

شبیه‌سازی انتقال حرارت از راهگاه آب موتور ملی EF۷ با در نظر گرفتن پدیده جوشش

رامین مهدی پور*
استادیار - دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه تفرش
Raminme56@yahoo.com

محسن نازک تبار
کارشناس ارشد واحد خنک‌کاری شرکت تحقیقات موتور ایران خودرو
Nazaktabar7@yahoo.com

زهرا بنی عامریان
دانشجوی دکتری مکانیک دانشگاه صنعتی خواجه نصیر طوسی
Baniamerian@alum.sharif.edu

سیروس آقاجافی
دانشیار - دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی خواجه نصیر طوسی
aghanajafi@kntu.ac.ir

* نویسنده مسئول/تاریخ دریافت: ۸۹/۰۱/۲۵ پذیرش نهایی مقاله: ۸۹/۵/۱

چکیده

تخمین مناسب انتقال حرارت و توزیع دما در موتور به منظور بررسی تنش‌های حرارتی و محاسبه عملکرد موتور امری ضروری است و مستلزم شبیه‌سازی دقیق راهگاه خنک‌کاری^۱ می‌باشد. عبور سیال با دمای خنک‌تر از دمای جوش در مجاورت دیواره گرم، باعث ایجاد پدیده جوشش حبابی سرد^۲ می‌گردد. صرف نظر نمودن از این پدیده در روند شبیه‌سازی، باعث ایجاد خطای چشمگیری در محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی دیواره می‌شود. در این مقاله تلاش شده است الگوهای عددی برای شبیه‌سازی انتقال حرارت در راهگاه خنک‌کاری موتور احتراقی معرفی و عملکرد آنها بررسی شوند. سپس مشخص می‌شود که هر الگو با چه تقریبی و مناسب برای کدامیک از مراحل طراحی موتور می‌باشد. در این مقاله به کمک تغییراتی در معادله تجربی Foster-Zuber، روش ضریب جابجایی پایه مطرح می‌شود. اندیشه مطرح شده در این روش منجر به کاهش حجم محاسبات تعیین ضریب جابجایی و در نتیجه افزایش سرعت محاسبه انتقال حرارت و تنش می‌گردد. از نقاط قوت این الگو در نظر گرفتن اثر جوشش در ضریب جابجایی است. در نهایت نشان داده می‌شود که الگوی ارائه شده برای استفاده در مرحله طراحی دقیق، از دقت مناسبی برخوردار است. روش معرفی شده برای هندسه مجرای خنک‌کاری موتور ملی EF۷ استفاده شده و ضریب جابجایی و نواحی جوشش جریان بدست آمده است.

کلید واژه‌ها: جوشش، انتقال حرارت، موتور، راهگاه خنک‌کاری.

۱- مقدمه

با توجه به گسترش روز افزون صنعت خودروسازی، در سال‌های اخیر، بهینه‌سازی عملکرد خودرو و نیز ساخت موتورهایی با وزن و حجم کم

و بازده بزرگ بسیار مورد توجه صنایع قرار گرفته؛ در سال‌های اخیر تلاش‌های فراوانی در امر کاهش وزن، افزایش بازده حرارتی، افزایش توان، ایجاد احتراق سالم و ... صورت گرفته است. در تمام این تحقیقات بررسی تنش‌های حرارتی و انتقال حرارت در بدنه موتور از اهمیت برخوردار است. (تنش حرارتی در بعضی از نقاط موتور بنزینی تا حدود ۱۳ برابر تنش

۱- Water jacket

۲- Sub-cooled boiling

تجربی به بررسی انتقال حرارت جابجایی در موتور پرداختند. آزمایش‌های ایشان نشان می‌دهد که در ۳ استوانه پدیده جوشش اتفاق می‌افتد و در یک استوانه غشاء بخار حاصل شده است؛ در این تحقیق بر اهمیت تخمین محل‌های جوشش تأکید شده است. هو سونگ لی و همکاران [۴] در یک فعالیت آزمایشگاهی به بررسی تجربی اثر پدیده جوشش در موتور بنزینی پرداخته‌اند.

روش درون‌بینی (اندسکوپی) یکی دیگر از روش‌های تجربی می‌باشد که در آشکار سازی پدیده جوشش استفاده می‌گردد. نمونه‌ای از این نتایج را در گزارش شرکت AVL [۵] می‌توان مشاهده نمود. عکس‌های ویژه در مجاری خنک‌کاری نشان داده است که در شرایط ۱۰۰٪ بار روی موتور تا حدود حداکثر ۶۰٪ سطح را پدیده جوشش در بر می‌گیرد [۴].

هتسرونی و همکاران [۶] به بررسی الگوهای متفاوت ریاضی پدیده جوشش و پایداری این پدیده در موتور احتراقی پرداخته‌اند. در گزارش AVL [۵] دقت الگوهای متفاوت Chun و Bdl و شرایط پاسخگویی این الگوها سنجیده شده است. Steiner و همکاران [۷] به بررسی تأثیر عوامل متفاوت، مانند سرعت سیال بر انتقال حرارت راهگاه‌های خنک‌کاری پرداخته‌اند.

در تحقیق حاضر، الگوهای متفاوت محاسبه انتقال حرارت جابجایی در راهگاه خنک‌کاری معرفی شده و نشان داده می‌شود که روش ضریب انتقال حرارت جابجایی پایه، روش مناسبی از لحاظ سرعت و دقت برای مرحله طراحی جزء به جزء می‌باشد. معادلات ارائه شده در این مقاله بر مبنای معادله تجربی Foster-Zuber می‌باشد. نحوه شبیه‌سازی بر مبنای این روش به‌طور کامل تشریح شده و این روند برای هندسه موتور ملی (EFV) پیاده‌سازی گشته و نتایج آن ارائه شده است. یکی از نقاط قوت این الگو سرعت محاسبات و کاربردی بودن آن است. در انتها نشان داده می‌شود که استفاده از این الگو برای هندسه‌های سه بعدی و پیچیده، به راحتی امکان پذیر است.

۲- روش‌های شبیه‌سازی انتقال حرارت در راهگاه‌های خنک‌کاری

برای محاسبه انتقال حرارت در راهگاه‌های خنک‌کاری پیشنهادی متفاوتی مطرح می‌باشد. زمان محاسبات و امکاناتی که این روش‌ها در اختیار طراح قرار می‌دهد باعث می‌شود که یک روش محاسباتی در شرایط طراحی اولیه، طراحی جزء به جزء یا بهینه‌یابی انتخاب گردد. برای شبیه‌سازی انتقال حرارت در راهگاه‌های خنک‌کاری، ۴ روش مطرح می‌شود:

فشاری می‌باشد [۱]) در شبیه‌سازی انتقال حرارت در موتور تخمین مناسب ضریب جابجایی حرارتی دیواره سیال از عوامل مهم به شمار می‌آید.

در راهگاه خنک‌کاری، آب با عبور از مجاورت دیوار گرم، به دمای جوشش می‌رسد و حباب‌هایی در آن شکل می‌گیرند. فرایند تغییر فاز در پدیده جوشش منجر به جذب انرژی بیشتری توسط آب می‌شود و کارایی سامانه خنک‌کاری را بهبود می‌بخشد. اما هنگامی که سرعت سیال کند است، حباب‌های تشکیل شده، روی دیواره باقی می‌ماند و تشکیل یک لایه بخار را می‌دهد (پدیده خفگی). در تشکیل لایه بخار، علاوه بر افزایش افت فشار، به دلیل بزرگ بودن مقاومت حرارتی هوا، انتقال حرارت به سیال کاهش می‌یابد. به نقطه قبل از تشکیل غشای بخار نقطه حد بحرانی انتقال حرارت (CHF) گفته می‌شود. لذا به منظور بهره‌گیری از کارایی انتقال حرارت جوشش، باید با اعمال راهکاری مناسب هسته‌های حباب تشکیل شده را از دیواره جدا نمود.

در بکارگیری جریان جوششی برای خنک‌کاری بدنه موتور، مشکلاتی وجود دارد که به چند مورد در ادامه اشاره شده است:

۱- این پدیده باعث افزایش خوردگی مبدل^۱ و راهگاه آب می‌گردد. لذا معمولاً با گذاشتن مخزنی قبل از مبدل، بخار موجود در آب جداسازی می‌شود و به مایع تبدیل می‌شود.

۲- سامانه خنک‌کاری با پدیده جوشش به دلیل دو فاز بودن مایع خنک‌کاری نیاز به موادی با جنس مرغوب‌تر و عملیات ساخت پیچیده‌تر دارد که باعث افزایش قیمت سامانه می‌شود.

۳- پایش حرکت سیال به صورت پویا و تعیین شار جریان به گونه‌ای که پدیده خفگی پیش نیاید، امر پیچیده‌ای است.

۴- جریان جوششی به صافی و جنس سطح حساس می‌باشد. از جمله مزایای بکارگیری جریان‌های جوششی در خنک‌کاری موتور، کاهش وزن موتور، کاهش وزن مبدل، افزایش انتقال حرارت و کاهش توان تلمبه^۲ سیال خنک‌کننده می‌باشد.

موارد بیان شده نشان می‌دهد که طراحی راهگاه خنک‌کاری با استفاده از قابلیت انتقال حرارت جوششی، به‌طوری که شرایط کارکرد از نقطه بحرانی دور باشد، نیاز به الگویی دقیق دارد. در تحقیق [۲] نشان داده شده است که عدم محاسبه پدیده جوشش باعث خطایی در حدود ۳۰٪ در محاسبه ضریب جابجایی می‌گردد.

به دلیل پیچیده بودن پدیده جوشش، اکثر فعالیت‌های صورت گرفته در این زمینه جنبه آزمایشگاهی دارند. کرمنگیل و همکاران [۳] در آزمایش

۱- radiator

۲- Water pump

محاسباتی بزرگ است و بیشتر برای تدوین الگوها و بررسی نحوه حرکت حباب‌ها مؤثر می‌باشد. در این روش ۸ معادله (معادله پیوستگی، معادله مقدار حرکت (ممنتوم) (۳تا)، معادله آشفستگی (توربولانس) (۲تا)، معادله غلظت و معادله انرژی) به طور هم زمان باید حل گردد که نشان دهنده گستردگی محاسبات است.

۲-۳ حل همزمان انتقال حرارت جامد و سیال

در روش همزمان انتقال حرارت جامد و سیال، علاوه بر مجاری خنک‌کاری، قسمت بدنه جامد موتور نیز کاملاً شبیه سازی می‌شود و در هر مرحله اطلاعات شرایط مرزی انتقال حرارت، بین الگوی سیال و جامد تبادل می‌شود این عمل تا همگرایی و عدم تغییر در شرایط مرزی دو حل ادامه می‌یابد. ضریب حرارت جابجایی به کمک معادلات عددی حاکم بر لایه مرزی بدست می‌آید.

۲-۴ محاسبه ضریب حرارت جابجایی پایه

ضریب انتقال حرارت جابجایی با عواملی مانند هندسه راهگاه، هنجار جریان، زبری سطح، فشار، خواص سیال، سرعت سیال و... وابسته می‌باشد. در روش شبیه‌سازی ضریب انتقال حرارت جابجایی پایه، متغیرها به دو دسته تفکیک می‌شوند ۱- عوامل نسبتاً ثابت در تمامی عناصر ۲- عوامل متغیر در تمامی عناصر. به عنوان نمونه شرایط جریان در هر عنصر، وابسته به هندسه و گردابه‌های تشکیل شده در هر گره است ولی خواص سیال نسبتاً در هر عنصر ثابت می‌باشند.

بررسی های CFD برای ضریب انتقال حرارت جابجایی در تمامی گره‌ها نشان می‌دهد که تغییرات ضریب جابجایی در تمامی عناصر با تغییرات فشار متوسط سامانه، ضریب زبری، دمای دیواره و خواص سیال، تقریباً از یک روند ساده پیروی می‌کند ولی تغییرات هندسه (و در نتیجه شرایط جریان) در هر عنصر که باعث تغییرات ضریب جابجایی می‌شود دارای روند ساده ای نیست.

در روش ضریب حرارت جابجایی پایه به کمک روش‌های CFD ضریب انتقال حرارت در دمای پایه برای تمامی گره‌ها محاسبه می‌شود و به کمک این مقدار ضریب انتقال حرارت تحت تأثیر جوشش و شرایط کارکرد واقعی به کمک توابع تجربی (نمودار تجربی) تصحیح می‌شود. به عبارتی در این روش، حل CFD در یک شرایط تعریف شده انجام می‌گیرد و ضریب جابجایی برای تمامی نقاط بدست می‌آید. در مرحله بعد تنها دیواره جامد با توجه به شرایط مرزی انتقال حرارت جابجایی (با توجه به مقدار محاسبه شده در روش CFD) برای هر گره حل می‌گردد. در این

۱- استفاده از ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط

۲- شبیه‌سازی ۲ فاز

۳- حل همزمان انتقال حرارت جامد و سیال

۴- محاسبه ضریب حرارت جابجایی پایه

۲-۱ ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط

روش ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط به دلیل سادگی، سرعت محاسبات و عدم وابستگی به حل معادلات انتقال حرارت و جریان سیال بسیار محبوب می‌باشد. در این روش برای تمامی نقاط از ضریب جابجایی موضعی ثابت استفاده می‌شود هنجار جریان سیال در محاسبات ضریب جابجایی مؤثر نمی‌باشد و از مقادیر متوسط سرعت برای محاسبه نوسلت استفاده می‌گردد. در بسیاری از شبیه‌سازی‌ها بسته به نیاز و دقت، در استفاده از این روش تغییرات و تعمیم‌هایی مشاهده می‌شود. چند نمونه از این نوع پیشنهادها در ادامه آمده است:

در شبیه‌سازی‌های انتقال حرارت، هندسه اصلی به ناحیه‌های کوچکتر و مستقل از هم تقسیم می‌شود و به کمک داده‌های تجربی و حتی تحلیل نتایج موتورهای گذشته برای هر قسمت، ضریب جابجایی متوسط مجزا تعریف می‌گردد.

استفاده از شبکه لوله معادل به جای راهگاه‌های خنک‌کاری: در این روش به کمک تجربه طراح، شبکه لوله و اتصالات معادل برای کل مجموعه در نظر گرفته می‌شود و به کمک نتایج تجربی ضرایب تصحیح برای موتور خاص مشخص می‌شود.

ضریب جابجایی متوسط نسبت به تغییرات دمای دیواره متغیر فرض شده و از نمودار تجربی برای محاسبه این تغییرات استفاده می‌شود.

شایان ذکر است که این شبیه‌سازی‌ها با تعداد زیادی پیش فرض همراه هستند. این روش در مرحله اولیه طراحی کارا است و استفاده از آن در مرحله طراحی نهایی معمولاً پیشنهاد نمی‌گردد. در مسائل بهینه یابی که نیاز به اجرای الگو در تعداد مراحل زیاد می‌باشد، استفاده از این روش، انتخابی اقتصادی به حساب می‌آید.

۲-۲ شبیه‌سازی دو فاز

در شبیه‌سازی دو فاز به کمک معادلات معرفی شده، تعداد و قطر حباب تخمین زده می‌شود و روند تشکیل حباب در هر عنصر (المان) به طور مجزا بدست می‌آید و نحوه نفوذ و از بین رفتن حباب شبیه‌سازی می‌گردد. در این حل، فیزیک حباب به طور کامل شبیه‌سازی و تأثیر حباب‌ها بر انتقال حرارت و حرکت سیال در نظر گرفته می‌شود. این الگو دارای حجم

با توجه به اینکه تغییر دما در داخل راهگاه‌های خنک کاری معمولاً از ۵ درجه تجاوز نمی‌کند، می‌توان فرض نمود که خواص مواد تقریباً ثابت می‌باشد و داریم:

$$h_Q = C_1 (T_W - T_s)^{1.24} \Delta p_{sat}^{0.75} (T_W - T_L)^{-1} \quad (3)$$

در شکل (۲) تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی در هنجارهای متفاوت جریان دو فاز نشان داده شده است خط قرمز رنگ تقریب این منحنی را نشان می‌دهد. این تقریب دارای دو بخش می‌باشد:

۱- در حالتی که جوشش اتفاق نمی‌افتد می‌توان با تقریب مناسبی ضریب جابجایی انتقال حرارت را در هر نقطه با توجه به الگوی سرعتی جریان، قطر هیدرولیکی و... ثابت در نظر گرفت (h_0).

۲- پدیده جوشش و هنجارهای متفاوت جریان جوششی در راهگاه خنک کاری باعث تغییر ضریب انتقال حرارت جابجایی می‌گردد (h_Q). برای محاسبه ضریب انتقال حرارت می‌توان این دو ضریب را جمع نمود:

$$h = h_0 + h_Q \quad (4)$$

چنانچه برای محاسبه عبارت تصحیح ضریب انتقال حرارت جوششی (h_Q) از معادله Foster-Zuber استفاده شود آن معادله بدین شکل بدست می‌آید:

$$h = h_0 + C_1 (T_W - T_s)^{1.24} \Delta p_{sat}^{0.75} (T_W - T_L)^{-1} \quad (5)$$

مشابه این روش در گزارش Fev [۹] ارائه شده است؛ در این گزارش معادله پیشنهادی بدین شکل می‌باشد:

$$h_Q = 10.6 R^{0.44} (T_W - T_s)^{3.33} \Delta p_{sat}^{0.7} (T_W - T_L)^{-1} \quad (6)$$

که در آن دمای دیواره و T_s دمای جوشش است (که در فشار ۱,۷ بار برابر ۱۳۰ درجه سانتیگراد می‌باشد) و T_L دمای متوسط سیال عبوری (که ۱۰۰ درجه سانتیگراد فرض می‌شود) و Δp فشار متوسط سامانه [bar] (در موتور EF^V در حدود ۱,۷ bar می‌باشد) و R صافی سطح است. (در موتور EF^V در حدود ۱۰۰ μm می‌باشد).

باید توجه نمود که معادله (۶) از آزمایشهای تجربی بدست آمده است که اثر زبری را بر انتقال حرارت نیز لحاظ نموده است. می‌توان برای جزء تصحیح از هر معادله تجربی که دقت آن مورد تأیید است استفاده نمود. براساس این روش، در نزدیکی شرایطی که جوشش رخ می‌دهد اگر ضریب انتقال حرارت جابجایی هر عنصر مشخص باشد، می‌توان

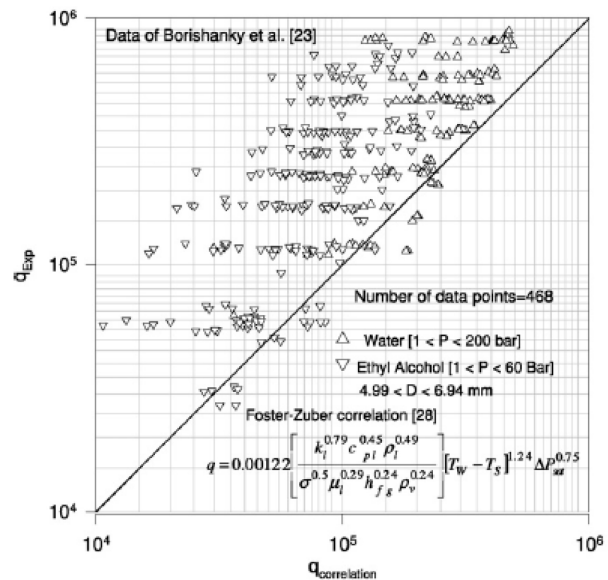
روش یک عامل تصحیح کننده وجود دارد که اثر فشار، جوشش، دمای موضعی و... را تصحیح می‌نماید. نقطه قوت این روش عدم نیاز به حل مکرر شبیه‌سازی CFD در مجاری خنک کاری می‌باشد. این روش برای طراحی جزء به جزء که نیازمند تحلیل های متعدد و سرعت عمل می‌باشد مناسب است. در بخش‌های بعدی اساس این روش بر مبنای یک معادله تجربی خاص به نام Foster-Zuber تشریح می‌گردد.

۳- معادلات ضریب انتقال حرارت جابجایی پایه

یکی از الگوهای معروف جوشش، الگوی Foster-Zuber [۸] می‌باشد؛ در این الگو ضریب جوشش بدین شکل تعریف می‌شود:

$$q = 0.000122 \left[\frac{k_l^{0.79} C_p^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right] \times (T_W - T_s)^{1.24} \Delta p_{sat}^{0.75} \quad (1)$$

دقت این شبیه‌سازی برای سیال آب و اتیلن در شکل (۱) نشان داده شده است.



شکل ۱ بررسی دقت معادله Foster-Zuber برای آب و اتیلن الکل [۸]

که با تعریف یاد شده ضریب انتقال حرارت برابر است با:

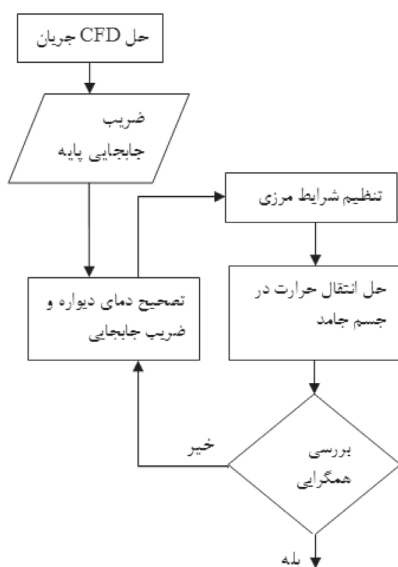
$$h_Q = 0.000122 \left[\frac{k_l^{0.79} C_p^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right] (T_W - T_s)^{1.24} \Delta p_{sat}^{0.75} (T_W - T_L)^{-1} \quad (2)$$

پس از همگرا شدن حل، مقادیر ضریب انتقال حرارت جابجایی به شکل پرونده dx ذخیره سازی می‌شود. به کمک معادله (۵) یا (۶) می‌توان در هر شرایطی ضریب جابجایی واقعی را تخمین زد.

به کمک قاعده یاد شده و معادله (۵) یا (۶) می‌توان تحلیل تنش حرارتی را با سرعت قابل قبولی انجام داد. در شکل (۳) روندنمای محاسبه انتقال حرارت و به تبع آن تنش حرارتی نشان داده شده است. نکته شایان ذکر این است که اگر هندسه ناحیه جامد و سیال به‌طور مجزا شبکه‌بندی گردد، باید برنامه‌ای نوشته شود که ضریب جابجایی بدست آمده را در بند ۳ به شبکه هندسه جامد میانبایی نماید.

تولید هندسه و الگوی اجزای محدود

برای بررسی کارایی الگو، نحوه عملکرد این الگو در داخل راهگاه‌های خنک‌کننده موتور ملی (EFV) بررسی شد. در اولین مرحله، الگوی سه بعدی راهگاه‌ها از واحد طراحی دریافت گردید. سپس الگوی راهگاه آب بدنه و بستار با در نظر گرفتن لایه‌ی بین آنها، در نرم‌افزار Solid-Works شبیه‌سازی و تصحیح شد. در شکل (۴) الگوی نهایی نمایش داده شده است. نمونه کامل راهگاه آب (بستار، بدنه و لایه) با استفاده از نرم‌افزار Hyper-Mesh، شبکه‌بندی شده است. برای بدست آوردن شبکه مناسب، لازم است که الگو در نرم‌افزار مذکور کاملاً تصحیح و خطوط زاید آن حذف گردد. برای تولید شبکه از حجره‌های چهار وجهی (هرمی) استفاده شده است. نمونه شبکه حاصل در اشکال (۷و۵۶) نشان داده شده است.



شکل ۳ روندنمای عملیات محاسبه انتقال حرارت در بدنه موتور

در شرایط دمایی و فشاری متفاوت ضریب انتقال حرارت جابجایی را بدون حل CFD تصحیح نمود. در این عملیات از یک فرض ساده سازی استفاده شده است ولی به دلیل افزایش سرعت در محاسبات، این خطا پذیرفته می‌شود.

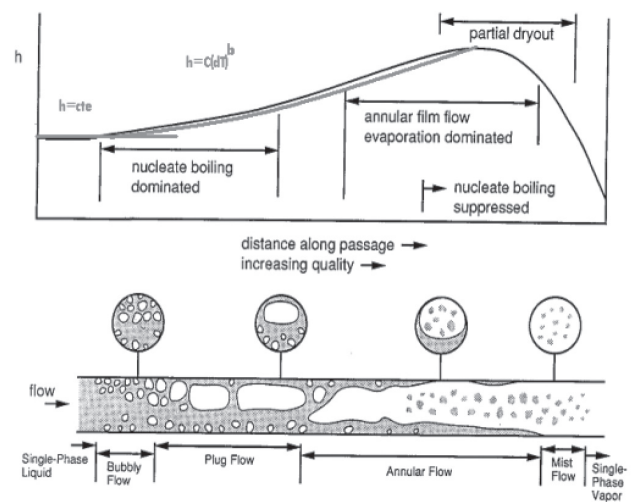
۱-۳ روند شبیه‌سازی در روش انتقال حرارت پایه

الگوی هندسی در دو ناحیه جامد و ناحیه راهگاه خنک‌کاری به صورت همزمان شبکه‌بندی می‌شود.

الگوی هندسی سه بعدی راهگاه خنک‌کاری، با نرم‌افزار حل پویایی سیالات (CFD) (به عنوان نمونه fluent) حل انتقال حرارت و دینامیک سیال می‌شود. این حل در شرایط دمایی ثابت و در دمای قبل از جوش صورت می‌گیرد.

این الگو دارای شاخص‌هایی است:

الف) جریان آشفته است. (پیشنهاد می‌شود که از الگوی $k-\epsilon$ استفاده شود.)



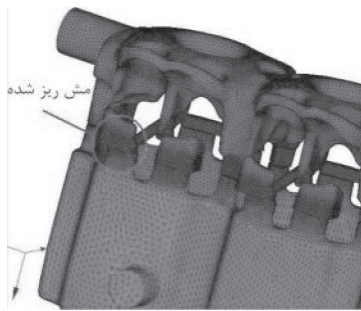
شکل ۲ تغییرات ضریب انتقال حرارت برحسب هنجارهای جریان داخل لوله

ب) تاکید می‌شود، گزینه $wall$ function روشن باشد. (این موضوع باعث می‌شود که بتوان از شبکه‌های درشت‌تر در نزدیکی دیواره استفاده نمود.)

ج) فشار ۱،۷ بار می‌باشد.

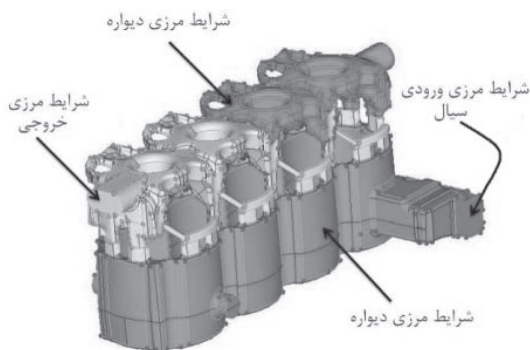
د) خواص سیال در دمای ۳۹۸ کلوین و فشار ۱،۷ بار تنظیم می‌شود.

ه) شرایط ورودی شار جرمی (mass flow) و دیواره دما ثابت ۴۰۳ درجه کلوین در نظر گرفته می‌شود.



شکل ۷ استفاده از شبکه غیر یکنواخت و ریز نمودن شبکه در نقاطی از هندسه

در مرحله بعد، شرایط مرزی برای هندسه مورد تحلیل تعریف می‌گردد: در ورودی جریان شرط شار جرمی در نظر گرفته می‌شود. این مقدار برابر با $2/3 \text{ kg/s}$ است که از شرایط کارکرد تلمبه آب موتور در دور 5500 rpm بدست می‌آید. در خروجی نیز شرط Out flow استفاده شده است. در شکل (۸) شرایط مرزی مسئله مذکور نشان داده شده است.

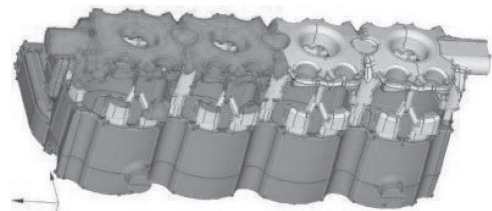


شکل ۸ شرایط مرزی استفاده شده در نرم‌افزار Fluent

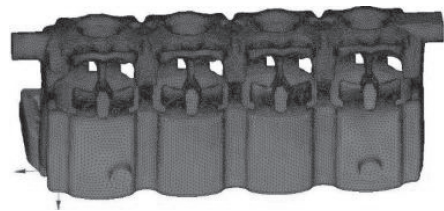
انتقال حرارت مجرای خنک‌کاری موتور EFV

پس از اعمال قاعده معرفی شده روی هندسه موتور EFV نتایج ضریب انتقال حرارت جابجایی به شرح نشان داده شده در اشکال (۹، ۱۰ و ۱۱) بدست می‌آید. در این پژوهش از نرم‌افزار ۳،۴ Fluent برای حل جریان، استفاده شده است. در شکل (۱۲) نتایج FEV برای موتور EFV نشان داده شده است [۹]. این نتایج بر مبنای الگوی کامل دو فاز بوده است و با نتایج تجربی آن شرکت همخوانی دارد. شایان ذکر است که ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط در شبیه‌سازی FEV برابر $6400 \text{ Wm}^2 \text{ K}$ و در شبیه‌سازی حاضر برابر با $6120 \text{ Wm}^2 \text{ K}$ می‌باشد که با دقت ۴٪ دو الگو همخوانی دارند. این امر نشان می‌دهد که استفاده از الگوی پیشنهادی حاضر با سرعت محاسباتی تندتر، تغییرات جواب مسئله در محدوده ۴٪ تقریب زده است.

البته ذکر این نکته ضروری است که هنگام تولید شبکه، به منظور افزایش کیفیت شبکه تولید شده و همچنین کم کردن هزینه‌های محاسباتی، با کوچک کردن ابعاد شبکه‌ها در محدوده‌هایی از هندسه مانند اطراف لایه و اطراف نقاطی که بر روی حل نهایی تأثیر بیشتری دارند و در مقابل بزرگ کردن ابعاد شبکه در مناطق کم اهمیت، تعداد حجره‌ها به کمترین میزان ممکن کاهش داده شده. این امر در شکل (۷) نشان داده شده است. شبکه مذکور از لحاظ یکنواختی، معیارهای مطرح در دینامیک محاسباتی را رعایت نموده است. به عنوان مثال معیار نسبت هندسی (Aspect ratio) در دو بعد عدد ۲،۱۳ (در استاندارد باید کمتر از ۴ باشد) و در سه بعد عدد ۳،۹۷ بدست آمده است (در استاندارد باید کمتر از ۵ باشد). برای شبکه‌بندی از ابعاد در حدود ۳ میلی‌متر استفاده شده و بعد از شبکه‌بندی اولیه و تصحیح عناصری نامناسب در نهایت ۹۹۵۶۸۸ عنصر در داخل ناحیه حل ایجاد گردیده است. شرایط مرزی مسئله با نرم‌افزار Gambit روی شبکه بدست آمده از این فرایند، اعمال می‌شود و در نهایت به صورت پرونده خروجی (msh) Gambit برای بکارگیری در نرم‌افزار Fluent تبدیل می‌شود.



شکل ۴ هندسه مجرای خنک‌کاری موتور EFV

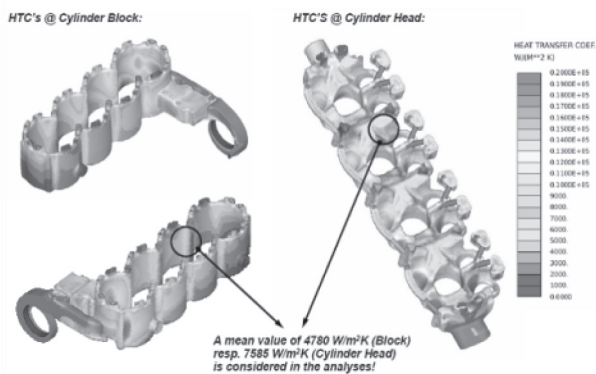


شکل ۵ الگوی اجزای محدود مجرای خنک‌کاری موتور EFV از نما روبرو

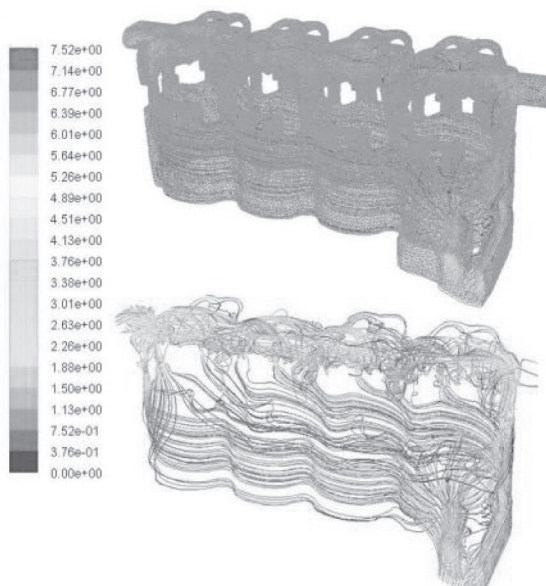


شکل ۶ الگوی اجزای محدود مجرای خنک‌کاری موتور EFV از نما بالا

در انتهای این مرحله نتایج ضریب حرارت پایه به صورت فایلی ذخیره می‌گردد. بدین ترتیب تحلیل تنش حرارتی در دیواره موتور، با استفاده از دما و ضریب جابجایی بدست آمده در هر گره (شکل ۹) و عبارت تصحیح معرفی شده در معادله (۵ یا ۶) به راحتی امکان پذیر است. این روش به دلیل آنکه نیاز به حل جریان در راهگاه را حذف می‌کند، افزایش چشم گیری را در سرعت محاسبات سبب می‌شود. باید توجه داشت که حل جریان سیال به دلیل غیر خطی بودن معادلات حاکم، (معادله نویر استوکس) با حل ۸ معادله (معادله پیوستگی، معادله مقدار حرکت (۳تا)، معادله آشفستگی (۳تا)، معادله غلظت و معادله انرژی) افزایش زمان حل تا چندین برابر را در بر خواهد داشت.

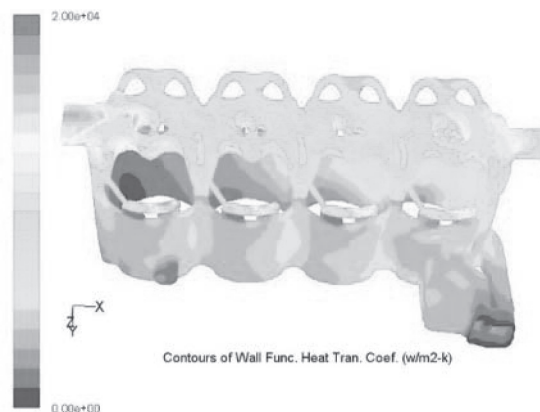


شکل ۹ تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی در موتور EFV شبیه‌سازی شرکت FEV [۹]



شکل ۱۰ تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی در نزدیکی لایه بستر

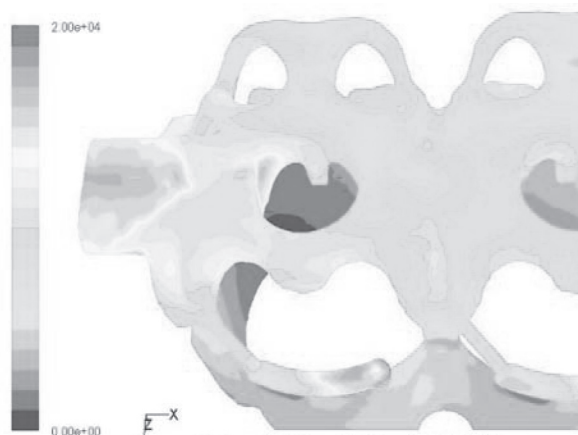
در شکل (۱۳) خط جریان عبوری در کل مسیر موتور نشان داده شده است. رنگ بندی این نمودار بر حسب سرعت می‌باشد. مقدار بیشینه سرعت ۷ متر بر ثانیه در ناحیه لایه آب‌بند مشاهده شده است. تغییرات فشار در کل موتور در دو نمای متفاوت در اشکال (۱۴ و ۱۵) نشان داده شده است. این نتایج در محاسبه توان مورد نیاز برای تلمبه آب، استفاده می‌شوند.



شکل ۱۱ تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی در نقاط مختلف مجرای خنک‌کار EFV



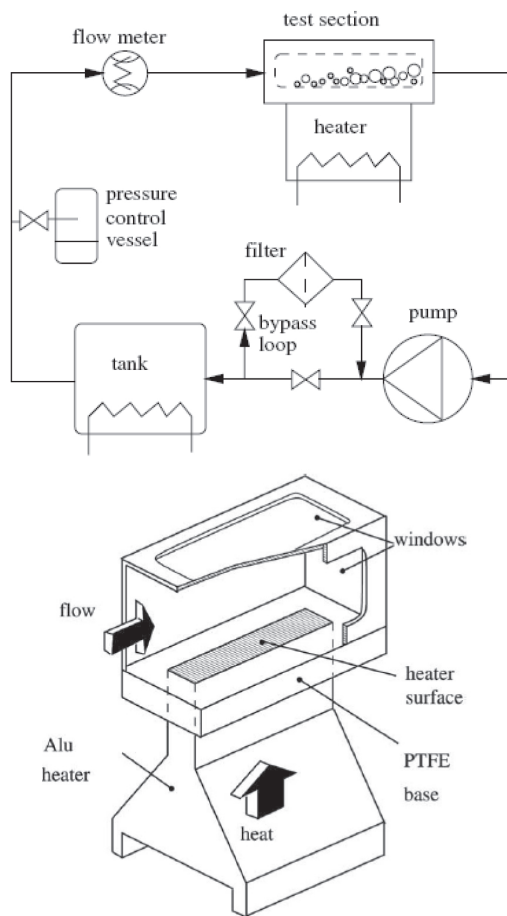
شکل ۱۲ تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی در خروجی موتور



شکل ۱۳ خط جریان که نشان دهنده مسیر عبور سیال در مجرای خنک‌کاری می‌باشد

۴- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در این مقاله، پس از تشریح روش ضریب انتقال حرارت پایه به شبیه‌سازی مجرای خنک‌کاری موتور ملی EF7 به کمک این روش پرداخته شده و دقت و توانایی آن بررسی شده است. روش پیشنهادی با نتایج حاصل از کار مشابه شرکت IPCo [۹] که روی الگوی با جزئیات بیشتر انجام گرفته، مقایسه شده است. این مقایسه نشان می‌دهد که فرضیات اعمال شده در جهت افزایش سرعت محاسبات، اختلاف نتایجی در حدود ۴٪ در ضریب متوسط انتقال حرارت جابجایی ایجاد می‌کند. به منظور بررسی دقت این روش، مقایسه‌ای بین نتایج آزمایشگاهی بدست آمده در آبراه مستطیل شکل با شرایط کارکرد مشابه موتور و نتایج الگوی حاضر انجام شد. خطای الگوی حاضر در پیش بینی نتایج تجربی این آزمایش در حدود ۲۰٪ بدست آمد. روش پیشنهاد شده در این مقاله، سرعت تحلیل را به طور چشمگیری افزایش می‌دهد و روش کاربردی مناسبی برای مرحله طراحی جزء به جزء محسوب می‌شود.



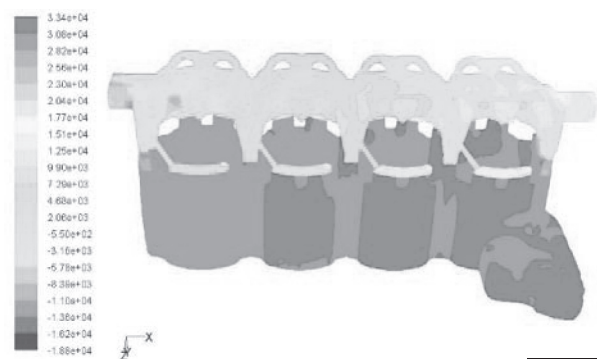
شکل ۱۶ نمادین دستگاه آزمون به کار گرفته شده در مرجع [۷]

برای بررسی دقت روش یاد شده از نتایج تجربی معرفی شده در مرجع [۷] استفاده شده است. در این مرجع دستگاه آزمون دارای ساختار نشان داده شده در شکل (۱۶) می‌باشد. در این دستگاه شرایط کارکرد برای لوله‌ای با قطر هیدرولیکی مشابه موتور و شرایط کارکرد موتور آزمون شده است و مقدار انتقال حرارت در شرایط قبل و بعد از جوشش قابل اندازه‌گیری می‌باشد.

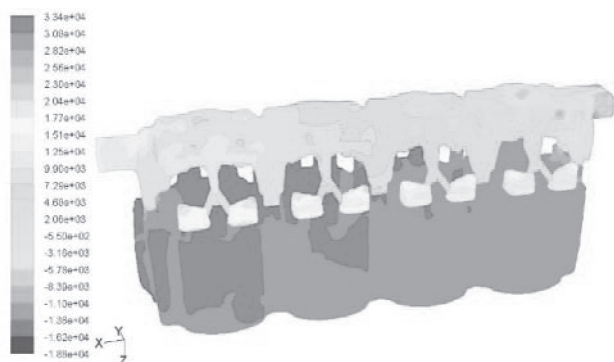
سیال مورد استفاده، آب خالص است که با دمای ۹۵ درجه سانتیگراد وارد محفظه می‌شود. در شکل (۱۷) نتایج تجربی حاصل از آزمایش نشان داده شده است [۷].

به منظور مقایسه نتایج حاضر با نتایج بدست آمده در مرجع [۷] هندسه موجود در محفظه تست آزمایش این مرجع، شبیه‌سازی شده و الگوی پیشنهادی روی این هندسه اعمال شده است. شکل (۱۸) هندسه و الگوی اجزای محدود محفظه را نشان می‌دهد.

مقایسه نتایج شبیه‌سازی با نتایج واقعی و دقت روش در شکل (۱۹) نشان داده شده است. همانگونه که مشاهده می‌شود در سرعت‌های نزدیک به سرعت متوسط موتور مورد بررسی، شبیه‌سازی نتایج تجربی، ضریب جابجایی را با دقتی در حدود ۲۰٪ پیش بینی می‌نماید.



شکل ۱۴ محدوده‌های فشار در نمای روبرو



شکل ۱۵ محدوده‌های فشار در نمای پشت

تشکر و قدردانی

این پژوهش تحت حمایت مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو (IPCo) و در آن شرکت انجام گرفته است. لازم است از حمایت کامل این شرکت به خصوص واحد شبیه سازی قدردانی گردد.

فهرست علائم و نمادها

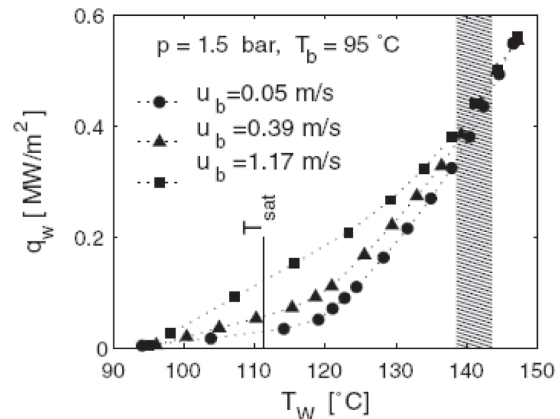
C_p	ظرفیت گرمایی برحسب کیلوژول بر کیلوگرم کلونین
h_{fg}	آنتالپی نهان تبخیر برحسب کیلوژول بر کیلوگرم
h	ضریب انتقال حرارت جابجایی برحسب وات بر متر مربع
h_0	ضریب انتقال حرارت جابجایی پایه برحسب وات بر متر مربع
h_Q	عامل تصحیح ضریب انتقال حرارت جابجایی
Δp	فشار متوسط سامانه برحسب بار
R	صافی سطح برحسب میکرومتر
T_w	دمای دیواره برحسب درجه سانتیگراد
T_s	دمای جوشش برحسب درجه سانتیگراد

علائم یونانی

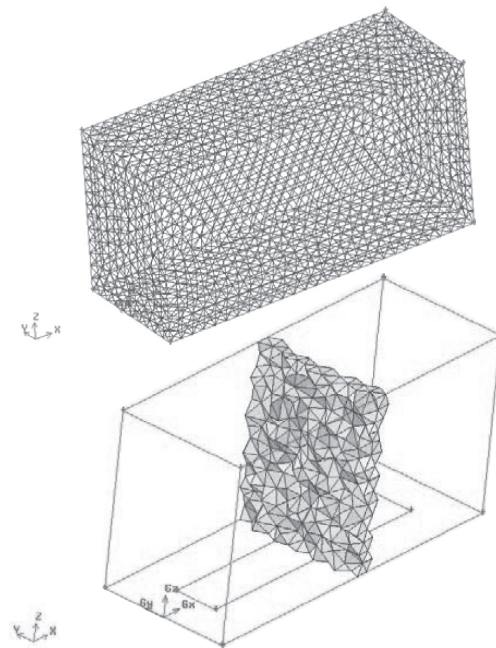
ρ	چگالی برحسب کیلوگرم بر مترمکعب
σ	کشش سطحی برحسب نیوتون بر متر
μ	ضریب اصطکاک

زیرنویس‌ها

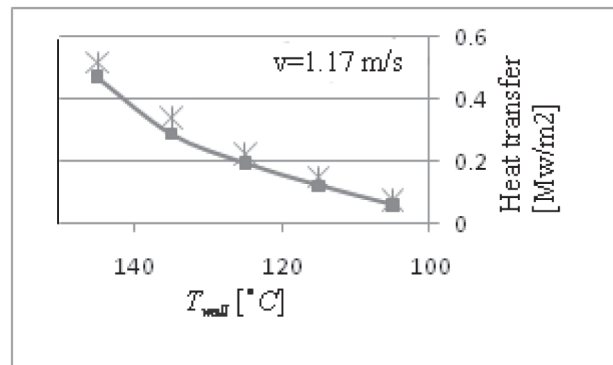
l	سیال
v	بخار
w	دیواره



شکل ۱۷: نتایج آزمایشگاهی انتقال حرارت مرجع [۷] در شرایط کارکرد فشار ۱٫۵ بار و دمای سیال ورودی ۹۵ سانتیگراد و سرعت‌های متفاوت



شکل ۱۸: هندسه و الگوی اجزای محدود مورد استفاده در شبیه‌سازی مذکور



شکل ۱۹: مقایسه انتقال حرارت دیواره نسبت به تغییرات دمای دیواره ($U_b = 1.17 \text{ m/s}$)
 ۱٫۵=p، $T_b = 95^\circ \text{C}$ (* : نتایج تجربی - • : شبیه‌سازی)

References

- 1- Hosny, Z. and Abou-Ziyan. "Heat transfer characteristics of some oils used for engine cooling." *Energy Conversion and Management* 45, (2004): 2553–2569.
- 2- Robinson, k., Hawley, J. G. and Campbell, N. A. F. "Experimental and modeling aspects of flow boiling heat transfer for application to internal combustion engines." *Proceeding of Mechanical Engineers Conference 217, Part D: J. Automobile Engineering*, (2006): 877-889.
- 3- Karamangil, M.I., Kaynakli, O. and Surmen, A. "Parametric investigation of cylinder and jacket side convective heat transfer coefficients of gasoline engines." *Journal of Energy Conversion and Management* 47, (2006): 800–816.
- 4- Ho Sung L. and Cholewczynski, L. W. "A Study on Convection and Boiling Heat-Transfer Modes in a Standard Engine Cooling system." *DaimlerChrysler Grant No.3002666*
- 5- Ennemoser, A. "Engine Heat Transfer Boiling." *AVL Report for IPCO (2004)*.
- 6- Hetsroni, G., Mudawar, I. and Kandlikar, S. G. "Two-phase pressure drop, boiling heat transfer, and critical heat flux to water in a small-diameter horizontal tube." *International Journal of Multiphase Flow* 28, No. 6 (2002): 927-941.
- 7- Steiner, H., Kobor, A. and Gebhard L. "A Wall Heat Transfer Model for Subcooled Boiling Flow." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, (2005): 4161–4173.
- 8- Sarma, P.K., Srinivas, V., Sharma, K.V., Subrahmanyan, T. and Kakac, S. "A correlation to predict heat transfer coefficient in nucleate boiling on cylindrical heating elements." *International Journal of Thermal Sciences* 47, No.3, (2008): 347-354.
- 9- Haubner, F., Moshiri, N. and Ehle, J. "Stress and Thermal Analysis of Block and Head." *IPCO, EF7 Engine, Detail Design Report / April (2005)*.

Simulation of Heat Transfer in the Cooling Passages of the “EF7” Engine Considering Boiling Phenomenon

R. Mehdipour*

Assistant Professor
School of Mechanical Engineering
Tafresh University of Technology
raminme56@yahoo.com

M. Nazaktabar

Master of Science in Mechanical Engineering
Iran Khodro Powertrain Co.
Nazaktabar7@yahoo.com

Z. Baniamerian

PhD. Student
School of Mechanical Engineering
K.N.Toosi University of Technology
Baniamerian@alum.sharif.edu

C. Aghanajafi

Associate Professor
School of Mechanical Engineering
K.N.Toosi University of Technology
aghanajafi@kntu.ac.ir

*Corresponding Authors
Received: Apr. 14, 2010
Accepted in Revised Form: Jul. 23, 2010

Abstract

Heat transfer in the engine should be simulated to have a good estimation of temperature distribution in the engine and therefore control thermal stresses and the engine performance. Heat transfer simulation is obtainable through accurate modeling of cooling passages of the engine. Subcooled boiling is usually occurred in the cooling passages. Ignoring this phenomenon in the modeling procedure results in a considerable error in estimation of heat transfer coefficient at the wall. In the present study numerical models for simulation of heat transfer in cooling passages of combustion engines are introduced and evaluated. The models, appropriate for simulation of each stage, are then explained and their precision will be calculated. In this study the method of principal convective heat transfer is introduced by exerting some modifications on the empirical correlation of Foster-Zuber. The proposed method in this study results in a significant decrease in amount of calculations and therefore increases the rate of calculation of heat transfer and thermal stresses. One of the significance of this model is consideration of boiling effects in the heat transfer coefficient. The proposed model is employed for simulation of heat transfer in cooling passages of the “EF7” engine to calculate heat transfer coefficient and boiling zones and then proved to have a good precision.

Keywords: Boiling, Heat Transfer, Engine, Cooling Passages