گردابه های ناشی از باز و بسته شدن سوپاپ های ورودی و خروجی، حرکت پیستون و پاشش سوخت تاثیر پذیرفته است و ماکزیمم مقدار $1/62 \text{ kW/m}^2.K$ را در زاویه لنگ 22 درجه پس از نقطه مرگ بالا دارد. برای اعتبار نتایج عددی ضریب انتقال حرارت کلی روی محفظه احتراق در نمودارهای شکل 10 ضریب انتقال حرارت کلی با رابطه وشنی [14]:

$$h_c = 3.26B^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.55} w^{0.8} \quad W/m^2.K \quad (8)$$

که از آنالیز ابعادی و نتایج آزمایشگاهی بدست آمده، مقایسه شده که همخوانی خوبی با دیده می شود. در این رابطه $B(m)$ قطر پیستون، p فشار میانگین داخل سیلندر، T دمای میانگین گاز داخل سیلندر و w سرعت می باشد.

6 - نتیجه گیری

شار حرارتی و ضریب انتقال حرارت روی سر سیلندر و پیستون یک موتور اشتعال جرقه ای با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی تعیین شد. اثر دمای هوای ورودی موتور روی شار حرارتی و ضریب انتقال حرارت مورد بررسی قرار گرفت و به عنوان نتیجه یافته های زیر بدست آمد:

- 1- زمان ماکزیمم فشار و دما در موتور اشتعال جرقه ای بر هم منطبق نمی باشد.
- 2- زمان افزایش شار و ضریب انتقال حرارتی دمای به زمان رسیدن شعله به هر نقطه وابسته است.

- 3- ضریب انتقال حرارت تحت تاثیر سرعت گاز و پخش شعله و چگالی است.
4- با افزایش دمای هوای ورودی موتور مقدار ضریب انتقال حرارت کاهش می یابد در حالی که افزایش در شار حرارتی دیده می شود.
5- ضریب انتقال حرارت کلی بدست آمده (که میانگین ضریب انتقال حرارت روی سر سیلندر، دیوار سیلندر و پیستون است) با رابطه وشنی برای ضریب انتقال حرارت همخوانی خوبی دارد.

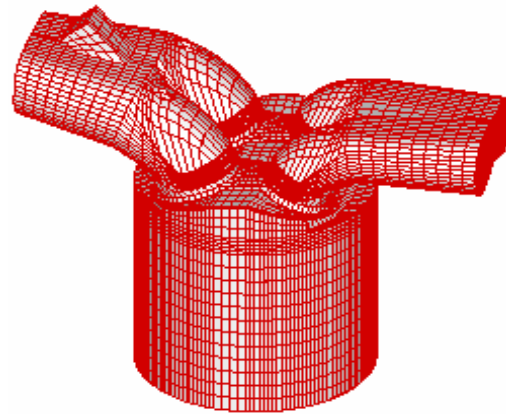
جدول 1- مشخصه های فنی موتور

قطر پیستون	78/5 میلی متر
طول کورس پیستون	82 میلی متر
نسبت تراکم	11
حجم جابجایی	1587 cc
زاویه باز شدن سوپاپ ورودی	22 BTDC ¹
زاویه بسته شدن سوپاپ ورودی	62 ABDC
زاویه باز شدن سوپاپ خروجی	116 ATDC ²
زاویه بسته شدن سوپاپ خروجی	28 ATDC
سوخت	بنزین
نسبت تعادلی	1/1
زمان جرقه شمع	15 BTDC

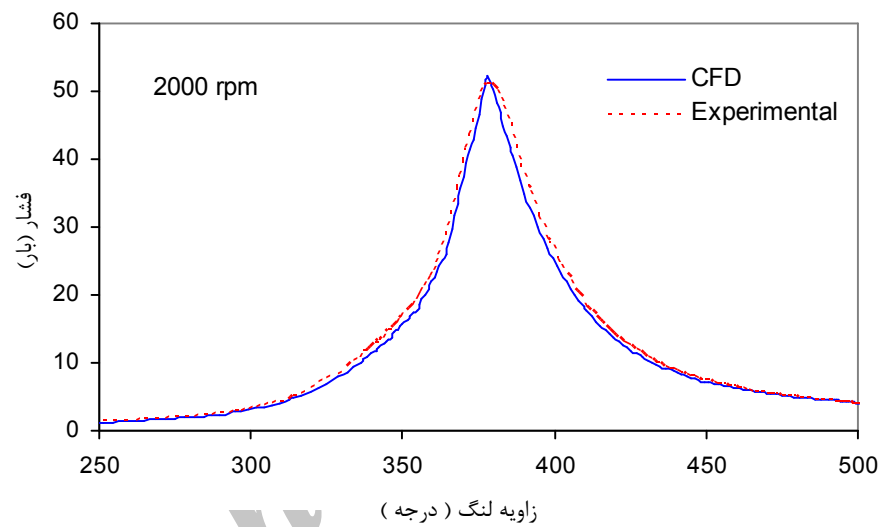
1. قبل از نقطه مرگ بالا
2. بعد از نقطه مرگ بالا

جدول 2. تغییر تعداد گره ها

زاویه لنگ فشار ماکزیمم (درجه)	ماکزیمم فشار سیکل (مگاپاسکال)	اندازه شبکه در نقطه مرگ پایین
381	3/ 6	51000
380	4/1	60000
377	4/ 4	71000
377	4/ 79	84000
377	4/ 79	90000



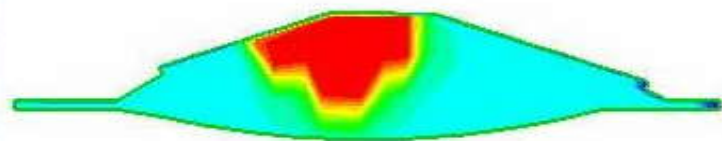
شکل 1- شبکه محاسباتی در نقطه مرگ پایین



شکل 2 - مقایسه نتایج آزمایشگاهی و محاسباتی تغییرات فشار گاز داخل سیلندر در مقابل زاویه لنگ در دور موتور 2000 دور در دقیقه [15]

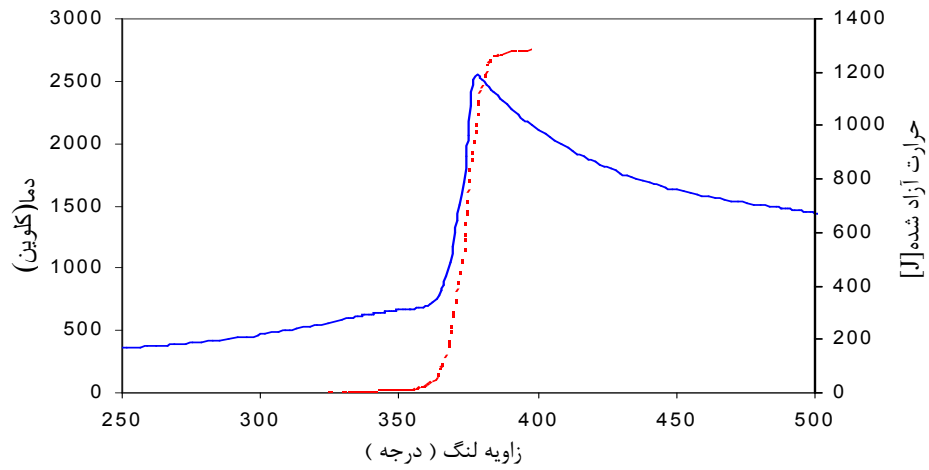


3. ب

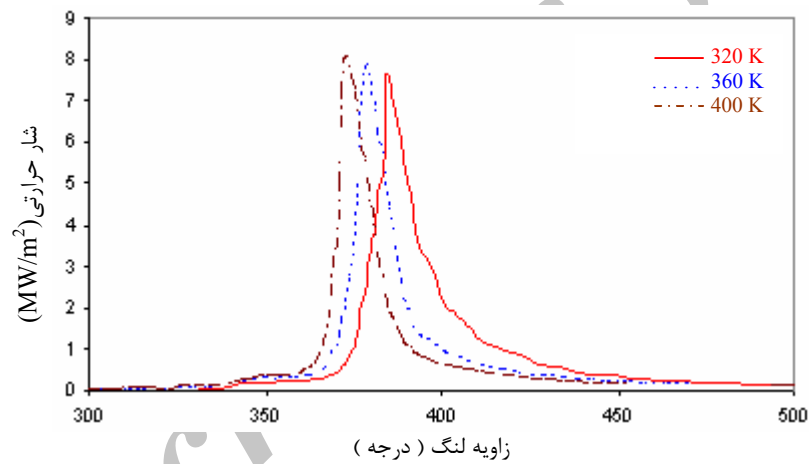


3. الف

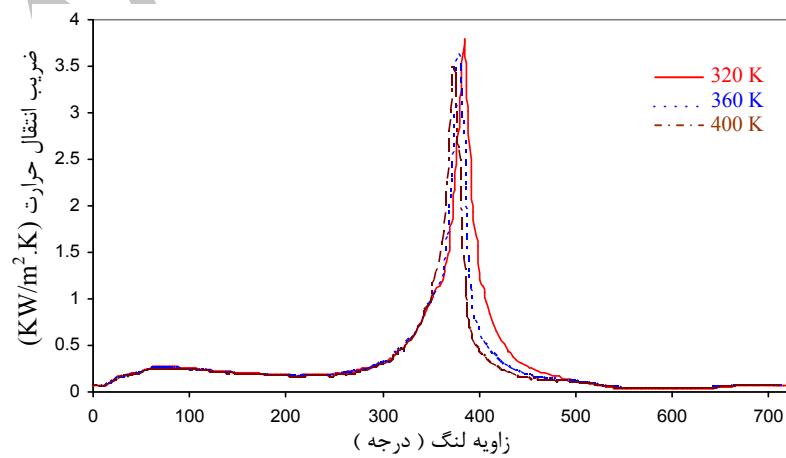
شکل 3- مقایسه توزیع پخش شعله شبیه سازی شده با مرجع [13] در زاویه لنگ 10 درجه پس از نقطه مرگ



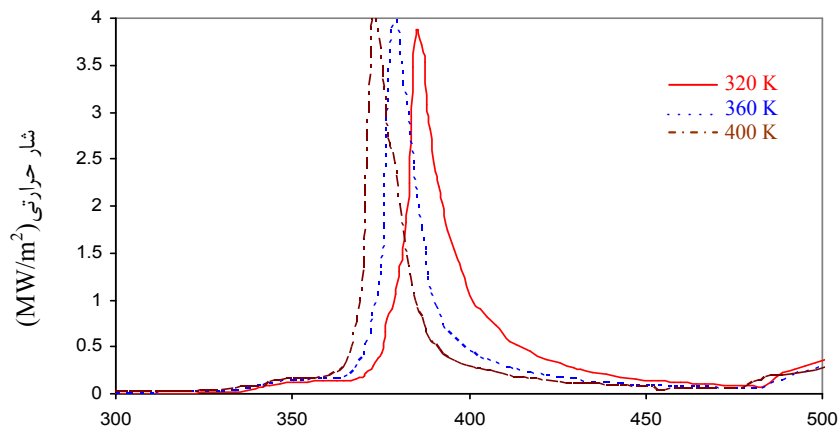
شکل 4- نمودارهای دمای میانگین داخل سیلندر و حرارت آزاد شده در مقابل زاویه لنگ



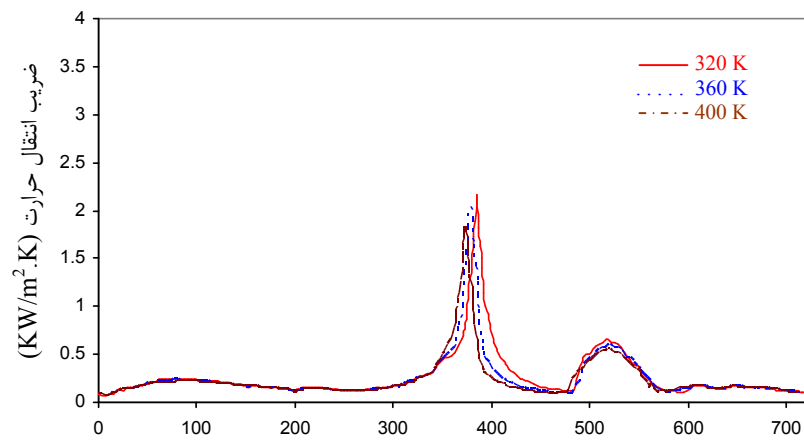
شکل 5 - تغییرات شار حرارتی روی پیستون بر حسب زاویه گردش میل لنگ



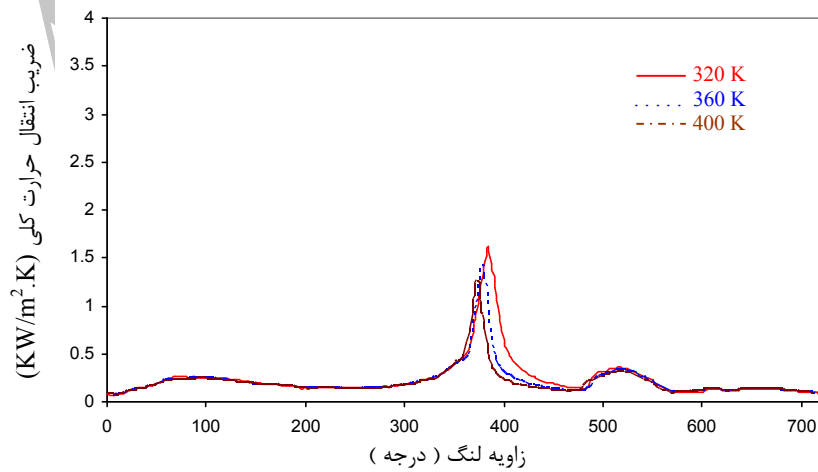
شکل 6- تغییرات تغییرات ضریب انتقال حرارت روی پیستون بر حسب زاویه گردش میل لنگ



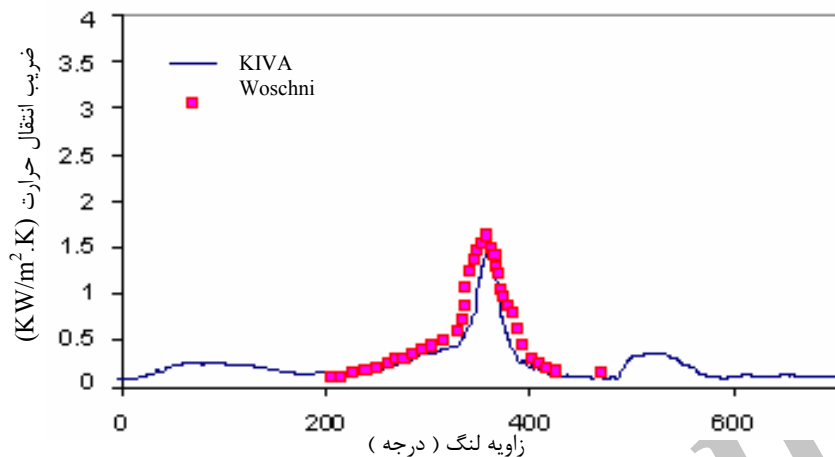
شکل 7- تغییرات شار حرارتی روی سر سیلندر بر حسب زاویه گردش میل لنگ (زاویه لنگ درجه)



شکل 8- تغییرات ضریب انتقال حرارت روی سر سیلندر بر حسب زاویه گردش میل لنگ (زاویه لنگ درجه)



شکل 9 - تغییرات ضریب انتقال حرارت کلی روی محفظه احتراق بر حسب زاویه گردش میل لنگ



شکل 10 - مقایسه بین ضریب انتقال حرارت کلی روی محفظه احتراق در دمای ورودی 320 K و رابطه وشنی

مراجع

- 1) Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1988.
- 2) Shayler, P. J., and May, S. A., Heat Transfer to the Combustion Chamber Walls in Spark Ignition Engines, SAE paper 950686, 1995.
- 3) Ferguson, C. R., Internal Combustion Engines - Applied Thermoscience, John Wiley & Sons, New York, 2003.
- 4) Urip, E., Liew, K. H., Yang, S. L., Arici, O., Numerical Investigation of Heat Conduction with Unsteady Thermal Boundary Condition for Internal Combustion Engine Application, ASME International Mechanical Engineering Congress, November 2004.
- 5) Noori, A. R. and Rashidi, M., Computational Fluid Dynamics Study of Heat Transfer in a Spark Ignition Engine Combustion Chamber, ASME J.Heat Transfer, Vol. 129, 609-616, 2007.
- 6) Mohammadi, A., Yaghoubi, M, Rashidi, M., Analysis of Local Convective Heat Transfer in a Spark Ignition Engine, J. International Communication in Heat and Mass Transfer, 2007. Article In Press.
- 7) Alkidas, A. C., and Myers, J. P., Transient Heat Flux Measurements in the Combustion Chamber of a Spark Ignition Engine, J.Heat Transfer, Vol.104, 62-67, 1982.
- 8) Harigaya, Y., Toda, F., and M.Suzuki, Heat Transfer on Combustion chamber Wall of a Spark Ignition Engine, SAE paper 931130, 1993.
- 9) Han, H. B., Kown, Y. J., Lee, S., Empirical formula for Instantaneous Heat Transfer Coefficient in a Spark Ignition Engine, SAE paper 972995, 1997.
- 10) Hyes, T. K., White, R. A. and Peters, J. E., Combustion Chamber Temperature and Instantaneous Local Heat Flux Measurements in a Spark Ignition Engine, SAE paper 930217, 1993.
- 11) Grau, J. H., Garcia, J. M., Garcia, Robles., Modeling methodology of a spark-ignition engine and experimental validation: Part I: Single-zone combustion model, SAE Paper (2002) No. 2002-01-2193
- 12) Amsden, A. A., KIVA-3V: A Block-structured KIVA Program for Engines with Vertical or Canted Valves, Alamos National Laboratory Report LA-13313-MS, Los Alamos, NM, 1997.
- 13) Aleiferis, P. G., The Nature of Early flame development in a Lean-Burned Stratified- Charge Spark-Ignition Engine, J. of Combustion and Flame , Vol. 136, 2004.
- 14) Woschni, G., A universal applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, SAE paper (1963) No.670913.



دومین کنفرانس احتراق
بهمن ماه 1386 - مشهد - دانشگاه آزاد اسلامی مشهد

(15) آرش محمدی و حمید چمن پرا " " پروژه آنالیز موتورهای Xu7jp4/L3 و Tu5jp4 " " دانشگاه صنعتی مالک اشتر شیراز، آذر ماه
1385.

Archive of SID