

## Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 52(7) (2020) 451-454 DOI: 10.22060/mej.2019.15138.6038

# Experimental Study of the Supersonic Exhaust Diffuser Spray Cooling System

N. Fouladi<sup>1\*</sup>, A.R. Mirbabaei<sup>2</sup>, M. Khosroanjom<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Space Transportation Research Institute, Iranian Space Research Center, Tehran, Iran
<sup>2</sup> Department of Aerospace Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Iran

ABSTRACT: A supersonic exhaust diffuser provides the required test cell vacuum conditions by self-

pumping of nozzle exhaust gases to the atmosphere in the high-altitude simulator. However, the plume

temperature is often much higher than the allowable temperature of the diffuser structure. In the present

study, a spray cooling system design method is presented for a supersonic exhaust diffuser. The method

is evaluated by performing several experimental tests. First, in order to identify the critical temperature region, the test of the motor with a chamber pressure of 60 bar and a chamber temperature of 3100 °C is performed with a non-cooled metal diffuser. The results indicate that the temperature of the diffuser

body in the inlet and ramp regions reaches a temperature above 1500 °C, which leads to the melting and

perforation of the diffuser in these regions. Two other tests are performed with average motor chamber

pressures of 33 bar and 55 bar along with the spray cooling of the diffuser body. The results show that the

designed cooling system keeps the maximum temperatures of the external surface of the diffuser at the values smaller than 200 and 400 °C in these tests. The achieved critical temperatures are well-matched

**Review History:** 

Received: 15/10/2018 Revised: 16/02/2019 Accepted: 14/04/2019 Available Online: 22/04/2019

Keywords:

Supersonic exhaust diffuser Water spray cooling Experimental test

#### **1. INTRODUCTION**

Orbital transfer systems are employed to place spacecraft and satellites into specific orbits around Earth. The nozzles of the utilized propulsion system can perform optimally in the low-pressure conditions of high altitudes due to their large expansion ratio. When these nozzles are tested at ground level, their performance cannot be evaluated accurately owing to the separation of flow inside the nozzle. Consequently, the altitude test equipment is used for simulating vacuum condition around the nozzle [1, 2].

with the respected ones in the design procedure.

Altitude test equipment consists of various subsystems the most important of which is the supersonic exhaust diffuser. In practice, the nozzle exhaust combustion gases which flow inside the diffuser have a temperature above 2200°C. This renders the thermal protection of the diffuser body a challenging issue. Therefore, it is imperative to design and analyze a cooling system for altitude tests such that the high exhaust temperatures do not damage the diffuser body. Water spray cooling has numerous applications in diverse industries including satellites and their carriers, medical equipment, steel industries, and petrochemical industries. As reviewed by Liang and Mudawar [3, 4] in 2017, despite the extensive research carried out, there are still numerous researchers active in this field. This cooling method is a highly complicated phenomenon with different parameters affecting its performance.

Farahani et al. [5] in 2019 presented a design method for

\*Corresponding author's email: n.fouladi@isrc.ac.ir

spray cooling system of a vacuum test stand diffuser. The goal of the present research is the experimental evaluation of this design method. In the following, after presenting the test equipment, the results of small-scale tests which performed using a laboratory motor has been presented. Conducting these tests and analyzing the corresponding results have enabled the accurate assessment of the cooling system performance.

#### 2. EXPERIMENTAL SETUP

The test stand built for the small-scale tests of the motor and the diffuser is shown in Fig. 1. This test stand consists of the cooling system, the laboratory motor, the second throat diffuser, and the data acquisition system. This research has



Fig. 1. The test stand built for the small-scale tests

Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode.

used Kulite and Sensys pressure sensors in order to measure the pressure along the diffuser body and the motor chamber pressure, respectively. The diffuser made from stainless steel (SAE 309) with a thickness of 5 mm. The temperature of the external surface of the diffuser is measured at 6 points via a type K thermocouple. The water supply system is capable of providing water with pressures up to 20 bars. Spray nozzles from has been used for the cooling of inlet and convergent sections of the diffuser. Further details concerning the test equipment can be found in Ref. [6].

#### **3. RESULTS AND DISCUSSION**

#### 3.1. The hot test without cooling the diffuser body

In the first stage of the research, the motor was tested in the vacuum test stand without cooling the diffuser body. This test has been conducted in order to evaluate the performance of the diffuser and determine its surface temperature. For this test, the motor was burned for 13 seconds at a pressure of 60 bar. The maximum surface temperature recorded by the thermocouples at various points of the diffuser is displayed in Fig. 2. As shown in this figure, the diffuser surface temperature at the inlet ramp is beyond the allowable limit of the metallic body. The investigations carried out at the metallography laboratory have indicated that the inner surface of the diffuser has reached a temperature above 1500°C in this test.

#### 3.2. The first cooling test

The next test was carried out on the diffuser with spray cooling system. For this test, the motor was burned for 33 seconds at a chamber pressure of 33 bar. The goal of this test was to assess the performance of the cooling system.

The diffuser temperature was measured at 6 points on its surface. The locations of the temperature measurement point relative to the diffuser inlet plane are displayed in Fig. 3. The thermocouples measuring temperatures T3 and T4 were installed at 90-degree angles ( $\varphi$ =90°) relative to the other



Fig. 2. Maximum surface temperature along the diffuser



Fig. 3. Thermocouple arrangement on the diffuser external surface

thermocouples. The diffuser inlet temperature at the first four points is shown in Fig. 4, and the temperature on the second throat at the two remaining points is shown in Fig. 5. The combustion pressure is shown in both figures for better comparison. According to these figures, the temperature of the external surface of the diffuser has not exceeded 200°C at any of these points.

#### 3.3. The second cooling test

Subsequent to the first test, the second test was performed with an average combustion pressure of 55 bar. The temperature of the external surface of the diffuser for the inlet and ramp sections is shown in Fig. 6. As seen, the temperature has reached about 380°C at the inlet section. This value is in good agreement with the 400°C temperature predicted for the critical point during the design procedure. Moreover, the temperature has reached a steady-state in this test, which appears to be the result of the acceptable performance of the cooling system.

The maximum external surface temperature recorded at the most critical point was lower than 400°C. Using Fourier's law of heat conduction, we can prove that the maximum internal surface temperature of the diffuser has not exceeded 800°C. This is while the metal used in this research can withstand temperatures up to 1000°C. The post-testing observations have shown that the internal diffuser surface is completely undamaged. Therefore, the cooling system



Fig. 4. Diffuser external surface temperature at the inlet ramp in the first test



Fig. 5. Diffuser external surface temperature at the second throat in the first test



Fig. 6. Diffuser external surface temperature at the inlet in the first test

utilized in the present research is capable of protecting the metallic body of the diffuser up to a motor chamber pressure of 60 bar.

#### 4. CONCLUSION

In the first stage, the test was conducted without a cooling system in order to identify the governing phenomena and the thermal behavior of the system. It was discovered that the temperature in the inlet and ramp sections of the diffuser were more critical than the other sections. A temperature above 1500°C was recorded in this section. Subsequently, two tests were conducted with motor chamber pressures of 33 and 55 bar with the cooling of the diffuser body. The temperature data and the post-testing inspection showed that the cooling system can protect the diffuser body and maintain its temperature at the safe value. The same diffuser body was

used for both mentioned tests, and the highest temperature registered at the external surface of the diffuser was less than 400°C. In addition, the steady-state temperature at the critical point on the diffuser surface was in good agreement with the temperature expected from the designed system. Hence, these tests confirmed the adequate performance of the cooling system.

#### REFERENCES

- [1] K. Schäfer, H. Zimmermann, G. Kruhsel, Altitude simulation bench for VINCI Engine, In 39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, (2003) p. 5043.
- [2] R. Manikanda Kumaran, T. Sundararajan, D. Raja Manohar, Simulations of high altitude tests for large area ratio rocket motors, AIAA journal 51(2) (2012) 433-443.
- [3] G. Liang, I. Mudawar, Review of spray cooling–Part 1: Single-phase and nucleate boiling regimes, and critical heat flux, International Journal of Heat and Mass Transfer, 115 (2017) 1174-1205.
- [4] G. Liang, I. Mudawar, Review of spray cooling–Part 2: high temperature boiling regimes and quenching applications, International Journal of Heat and Mass Transfer 115 (2017) 1206-1222.
- [5] M. Farahani, N. Fouladi, A.R. Mirbabaei, Design and analysis of a cooling system for a supersonic exhaust diffuser, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, (2019), in press. doi: 10.1177/0954410019840970.
- [6] Propulsion research group, Thermal protection of diffuser metal body using a cooling system, Tehran, Space Transportation Research Institute, Report number: STRI-SSD9980-01-R, (2018) pp. 1-106.

This page intentionally left blank

نشريه مهندسي مكانيك اميركبير



# بررسی تجربی سیستم خنککاری با اسپری آب دیفیوزر خروجی گاز مافوق صوت

نعمتاله فولادی ای سید احمدرضا میربابایی ، مهدی خسرو انجم

ٔ پژوهشکده سامانههای حمل و نقل فضایی، پژوهشگاه فضایی ایران، تهران، ایران <sup>۲</sup> دانشکده هوافضا، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران

خلاصه: به منظور آزمون عملکرد موتورهای مورد استفاده در ارتفاعات بالا از سکوی شبیهساز ارتفاع مجهز به دیفیوزر خروجی گاز مافوقصوت استفاده میشود. غالباً، دمای گاز خروجی از نازل این موتورها بسیار بالاتر از حد تحمل بدنه فلزی دیفیوزر است. در تست موتورهای سوخت جامد برخورد ذرات اکسید آلومینیوم با دمای بالاتر از ۲۵۰۰ درجه سانتی گراد به دیواره دیفیوزر شرایط انتقال حرارت را در محل برخورد بحرانی میکند. هدف تحقیق حاضر ارزیابی روش خنک کاری با اسپری آب بدنه فلزی یک دیفیوزر با انجام تستهای تجربی با یک موتور سوخت جامد آزمایشگاهی میباشد. ابتدا به منظور شناسایی نقاط بحرانی دمایی، تست موتور با فشار متوسط ۶۰ بار و دمای محفظه ۲۱۰۰ درجه سانتی گراد در شبیهساز خلاء بدون خنک کاری دیفیوزر فلزی انجام شده است. نتایج حاکی از رسیدن دمای بدنه دیفیوزر در ناحیه ورودی و همگرایی به دمای بالاتر از ۱۵۰۰ درجه سانتی گراد است، به طوری که منجر به ذوب و سوراخ شدن بدنه دیفیوزر با اسپری آب انجام شده است. در ادامه دو تست دیگر با فشارهای موتور میانگین ۳۳ و ۵۵ بار به همراه خنک کاری بدنه دیفیوزر ورودی و همگرایی به دمای بالاتر از ۱۵۰۰ درجه سانتی گراد است، به طوری که منجر به ذوب و سوراخ شدن بدنه دیفیوزر با اسپری آب انجام شده است. در ادامه دو تست دیگر با فشارهای موتور میانگین ۳۳ و ۵۵ بار به همراه خنک کاری بدنه دیفیوزر در این ناحیه شده است. در ادامه دو تست دیگر با فشارهای موتور میانگین ۳۳ و ۵۵ بار به همراه خنک کاری بدنه دیفیوزر در این ناحیه شده است. در ادامه دو تست دیگر با فشارهای موتور میانگین ۳۳ و ۵۵ بار به همراه خنک کاری بدنه دیفیوزر در این ناحیه شده است. در ادامه دو تست دیگر با فشارهای موتور میانگین ۳۳ و ۵۵ بار به همراه خنک کاری بدنه دیفیوزر در این ناحیه شده است. در ادامه دو تست دیگر با فشارهای موتور میانگین ۳۳ و ۵۵ بار به همراه خنک کاری بدنه دیفیوزر

تاریخچه داوری: دریافت: ۲۳–۷۰–۱۳۹۷ بازنگری: ۲۷–۱۱–۱۳۹۷ پذیرش: ۲۵–۱۰–۱۳۹۸ ارائه آنلاین: ۰۲–۰۲–۰۲

کلمات کلیدی: دیفیوزر خروجی گاز مافوقصوت شبیهسازی خلاء خنککاری با اسپری آب ذرات اکسید آلومینیوم تست تجربی

## ۱ – مقدمه

سامانههای انتقال مداری به منظور قرار دادن فضاپیماها و ماهوارمها در مدارهای مشخصی در اطراف زمین به کار می روند. یکی از پیشرانههای محبوب این سامانهها موتورهای سوخت جامد هستند که معمولا در مراحل بالای فضاپیماها به عنوان سیستم پیشران اصلی در کنترل مداری و تثبیت موقعیت ماهوارمها استفاده می شوند. نازلهای اینگونه موتورها برای کارکرد بهینه در شرایط کم فشار موجود در ارتفاع بالا از نسبت انبساط بالایی برخوردارند. هنگامی که این نازلها روی سطح زمین تست می شوند، به علت جدایش جریان درون نازل، عملکرد دقیق آنها قابل ارزیابی نیست. لذا برای به دست آوردن عملکرد مناسب نازل در فشار خروجی بالاتر از طراحی (فشار در اطراف نازل استفاده می شود [۱ و ۲].

\* نویسنده عهدهدار مکاتبات: n.fouladi@isrc.ac.ir

تجهیزات تست ارتفاع شامل زیرسیستمهای متفاوتی میباشد که مهمترین آنها دیفیوزر خروجی گاز مافوقصوت است. در عمل گازهای احتراقی خروجی از نازل که در دیفیوزر جریان دارند، دمایی بالاتر از ۲۲۰۰ درجه سانتی گراد دارند و این امر حفاظت حرارتی بدنه دیفیوزر را با چالش مواجه میسازد. بنابراین طراحی و تحلیل یک سیستم خنککاری به گونهای که دمای بالای گازها به بدنه دیفیوزر لطمهای وارد نکند، در انجام تست ارتفاع ضروری است.

پدیده انتقال حرارت در یک دیفیوزر خروجی گاز مافوقصوت از فیزیک پیچیدهای برخوردار است. جریان گازهای احتراقی با سرعت نزدیک به ۳۰۰۰ متر بر ثانیه که حاوی ذرات اکسید آلومینیوم است به دیواره ورودی دیفیوزر برخورد میکند. در ادامه زنجیرهای از امواج ضربهای در جریان این گازها در داخل دیفیوزر شکل میگیرد که باعث افزایش فشار و دمای استاتیک این گازها میشود. تخمین ضریب انتقال حرارت این بخش از سیال که حاوی ذرات دما بالای اکسید

آلومینیوم است در این مسئله دشوار است.

مطالعه تاریخچه تحقیق نشان میدهد که در مورد طراحی سیستم خنککاری دیفیوزر استند خلا، گزارشهای بسیار نادری موجود است. بخشی از کارهای صورت گرفته در این زمینه شامل گزارشهای صنعتی و آکادمیک از طراحی و تحلیل تجربی دیفیوزر گاز گرم میباشد [۲ و ۳]. در اکثر این گزارشها در مورد چگونگی طراحی و مشخصات سیستم خنککاری مورد استفاده جزئیاتی ارائه نشده است. تروت و مک کوی [۴] پدیده انتقال حرارت در یک دیفیوزر خروجی گاز لوله مستقیم به صورت تحلیلی مورد بررسی قرار دادند. روابط تحليلى ارائه شده توسط آنها داراى پارامترهاى مجهولى است که مقادیر آنها بدون تست تجربی و یا تحلیل عددی مشخص نیست. در این مرجع در خصوص فیزیک حاکم بر انتقال حرارت و تاثیر قابل توجه ذرات اکسید آلومینیوم بر آن اطلاعات مفیدی ارائه شده است. موضوع پژوهش انجام گرفته توسط ييم و همكاران [۵]، در خصوص طراحی دیفیوزر گاز گرم و دفع حرارت از بدنه دیفیوزر توسط یک سیستم خنککاری با جداره آبی میباشد. در این مرجع با رویکرد شبیهسازی عددی تاثیر فشار محفظه احتراق بر میزان شار حرارتی عبوری از دیواره دیفیوزر مورد بررسی قرار گرفته است. آنامالا و همکاران [۶] برای خنککاری بدنه فلزی دیفیوزر لوله مستقیم از روش اسپری آب استفاده نمودهاند. متاسفانه در این پژوهش در ارتباط با روش طراحی و تحلیل سیستم خنککاری اطلاعاتی ارائه نشده است. در حال حاضر در داخل کشور شواهدی دال بر استفاده از سیستم خنککاری برای حفاظت از بدنه دیفیوزر استند خلاء وجود ندارد. در پژوهشکده سامانههای حملونقل فضایی از دیفیوزر کامپوزیتی فناشونده در استند خلاء استفاده می شود. این روش با توجه به تجربهای که در ساخت و استفاده از آن در پژوهشکده مزبور وجود دارد دارای معایبی است که از جمله آنها میتوان به هزینه ساخت بالا، زمانبر بودن ساخت و همچنین از بین رفتن آن بعد انجام هر تست نام برد. همچنین با توجه به کیفیت پایین ساخت این بدنهها در داخل کشور، به دلیل جدا شدن تکههای بزرگ الیاف کامپوزیتی از سطح داخلی آن، اغتشاش قابل توجهی در عملکرد دیفیوزر ایجاد می شود. در مراجع [۷] و [۸]، در خصوص ناکار آمد بودن بدنه های فناشونده مورد استفاده در استند خلاء اطلاعاتی قید شده است. این در حالی است که استفاده از دیفیوزر با بدنه فلزی و خنککاری آن

از نظر کیفیت نتایج و همچنین صرفه اقتصادی برای این تستها مطلوب میباشد.

خنککاری با اسپری آب کاربردهای متنوعی در صنایع مختلف ازجمله صنايع ماهواره و تجهيزات ماهوارهبرها، تجهيزات پزشكي، صنایع فولاد، صنایع پتروشیمی دارد [۹]. با وجود تحقیقات گسترده انجامشده در این زمینه هنوز محققین بسیاری در این عرصه کاربردی مشغول فعالیت هستند [۱۰ و ۱۱]. این روش خنککاری یک پدیده بسیار پیچیده است که پارامترهای متنوعی در عملکرد آن تأثیر گذارند و این امر باعث می شود که نتوان یک نتیجه گیری کلی از عملکرد آن برای مسائل مختلف تعمیم داد [۱۲]. زیرا هرکدام از روابط تجربی و نتایج ارائهشده در مراجع با سیستمهای متفاوت و برای کاربرد خاص بەدستآمدەاند. ازاينرو، انجام تستھاى آزمايشگاھى براى کسب اطمینان از عملکرد مناسب سیستم خنککاری طراحی شده در اين تحقيق الزامي است. هدف تحقيق حاضر بررسي تجربي سيستم خنککاری دیفیوزر استند خلاء با روش اسپری آب است. برای این منظور بعد از ارائه روش طراحی سیستم خنک کاری، تستهای مقیاس کوچک با استفاده از موتور آزمایشگاهی سی-استار تعریف شده است. با انجام این تستها و تحلیل نتایج آنها عملکرد سیستم خنککاری مورد ارزیابی دقیق قرار گرفته است.

در ادامه، در بخش ۲ کلیات تحقیق که شامل روش خنککاری با اسپری آب، پارامترهای مهم در طراحی و فیزیک حاکم بر جریان گازهای احتراقی در یک دیفیوزر استند خلاء میباشد، شرح داده شده است. سپس مسئله خنککاری در این تحقیق معرفی شده است. در بخش ۳ مراحل طراحی سیستم خنککاری دیفیوزر استند خلاء به طور خلاصه شرح داده شده است. در بخش ۴ تجهیزات تست تجربی مورد استفاده در این تحقیق معرفی شده است. در بخش ۵ نتایج

# **۲ -کلیات تحقیق** ۲-۲- روش خنککاری با اسپری آب

در شکل ۱ روشهای مختلف خنککاری بر اساس بازههای ضریب انتقال حرارت قابل حصول با این روشها دستهبندی شدهاند [۱۲]. مطابق شکل از میان روشهای معرفی شده، بیشترین ضریب انتقال حرارت قابل حصول با روش اسپری آب امکانپذیر است. در این







عدد وبر ٔ اشاره نمود.

قابل ذکر است که نصب و راهاندازی این سیستم دقت بالایی را می طلبد. با توجه به کوچک بودن قطر اوریفیس نازل اسپری در صورت عدم استفاده از فیلترهای مناسب امکان گرفتگی آنها وجود دارد. همچنین محور نازلهای اسپری باید کاملا عمود بر سطح دیفیوزر نصب شوند. سطح استوانهای دیفیوزر باید توسط اسپری آب به طور کامل پوشش داده شود. اگر هرکدام از این عوامل به دقت رعایت نشوند باعث ناکارآمدی سیستم خنککاری شده و منجر به ایجاد نقاط دما بالا روی سطح می شوند. این امر ممکن است باعث سوراخ شدن دیفیوزر و خرابی تست بشود.

یک نازل اسپری به تنهایی سطح محدودی را به لحاظ تامین

1 Weber Number

تحقیق روش اسپری آب برای خنککاری دیفیوزر مورد بررسی قرار گرفته است. دلیل عمده استفاده از این روش هزینههای پایین ساخت، انعطاف پذیری بالای این روش در مقابل تغییرات هندسی دیفیوزر و البته کارایی زیاد آن برای دفع بازه بزرگی از شارهای حرارتی است.

در روش خنککاری با اسیری، سیال (عمدتاً آب) با عبور از یک نازل بهصورت اتمیزه شده بر روی سطح مورد خنککاری پخش می شود. با برخورد قطرات ریز مایع خنک کننده به سطح جسم، گرمای سطح از طریق رسانش گرمایی، همرفت و تابش دفع می شود. با برخورد قطرات به سطح، یکلایه نازک از سیال روی سطح به وجود میآید و سیال از محیط برخورد به سمت پیرامون حرکت میکند. با افزایش دما، سیال شروع به بخار شدن از مرز جامد-مایع می کند. با شروع تبخیر، قطرات اسیری با حبابهای بخار روی سطح داغ تعامل می کنند. در این روش قطرات ریز سیال خنک کننده با سرعت و مومنتوم بالا به لایه نازک روی سطح نفوذ میکنند. سپس با جذب حرارت مستقیم از سطح بخار شده و به صورت بخار، لایه نازک سیال را ترک می کنند. این امر باعث افزایش زیاد ضریب انتقال حرارت در این روش می شود. شماتیکی از این فرآیند در شکل ۲ نمایش داده شده است. فاکتورهای مهم اثر گذار روی عملکرد اسپری آب در مرجع [١٣] مورد مطالعه قرارگرفته است. ازجمله این فاکتورها میتوان به نوع نازل، ارتفاع نازل از سطح، قطر اوریفیس نازل اسپری، زاویه اسپری، دبی جریان (وابسته به فشار)، خواص سیال، چگونگی پخش قطرات، نیروی برخورد اسیری با سطح، زاویه نازل نسبت به سطح و







شکل ۴: فیزیک جریان داخلی دیفیوزر [۱۶] Fig.4: Physics of the diffuser internal flow [16]

عملکرد خنککاری دارد. هرچه قطر قطرات اسپری کمتر باشد، بازده خنککاری افزایش مییابد. [۱۵].

## ۲-۳- جریان داخلی دیفیوزر

شماتیکی از نحوه کار یک دیفیوزر مافوقصوت در شکل ۴ نمایش داده شده است. گازهای خروجی از نازل در شرایط فرو منبسط وارد قسمت ورودی دیفیوزر میشوند. جت سیال گازهای منبسط شده به دیواره دیفیوزر برخورد کرده و موج ضربهای مایل جریان تشکیل میشود که به کاهش سرعت و افزایش فشار استاتیک گازها کمک میکند. در ادامه، تداخل پیدرپی موجهای ضربهای جریان با دیواره دیفیوزر و همدیگر در طول دیفیوزر رخداده و توسط موج ضربهای قائم سرعت جریان به زیر صوت رسانده میشود. سپس توسط یک سیال خنککننده به میزان لازم بر روی آن پوشش میدهد که به آن سطح پوشش موثر نازل گفته میشود. جهت خنککاری سطوح بزرگ که در این تحقیق مورد نیاز است، میبایست تعداد زیادی از این نازلها با آرایش خاص در کنار هم قرار گیرند. یکی از فاکتورهای مهم در چیدمان نازلهای اسپری، لحاظ کردن مقدار مناسبی از تداخل جت اسپری این نازلها بر روی سطح خنککاری است. در مرجع [۱۴] در ارتباط با مدلهای مختلف تداخل جتهای اسپری دو نازل کنار هم اطلاعات مفیدی ارائه شده است.

## ۲-۲- پارامترهای مهم در خنککاری با اسپری

در این تحقیق هدف از طراحی سیستم خنککاری جذب مقدار مناسبی شار حرارتی از دیواره دیفیوزر به گونهای است که دمای دیواره از مقدار مجاز تجاوز نکند. برای این منظور میبایست شار حجمی (دبی حجمی بر واحد سطح) سیال خنککننده لازم بر روی سطح دیفیوزر توسط اسپری آب تامین شود. شماتیکی از موقعیت هندسی یک نازل اسیری نسبت به مقطع استوانهای دیفیوزر و پارامترهای مهم تأثیرگذار بر میزان شار حجمی ایجاد شده روی سطح در شکل ۳ نشان داده شده است. با تعیین پارامترهای اصلی اسپری مانند ارتفاع نازل اسپری از سطح (H)، زاویه اسپری (heta)، فشار اسپری (P) و قطر اوریفیس نازل اسپری ( $d_0$ ) میتوان شار حجمی سیال موردنیاز روی سطح را تامین کرد. در حالت کلی با افزایش و heta سطح پوشش جت اسپری بر روی سطح خنککاری افزایش Hمی یابد. این امر از نظر کاهش تعداد نازلهای اسپری برای خنک کاری سطوح بزرگ مفید است. با این وجود افزایش Hو heta باعث کاهش شار حجمی بر روی سطح خنکشونده می شود و ممکن است شار H حجمی لازم بر روی سطح مزبور تامین نشود. از طرفی با کاهش و heta شار حجمی سیال روی سطح افزایش مییابد و شار حرارتی بیشتری از سطح دفع می شود. اما در این حالت تعداد نازل های لازم برای پوشش سطوح بزرگ افزایش می یابد. افزایش فشار اسپری باعث افزایش شار حجمی سیال روی سطح، افزایش سرعت برخورد قطرات به آن و کاهش قطر قطرات اسپری می شود. این عوامل باعث افزایش شار حرارتی عبوری از سطح میشوند. افزایش قطر اوریفیس نازل اسپری باعث افزایش شار حجمی سیال و قطر قطرات اسپری در مجاورت سطح می شود. اندازه قطرات اسپری تاثیر قابل توجهی در

شیپوره واگرا گازهای احتراقی تا فشار اتمسفر در خروجی دیفیوزر متراکم میشود. با انبساط جت سیال در ورودی دیفیوزر فشار گازها در این نواحی پایین تر از فشار گاز خروجی نازل میشود. این امر باعث ایجاد مکش در دهانه محفظه خلاء (یا محفظه تست) شده و شرایط خلاء را در پیرامون نازل و محفظه تست تا زمان خاموشی موتور بهطور خودکار حفظ می کند [18]. در این تحقیق از دیفیوزر گلوگاه ثانویه استفادهشده است. یک دیفیوزر گلوگاه ثانویه شبیه به دیفیوزر لوله مستقیم شکل ۳ است با این تفاوت که در قسمت عمدهای از طول ثابت لوله مقطع آن باریکتر شده باشد. در یک دیفیوزر گلوگاه ثانویه مقطع کوچکتری عمل می کنند، تراکم سیال در طول دیفیوزر با افت فشار کل کمتری همراه است. بنابراین این نوع دیفیوزر بازیافت فشار بهتری نسبت به دیفیوزر لوله مستقیم (شکل ۴) داشته و به فشار استارت کمتری نیاز دارد، ازاینرو برای تست موتورهایی با فشار احتراق پایین تر گزینه مناسبتری به شمار می رود.

غالباً گازهای خروجی از نازل موتورهای سوخت جامد که بهصورت فرو منبسط به دیواره داخلی دیفیوزر برخورد میکنند، حاوی ذرات جامد اکسید آلومینیوم هستند. با وجود این که گازهای احتراقی در اثر انبساط درون نازل افت دما پیدا میکنند ولی ذرات اکسید آلومینیوم

در اثر انبساط دمای خود را از دست نمیدهند. بنابراین این ذرات با دمای بالای ۳۰۰۰ درجه سانتی گراد به دیواره برخورد کرده و شرایط دمایی را بحرانی تر می کنند [۴].

## ۲-۴- هندسه ديفيوزر

دیفیوزر مورداستفاده در این تحقیق یک دیفیوزر گلوگاه ثانویه است. الگوریتم طراحی دیفیوزر گلوگاه ثانویه که بر اساس روش موج ضربهای قائم است در مرجع [۱۶] ارائه شده است. در شکل ۵ هندسه و در جدول ۱ ابعاد دیفیوزر مورد استفاده در این تحقیق بهصورت بیبعد معرفیشدهاند. در مرجع [۱۷] جریان گازهای احتراقی در دیفیوزر مزبور بهصورت عددی مورد تحلیل قرارگرفته است. نشان دادهشده است که این دیفیوزر با فشار احتراق بالاتر از ۳۰ بار در وضعیت راهاندازی قرار می گیرد. به عبارت دیگر دیفیوزر شکل ۵ جهت برقراری جریان مافوق صوت در داخل آن به فشار احتراق بالای ۳۰ بار نیاز دارد.

## ۳ - مراحل طراحی سیستم خنککاری دیفیوزر

۱- روند طراحی با فرضهای اولیه مقادیر برخی از پارامترها شروع
 میشود. این پارامترها عبارتند از دمای مجاز بدنه فلزی دیفیوزر،
 دمای سیال خنک کننده، فشار اسپری و قطر اوریفیس نازل میباشد.



Fig. 5: Second throat exhaust diffuser and its different sections

جدول ۲: محدوده پارامترهای طراحی

Table 2: The range of design parameters

بيشينه	كمينه	پارامتر
20	3	فشار (بار)
$D(\frac{1-\sin(\theta/2)}{\sin(\theta/2)})$	$n \times d_0$	ارتفاع نازل از سطح (متر)
120	30	زاویه اسپری (درجه)
8/3	0/5	قطر اوريفيس (ميليمتر)

۲- سپس با استفاده از شبیه سازی های انجام شده روی جریان داخلی دیفیوزر که جزئیات آن در مراجع [۱۶] و [۱۷] ارائه شده است، با فرض دمای ثابت دیواره (همان دمای مجاز)، مقدار شار حرارتی عبوری از سطح بدست می آید.

۳- در مرحله بعدی حداقل مقدار شار حجمی لازم سیال خنککننده با استفاده از رابطه تجربی (۱) که توسط کلینزینگ و همکاران [۱۵] ارائه شده است به دست میآید.

$$q'' = 141345(T_w - T_f)^{0.461}Q''^{0.566}\overline{U}^{0.639}$$
(1)

که در آن q شار حرارتی عبوری از سطح،  $T_w$  دمای سطح خنکشونده،  $T_f$  دمای سیال خنککننده، Q' شار حجمی سیال خنککننده روی سطح و  $\overline{U}$  سرعت میانگین قطرات اسپری است. سرعت میانگین قطرات (۲) بدست میآید.

$$\overline{U} = 0.0626 (\Delta P)^{0.46}$$
 (7)

رابطه (۱) میزان شار حرارتی عبوری از سطح را به میزان شار حجمی سیال روی سطح خنکشونده ربط میدهد و برای یک محدوده مشخصی از شار حجمی سیال دارای اعتبار است. این محدوده در رابطه (۳) نشان داده شده است.

مشخصات هندسی نازل است) فرض می شود. سپس با استفاده از روابط ارائه شده در مرجع [۱۹] برای محاسبه شار حجمی سیال خروجی از یک نازل اسپری خاص روی بدنه، ابتدا میزان شار حجمی یک نازل خاص روی سطح صاف بدست می آید و بعد از آن میزان شار حجمی سیال روی سطح استوانهای با یک سری عملیات هندسی محاسبه می شود.

۵- در ادامه، شار حجمی سیال بر روی سطح استوانهای باحداقل شار حجمی مورد نیاز مقایسه میشود.

اگر میزان شار حجمی این نازل کمتر از میزان مورد نیاز باشد
 و H یا θ بزرگتر از کمینه مقدار خود باشند، با کاهش H یا θ،
 محاسبات تکرار می شود. اگر همچنان با تغییر H یا θ تا مقدار کمینه
 این پارامترها، میزان شار حجمی سیال لازم روی سطح تامین نشود
 با افزایش فشار نازل، محاسبات از مرحله ۳ تکرار می شود. این عمل

گام به گام تا فشار ماکزیمم انجام میشود. در نهایت اگر همچنان شار حجمی سیال لازم به سطح نرسد با افزایش قطر اوریفیس نازل اسپری محاسبات از مرحله ۳ تکرار میشود.

برای حالتی که شار حجمی سیال بزرگتر از λ (۱/۱> λ>۱) برابر حداقل شار حجمی باشد. میتوان با افزایش H یا θ در محدوده قابل قبول، شار حجمی سیال روی سطح را کاهش داد. اگر همچنان میزان شار حجمی سیال روی سطح بالاتر از میزان قابل قبول باشد با کاهش فشار اسپری تا فشار حداقل، محاسبات از مرحله ۳ تکرار میشود. در نهایت اگر همچنان شار حجمی سیال بالاتر از مقدار لازم به سطح برسد با کاهش قطر اوریفیس نازل اسپری محاسبات از مرحله ۳ تکرار میشود. مرمی برسد با کاهش می میشود. مرمی میشان میزان شار حجمی می میشان می مراسبات از مرحله ۳ تکرار میشود. می مراب از مرحله ۳ تکرار میشود.

۶- بعد از انتخاب ارتفاع نازل از سطح، زاویه و فشار اسپری با استفاده از محاسبات هندسی تعداد نازلهای مورد نیاز برای پوشش کامل سطح استوانهای دیفیوزر محاسبه می شود.

مقادیر بیشینه و کمینه پارامترهای مختلف با توجه به محدودیتهای هندسی و امکانات موجود در جدول ۲ نشان داده شده است. حد بالای فشار با توجه به امکانات موجود برای تامین فشار بالا و محدودیت سازهای و عملکردی نازل اسپری تعیین می شود و حد پایین آن حداقل فشاری است که نازل مورد نظر برای اتمیزه کردن سیال نیاز دارد. حد بالای ارتفاع نازل از سطح با توجه به  $H_{\max}$  محدودیتهای هندسی تعیین میشود. در ارتفاعهای بالاتر از (جدول ۲) قطرات اسپری بدون اینکه به سطح خنککاری برخورد داشته باشند به محيط اطراف پخش مي شوند. اين امر كارايي سيستم خنککاری را به شدت کاهش میدهد. به عبارت دیگر در ارتفاعهای بالاتر از  $H_{max}$  ناحیه پوشش اسپری بالاتر نمی ود. حد پایین ارتفاع هم حداقل ارتفاعی است که سیال برای اتمیزه شدن کامل نیاز دارد. برای یک فشار اسپری مشخص حداقل ارتفاع به صورت  $n imes d_0$  تعیین می شود.  $d_{n}$  قطر اوریفیس نازل اسپری و n از آزمایش های تجربی مشخص می شود. حد بالا و پایین زاویه اسپری و قطر اوریفیس نازل با توجه به نوع نازل اسپری و محدودیتهای عملکردی آن تعیین می شود که توسط کارخانه سازنده اعلان می شود.

## ۴ – معرفی تجهیزات تست تجربی

استند آزمایش ساخته شده برای تستهای مقیاس کوچک موتور

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۲، شماره ۷، سال ۱۳۹۹، صفحات ۱۷۹۳ تا ۱۸۰۸

بيشينه	كمينه	پارامتر
20	3	فشار (بار)
$D(\frac{1-\sin(\theta/2)}{\sin(\theta/2)})$	$n \times d_0$	ارتفاع نازل از سطح (متر)
120	30	زاویه اسپری (درجه)
8/3	0/5	قطر اوريفيس (ميلىمتر)

	حى	ی طرا	امترها;	ه پار	۱: محدود	J	جدوا	
Table	2:	The	range	of	design	pa	ramete	ers



شکل ۶: شماتیک تست استند خلاء آزمایشگاهی و سیستم دادهبرداری Fig. 6: Schematic of the vacuum test stand and the data acquisition system

ترموکوپل نوع کا<sup>۳</sup> در ۶ نقطه روی سطح آن اندازه گیری می شود. ترموکوپل نوع کا مورد استفاده، دارای قطر ۱ میلی متر است و دقت اندازه گیری آن در محدوده دمایی مورد استفاده، ۳ درجه است. به منظور بهبود تأخیر زمانی اندازه گیری دما از ترموکوپل با سیم نازک استفاده شده و همچنین اتصال به سطح با چسب سیلیکون مخصوص با ضریب انتقال حرارت بسیار بالا انجام شده است. آنالیز عدم قطعیت جهت بررسی میزان خطای تجهیزات اندازه گیری صورت گرفته است. در جدول ۳ عدم قطعیت تجهیزات اندازه گیری ارائه شده است. سیستم آبرسانی قابلیت تامین آب با فشار ۲۰ بار را دارد. موتور آزمایشگاهی مورد استفاده با نام سی–استار در پژوه شکده سامانه های حمل و نقل و دیفیوزر به همراه سیستم خنککاری در شکل ۶ نشان داده شده است. این استند شامل سیستم خنککاری، موتور آزمایشگاهی، دیفیوزر گلوگاه ثانویه و سیستم دادهبرداری است. در این تحقیق از دو نوع سنسور کولایت<sup>۱</sup> و سنسیس<sup>۲</sup> به ترتیب جهت اندازه گیری فشار در طول دیفیوزر و فشار موتور استفاده شده است. هر کدام از این سنسورها برای استفاده در محدوده فشار خاصی کاربرد دارند. سنسور کولایت برای استفاده در رژیمهای جریانی مختلف بسیار مناسب است. یکی از مزایای این سنسور نصب مستقیم آن بر سطح مدل است که باعث به مداقل رسیدن مسئله تأخیر زمانی می شود. سنسور سنسیس دارای محدوده کاری از صفر تا ۲۰۰ بار است و ویژگی آن هم اندازه گیری فشار به صورت مطلق است. دمای سطح بیرونی دیفیوزر با استفاده

<sup>1</sup> Kulite

<sup>2</sup> Sensys

<sup>3</sup> K-Type Thermocouple

عدم قطعيت (٪)	متغیر اندازهگیری	سازنده و مدل	تجهيز
± 0/11	فشار ديفيوزر	Kulite-XCQ-062	سنسور فشار
± 0/202	فشار موتور	Sensys-M5156	ترانسديوسر فشار
± 0/1	دمای سطح دیفیوزر	Jumo-901210/10	ترموکوپل نوع کا

جدول ۳: لیست تجهیزات اندازهگیری Table 3: List of the measuring instrument

جدول ۴: نتایج الگوریتم طراحی برای قسمت ورودی و گلوگاه ثانویه Table 4: Results of the design algorithm for the inlet and the second throat sections

$d_{\theta}(\mathrm{mm})$	P (bar)	θ (°)	H (mm)	پارامتر
2	15	60	40	ورودی و همگرایی دیفیوزر
0/7	15	60	35	گلوگاه ثانویه دیفیوزر

و همگرایی آن از نازل اسپری شرکت ایواسپری<sup>۱</sup> استفاده شده است. کاربرد اصلی این نازلها در صنایع فولاد و کاغذسازی، خنککاری کوره و کاربردهای شستشو در فشار بالا میباشد. در صنایع فولاد برای خنککاری فلز گداخته با سرعت خنککاری مشخصی از این نازل اسپری استفاده میشود. از خواص این نازل اسپری پخش نسبتا یکنواخت سیال روی سطح میباشد. برای قسمت گلوگاه ثانویه از انژکتورهای سوختی شرکت دنفوس<sup>۲</sup> برای خنککاری استفاده شده است. این انژکتورها قطر اوریفیس نسبتاً کوچکتری دارند و کاربرد اصلی آنها در مشعلهای گازوئیلی میباشد. بدنه دیفیوزر با ضخامت ۵ میلیمتر و با استفاده از فولاد ۲۰۹، که عملکرد حرارتی مناسبی دارد، ساخته شده است. جزئیات بیشتر در خصوص تجهیزات تست

مراحل طراحی سیستم خنککاری با فرض دمای سیال خنککننده ۲۰ درجه سانتی گراد و دمای مجاز سطح دیفیوزر ۵۰۰ درجه سانتی گراد انجام شده است. با شبیه سازی عددی جریان داخل دیفیوزر، با فرض فشار احتراق ۶۰ بار و دمای احتراق ۳۲۰۰ درجه سانتی گراد و فرض دمای سطح ۵۰۰ درجه سانتی گراد، شار حرارتی بیشینه برابر ۲/۵ مگاوات بر متر مربع بدست آمده است. جزئیات شبیه سازی عددی در مراجع [۱۶] و [۱۷] ارائه شده است. مقادیر

پارامترهای مهم سیستم خنککاری که از روش طراحی (بخش ۳) بدست آمده است، در جدول ۴ ارائه شده است.

## ۵ – نتایج و بحث

## ۵-۱- تست موتور در شبیهساز خلاء بدون خنککاری بدنه دیفیوزر

در مرحله اول تحقیق تست موتور در استند خلاء بدون خنککاری بدنه دیفیوزر انجامشده است. این تست بهمنظور بررسی عملکرد دیفیوزر و به دست آوردن دمای سطح آن انجامشده است. در این تست از موتور سوخت جامد سی-استار با فشار ۶۰ بار و زمان کارکرد ۱۳ ثانیه استفادهشده است. شکل ۷ نمای جانبی دیفیوزر را در زمانهای مختلف تست نمایش میدهد. مطابق شکل مزبور، سطح خارجی دیفیوزر در ناحیه رمپ ورودی بعد از سپری شدن ۶ ثانیه از آغاز تست شروع به قرمز شدن کرده است. پس از گذشت ۱۰/۴ ثانیه دیفیوزر در این ناحیه سوراخ شده است. شکل ۸ برش مقطعی دیفیوزر را بعد از انجام این تست نشان میدهد. مشخص است که سطح داخلی دیفیوزر دچار ذوب لایهای شده و ضخامت آن کاهش پیداکرده است.

شکل ۹ بیشینه دمای سطح دیفیوزر در نقاط مختلف آن که توسط ترموکوپلها ثبت شده است، را نشان میدهد. مطابق شکل پیش گفته دمای سطح دیفیوزر در قسمت رمپ ورودی بالاتر از حد تحمل دیفیوزر فلزی است. ناحیه سوراخ شدگی دیفیوزر روی شکل نشان داده شده است. به منظور بررسی دقیقتر و تخمین دمای سطح

<sup>1</sup> Eu Spray

<sup>2</sup> Danfoss



شکل ۷: وضعیت دیفیوزر فلزی در زمانهای مختلف تست بدون سیستم خنککاری Fig. 7: Diffuser body at different motor burning times without cooling system



شکل ۸: برش مقطع دیفیوزر و سطح خارجی بدنه دیفیوزر بعد از تست بدون سیستم خنککاری Fig.8: Cross-section of the diffuser body after the test without cooling system



Fig.9: Maximum surface temperature along the diffuser

قرار میدهد. بررسیهای انجامشده در آزمایشگاه متالوگرافی نشان دادهاند که سطح داخلی دیفیوزر در این تست به دمایی بالاتر از ۱۵۰۰ درجه سانتیگراد رسیده است. همچنین حفرههای انقباضی در مجاورت سطح به وجود آمده است که نشاندهنده ذوب شدن سطح در این مناطق است. مناطق ذوبشده در اثر برخورد ذرات اکسید آلومینیوم با سرعت بالا و دمای ۲۵۰۰ درجه سانتیگراد از سطح داخلی دیفیوزر آزمایشهای متالوگرافی بر روی نمونههای بدنه دیفیوزر سوراخ شده انجام شده است. در آزمایشگاه متالوگرافی ساختار ریز نمونه بدنه دیفیوزر با استفاده از میکروسکوپهای نوری و الکترونی مورد بررسی قرار میگیرد. مقایسه این نتایج با استانداردهای مربوطه به پیشبینی خواص مکانیکی و حرارتی نمونه، تخمین مناسبی از دمای سطوحی که در طول تست قابلدسترسی نبودهاند را در اختیار



شکل ۱۰: فشار استاتیک در ورودی دیفیوزر و مقایسه آن با فشار محفظه موتور Fig.10: Static pressure variations at the diffuser inlet during the first test

جداشدهاند. به همین دلیل ضخامت بدنه در قسمت ورودی دیفیوزر در نواحی سوراخ نشده در حدود ۲ میلیمتر کاهش پیدا کرده است. بهعبارتدیگر در اثر بالا رفتن دمای بدنه فلزی دیفیوزر (بالاتر از دمای کاری مجاز که در حدود ۱۰۰۰ درجه سانتیگراد است) فلز موردنظر استحکام خود را ازدستداده و در مقابل برخورد ذرات آلومینیوم دچار سایش سطحی شده است. بنابراین اگر سیستم خنککاری بتواند مانع از بالا رفتن دمای سطح داخلی از مقدار مجاز گفته شده بشود، پدیده سایش در این سیستم بهکلی منتفی میشود.

با توجه به دماهای ثبت شده روی سطح بیرونی بدنه دیفیوزر مطابق شکل ۹ و نتایج آزمایش ترموگرافی بیشینه دمای سطح خارجی و داخلی دیفیوزر به ترتیب برابر ۱۱۲۰ و ۱۵۰۰ درجه سانتیگراد است. از طرفی با در نظر گرفتن ضریب انتقال حرارت بدنه در این دماها (Wm<sup>2</sup>K) و ۲۱ استفاده از رابطه خطی شار حرارتی فوریه با فرض ضخامتهای ۳، ۴ و ۵ میلیمتر، بیشینه شار حرارتی عبوری از بدنه به ترتیب برابر ۱۱۹۵، ۲/۴ و ۲/۳ مگاوات بر مترمربع است. با توجه به شبیهسازی عددی انجامشده که جزئیات آن در مرجع [۱۷] موجود است، بیشینه شار حرارتی در این سیستم در فشار مرجع [۱۷] موجود است، بیشینه شار حرارتی در این سیستم در فشار برای یک موتور سوخت جامد در داخل یک دیفیوزر مقدار ۲/۸–7/۵ بنایراین سیستم خنککاری با فرض دمای سطح خارجی ۵۰۰ درجه سانتی گراد و شار حرارتی ۸/۱ مگاوات بر مترمربع طراحی شده است.

سانتی گراد خواهد بود. این دما پایین تر از دمای سرویس ٔ بدنه فلزی انتخاب شده است. در این محدوده دمایی فلز موردنظر (فولاد ۳۰۹) استحکام خود را کاملاً حفظ می کند و از پدیده سایش توسط برخورد جریان سرعت بالای حاوی ذرات اکسید آلومینیوم جلوگیری می شود.

## ۵-۲- تست خنککاری اول

تست بعدی بر روی دیفیوزر فلزی به همراه سیستم خنککاری اسپری انجام شده است. سیستم خنککاری به کمک روش ارائهشده در بخش ۳ طراحی شده است. در این تست از موتور با فشار محفظه ۳۳ بار و زمان عملکرد ۳۳ ثانیه استفاده شده است. هدف از این تست ارزیابی عملکرد سیستم خنککاری است. در ابتدا برای تحلیل عملکرد دیفیوزر، فشار استاتیک در ورودی دیفیوزر بررسی شده است. فشار استاتیک ( $P_{s}$ ) در فاصله ۲۵ و ۳۵ میلیمتری از ورودی دیفیوزر به همراه فشار موتور ( $P_m$ ) در شکل ۱۰ نشان دادهشده است. مطابق شکل مزبور در ۲ ثانیه اول تست، فشار استاتیک در موقعیت ۱۵ میلیمتری از ورودی دیفیوزر از فشار محیط ۰/۸۶ بار به فشار پایین در حدود ۱۲/۰ بار رسیده است. البته فشار استاتیک جریان در صفحه خروجی نازل بهمراتب پایینتر از این مقدار و در حدود ۰/۰۴ بار تخمین زده می شود. در این تست، موقعیت اولین حس گر بعد از برخورد جت جریان به دیواره بوده است و در اثر موج ضربهای مایلی که قبل از حسگر شکل می گیرد، فشار استاتیک جریان افزایش می یابد. یک نکته قابل توجه منحنی فشار در موقعیت ۲۵ و ۳۵

<sup>1</sup> Service Temperature



شکل ۱۱: مقایسه فشار بدنه دیفیوزر در شبیه سازی عددی و نتایج تست تجربی





شکل ۱۲: جایگذاری ترموکوپلها روی سطح بیرونی دیفیوزر Fig.12: Thermocouple arrangement on the diffuser external surface

میلیمتر افزایش تدریجی و غیرمنتظره فشار استاتیک جریان در این نقاط است. اصولاً با ثابت ماندن فشار موتور، فشار استاتیک سیال در این نقاط نیز میبایست ثابت بماند. بررسیها در این خصوص نشان داده است که این امر به دلیل رسوب کردن اکسید آلومینیوم سوخت در سطح داخلی دیفیوزر اتفاق افتاده است. ایجاد رسوب باعث تنگتر شدن مجرای عبور جریان در گلوگاه ثانویه شده و باعث بالا رفتن تدریجی فشار در ورودی دیفیوزر میشود.

بهمنظور بررسی راهاندازی شدن دیفیوزر تحلیل عددی جریان داخلی دیفیوزر انجام شده است. جزئیات روش عددی مورد استفاده و اعتبارسنجی آن در مرجع [۱۶] ارائه شده است. در شکل ۱۱ توزیع فشار در طول بدنه دیفیوزر که از نتایج تحلیل عددی بهدستآمده با نتایج تست اول مقایسه شده است. با توجه به این که در شبیهسازی عددی اثرات رسوب گرفتگی داخل دیفیوزر در نظر گرفته نشده است، بنابراین نقاط مورد مقایسه از دادههای تجربی مربوط به لحظات اولیه کار کرد دیفیوزر است. بیشترین اختلاف فشار دو روش نسبت به فشار اتمسفر محلی کمتر از ۸٪ است که در قسمت ورودی دیفیوزر رخ داده

است. مطابق مقایسه انجام شده در شکل ۱۱، نتایج آزمایشگاهی و تحلیل عددی همخوانی قابل قبولی دارند و این امر میتواند تأییدی بر راهاندازی شدن دیفیوزر مورد استفاده در این تحقیق باشد.

در این تست دمای دیفیوزر در ۶ نقطه روی سطح خارجی دیفیوزر اندازه گیری شده است. موقعیت نقاط اندازه گیری دما نسبت به صفحه ورودی دیفیوزر در شکل ۱۲ و جدول ۵ نشان داده شده است. ترموکوپلهای اندازه گیری دمای *T3* و *T4* در زاویه ۹۰ درجه ( $^{\circ}-9-^{\circ}$ ) نسبت به سایر ترموکوپلها نصب شدهاند. از این ۶ عدد ترموکوپل ۴ عدد روی رمپ ورودی دیفیوزر و ۲ عدد روی گلوگاه ثانویه نصب شدهاند. دمای دیفیوزر در قسمت ورودی در چهار نقطه ثانویه نصب شدهاند. دمای دیفیوزر در قسمت ورودی در چهار نقطه روی گلوگاه ثانویه در دونقطه باقیمانده نشان داده شده است. همچنین برای مقایسه بهتر فشار محفظه موتور در هر دو شکل نشان داده شده است. مطابق شکلهای پیش گفته، دمای سطح بیرونی دیفیوزر در بررسی نتایج شکلهای ۳۱ و ۱۴ نشان می دهد که بیشینه دمای بررسی نتایج شکلهای ۳۱ و ۱۴ نشان می دهد که بیشینه دمای سطح بیرونی دیفیوزر در این تست در موقعیت طولی ۱۱۴ میلیمتری اتفاق افتاده است. در این موقعیت بعد از ۱۳ ثانیه تا زمان خاموشی موتور دمای سطح ثابت مانده است. به عبارت دیگر سیستم خنک کاری طراحی شده توانسته شار حرارتی ثابتی را از سطح جذب کند و مانع افزایش دما در قاط ۵ و ۶ دیفیوزر به دلیل کمتر بودن شار حرارتی در این بخش [۵ و ۲۱]، پایین تر از نقاط ۱ تا ۴ (رمپ ورودی دیفیوزر) میباشد.

مطابق بررسیهای مرجع [۱۳] رابطه (۴) بین شار حرارتی عبوری از سطح دیفیوزر و فشار موتور در ناحیه بحرانی برقرار است.

$$\frac{q_2''}{q_1''} = \left(\frac{P_{m,2}}{P_{m,1}}\right)^{0.8} \tag{f}$$

از تست بدون خنککاری در بخش ۵-۱ مشخص شده است که شار حرارتی در فشار موتور ۶۰ بار در حدود ۲/۵ مگاوات بر مترمربع است. بنابراین مطابق رابطه (۴)، شار حرارتی در فشار موتور ۳۳ بار برابر ۱/۳۷ مگاوات بر مترمربع خواهد شد. با توجه به ثابت بودن سرعت میانگین قطرات اسپری ( $\overline{U}$ ) و شار حجمی سیال (Q'') در سیستم خنککاری، با استفاده از رابطه (۱) می توان به رابطه (۵) رسید.

$$\frac{q_2''}{q_1''} = \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)^{0.461} \tag{(a)}$$

با برابر قرار دادن طرف راست دو رابطه (۴) و (۵) می توان دمای بیشینه مورد انتظار را در فشارهای مختلف موتور به دست آورد. با انجام این محاسبه در فشار موتور ۳۳ بار، دمای بیشینه مورد انتظار سطح دیفیوزر ۱۹۷ درجه سانتی گراد به دست می آید. مطابق شکل ۱۳ دمای مورد انتظار سطح با این سیستم خنک کاری با دمای اندازه گیری شده روی سطح تطابق قابل قبولی دارد.

#### ۵-۳- تست خنککاری دوم

در ادامه تست خنک کاری دوم با فشار موتور میانگین ۵۵ بار انجام شده است. نمودار فشار استاتیک در ورودی دیفیوزر به همراه فشار محفظه موتور در شکل ۱۵ نشان داده شده است. مطابق شکل ۱۵ فشار

جدول ۵: موقعیت ترموکوپلها Table 5: location of thermocouples

(°) <i>φ</i>	(ميلىمتر) <b>d</b>	شماره ترموکوپل
0	90	Τ1
0	135	Τ2
90	114	Τ3
90	157	Τ4
0	247	Τ5
0	297	Τ6



شکل ۱۳: دمای سطح بیرونی دیفیوزر در قسمت رمپ ورودی در تست اول

Fig.13: Diffuser external surface temperature at the inlet ramp in the first test



شکل ۱۴: دمای سطح بیرونی دیفیوزر در قسمت گلوگاه ثانویه در تست اول





Fig. 15: Static pressure variations at the diffuser inlet during the second test

موتور در این تست ثابت نبوده و بیشینه مقدار آن ۷۰ بار است. در ثانیه ۱۶ از شروع تست مقدار فشار موتور به ۴۰ بار رسیده است. متوسط فشار موتور تا ثانیه ۱۶ در حدود ۵۵ بار است که معیار ارزیابی سیستم خنککاری در نظر گرفته می شود. همان طور که از شکل ۱۵ مشخص است، فشار استاتیک جریان در موقعیت ۲/۵ میلیمتر در فاصله زمانی ۲ ثانیه از مقدار ۰/۸۸ بار به مقدار ۰/۱۳ بار رسیده است. همانند تست قبلى به دليل رسوب اكسيد آلومينيوم سوخت فشار استاتيك بهتدريج افزایش یافته است. درحالی که به دلیل کاهش فشار موتور از ثانیه ۳ تا ۱۶ انتظار می فت که فشار استاتیک در موقعیت ۲/۵ میلیمتر سیر کاهشی داشته باشد. از ثانیه ۱۶ تا ۱۸ به دلیل کاهش زیاد فشار موتور کاهش فشار استاتیک در موقعیت ۲/۵ میلیمتر بر اثرات رسوب گرفتگی غالب بوده و بنابراین کاهش محسوس در فشار استاتیک دیده می شود. در ثانیه ۱۸ به دلیل کاهش فشار موتور به زیر ۳۰ بار (فشار استارت دیفیوزر) دیفیوزر از حالت استارت خارج شده و دیگر جریان مافوق صوت در ورودی آن برقرار نیست و به همین دلیل فشار استاتیک جریان در نقطه ۲/۵ میلیمتر با شیب تندتری افزایش پیداکرده و نهایتاً به مقدار ۸۸/۰ بار (فشار اتمسفر) رسیده است.

دمای سطح خارجی دیفیوزر در چهار نقطه اول روی رمپ ورودی دیفیوزر در شکل ۱۶ و روی گلوگاه ثانویه در شکل ۱۷ نشان داده شده است. در قسمت رمپ ورودی دما به حدود ۳۸۰ درجه سانتی گراد رسیده است. این مقدار با دمای مورد انتظار ۴۰۰ درجه سانتی گراد که با استفاده از روابط (۴) و (۵) برای بخش بحرانی دیفیوزر محاسبه شده است، تطابق خوبی دارد. همچنین در این تست نیز دما به حالت پایا رسیده است که گویای کارایی مناسب سیستم خنککاری است.

به منظور مقایسه کمی نتایج در دو حالت با خنککاری و بدون خنککاری اختلاف دما در مکانهای مختلف بر روی بدنه دیفیوزر در جدول ۶ ارائه شده است.مطابق جدول مزبور، کاهش دما در نقاط مختلف اندازه گیری شده بیش از ۶۵٪ بوده است.

قابل ذکر است که در دو تست خنک کاری انجام شده، یک دیفیوزر واحد مورد استفاده قرار گرفت و بیشینه دمای سطح بیرونی ثبت شده در بحرانی ترین نقطه کمتر از ۴۰۰ درجه سانتی گراد بوده است. با استفاده از رابطه انتقال حرارت خطی فوریه می توان اثبات کرد که بیشینه دمای سطح داخلی دیفیوزر از مقدار ۸۰۰ درجه سانتی گراد تجاوز نکرده است. این در حالی است که فلز مورداستفاده در این تحقیق قابلیت تحمل دما تا ۱۰۰۰ درجه سانتی گراد را دارد. مشاهدات بعد از تست هم نشان داده است که سطح داخلی دیفیوزر کاملاً سالم مانده است؛ بنابراین سیستم خنک کاری مورداستفاده در این تحقیق قابلیت حفظ بدنه دیفیوزر فلزی (فولاد ۲۰۹) تا فشار موتور ۶۰ بار را دارد.

این تحقیق بهمنظور جایگزینی دیفیوزر فلزی بهجای دیفیوزر کامپوزیتی فناشونده در تست استند خلاء پژوهشکده سامانههای حملونقل فضایی انجامشده است. در حال حاضر جهت نهاییسازی توسعه این روش، تستهای مقیاس بزرگ تعریف شده و در حال انجام است.

## ۶ – نتیجهگیری

در این پژوهش مراحل طراحی سیستم خنککاری بدنه دیفیوزر مافوقصوت خروجی گازهای احتراقی ارائه شد. با استفاده از این روش یک سیستم خنککاری برای دیفیوزر مدل با موتور سی-استار طراحی و ساخته شد. در مرحله اول بهمنظور شناسایی پدیدههای حاکم و رفتار دمایی سیستم، تست بدون سیستم خنککاری انجام گرفت. مشخص شد که قسمت رمپ ورودی دیفیوزر به لحاظ دمایی نسبت به سایر مناطق بحرانی تر است و دمایی بالاتر از ۱۵۰۰ درجه سانتی گراد در این ناحیه ثبت شد. درنتیجه این تست، دمای بیشینه سطح دیفیوزر، نقاط بحرانی دمایی و زمان سوراخ شدن دیفیوزر به بعد از تست نشان دادند که سیستم گرفت. دادههای دمایی و مشاهدات بعد از تست نشان دادند که سیستم خنککاری قابلت محافظت از







شکل ۱۶: دمای سطح دیفیوزر در قسمت ورودی در تست دوم Fig.16: Diffuser external surface temperature at the inlet in the second test

جدول ۶: مقایسه کمی دمای ترموکوپلها در حالتهای بدون خنککاری و با خنککاری در تست دوم Table 6: Comparison of the measured temperature at the test without cooling system and at the second test with cooling system

297	247	157	135	114	90	موقعیت طولی از ابتدای دیفیوزر (mm)
930	965	1027	1070	1109	939	بدون خنککاری (℃°)
61	119	315	279	379	226	با خنککاری تست دوم(°C)
93/4	87/6	69/3	73/9	65/8	75/9	درصد کاهش دما (%)

ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, (2003) p. 5043.

- [2] R. Manikanda Kumaran, T. Sundararajan, D. Raja Manohar, Simulations of high altitude tests for large area ratio rocket motors, AIAA journal 51(2) (2012) 433-443.
- [3] H. G. Sung, S. Yoon, H. Yeom, J. Kim, Y. Kim, Y. Ko, Y. Kim, S. Oh, Study on design- and operationparameters of supersonic exhaust diffusers,46th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, AIAA Paper 2008-855 (2008) 1-11. DOI: 10.2514/6.2008-855
- [4] M.J. Trout, T. Mccoy, A computational model for diffuser heat transfer analysis, 16th Thermophysics Conference, Paper 1981-1123 (1981) 1-7. DOI: 10.2514/6.1981-1123.
- [5] K. Yim, K. Kim, S. Kim, A numerical study on flow and heat transfer characteristics of supersonic second throat exhaust diffuser for high altitude simulation, Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers,

بدنه دیفیوزر و نگهداری دمای بدنه آن در دمای ایمن را دارد. در دو تست گفته شده، یک بدنه دیفیوزر واحد مورداستفاده قرار گرفت و حداکثر دمای ثبت شده در سطح بیرونی دیفیوزر کمتر از ۴۰۰ درجه سانتیگراد بوده است. همچنین دمای حالت پایای نقطه بحرانی روی سطح دیفیوزر با دمای مورد انتظار از سیستم طراحی شده تطابق بسیار خوبی نشان داد؛ بنابراین با انجام این تستها عملکرد سیستم خنککاری مورد تائید قرار گرفت.

## تشكر و قدرداني

نویسندگان این مقاله مراتب قدردانی و تشکر خود را از «پژوهشکده سامانههای حمل و نقل فضایی» برای تأمین تجهیزات و امکانات مورد نیاز این پژوهش اعلام میدارند.

## مراجع

 K. Schäfer, H. Zimmermann, G. Kruhsel, Altitude simulation bench for VINCI Engine, In 39th AIAA/ cylindrical forgings, La Metallurgia Italiana, 7(8) (2015) 33-40.

- [15] W.P. Klinzing, J.C. Rozzi, I. Mudawar, Film and transition boiling correlations for quenching of hot surfaces with water sprays, Journal of Heat Treating, 9(2) (1992) 91-103.
- [16] N. Fouladi, A. Mohamadi, H. Rezaei, Numerical design and analysis of supersonic exhaust diffuser in altitude test simulator, Modares Mechanical Engineering, 16 (8) (2016) 40-80 (in Persian).
- [17] A. Mirbabaei, design and analysis of hot gas diffuser for high altitude simulation, MSc Thesis, Department of Aerospace Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, (2018). (in Persian)
- [18] M. Ciofalo, A. Caronia, M. Di Liberto, S. Puleo, The Nukiyama curve in water spray cooling: its derivation from temperature-time histories and its dependence on the quantities that characterize drop impact, International Journal of Heat and Mass Transfer, 50(25-26) (2007) 4948-66.
- [19] N. Mascarenhas, I. Mudawar, Analytical and computational methodology for modeling spray quenching of solid alloy cylinders, International Journal of Heat and Mass Transfer, 53(25-26) (2010) 5871-83.
- [20] Propulsion research group, Thermal protection of diffuser metal body using a cooling system, Tehran, Space Transportation Research Institute, Report number: STRI-SSD9980-01-R, (2018) 1-106.
- [21] A.J. Brune, S. Hosder, D. Campbell, S. Gulli, L. Maddalena, Numerical analysis of an actively-cooled low-Reynolds number hypersonic diffuser, *In21st* AIAA International Space Planes and Hypersonics Technologies Conference, (2017) p. 2363.

18(5) (2014) 70-8.

- [6] K. Annamalai, K. Visvanathan, V. Sriramulu, K.A. Bhaskaran, Evaluation of the performance of supersonic exhaust diffuser using scaled down models, Experimental Thermal and Fluid Science, 17(3) (1998) 217-29.
- [7] P. Ducasse, Rocket altitude test facilities register, AGARD-AG-297, ISBN 92-835-0404-6, (1987) 1-74.
- [8] Propulsion research group, Arash 22 motor development serial tests, Tehran, Space Transportation Research Institute, Upper Stage IranSat2 project, Report number: STRI-SC9SDC11Y/01-R-I-03/49, (2016) 1-41.
- [9] I. Mudawar, Recent advances in high-flux, two-phase thermal management, J.Therm. Sci. Eng. Appl. 5 (2013) 021012.
- [10] G. Liang, I. Mudawar, Review of spray cooling–Part 1: Single-phase and nucleate boiling regimes, and critical heat flux, International Journal of Heat and Mass Transfer, 115 (2017) 1174-1205.
- [11] G. Liang, I. Mudawar, Review of spray cooling–Part 2: high temperature boiling regimes and quenching applications, International Journal of Heat and Mass Transfer 115 (2017) 1206-1222.
- [12] M. Langari, Z. Yang, J.F. Dunne, S. Jafari, J.P. Pirault, C.A. Long, J.T. Jose, Multiphase computational fluid dynamics–conjugate heat transfer for spray cooling in the non-boiling regime. The Journal of Computational Multiphase Flows, 10.1 (2018) 33-42.
- [13] R. Zhao, W.L. Cheng, Q.N. Liu, H.L. Fan, Study on heat transfer performance of spray cooling: model and analysis, Heat and mass transfer, 46(8-9) (2010) 821-9.
- [14] M. Soltani, A. Pola, G.M. La Vecchia, M. Modigell, Numerical method for modelling spray quenching of