شبیه‌سازی تأثیر نانوذره‌ها بر بهبود خنک‌کاری بازیافتی در موتور پیشرانه مایع

پوریا عسگری غنچه، حسین سوری*+، سعید توانگر روستا
مجتمع دانشگاهی شیمی و مهندسی شیمی، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران

حمید پرهیزکار
مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران

چکیده: وجود دمای بالای به‌دست آمده از احتراق نیازمند روش‌های مؤثر خنک‌کاری در محفظه احتراق می‌باشد. اغلب محفظه‌ها در موتورهای پیشرانه مایع، دارای خنک‌کاری از نوع بازیافتی هستند. یک روش جدید برای بهبود عملکرد انتقال گرما در فرایند خنک‌کاری بازیافتی، افزودن نانوذره‌ها به سیال خنک‌کننده است. در این تحقیق، خنک‌کاری بازیافتی در یک موتور پیشرانه مایع با فلوئنت به صورت عددی شبیه‌سازی شده است. این موتور برای کار بر روی مخلوط کروسین به‌عنوان سوخت و اکسیژن مایع به عنوان اکسیدکننده با تراست ۳۰۰ کیلو نیوتن طراحی شده است. در ادامه از نانوذره‌های آلومینا و نانولوله کربنی (CNT) در کسر حجمی‌های ۲٪ و ۵٪ برای افزودن به کروسین برای تولید نانوسیال استفاده شده است. در این مسئله جریان سیال در کانال خنک‌کننده سه بعدی، پایا و آشفته فرض شده است و همچنین از مدل آشفتگی k-ε برای جریان آشفته استفاده شده، و نانوسیال نیز به صورت تک‌فاز مدل‌سازی شده است. افزودن نانوذره‌های آلومینا و نانولوله کربنی در کروسین به عنوان سیال خنک‌کننده به ترتیب باعث افزایش ۸٪ و ۱۵٪ در ضریب انتقال گرما سیال خنک‌کننده شده است. با توجه به نتیجه‌ها، نانولوله‌های کربنی از توانایی بالاتری برای افزایش ضریب انتقال گرما و بهبود خنک‌کاری بازیافتی نسبت به نانوذره آلومینا برخوردار هستند.

واژگان کلیدی: موتور موشک پیشرانه مایع، خنک‌کاری بازیافتی، نانوسیال‌ها، نانولوله کربنی، آلومینا

KEYWORDS: *Liquid Propellant Rocket Engines, Regenerative Cooling, Nanofluids, Carbon nanotube, Alumina*

مقدمه

در موتورهای پیشرانه مایع به دلیل دمای بالای محفظه احتراق و بالا بودن نرخ انتقال انرژی از گازهای داغ به دیواره، خنک‌کاری محفظه احتراق از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. اغلب محفظه‌ها در موتورهای پیشرانه مایع، دارای خنک‌کاری از نوع بازیافتی[1] هستند. این روش خنک‌کاری در محفظه‌هایی با فشار بالا و شار گرمایی در بازه ۱/۶ تا ۱۶۰ MW/m^2 در مدت زمان‌های طولانی مؤثر بوده است. در این نوع خنک‌کاری، جریان سیال خنک‌کننده با سرعت به نسبت بالایی، از فضای بین پوسته‌های درونی و خارجی

* عهده‌دار مکاتبات
+Email: H_soury@mut.ac.ir

(۱) Regenerative cooling

که محل عبور سیال خنک‌کننده است، عبور می‌کند و پوسته درونی را خنک می‌نماید [۱]. مطابق شکل ۱ در بیش‌تر مواقع از پیشرانه مایع به عنوان سیال خنک‌کننده استفاده می‌شود به این صورت که یکی از پیشرانه‌ها پیش از تزریق به محفظه احتراق، از انتهای محفظه احتراق و از میان کانال‌های خنک‌کاری عبور داده می‌شود. با این کار، بخشی از گرمای خروجی از نازل نیز بازیافت شده و باعث پیش‌گرم پیشرانه می‌شود.

راندمان خنک‌کاری بازیافتی را می‌توان با افزایش نسبت طول به عرض و تغییر در سطح مقطع کانال، افزایش داد و دمای دیواره را به طور چشمگیری کاهش داد [۳،۲]. از راه‌هایی که می‌توان راندمان خنک‌کاری بازیافتی را افزایش داد، استفاده از نانوذره‌ها در سیال خنک‌کننده است. با توجه به مطالعه‌های انجام گرفته [۵،۴] حضور ذره‌ها در اندازه‌های نانو در سیال‌ها باعث تغییر در ویژگی‌های ترموفیزیکی و افزایش ضریب انتقال گرما سیال‌ها می‌شود که این امر موجب می‌شود که فرایند خنک‌کاری بهتر شود.

به‌طور کلی سه دامنه حل برای خنک‌کاری بازیافتی موتورهای پیشرانه مایع تعریف می‌شود؛ بازه گازی (گازهای محترق)، بازه سیال (خنک‌کننده) و بازه جامد (دیواره محفظه احتراق). آنالیز انتقال گرما در خنک‌کاری بازیافتی بر مبنای انتقال گرمای جابه‌جایی برای گازها، انتقال گرمای هدایتی برای بازه جامد و انتقال گرمای جابجایی برای سیال خنک‌کننده می‌باشد. مطالعه‌های گوناگونی برای تحلیل انتقال گرما در محفظه موتور پیشرانه مایع انجام گرفته است. *جوخاکار* و *نراقی* [۱] یک روش محاسبه‌ای برای آنالیز گرما در سمت گاز داغ و ناحیه خنک‌کاری برای موتورهای پیشرانه مایع ارایه کردند. روش محاسبه‌ای از یک مدل CFD برای ناحیه گاز داغ و RTE[۱] (ارزیابی گرمایی موشک) برای جریان سیال خنک‌کننده و هدایت گرمایی در دیواره تشکیل شده است. مدل CFD جریان محوری و میدان‌های گرمایی گاز گرم را در محفظه احتراق و نازل حل می‌کند و RTE ویژگی‌های سیال خنک‌کننده و توزیع دما در دیواره را پیش‌بینی می‌کند. *اقبال* و *همکاران* [۲] نیز به مقایسه معادله تجربی برای تخمین انتقال گرما در محفظه احتراق موتور پیشرانه مایع با حل تحلیلی و عددی پرداختند. با توجه به دما و فشار بالای محفظه تراست، خنک‌کاری بازیافتی به همراه فیلم مایع در نظر گرفته شده است. *آلاس* و *همکاران* [۳] به بررسی عددی خنک‌کاری بازیافتی در موتور پیشرانه مایع پرداختند. در این مطالعه خنک‌کاری بازیافتی در موتور پیشرانه مایع به صورت عددی شبیه‌سازی شده است. در این شبیه‌سازی از مخلوط کروسین و اکسیژن مایع به عنوان سوخت و اکسیدکننده استفاده شده است. این موتور برای کارکرد در فشار محفظه ۶۰ بار با تراست ۳۰۰ کیلو نیوتن مدل شده و کروسین به عنوان سیال خنک‌کننده در نظر گرفته شده است. در این تحقیق از روش عددی برای تعیین تأثیر نسبت اندازه‌های گوناگون و تعداد کانال‌های خنک‌کننده در توزیع دما روی دیواره سمت گاز و سیال خنک‌کننده و افت فشار در کانال خنک‌کاری استفاده شده است. *باربوسا* [۴] نازل تونل بادی که در مرکز توسعه مهندسی آرنولد (AEDC) برای شرایط گوناگون جریان گاز و سیال خنک‌کننده مورد آزمایش قرار گرفته شده است را به صورت سه‌بعدی و به شکل یک‌پارچه انتقال گرما از گاز داغ به دیواره و سیال خنک‌کننده را با نرم‌افزار فلوئنت شبیه‌سازی کرده است. این روش خطاهای تقریبی و زمان حل مسئله را برای مسائل مربوط محفظه‌های احتراق که به صورت بازیافتی خنک‌کاری می‌شوند را کاهش می‌دهد.

در این تحقیق، خنک‌کاری بازیافتی در یک موتور پیشرانه مایع با فلوئنت به صورت عددی شبیه‌سازی شده است. این موتور برای کار بر روی مخلوط کروسین به‌عنوان سوخت و اکسیژن مایع به عنوان اکسیدکننده طراحی شده و کروسین به عنوان سیال خنک‌کننده در نظر گرفته شده است. در ادامه از نانوذره‌های آلومینا و نانولوله کربنی (CNT) برای افزودن به کروسین برای تولید نانوسیال و تاثیر آن‌ها بر خنک‌کاری بازیافتی استفاده شده است.

معادله‌های حاکم و بررسی هندسه

معادله‌های حاکم

اجزای مورد استفاده در این تحقیق شامل سه قسمت می‌باشد: خنک‌کننده، دیواره درونی محفظه احتراق و پوسته خارجی محفظه احتراق. با توجه به شکل ۲ به دلیل متقارن بودن سامانه این قسمت‌ها توسط دو صفحه متقارن تقسیم شده‌اند.

در این تحقیق جریان سیال و انتقال گرما در کانال به صورت سه بعدی، شرایط پایا و جریان آشفته در نظر گرفته شده است. همچنین از مدل آشفتگی K-ε برای جریان آشفته استفاده شده است. معادله‌های بقا در جریان سیال و انتقال گرما به شکل زیر بیان می‌شوند [۳]:

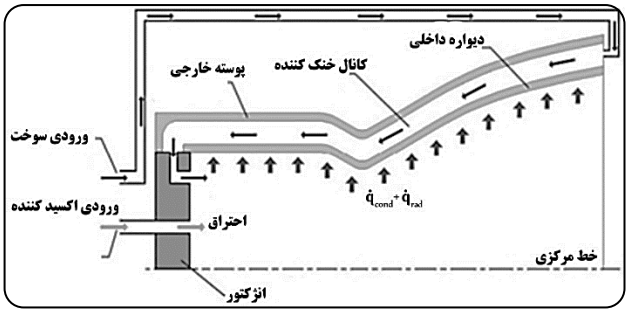
$$\nabla.\left(\rho\vec{V}\emptyset\right)=\nabla.\left(\Gamma_{\emptyset}\nabla\emptyset\right)+S_{\emptyset} \qquad (۱)$$

بیان عبارت‌های $\emptyset$، $\Gamma_{\emptyset}$ و $S_{\emptyset}$ برای متغیرهای گوناگون در جدول ۱ آمده است.

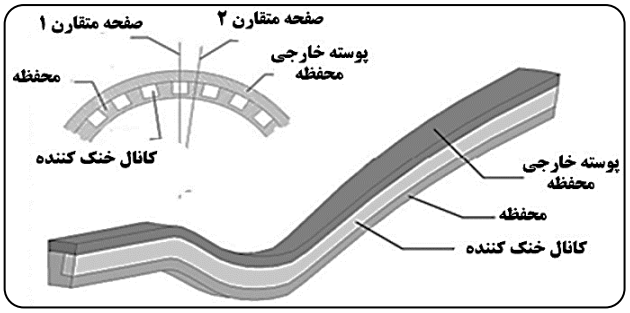
(۱) Rocket Thermal Evalution

جدول ۱ - متغیرهای معادله بقا [۳]

معادله	$\emptyset$	$\Gamma_\emptyset$	$S_\emptyset$
معادله پیوستگی	۱	۰	۰
معادله اندازه حرکت u	u	μ_{eff}	$-\frac{\partial P}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_{eff}\frac{\partial u}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_{eff}\frac{\partial v}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_{eff}\frac{\partial w}{\partial x}\right)$
معادله اندازه حرکت v	v	μ_{eff}	$-\frac{\partial P}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_{eff}\frac{\partial u}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_{eff}\frac{\partial v}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_{eff}\frac{\partial w}{\partial y}\right)$
معادله اندازه حرکت w	w	μ_{eff}	$-\frac{\partial P}{\partial z}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_{eff}\frac{\partial u}{\partial z}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_{eff}\frac{\partial v}{\partial z}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_{eff}\frac{\partial w}{\partial z}\right)$
معادله انرژی	T	$\mu/Pr+\mu/\sigma_T$	۰
معادله k	k	$\mu+(\mu/\sigma_k)$	$\rho G_k-\rho\varepsilon$
معادله ε	ε	$\mu+(\mu/\sigma_\varepsilon)$	$\frac{\varepsilon}{k}(C_1\rho G_k-C_2\rho\varepsilon)$
$G_k=\left(\frac{\mu_t}{\rho}\right)\left[\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2\right]+\left(\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)+\left(\frac{\partial v}{\partial x}\right)\right)^2+\left(\left(\frac{\partial u}{\partial z}\right)+\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)\right)^2+\left(\left(\frac{\partial v}{\partial z}\right)+\left(\frac{\partial w}{\partial y}\right)\right)^2$			
$C_\mu=0.09$	$C_1=1.44$	$C_2=1.92$	$\sigma_k=1.0$	$\sigma_\varepsilon=1.3$	$\sigma_T=0.85$



شکل ۱ - نمایی از ورود سوخت از انتهای نازل به کانال خنک‌کاری [۲]



شکل ۲ - نمایی از هندسه مورد بررسی

در معادله‌های بالا T دما، P فشار، ρ چگالی، x، y و z مؤلفه‌های مختصات، u، v و w مؤلفه‌های سرعت، μ لزجت و μ_{eff} گرانروی آشفتگی مؤثر می‌باشند.

همان‌گونه که در شکل ۳ نشان داده شده است، انتقال گرما به دیواره‌ها از طرف گازهای محترق به دو صورت جابه‌جایی و تشعشعی صورت می‌گیرد. انتقال گرما جابه‌جایی از معادله زیر به‌دست می‌آید [۳]:

$$\dot{q}_{g,conv}=h_g(T_{aw}-T_{wg}) \quad (۲)$$

که در آن

$$T_{aw}=T_c\left[\frac{1+r\left(\frac{\gamma-1}{2}\right)M^2}{1+\left(\frac{\gamma-1}{2}\right)M^2}\right] \quad (۳)$$

در این دو معادله $\dot{q}_{g,conv}$ نشان‌دهنده انتقال گرما جابه‌جایی، h_g نشان‌دهنده ضریب انتقال گرما جابه‌جایی در ناحیه گاز، T_{wg} دمای دیوار سمت گاز، T_{aw} دمای دیواره آدیاباتیک جریان گاز، γ نسبت گرمای ویژه، M عدد ماخ محلی جریان گاز و r ضریب بازیابی[۱] است که برای جریان‌های آشفته بر حسب عدد پرانتل محفظه احتراق از معادله $r=(Pr_C)^{0.33}$ قابل محاسبه است.

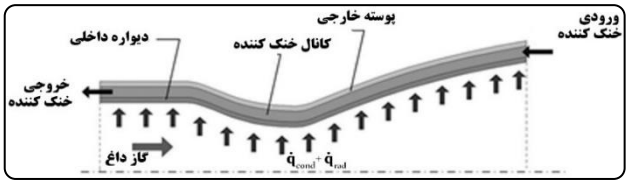
ضریب انتقال گرما را می‌توان از معادله تجربی بارتز [۵] به صورت زیر محاسبه نمود:

$$h_g=\frac{0.026}{d_t^{0.2}}\left(\frac{\mu_c^{0.2}C_{p,c}}{Pr_c^{0.6}}\right)\left(\frac{P_c}{C^*}\right)^{0.8}\left(\frac{A_t}{A}\right)^{0.9}\sigma \quad (۴)$$

$$\sigma=\left[0.5\frac{T_{wg}}{T_c}\left(1+\frac{\gamma-1}{2}M^2\right)+0.5\right]^{-0.68}\left(1+\frac{\gamma-1}{2}M^2\right)^{-0.12} \quad (۵)$$

در این معادله‌های μ_c گرانروی گاز، $C_{p,c}$ گرمای ویژه فشار ثابت گاز، P_c فشار محفظه، C^* سرعت مشخصه گاز، A مساحت سطح مقطع جریان گاز، و A_t و d_t به‌ترتیب مساحت سطح گلوگاه و قطر گلوگاه نازل می‌باشند.

(۱) Recovery factor



شکل ۳ - انتقال گرما جابه‌جایی و تشعشعی از طرف گازهای محترق به دیواره‌ها

عدد ماخ جریان گاز با روش‌های تکراری از معادله زیر محاسبه می‌شود [۱۰]:

$$\left(\frac{A}{A_t}\right)^2 = \frac{1}{M^2}\left[\frac{2}{\gamma+1}\left(1+\frac{\gamma-1}{2}M^2\right)\right]^{\left(\frac{\gamma+1}{\gamma-1}\right)} \quad (۶)$$

برای سوخت‌های تنها دارای کربن، هیدروژن، نیتروژن و اکسیژن، کل شار گرمای تشعشعی از معادله تقریبی زیر به دست می‌آید [۳]:

$$\dot{q}_{g,rad} \approx \dot{q}_{rad,CO_2} + \dot{q}_{rad,H_2O} \quad (۷)$$

$$\dot{q}_{rad,CO_2} = 3\sqrt[3]{P_{CO_2}L_e}\left[\left(\frac{T_{aw}}{100}\right)^{5/3} - \left(\frac{T_{wg}}{100}\right)^{5/3}\right] \quad (۸)$$

$$\dot{q}_{rad,H_2O} = 3P_{H_2O}{}^{0.8}L_e{}^{0.6}\left[\left(\frac{T_{aw}}{100}\right)^{3} - \left(\frac{T_{wg}}{100}\right)^{3}\right] \quad (۹)$$

در این معادله‌ها $\dot{q}_{g,rad}$ انتقال گرمای تشعشعی کل، $\dot{q}_{rad,CO_2}$ و $\dot{q}_{rad,H_2O}$ به‌ترتیب انتقال گرما تشعشعی توسط باند انتشار مولکول‌های کربن دی اکسید و بخار آب می‌باشند. مقدار $L_e = 0.6D$ می‌باشد و D قطر است.

ویژگی‌های ترموفیزیکی نانوسیال در دمای حجمی نانوسیال توسط معادله‌های زیر محاسبه شده است [۱۱]:

$$\rho_{nf} = (1-\emptyset)\rho_{bf} + \emptyset\rho_P \quad (۱۰)$$

$$C_{P,nf} = \frac{\emptyset(\rho C_P)_P + (1-\emptyset)(\rho C_P)_{bf}}{\emptyset\rho_P + (1-\emptyset)\rho_{bf}} \quad (۱۱)$$

$$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = \frac{k_p + 2k_{bf} - 2\emptyset(k_{bf}-k_P)}{k_P + 2k_{bf} + \emptyset(k_{bf}-k_P)} \quad (۱۲)$$

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = \frac{1}{(1-\emptyset)^{2.5}} \quad (۱۳)$$

در این معادله‌ها ρ_{nf} چگالی نانوسیال، $\emptyset$ کسر حجمی نانوذره، ρ_{bf} و ρ_P چگالی سیال پایه و نانوذره، $C_{P,nf}$ گرمای ویژه نانوسیال، k_{nf} و k_{bf} و k_p ضریب هدایت گرمایی نانوسیال، سیال پایه و نانوذره، μ_{nf} و μ_{bf} چگالی نانوسیال و سیال پایه می‌باشند.

شبیه‌سازی در نرم افزار فلوئنت که از روش حجم محدود برای حل معادله‌های استفاده می‌کند انجام شده است. در این مسئله از حل‌گر بر مبنای فشار و همچنین از مدل k-ε استاندارد و الگوریتم سیمپل برای حل مسئله استفاده شده است. برای محاسبه انتقال گرما در ناحیه گاز، از معادله‌های (۲) و (۷) در یک تابع به عنوان UDF استفاده شده است که به صورت کوپل، همراه با نرم‌افزار حل‌گر است. با استفاده از معادله‌های (۲) و (۷) مقدار انتقال گرما از گازهای محترق شده به دیواره از نظر T_{wg} (دمای دیوار سمت گاز) به‌صورت کوپلینگ به دست می‌آید. این کد مختصات گره‌ها را از حل‌گر دریافت می‌کند تا عدد ماخ و مساحت را که در معادله (۴) از آن‌ها استفاده می‌شود محاسبه کند. عد ماخ نیز از معادله (۶) به دست می‌آید. از نرم افزار گمبیت برای تولید مش استفاده شده است. این شبکه توسط عناصر شش ضلعی با توجه به مش باسازمان تولید می‌شود.

اعتبار سنجی

نخست برای اعتبار سنجی محاسبه‌ها، آزمایشی که در یک تونل باد در مرکز توسعه مهندسی آرنولد (AEDC) برای چهار شرایط گوناگون جریان گاز داغ و سیال خنک‌کننده انجام شده، به عنوان مبنا قرار گرفته‌است [۱۲]. در این آزمون، از سیال هوا به عنوان گاز داغ و از سیال آب به عنوان سیال خنک‌کننده استفاده شده است. هوای پرفشار نخست با عبور از یک لوله قوس الکتریکی به قطر ۵ سانتی‌متر و طول حدود ۲ متر به‌طور مداوم گرم شده و سپس وارد نازل می‌شود. نتیجه‌های به‌دست‌آمده از شبیه‌سازی حاضر، با نتیجه‌های تجربی یاد شده و نتیجه‌های به‌دست آمده از مطالعه *شاپ* [۱۲]، *انگبلوم* و *همکاران* [۱۳]، *کانگ* و *سان* [۱۴] و *باربوسا* [۸] مورد مقایسه قرار گرفته است.

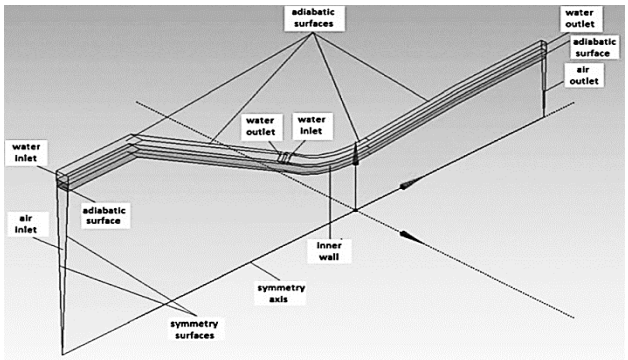
مشخصه‌ها و اندازه‌های هندسه

دیواره درونی نازل از آلیاژ مس- زیرکونیوم (Cu-Zr) با ضخامت ۰/۱۶ سانتی‌متر ساخته شده است و هندسه کلی شامل قطر ورودی ۷/۶ سانتی‌متر، ۲/۲۹ سانتی‌متر گلوگاه و قطر خروجی ۲/۶ سانتی‌متر است. بین دیواره درونی و خارجی یک کانال به ارتفاع ۰/۱۹ سانتی‌متر برای عبور آب می‌باشد (شکل ۴). این شکل یک برش ۳/۷۵ درجه‌ای را در امتداد نازل از یک شکل سه بعدی را نشان می‌دهد.

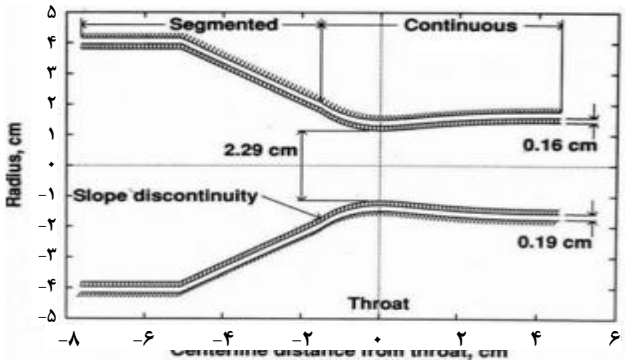
با توجه به شکل ۴ و ۵ نازل شامل دو بخش، با یک شیب ناپیوسته تقریبا ۱/۶ سانتی‌متر از گلوگاه می‌باشد. بخش دوم، از یک نازل یکپارچه با طول کلی ۵/۸ سانتی‌متر ساخته و برای خروج هوای داغ با ماخ نزدیک به ۱/۸ طراحی شده است. هر دو قسمت نازل دارای ورودی و خروجی مجزا برای سیال خنک‌کننده هستند و محل عبور آب به‌صورت حلقه‌ای برای هر دو قسمت فرض شده است. ورودی بخش اول در ابتدای دستگاه و خروجی آن در موقعیت ۱/۶ سانتی‌متری از گلوگاه قرار می‌گیرد. ورودی آب قسمت دوم نازل در نزدیکی محل خروج آب قسمت اول، و خروجی آن در پایان نازل می‌باشد.

جدول ۲ - شرایط جریان آب و هوا در نازل AEDC [۱۲]

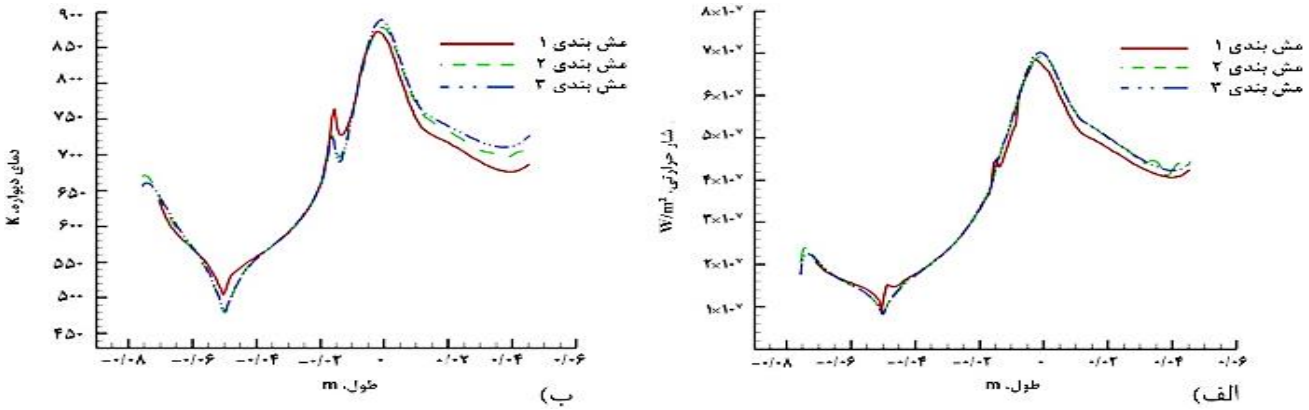
داده‌های آزمایشی	آزمایش ۱	آزمایش ۲	آزمایش ۳	آزمایش ۴
فشار سکون هوا، MPa	۱۲/۸	۱۳/۹	۱۰/۶	۹/۶
دمای سکون هوا، K	۵۰۰۰	۵۲۴۰	۴۶۰۰	۵۱۰۰
آنتالپی سکون هوا، kJ/kg	۸۰۹۴	۸۷۲۲	۷۱۲۲	۸۴۷۶
دبی جرمی آب، kg/s	۵/۲۳۴	۵/۲۳۴	۳/۲۱۶	۳/۲۰۴
دمای آب، K	۳۰۹	۳۰۷	۲۸۹	۲۸۹
فشار آب، MPa	۶/۹	۶/۹	۶/۹	۶/۹
افزایش دمای آب در بخش دوم نازل طی فرایند خنک‌کاری، K	۱۳/۹	۱۵	۱۸/۹	۲۰



شکل ۴ - شمایی نازل AEDC مورد استفاده



شکل ۵ - هندسه نازل AEDC [۱۱]



شکل ۶ - نتیجه‌های به‌دست آمده از شبیه‌سازی در سمت گاز برای مش‌های گوناگون، الف) شار گرمای، ب) دما

آزمایش‌ها شامل چهار شرایط ورودی گوناگون برای جریان هوای داغ به نازل، و سیال خنک‌کننده به بخش دوم نازل می‌باشد. شرایط انجام آزمون‌ها و نتیجه آن‌ها که در واقع مقدار افزایش دمای آب طی فرایند خنک‌کاری است، در جدول ۲ ارایه شده است.

بررسی استقلال از شبکه محاسبه‌ای

برای بررسی استقلال نتیجه‌های شبیه‌سازی از شبکه محاسبه‌ای، از سه شبکه گوناگون استفاده شد که در جدول ۳ آورده شده است. همچنین مقدار کم‌ترین کیفیت ارتوگونال[۱] بیش‌تر از ۰/۷ و بیشینه غیر متعامد بودن[۲] کم‌تر از ۰/۳ برای هر سه شبکه گزارش شده است که نشان‌دهنده کیفیت خوب برای سلول‌هاست.

آزمون ۱ با سه شبکه بالا شبیه‌سازی شد. نتیجه‌ها در شکل ۶ با هم مقایسه شده‌اند. مشاهده می‌شود که اختلاف خیلی کمی بین نتیجه‌های به دست آمده با مش‌های ۲ و ۳ وجود دارد. از این رو شبکه شماره ۲

(۱) minimum orthogonal quality

(۲) maximum skewness

جدول ۳ - مشخصه‌های شبکه‌ها در بررسی استقلال نتیجه‌ها از شبکه محاسبه‌ای

شماره شبکه محاسبه‌ای	تعداد سلول
۱	۱۵۷۰۵
۲	۳۱۳۸۶
۳	۴۵۷۸۰

جدول ۴ - افزایش دمای محاسبه شده برای آب در مقایسه با داده‌های تجربی برای قسمت دوم کانال خنک‌کاری

شماره آزمایش	افزایش دما آب (شبیه‌سازی)	افزایش دما آب (تجربی)	خطا
۱	۱۳/۵۵	۱۳/۹	٪ -۲/۵
۲	۱۴/۲۴	۱۵	٪ -۵
۳	۱۷	۱۸/۹	٪ -۱۰
۴	۱۷/۹۳	۲۰	٪ -۱۰/۳۵

برای شبیه‌سازی کفایت می‌کند. شبیه‌سازی‌ها با یک سامانه با رم ۶ GB و پردازنده Core i5 انجام شد. زمان اجرای شبیه‌سازی با شبکه‌بندی اول، برابر ۵۰ دقیقه و برای شبکه‌بندی دوم و سوم به ترتیب برابر ۲ ساعت و ۲ ساعت ۳۰ دقیقه به طول انجامید.

ارزیابی نتیجه‌های شبیه‌سازی با داده‌های تجربی و محاسبه‌ای دیگران

برای ارزیابی نتیجه‌های شبیه‌سازی، مقایسه نتیجه‌های به دست آمده از شبیه‌سازی با مقدارهای تجربی برای قسمت دوم کانال عبوری سیال خنک‌کننده در جدول ۴ آورده شده است. مشاهده می‌شود که نتیجه‌های شبیه‌سازی تطابق خوبی با داده‌های تجربی دارند. به نحوی که افزایش دمای آب، بین ۲/۵ تا حدود ۱۰ درصد کم‌تر از نتیجه‌های تجربی به‌دست آمده است. این اختلاف با در نظر گرفتن خطاهای آزمایش به‌طور کامل قابل قبول است.

شکل ۷ توزیع شار گرما و دما در امتداد دیوار نازل سمت گاز که توسط *شاپ* [۱۲]، *انگبلوم* و *همکاران* [۱۳]، *کانگ* و *سان* [۱۴] و *باربوسا* [۸] محاسبه شده است را در مقایسه با آن چه که در این کار به دست آمده نشان می‌دهد. می‌توان مشاهده کرد که رفتار منحنی با قله‌های دما و شار گرمایی در منطقه گلوگاه مطابقت خوبی دارد. به منظور ارزیابی نتیجه‌های شبیه‌سازی، جدول ۵ درصد انحراف در محاسبه افزایش دمای آب در قسمت دوم نازل را نسبت به داده‌های تجربی [۱۲] نشان می‌دهد. می‌توان نتیجه‌های شبیه‌سازی محاسبه شده در مطالعه حاضر را با نتیجه‌های ارایه شده توسط *شاپ* [۱۲]، *انگبلوم* و *همکاران* [۱۳]، *کانگ* و *سان* [۱۴] و *باربوسا* [۸] که

جدول ۵ - درصد خطا در محاسبه افزایش دمای آب در قسمت دوم نازل در مقایسه با نتیجه‌های تجربی

مراجع	آزمایش ۱	آزمایش ۲	آزمایش ۳	آزمایش ۴
شاپ [۶]	۲/۹	۸/۷	-۴/۸	-۲
انگبلوم و همکاران [۷]	-۵/۷	-۳/۳	-۱۴/۳	-۱۲/۵
کانگ و سان [۸]	-۱۱/۵	-۱۰	-۱۸	-۲۱/۵
باربوسا [۴]	۵	۷/۳	-۲/۱	-۵
مطالعه حاضر	-۲/۵	-۵	-۱۰	-۱۰/۳۵

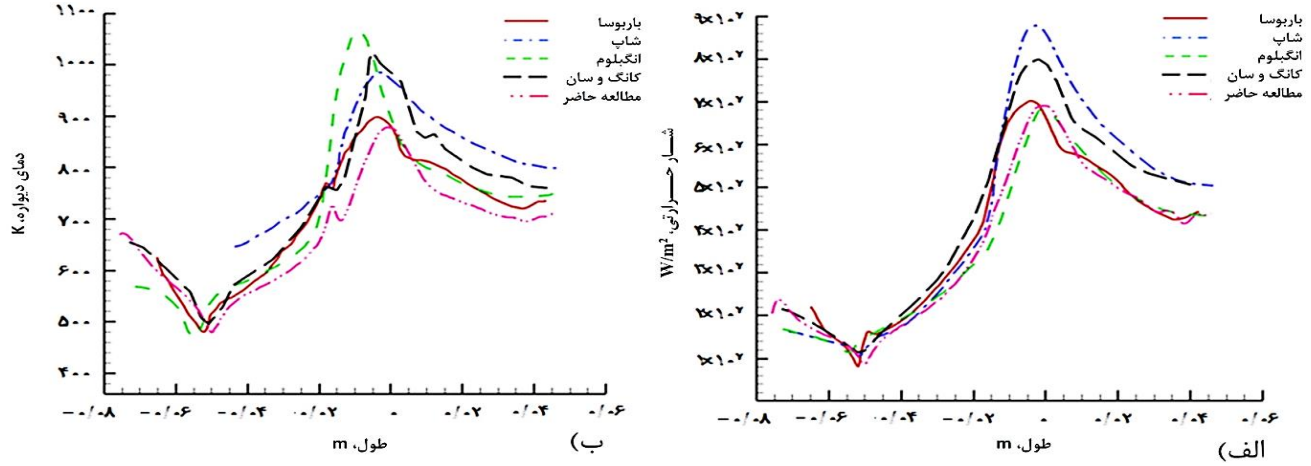
همان داده‌های تجربی را مبنای مقایسه قرار داده‌اند، مقایسه کرد و نتیجه گرفت که نتیجه‌ها مطابقت خوبی دارند.

شکل ۸ نتیجه‌های محاسبه شار گرمایی و دما در دیواره سمت گاز برای چهار آزمون را نشان می‌دهد. بیش‌ترین مقدار دما و شار گرمایی به ترتیب برای موارد ۲، ۱، ۴ و ۳ است. این قله‌های دما و شار گرمایی در دیواره سمت گاز، کمی بالاتر از گلوگاه اتفاق می‌افتد. سرعت جریان آب در موارد ۳ و ۴ نسبت به دو مورد دیگر کم‌تر است (به دلیل نرخ جربان پایین‌تر، با توجه به جدول ۲) در نتیجه زمان اقامت آب در کانال خنک‌کاری افزایش می‌یابد. از این رو در این دو مورد با وجود شار گرمایی کم‌تر، افزایش دمای بیش‌تری در آب نسبت به موارد ۱ و ۲ ایجاد می‌شود. شایان ذکر است که شرایط آزمون‌های ۳ و ۴ تا حد زیادی به هم نزدیک‌اند. از این رو نتیجه‌های شبیه‌سازی این دو نیز اغلب بر هم منطبق می‌باشند.

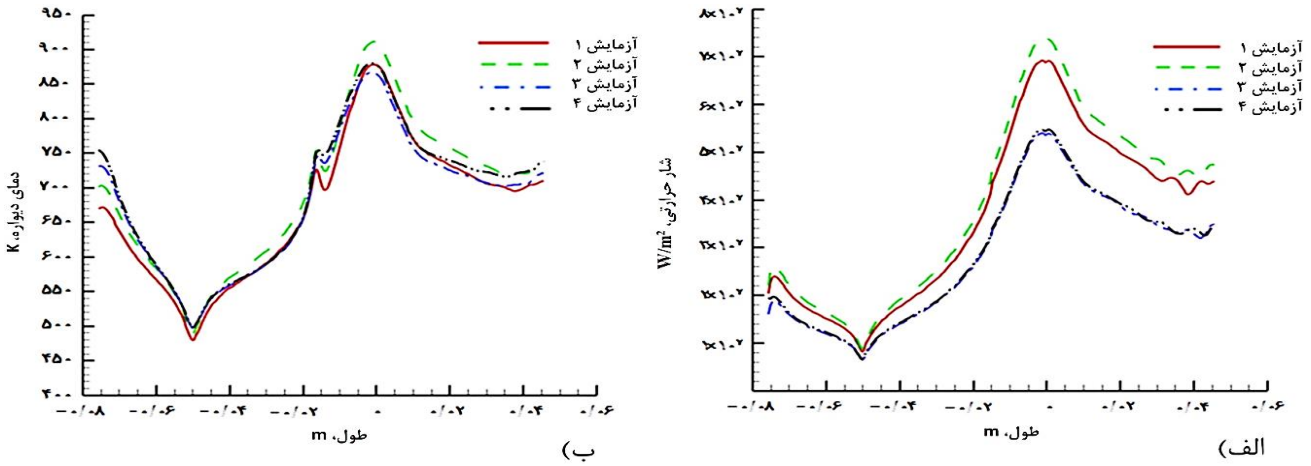
شکل ۹ اثر متقابل بین دیواره درونی و جریان آب (در هر دو بخش) را در ترم‌های شار گرمایی و دما نشان می‌دهد. شکستگی در نمودارها در نزدیکی ۱/۶ سانتی‌متری از گلوگاه به دلیل قطع ارتباط در کانال خنک‌کاری بین بخش‌های اول و دوم در این نقطه است که موجب افزایش اندک دما و شار گرمایی در قسمت‌های گوناگون هر بخش از خنک‌کننده می شود. در همه موارد بیش‌ترین مقدار دما و شار گرمایی در ناحیه کمی بالاتر از گلوگاه اتفاق می‌افتد.

مقایسه شکل‌های ۸ و ۹ نشان می‌دهد که شار گرمایی در سمت خنک‌کننده کم‌تر از سمت گاز می‌باشد؛ چون به دلیل وجود دیواره‌های جداکننده مجراهای خنک‌کاری، مساحت در سمت خنک‌کننده بزرگ‌تر از مساحت جانبی در سمت گاز است.

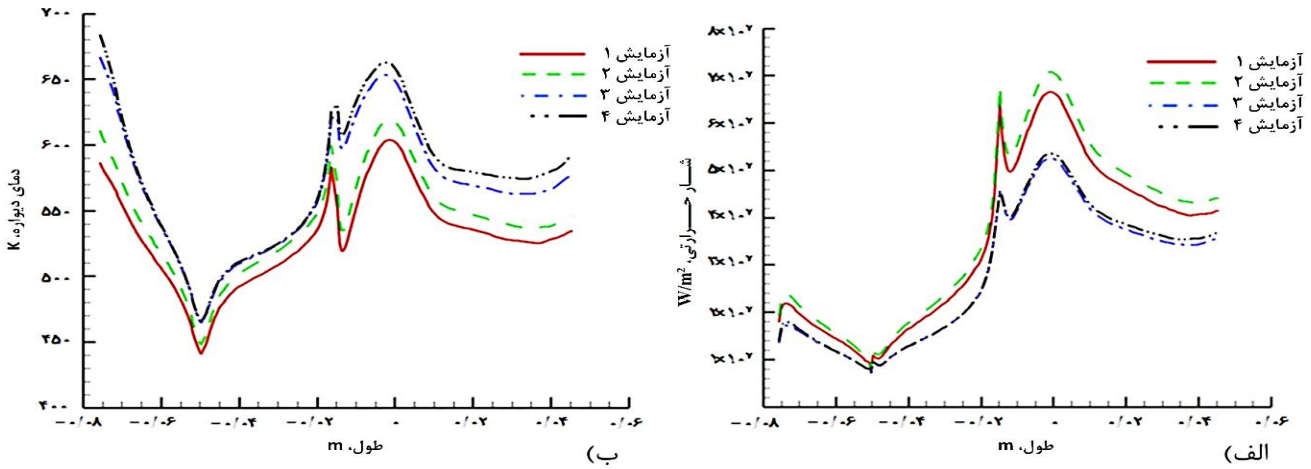
جمع‌بندی این که به منظور اعتبارسنجی شبیه‌سازی، افزایش دما در کانال خنک‌کاری با نتیجه‌های تجربی و همچنین با محاسبه‌های گزارش شده توسط *شاپ* [۱۲]، *انگبلوم* و *همکاران* [۱۳]، *کانگ* و *سان* [۱۴] و *باربوسا* [۸] مقایسه‌شد و مشاهده‌شد که



شکل ۷ - نتیجه‌های به‌دست آمده از شبیه‌سازی روی دیوار سمت گاز برای مورد آزمایشی ۱، الف) شار گرمایی، ب) دما



شکل ۸ - نتیجه‌های به‌دست آمده از شبیه‌سازی روی دیوار سمت گاز برای موارد آزمایشی ۱ تا ۴، الف) شار گرمایی، ب) دما



شکل ۹ - نتیجه‌های به‌دست آمده از شبیه‌سازی روی دیوار سمت خنک‌کننده برای موارد آزمایشی ۱ تا ۴، الف)شار گرمایی، ب) دما

نتیجه‌های به دست آمده در این شبیه‌سازی مطابقت خوبی با نتیجه‌های آن‌ها داشت. دما و شار گرمایی در سمت دیواره گاز در چهار آزمایش، رفتاری تقریبا همانند یکدیگر از خود نشان دادند و قله‌های نمودار آن‌ها کمی پس از گلوگاه قرار گرفت. با این کار

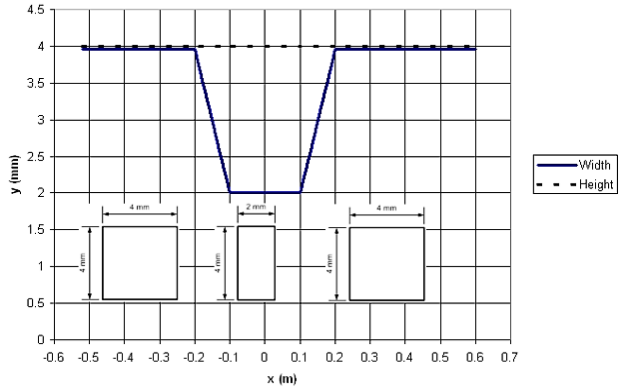
جدول ۶ - مشخصه‌های محفظه رانش [۳]

پارامتر	مقدار	واحد
تراست	۳۰۰	kN
فشار خروجی	۱۵۰	kPa
سوخت	کروسین	–
نسبت اکسیژن به سوخت	۷:۳	–
دمای شعله آدیاباتیک	۳۵۷۰	K
قطر گلوگاه	۲۰۰	mm
قطر محفظه	۳۰۶	mm
دبی جرمی کروسین	۳۱/۱	kg/s
فشار در محفظه احتراق	۶	MPa
دبی جرمی اکسیژن	۷۲/۲	kg/s
قطر خروجی نازل	۵۱۲	mm
تعداد کانال	۱۵۰	-

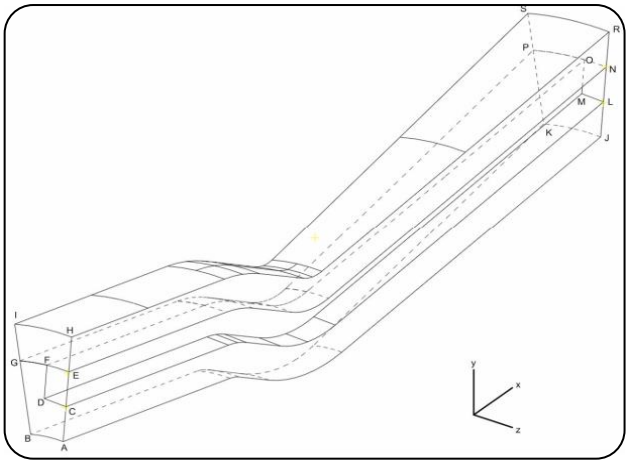
می‌توان اطمینان به‌دست آورد که شبیه‌سازی اثر متقابل انتقال گرمای جابه‌جایی بین گاز و دیواره جامد، انتقال گرما در دیواره جامد و انتقال گرمای جابه‌جایی بین دیواره جامد و سیال خنک‌کننده به درستی انجام پذیرفته است.

نتیجه‌ها و بحث

پس از اطمینان از صحت شبیه‌سازی، در ادامه به بررسی تأثیر وجود ذره‌های نانو در سیال خنک‌کننده بر فرایند خنک‌کاری بازیافتی پرداخته می‌شود. هندسه مورد نظر در این شبیه‌سازی، همانند با هندسه طراحی شده توسط *آلاس* [۳] می‌باشد. مشخصه‌های محفظه رانش یاد شده در جدول ۶ آمده است. از کروسین (RP-1) به عنوان سوخت و همچنین سیال خنک‌کننده (کولانت) استفاده شده است. اکسیدایزر مورد استفاده، اکسیژن مایع است. سوخت کروسین پیش از ورود به محفظه احتراق، با عبور از کانال‌های روی دیواره محفظه رانش، باعث خنک‌کاری آن شده و به این روش خودش نیز پیش‌گرم می‌شود. کانال‌ها به صورت موازی با هم در راستای طولی محفظه رانش قرار دارند و جریان سیال خنک‌کننده که در اینجا سوخت کروسین است، از انتهای نازل وارد این کانال‌ها شده و به نخستی محفظه احتراق ختم می‌شود و سپس وارد انژکتورها شده و به درون محفظه احتراق پاشیده می‌شود. تعداد کانال‌های به کار برده شده در این هندسه ۱۵۰ عدد می‌باشد که شمای آن در شکل ۲ نشان داده شده است. برای دیواره درونی از آلیاژی از جنس مس و ۰/۱۵ درصد زیرکونیوم استفاده شده است



شکل ۱۰ - هندسه کانال خنک‌کاری [۹]



شکل ۱۱ - نمای شمایی از ناحیه محاسبه‌ای [۳]

که رسانایی بالایی دارد. این ترکیب حتی در دماهای زیاد، خاصیت رسانای گرمای بالای خود را حفظ می‌کند [۹]. پوسته خارجی از آلیاژ نیکل- کروم (INCONEL-718) ساخته شده است.

مشخصه‌ها کانال‌های خنک‌کاری

همان‌گونه که در شکل ۱۰ نشان داده شده، کانال‌های خنک‌کاری در قسمت گلوگاه، دارای سطح مقطع به مساحت $۴\times۲\ mm^2$ و در قسمت محفظه احتراق و ناحیه نازل دارای سطح مقطع به مساحت $۴\times۴\ mm^2$ می‌باشد. در فاصله بین این قسمت‌ها نیز تغییر عرض کانال به صورت خطی اتفاق می‌افتد.

شرایط مرزی

به دلیل یکسان بودن هندسه کانال‌ها، شبیه‌سازی نیمی از یکی از کانال‌ها کفایت می‌کند. مدل ساخته‌شده در شکل ۱۱ قابل دیدن است. شرایط مرزی ناحیه محاسبه‌ای در جدول‌های ۷، ۸ و ۹ آورده شده است.

جدول ۷ - شرایط مرزی برای دیواره درونی [۳]

صفحه ABGFDC	$\frac{\partial T}{\partial n}=0$
صفحه JKPOML	$\frac{\partial T}{\partial n}=0$
صفحه BGPK	$\frac{\partial T}{\partial n}=0$
صفحه ACLJ	$\frac{\partial T}{\partial n}=0$
صفحه ABKJ	$\frac{\partial (kT)}{\partial n}=\dot{q}_g$

جدول ۸ - شرایط مرزی برای پوسته خارجی [۳]

صفحه EFGIH	$\frac{\partial T}{\partial n}=0$
صفحه NOPRS	$\frac{\partial T}{\partial n}=0$
صفحه EHRN	$\frac{\partial T}{\partial n}=0$
صفحه GISP	$\frac{\partial T}{\partial n}=0$
صفحه HIRS	$\frac{\partial T}{\partial n}=0$

جدول ۹ - شرایط مرزی برای کانال خنک‌کاری [۳]

صفحه LMON*	$\dot{m}=\frac{\dot{m}}{2\times N}\ ,\ T=T_{\text{ورودی}}$
صفحه CDFE**	$P=P_c$
صفحه CENL	$\frac{\partial u}{\partial n}=\frac{\partial v}{\partial n}=\frac{\partial w}{\partial n}=\frac{\partial T}{\partial n}=0$

* N به تعداد کانال‌های خنک‌کاری اشاره دارد. $T_{\text{ورودی}}$ دمای اولیه سیال خنک‌کننده می‌باشد و برابر K ۳۰۰ است.

** برای کلیه تجزیه و تحلیل‌ها، فشار خروجی مایع خنک‌کننده MPa ۶ است.

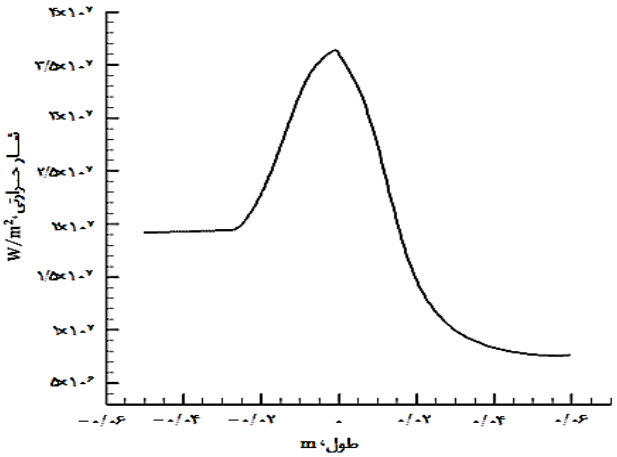
نتیجه‌ها

برخی از نتیجه‌های به دست آمده از شبیه‌سازی برای حالت پایه که در آن از کروسین به عنوان سیال خنک‌کننده استفاده شده است در جدول ۱۰ آمده است. متغیرهای مورد بررسی شامل بیش‌ترین شار گرمایی عبوری از دیواره سمت گاز، بیش‌ترین دمای دیواره سمت گاز و کانال خنک‌کاری، مقدار افزایش دمای سیال خنک‌کننده، میزان فشار مورد نیاز در ورودی کانال و افت فشار در کانال خنک‌کاری‌اند.

افت فشار در کانال خنک‌کاری به صورت جریان پایا، آرام و به‌طور کامل توسعه یافته در یک لوله افقی در نظر گرفته شده است [۳]. در این معادله ΔP اختلاف فشار، f ضریب اصطکاک، L طول لوله، D_h قطر هیدرولیکی، ρ چگالی سیال و V سرعت سیال می‌باشد.

جدول ۱۰ - نتیجه‌های به‌دست آمده از شبیه‌سازی

متغیر	نتیجه‌ها
بیش‌ترین شار گرمایی عبوری از دیواره سمت گاز، MW/m^2	۳۶/۳
بیش‌ترین دمای دیواره سمت گاز، K	۱۰۰۰
بیش‌ترین دمای دیواره سمت کانال خنک‌کاری، K	۸۳۷
میزان فشار مورد نیاز در ورودی کانال، MPa	۷
افت فشار در کانال، MPa	۱



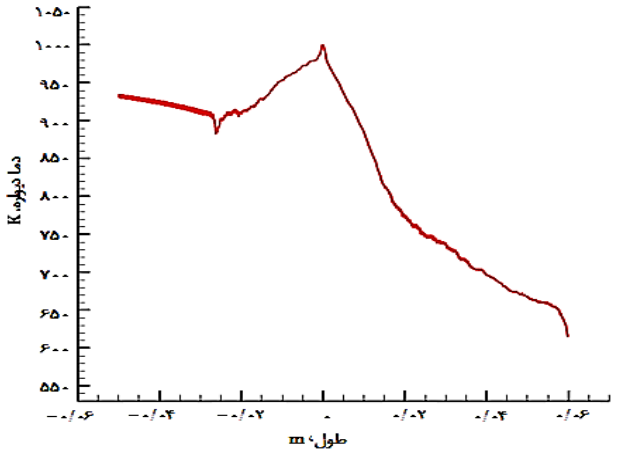
شکل ۱۲ - منحنی تغییرهای شار گرمایی کلی جریان گاز در طول دیواره محفظه سمت گاز

$$\Delta P = f\frac{L}{D_h}\frac{\rho V^2}{2} \qquad (۱۴)$$

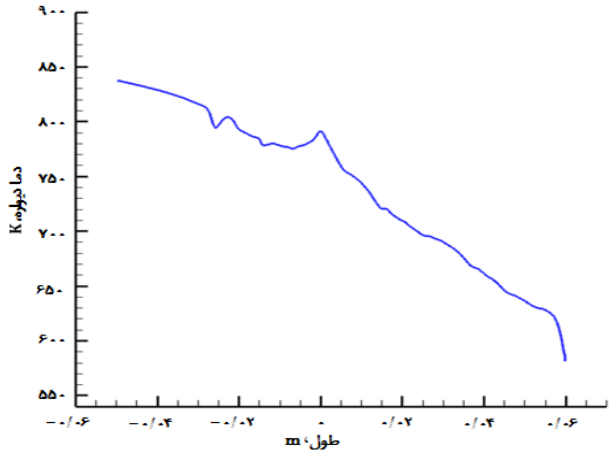
شکل ۱۲ منحنی تغییرهای شار گرمایی کلی جریان گاز در طول دیواره محفظه را نشان می‌دهد. با ورود جریان گاز به بخش همگرای نازل محفظه، به علت کاهش سطح مقطع، شار گرمایی کلی افزایش یافته و بیشینه مقدار آن در گلوگاه به مقدار MW/m^2 ۳۶/۳ می‌رسد. شکل‌های ۱۳ و ۱۴ به ترتیب توزیع محوری دمای دیواره سمت گاز و توزیع محوری دمای دیوار سمت کولانت را نشان می‌دهند. دمای دیواره به شار گرمایی عبوری از دیواره، هندسه کانال‌های خنک‌کاری، دمای گازهای به‌دست آمده از احتراق و نوع و دمای سیال خنک‌کننده بستگی دارد. با توجه به شکل‌های ۱۲ و ۱۳ با ورود جریان گاز به بخش همگرای نازل، به علت ازدیاد شار گرمایی کلی، دمای دیواره سمت گاز تا نزدیکی گلوگاه افزایش یافته و در ناحیه گلوگاه به بیش‌ترین مقدار خود می‌رسد و سپس تا دهانه خروجی نازل کاهش می‌یابد.

تأثیر افزودن نانوذره‌ها بر ویژگی‌ها ترموفیزیکی سیال خنک‌کننده

افزودن نانوذره‌ها به سیال خنک‌کننده موجب تغییر ویژگی‌های ترموفیزیکی (چگالی، گرمای ویژه، ضریب هدایت گرمایی و گرانروی)



شکل ۱۳ - توزیع محوری دمای دیواره سمت گاز



شکل ۱۴ - توزیع محوری دمای دیواره سمت کانال خنک‌کاری

آن می‌شود. با توجه به معادله (۱۵) دیتوس- بولتر [۱۰]، تغییر در ویژگی‌های ترموفیزیکی سیال موجب تغییر ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی در سیال می‌شود:

$$Nu = ۰۲۳/۰\ Re^{۸/۰} Pr^{۴/۰} \quad (۱۵)$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (۱۶)$$

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (۱۷)$$

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (۱۸)$$

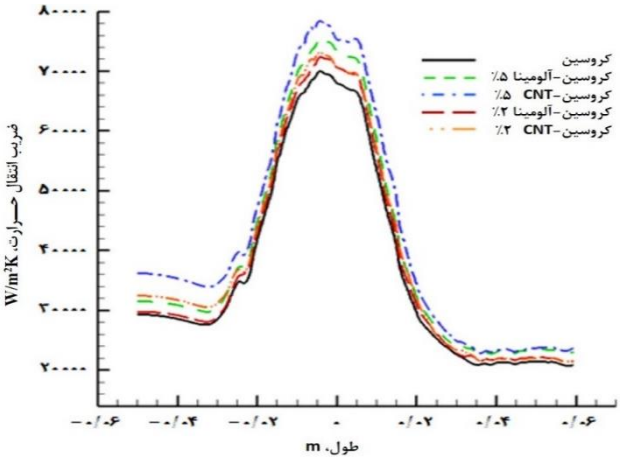
با جای‌گذاری این معادله‌ها در معادله دیتوس- بولتر خواهیم داشت:

$$h = b \times v^{۸/۰} \times \rho^{۸/۰} \times {C_p}^{۴/۰} \times k^{۶/۰} \times \mu^{-۴/۰} \quad (۱۹)$$

با توجه به معادله (۱۹)، در سرعت ثابت، ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی نسبت مستقیم با دانسیته، ظرفیت گرمایی ویژه و ضریب هدایت گرمایی و نسبت وارون با گرانروی سیال دارد. در ادامه تأثیر افزودن نانوذره آلومینا (Al_2O_3) و نانو لوله کربنی (CNT) به کروسین بر خنک‌کاری بازیافتی محفظه رانش بررسی می‌شود.

بررسی دمای دیواره و ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی در سمت کولانت در رینولدز یکسان

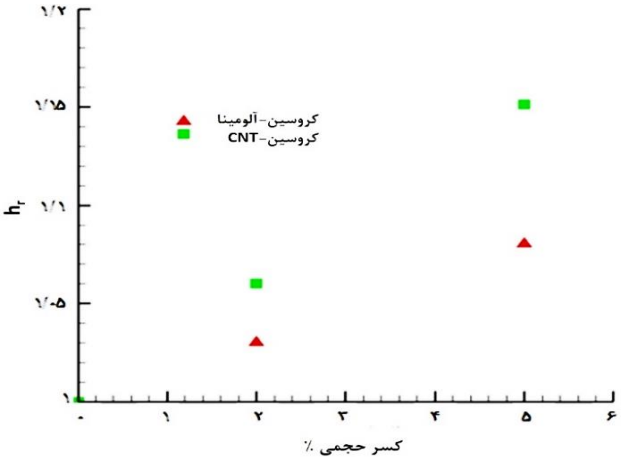
همان‌گونه که در بخش پیش اشاره شد، افزودن نانوذره‌ها به سیال خنک‌کننده باعث تغییر ویژگی‌های ترموفیزیکی آن می‌شود. همچنین با توجه به معادله (۱۷)، تغییر ویژگی‌های نانوسیال (از جمله افزایش گرانروی سیال) در رینولدز یکسان، مستلزم افزایش سرعت سیال خنک‌کننده در کانال است. افزایش سرعت سیال موجب افزایش ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی در سمت کانال خنک‌کننده



شکل ۱۵- مقایسه ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی کروسین با نانوسیال‌های کروسین- آلومینا و کروسین-CNT با کسرهای حجمی ۲٪ و ۵٪ در رینولدز ثابت

می‌شوند (شکل ۱۵). با توجه به شکل ۱۵ میانگین ضریب انتقال گرمای نانوسیال کروسین- CNT در کسر حجمی ۲٪ و ۵٪ نسبت به سیال پایه به ترتیب ۶٪ و ۱۵٪ افزایش داشته است. همچنین برای نانوسیال کروسین- آلومینا این افزایش برابر ۳٪ و ۸٪ می‌باشد. شکل ۱۶ افزایش ضریب انتقال گرمای میانگین را در کسر حجمی‌های ۲٪ و ۵٪ نشان می‌دهد. در این شکل h_r نشان‌دهنده نسبت میانگین ضریب انتقال گرما در نانوسیال به میانگین ضریب انتقال گرما در سیال پایه می‌باشد.

با افزایش ضریب انتقال گرما جابه‌جایی، انتقال گرما از سمت دیواره به سیال کولانت نیز افزایش می‌یابد. این اتفاق باعث پایین آمدن دمای دیواره می‌شود. شکل ۱۷ کاهش دمای دیواره سمت گاز و سیال خنک‌کننده را در صورت استفاده از نانوذره با کسر



شکل ۱۶ - افزایش ضریب انتقال گرمای میانگین در کسر حجمی‌های ۲٪ و ۵٪ در رینولدز ثابت

حجمی ۲٪ و ۵٪ در سیال کروسین در رینولدز ثابت ۲۶۰۰۰ نشان می‌دهد. در مجموع شکل‌های ۱۵ و ۱۷ نشان می‌دهند که نانوذره CNT در افزایش ضریب انتقال گرما نانوسیال مؤثرتر بوده و کاهش دمای دیواره نازل برای نانوسیال کروسین- CNT نسبت به نانوسیال کروسین- آلومینا، محسوس‌تر بوده است.

بررسی دمای دیواره و ضریب انتقال گرما در سمت کولانت در دبی جرمی یکسان

در بسیاری از مطالعه‌ها و پژوهش‌های پیشین، اثر افزودن نانوذره در رینولدز یکسان مورد مطالعه قرار گرفته است. نتیجه‌های این مطالعه‌ها نیز همانند این کار به این ختم شده که افزودن نانوذره باعث بهبود انتقال گرما در رینولدز یکسان می‌شود. این در حالی است که در کاربردهای عملی، شدت جریان جرمی جریان سیال خنک‌کننده بدون تغییر باقی می‌ماند. از این رو در ادامه تأثیر افزودن نانوذره در شرایط شدت جریان جرمی یکسان بررسی می‌شود.

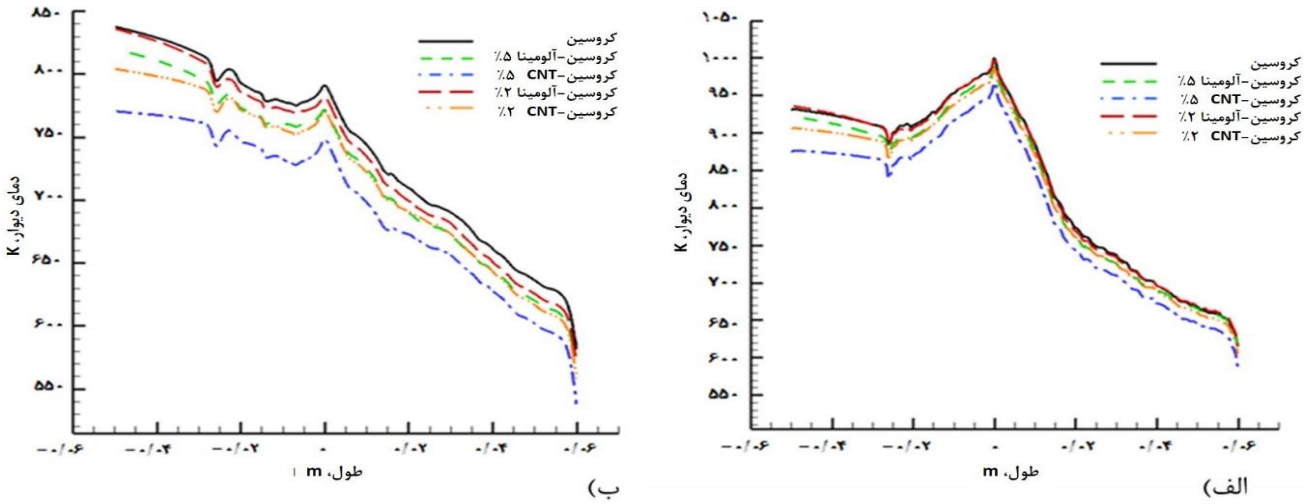
افزودن نانوذره به سیال باعث می‌شود چگالی نانوسیال افزایش یابد. این امر موجب می‌شود که در شرایط شدت جریان یکسان، نانوسیال سرعت کم‌تری نسبت به سیال پایه در کانال داشته باشد. این امر باعث می‌شود که با وجود بهبود نسبی ویژگی‌های ترموفیزیکی نانوسیال‌ها، به دلیل پایین‌تر بودن سرعت جریان نانوسیال در شرایط شدت جریان جرمی یکسان، افزایش ضریب انتقال گرما و در نتیجه کاهش دما در آن‌ها تا حدی افت کند. در شکل‌های ۱۸ و ۱۹ به ترتیب ضریب انتقال گرما، توزیع دمای دیواره در سمت گاز و توزیع دمای دیواره در سمت سیال خنک‌کننده در شرایط شدت جریان جرمی یکسان برای سیال پایه و نانوسیال‌ها با یکدیگر مقایسه شده اند.

مشاهده می شود که در شرایط شدت جریان ثابت، پایین بودن سرعت جریان نانوسیال کروسین- آلومینا باعث شده است که تأثیر ضریب هدایت گرمایی بیش‌تر نانوسیال به تقریب خنثی شده و در نتیجه انتقال گرما در مقایسه با زمانی که سیال کروسین در کانال جریان دارد تغییر چندانی نکند و در نهایت ضریب انتقال گرما در طول کانال و توزیع دمای دیواره در هردو حالت به تقریب یکسان باشد. در مورد نانوسیال کروسین- CNT به سبب کم بودن چگالی CNT، کاهش سرعت نسبت به نانوسیال کروسین- آلومینا کم‌تر است و همچنین دارای ویژگی‌های ترموفیزیکی مناسب‌تری می‌باشد. به همین دلیل در زمانی که نانو سیال کروسین- CNT در کانال جریان دارد، گرمای بیش‌تری انتقال می‌یابد. از این رو باعث شده که در مجموع ضریب انتقال گرما در نانوسیال خنک‌کننده افزایش یابد و در نتیجه دمای سطح دیواره‌ها در سمت گاز و سیال خنک‌کننده کاهش پیدا کنند.

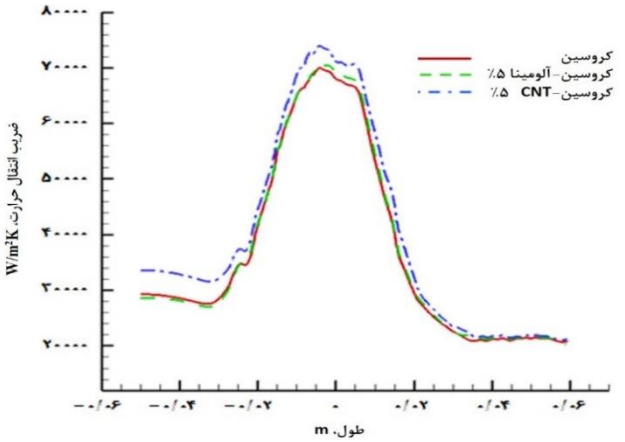
نتیجه‌گیری

در این مطالعه، تأثیرهای افزودن نانوذره‌ها به سوخت که وظیفه خنک‌کاری بازیافتی بدنه یک موتور سوخت مایع را به عهده دارد، به روش شبیه‌سازی عددی مورد بررسی قرار گرفت. پارامترهای مورد بررسی شامل ضریب انتقال گرما سیال خنک‌کننده، بیش‌ترین دمای دیواره سمت گاز داغ و سمت خنک‌کننده و افت فشار در کانال خنک‌کننده بود. موتور یاد شده برای کار با کروسین به‌عنوان سوخت و اکسیژن مایع به عنوان اکسیدکننده در فشار محفظه ۶ مگاپاسکال با تراست ۳۰۰ کیلونیوتن طراحی شده است. نخست برای اطمینان از صحت شبیه‌سازی عددی، عدم وابستگی نتیجه‌ها به شبکه محاسبه‌ای بررسی شد و همچنین دقت نتیجه‌ها در مقایسه با داده‌های تجربی مورد ارزیابی قرار گرفت و به این روش از قابل اتکا بودن نتیجه‌های حل عددی اطمینان به‌دست آمده شد.

نانوذره‌ها مورد استفاده در این تحقیق، نانوذره‌های آلومینا و نانولوله کربنی می‌باشند که در کسر حجمی‌های ۲٪ و ۵٪ به سیال کروسین افزوده شداند. وضعیت انتقال گرما و خنک‌کاری دیواره موتور برای سیال پایه (سوخت) و نانوسیال‌ها خنک‌کننده در دو حالت رینولدز یکسان و دبی جرمی یکسان بررسی شد و نتیجه‌ها با یکدیگر مقایسه شدند. نتیجه‌های به‌دست آمده از این تحقیق را به صورت زیر می‌توان جمع‌بندی کرد:



شکل ۱۷ - توزیع دما بر روی سطح دیواره برای سیال کروسین و نانوسیال‌های کروسین- آلومینا و کروسین- CNT با کسرهای حجمی ۲٪ و ۵٪ ، الف) سمت گاز، ب) سمت خنک‌کننده (در رینولدز ثابت ۲۶۰۰۰)



شکل ۱۸ - مقایسه بین ضریب انتقال گرما برای سیال کروسین و نانوسیال‌های کروسین- آلومینا و کروسین-CNT با کسر حجمی ۵٪ در شرایط شدت جریان ثابت

• در حالت کلی افزودن نانوذره‌ها باعث بهبود فرایند خنک‌کاری و کاهش دمای دیواره موتور سوخت مایع می‌شود که به دلیل افزایش ضریب انتقال گرما جابه‌جایی در سیال خنک‌کننده است.

• افزایش ضریب انتقال گرما برای شرایط رینولدز یکسان و دبی جرمی یکسان متفاوت است.

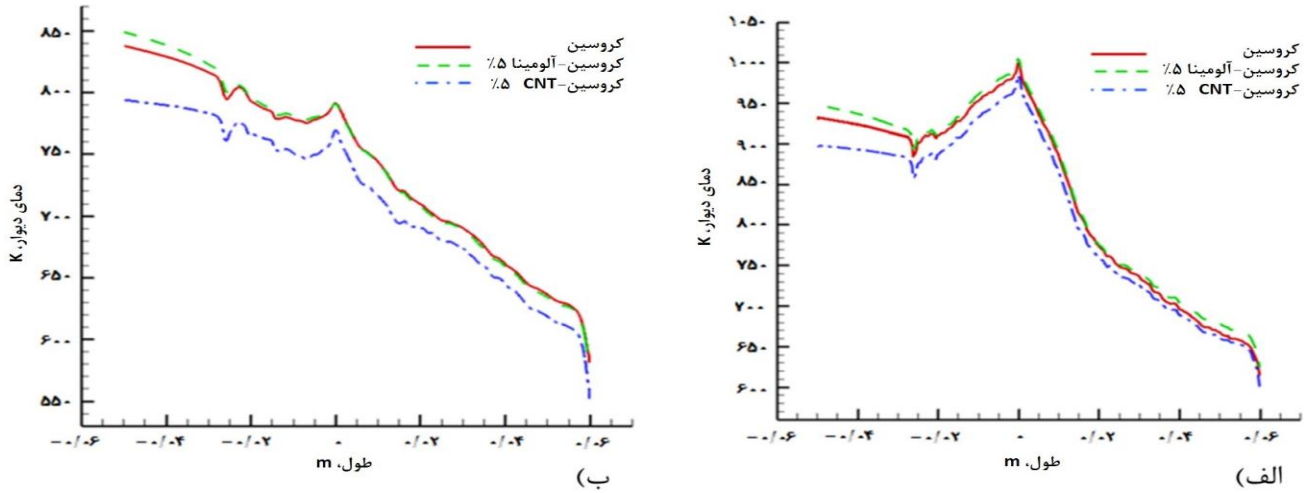
• در موتور مورد مطالعه، ضریب انتقال گرما برای نانوسیال کروسین–CNT نسبت سیال پایه در شرایط رینولدز یکسان برای کسر حجمی‌های ۲٪ و ۵٪ به ترتیب ۴/۵٪ و ۱۲٪ افزایش پیدا می‌کند. بیش‌ترین میزان ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی برای سیال خنک‌کننده در ناحیه گلوگاه نازل اتفاق می‌افتد. میزان کاهش دمای دیواره در ناحیه گلوگاه در سمت گاز برای نانوسیال کروسین–CNT در کسر حجمی‌های ۲٪ و ۵٪ به ترتیب ۱۶/۱ و ۳۳/۳ کلوین و در سمت سیال خنک‌کننده به ترتیب ۳۳/۳و ۶۶/۶ کلوین می‌باشد.

• افزایش ضریب انتقال گرما برای نانوسیال کروسین- آلومینا در شرایط رینولدز یکسان برای کسر حجمی ۲٪ و ۵٪ به ترتیب ۳/۴٪ و ۷/۶٪ به‌دست آمد. در این شرایط، میزان کاهش دمای دیواره در سمت گاز به ترتیب برابر ۵/۴ و ۱۱/۴ کلوین و در سمت سیال خنک‌کننده به ترتیب برابر ۲ و ۱۷/۳ کلوین می‌باشد.

• میانگین افزایش ضریب انتقال گرمای کلی برای نانوسیال کروسین–CNT در کسر حجمی ۲٪ و ۵٪ نسبت به سیال پایه برابر ۶٪ و ۱۵٪ و برای نانوسیال کروسین- آلومینا برابر ۳٪ و ۸٪ می‌باشد.

در کاربردهای عملی، به‌جای عدد رینولدز، شدت جریان جرمی جریان سیال خنک‌کننده است که بدون تغییر باقی می‌ماند. زمانی که از دبی جرمی ورودی یکسان برای نانوسیال‌ها و سیال پایه استفاده می‌شود، چگالی بالای نانوسیال‌ها باعث می‌شود که سرعت جریان در نانوسیال‌ها کم‌تر باشد. این امر باعث می شود که با وجود بهبود نسبی ویژگی‌های ترموفیزیکی نانوسیال‌ها، به دلیل پایین‌تر بودن سرعت جریان نانوسیال، افزایش ضریب انتقال گرما و در نتیجه کاهش دما در آن‌ها تا حدی افت کند. نتیجه‌های به‌دست آمده از شبیه‌سازی در شرایط دبی جرمی ورودی یکسان به شرح زیر است:

• میزان افزایش ضریب انتقال گرما در ناحیه گلوگاه برای نانوسیال کروسین–CNT در کسر حجمی ۵٪ نسبت به سیال پایه کروسین، ۵/۶٪ و برای نانوسیال کروسین- آلومینا نزدیک به ۱٪ می‌باشد.



شکل ۱۹ - توزیع دما بر روی سطح دیواره برای سیال کروسین و نانوسیال‌های کروسین- آلومینا و کروسین- CNT با کسر حجمی ۵٪ در شرایط شدت جریان ثابت، الف) سمت گاز، ب) سمت خنک‌کننده

• کاهش دمای دیواره برای نانوسیال کروسین–CNT در سمت گاز ۱۶/۵ کلوین و در سمت سیال خنک‌کننده برابر با ۴۴ کلوین می‌باشد. اما برای نانوسیال کروسین– آلومینا کاهش دمایی رخ نداده و حتی در ناحیه محفظه کمی افزایش دما در دیواره‌ها نیز مشاهده شد.

• میانگین افزایش ضریب انتقال گرمای کلی کروسین– CNT در کسر حجمی ۵٪ نسبت به سیال پایه ۷/۷٪ و برای کروسین– آلومینا برابر ۰/۳٪ می‌باشد.

نتیجه‌ها و مقایسه‌ای که بین نانوسیال‌های کروسین–CNT و کروسین– آلومینا و همچنین سیال کروسین به عنوان سیال‌های خنک‌کننده در خنک‌کاری بازیافتی انجام شده است، نشان می‌دهد که نانوسیال کروسین–CNT در شرایط رینولدز یکسان و دبی جرمی یکسان عملکرد بهتری نسبت به دوسیال دیگر داشته که این موضوع بیانگر این است که نانولوله‌های کربنی از توانایی بالاتری برای افزایش ضریب انتقال گرما و بهبود خنک‌کاری بازیافتی نسبت به نانوذره آلومینا برخوردار هستند.

نمادها

مساحت، m^2	A
سرعت مشخصه	C^*
مقدارهای ثابت آشفتگی	C_μ
مقدارها ثابت آشفتگی	$C_{1\varepsilon}$
مقدارها ثابت آشفتگی	$C_{2\varepsilon}$
گرمای ویژه در فشار ثابت، $j/kg.K$	C_p
قطر، m	d
قطر معادل مولکول سیال پایه	d_f
قطر هیدرولیکی، m	D_H
ضریب اصطکاک	f
ضریب انتقال گرما ، $W/m^2.K$	h
ضریب هدانیت گرمایی، $W/m.K$	k
طول کانال خنک‌کاری، m	L
عدد ماخ محلی جریان گاز	Ma
وزن مولکولی	M
عدد آووگادرو	N
فشار محفظه، Pa	P
عدد پرانتل	Pr
شار گرمای کل، W/m^2	$\dot{q}$
عدد رینولدز	Re
ضریب بازیابی محلی	r
دما، K	T
نقطه انجماد سیال پایه	T_{fr}
زمان، s	t
تنسور تنش	$\bar{\bar{\tau}}$
سرعت، m/s	$\vec{v}$
مولفه مختصات	x_i
نسبت گرمای ویژه	γ
کسر حجمی نانوذره‌ها	$\emptyset$
گرانروی، $kg/m.s$	μ
گرانروی آشفتگی، $kg/m.s$	μ_r

چگالی، kg/m^3	ρ
نیز چگالی جرمی سیال پایه در دمای $T_0 =$ 293	ρ_{f_0}
عدد پرانتل آشفتگی برای K	σ_K
عدد پرانتل آشفتگی برای ε	σ_ε
دیواره آدیاباتیک	aw
سیال پایه	bf
محفظه	c
دمای حجمی سیال خنک‌کننده	cb
جریان همرفت	conv
کربن دی اکسید	CO_2
بخار آب	H_2O
ناحیه گازی	G
ناحیه سیال خنک‌کننده	l
نانو سیال	nf
نانوذره	P
تشعشع	rad
گلوگاه	t
دیواره سمت سیال خنک‌کننده	wc
دیواره سمت گاز	wg

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۰۸/۰۵ ؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۱/۱۲/۱۵

مراجع

[1] Huzel D.K., Huang D.H., "Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engines", AIAA, (1992).

[2] Carlile J., Quentmeyer R., An Experimental Investigation of High-Aspect-Ratio Cooling Passages, *28th Joint Propulsion Conference and Exhibit*, 3154 (1992).

[3] Ulas A., Boysan E., Numerical Analysis of Regenerative Cooling in Liquid Propellant Rocket Engines, *Aerospace Science and Technology*, **24:** 187-197 (2013).

[4] Agarwal D.K., Vaidyanathan A., Kumar S.S., Experimental Investigation on Thermal Performance of Kerosene–Graphene Nanofluid, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **71:** 126-137 (2016).

[5] Pak B.C., Cho Y.I., Hydrodynamic and Heat Transfer Study of Dispersed Fluids With Submicron Metallic Oxide Particles, *Experimental Heat Transfer an International Journal*, **11:** 151-170 (1998).

[6] Jokhakar J., Naraghi M., A CFD-RTE Model for Thermal Analysis of Regeneratively Cooled Rocket Engines, *in 44th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, 4557 (2008).

[7] Iqbal M., Sheikh N.A., Ali H.M, Khushnood S., Arif M., Comparison of Empirical Correlations for The Estimation of Conjugate Heat Transfer in a Thrust Chamber, *Life Science Journal*, **9:** 708-716 (2012).

[8] Barbosa F., Zaparoli E., Andrade C., Unified Approach for Conjugate Heat-Transfer Analysis of High Speed Air Flow Through a Water-Cooled Nozzle, *The Aeronautical Journal*, **120:** 355-373 (2016).

[9] Bartz D.R., A Simple Equation for Rapid Estimation of Rocket Nozzle Convective Heat Transfer Coefficients, *Jet Propulsion*, **27:** 49-51 (1957).

[10] Anderson J.D., "Fundamentals of Aerodynamics", McGraw-Hill series in aeronautical and aerospace engineering, New York (2001).

[11] Bianco V., Manca O., Nardini S., Vafai K., "Heat Transfer Enhancement With Nanofluids", Florida, CRC Press, (2015).

[12] Shope F.L., Conjugate Conduction-Convection Heat Transfer With a High-Speed Boundary Layer, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, **8:** 275-281 (1994).

[13] Engblom W., Fletcher B., Georgiadis N., Conjugate Conduction-Convection Heat Transfer for Water-Cooled High-Speed Flows, *in 44th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, 4653 (2008).

[14] Kang Y.D., Sun B., Numerical Simulation of Liquid Rocket Engine Thrust Chamber Regenerative Cooling, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, **25:** 155-164 (2011).

[15] Tariq R., Khalid S., Zafar H.A., Numerical Simulation of a Regenerative Cooling System in a Cryogenic Rocket Engine, *Fifth International Conference on Aerospace Science and Engineering*, 1-7 (2017).

[16] Winterton R.H., Where Did the Dittus and Boelter Equation Come From?, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **41:** 809-810 (1998).