تحلیل اگزرژی ﻣﻮﺗﻮر درونسوز EF7 TCﻣﺠﻬﺰ به ﺳﯿﺴﺘﻢ‌ﻫﺎي ﭘﺮﺧﻮران و ﺧﻨﮏ‌ﮐﻦ ﻣﯿﺎنی به کمک نرم افزار EES

علی میرمحمدی[[1]](#footnote-2)، سید علی صدری جهانشاهی\*۲، محمد جواد حامدی فیجانی ۲

1- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران

2- دانشجو، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران

2- دانشجو، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه قم، قم

\*تهران ، صندوق پستی : alijahanshahi1998@gmail.com

چکیده

ﺗﺤﻠﯿﻞ اﮔﺰرژي اﺑﺰاري ﺑﺮاي افزایش راندمان و استفاده از انرژی بصورت کاملا صرفه جویانه و اقتصادی است. این تحلیل با توجه به موقعیت‌های مختلف در چرخه‌های مختلف ترمودینامیکی با خصوصیات ترمودینامیکی متفاوت صورت می‌گیرد. ﺗﺤﻠﯿﻞ اﮔﺰرژی ﻋﻤﻠﮑﺮد ﻣﻮﺗﻮر درونسوز اﺷﺘﻌﺎل ﺟﺮﻗﻪ‌اي ﻣﺠﻬـﺰ ﺑﻪ ﺳﯿﺴﺘﻢ‌ﻫﺎي ﭘﺮﺧﻮران و ﺧﻨﮏ‌ﮐﻦ ﻣﯿﺎﻧﯽ هدف اﯾﻦ ﺗﺤﻘﯿﻖ اﺳﺖ. به این منظور ابتدا اجزا سیستم موتور EF7 TC نظیر موتور، خنک‌کن میانی، کمپرسور و توربین و روابط حاکم در هر بخش معرفی شده است. سپس ﭘﺎﯾﻪ‌ﻫﺎي ﻣﻔﻬﻮﻣﯽ لازم ﺑﺮاي ﺗﺤﻠﯿﻞ اﮔﺰرژي ﺳﯿﺴﺘﻢ، ﺑﺎ ﺗﻌﺮﯾﻒ ﻋﺒﺎرات اﮔـﺰرژي و اﯾﺠﺎد ﻣﻌﺎدﻟﮥ ﺗﻌﺎدﻟﯽ ﻣﺮﺑﻮط ایجاد گردیده است. اگزرژی موجود در هر بخش از سیستم بررسی شد و در نهایت اگزرژی موجود در کل سیستم طبق محاسبات در نرم افزار EES مشخص گردید. همچنین تغییر پارامترهای مختلف در فرآیندها و تاثیر آن‌ها بر اگزرژی هر جزء و در نهایت بر اگزرژی کل سیستم بررسی گردید.

**کلی**د‌واژگ**ان**

موتور درونسوز، احتراق جرقه‌ای، پرﺧﻮران، ﺧﻨﮏ‌ﮐﻦ ﻣﯿﺎﻧﯽ، آﻧﺎﻟﯿﺰ اﮔﺰرژي، نرم افزار EES

Exergy analysis of internal combustion EF7 TC engine equipped with turbocharger system and intercooler using EES software

Ali Mirmohammadi1, Seyyed Ali Sadri Jahanshahi2\*, Mohammad Javad Hamedi Fijani2

1- Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Shahid Rajaee Teacher Training University, Tehran, Iran.

2- Student, Department of Mechanical Engineering, Shahid Rajaee Teacher Training University, Tehran, Iran.

2- Student, Department of Mechanical Engineering, Qom University, Qom, Iran.

\* Tehran, Iran, alijahanshahi1998@gmail.com

Abstract

Energy is a cost-effective and economical tool for increasing energy efficiency and energy use. This analysis is performed according to different points in different thermodynamic cycles with different thermodynamic properties. The purpose of this paper is the turbo charged inter cooler spark ignition internal combustion engine performance exergy analysis. To this end, first the components of the EF7 TC engine system such as the engine, the inter cooler, the compressor and the turbine and the governing equations in each section are introduced. Then the necessary conceptual bases for the exergy of the system are created, with the corresponding exergy components and the simple equations. The exergy in each part of the system was evaluated and finally the exergy in the whole system was determined according to the calculations in EES software. Also the change of different parameters in the processes and their impact on the exergy of each component and finally on the exergy of the whole system were investigated.

Keywords

Internal combustion engine, Spark ignition, turbocharger, intercooler, Exergy analysis, EES software

-1مقدمه

قانون دوم ترمودینامیک یک بیان مهم و با ارزش و وابسته به مشاهدات فیزیکی است و شامل بازه‌ی گسترده‌ای از مفاهیم مرتبط با طراحی مهندسی و عملکرد سیستم‌های ترمودینامیکی است. برای مثال قانون دوم ترمودینامیک می‌تواند در اندازه‌گیری روند فرآیند، ارائه‌ی شرایط تعادل، تعیین حداکثر کار قابل در دسترس یک سیستم ترمودینامیکی و آن جنبه‌هایی که در عملکرد نهایی یک سیستم تاثیر مضری دارد را مشخص کند. دسترس پذیری یک خاصیت سیستم و محیط آن است که یک مقیاسی است از حداکثر کار مفید که یک سیستم می‌تواند بعنوان سیستمی که در فرآیند برگشت‌پذیر در حالت ترمودینامیکی که با محیط اطرافش در تعادل است (حالت مرده) بدست آورد.

ﻗﺎﻧﻮﻥ ﺩﻭﻡ ﺗﺮﻣﻮﺩﻳﻨﺎﻣﻴﻚ ﻣﻌﻴﺎﺭﻱ ﻛﻤﻲ ﺍﺯ ﻗﺎﺑﻠﻴﺖ ﺗﻮﻟﻴﺪ ﻛﺎﺭ ﻣﻔﻴﺪ ﻓﺮﺍﻫﻢ ﻛﺮﺩﻩ ﻭ ﺑﻪ ﻛﻤﻚ ﺁﻥ ﻣﻲﺗﻮﺍﻥ ﺍﺛﺮ ﭘﺎﺭﺍﻣﺘﺮﻫﺎﻱ ﻋﻤﻠﻜﺮﺩﻱ ﺭﺍ ﺩﺭ ﺩﺳﺘﻴﺎﺑﻲ ﺑﻪ ﺩﺳﺘﮕﺎﻩﻫﺎﻱ ﭘﺮﺑﺎﺯﺩﻩ ﻭ ﺑﺎ ﻋﻤﻠﻜﺮﺩ ﻋﺎﻟﻲ ﺑﺮﺭﺳﻲ ﻛﺮﺩ. ﺍﻳﻦ ﻗﺎﻧﻮﻥ ﺩﺭ ﻓﺮﺁﻳﻨﺪ ﺍﺣﺘﺮﺍﻕ ﭼﺎﺭﭼﻮﺑﻲ ﺍﺭﺍﺋﻪ ﻣﻲﻛﻨﺪ ﻛﻪ ﻣﻨﺠﺮ ﺑﻪ ﻓﻬﻢ ﺑﻴﺸﺘﺮ ﺗﺒﺪﻳﻞ ﺍﻧﺮﮊﻱ ﻣﻲﺷﻮﺩ. ﺑﻄﻮﺭ ﻛﻠﻲ ﻓﺮﺁﻳﻨﺪ ﺍﺣﺘﺮﺍﻕ ﺷﺎﻣﻞ ﻓﺮﺁﻳﻨﺪﻫﺎﻱ ﻣﻜﺎﻧﻴﻜﻲ، ﺣﺮﺍﺭﺗﻲ ﻭ ﺷﻴﻤﻴﺎﻳﻲ است. ﺍﻛﺴﺮﮊﻱ ﺣﺮﺍﺭﺗﻲ ﻫﻨﮕﺎﻣﻲ ﻣﻘﺪﺍﺭ ﺩﺍﺭﺩ ﻛﻪ ﺩﻣﺎﻱ ﺳﻴﺴﺘﻢ ﺑﺎﻻﺗﺮ ﺍﺯ ﺩﻣﺎﻱ ﻣﺤﻴﻂ ﺑﺎﺷﺪ. ﺑﺎ ﺍﺳﺘﻔﺎﺩﻩ ﺍﺯ ﻳﻚ ﻣﻮﺗﻮﺭ ﺣﺮﺍﺭﺗﻲ ﺍﻳﺪﻩ‌ﺁﻝ ﻣﺜﻞ ﻣﻮﺗﻮﺭ ﻛﺎﺭﻧﻮ ﺍﻧﺮﮊﻱ ﺗﺎ ﻭﻗﺘﻲ ﻛﻪ ﺩﻣﺎﻱ ﺳﻴﺴﺘﻢ ﻣﺴﺎﻭﻱ ﺩﻣﺎﻱ ﻣﺤﻴﻂ ﺷﻮﺩ، ﻣﻲ‌ﺗﻮﺍﻧﺪ ﻛﺎﺭ ﺍﻳﺠﺎﺩ ﻛﻨﺪ. ﺍﻛﺴﺮﮊﻱ ﻣﻜﺎﻧﻴﻜﻲ ﺳﻴﺴﺘﻢ ﻭﻗﺘﻲ ﻣﻘﺪﺍﺭ ﺩﺍﺭﺩ ﻛﻪ ﻓﺸﺎﺭ ﺳﻴﺴﺘﻢ ﺑﻴﺸﺘﺮ ﺍﺯ ﻓﺸﺎﺭ ﻣﺤﻴﻂ ﺑﺎﺷﺪ. ﺑﺎ ﺍﺳﺘﻔﺎﺩﻩ ﺍﺯ ﻳﮏ ﺩﺳﺘﮕﺎﻩ ﺍﻧﺒﺴﺎﻁ ﺍﻳﺪﻩ‌ﺁﻝ، ﻣﺜﻞ ﺗﻮﺭﺑﻴﻦ، ﺍﻧﺮﮊﻱ ﺳﻴﺴﺘﻢ ﺗﺎ ﻭقتی که ﻓﺸﺎﺭ ﺁﻥ ﻣﺴﺎﻭﻱ ﻓﺸﺎﺭ ﻣﺤﻴﻂ ﺷﻮﺩ، ﻣﻲ‌ﺗﻮﺍﻧﺪ ﻛﺎﺭ ﺍﻳﺠﺎﺩ ﻛﻨﺪ. ﺍﻛﺴﺮﮊﻱ ﺷﻴﻤﻴﺎﻳﻲ ﻧﻴﺰ ﺑﻪ دلیل ﺍﺧﺘﻼﻑ ﻏﻠﻈﺖ ﮔﻮﻧﻪ‌ﻫﺎﻱ ﻣﺨﺘﻠﻒ ﻧﺴﺒﺖ ﺑﻪ ﻏﻠﻈﺖ ﻣﺸﺎﺑﻪ ﺁﻧﻬﺎ ﺩﺭ ﻣﺤﻴﻂ، ﺍﻳﺠﺎﺩ ﻣﯽﺷﻮﺩ. ﺩﺭ ﺍﺻﻞ ﺗﺎ ﻭﻗﺘﻲﻛﻪ ﻣﺆﻟﻔﻪ‌ﻫﺎﻱ ﺳﻴﺴﺘﻢ ﺑﻪ ﺗﻌﺎﺩﻝ ﻏﻠﻈﺘﻲ ﺑﺎ ﻣﺆﻟﻔﻪ‌ﻫﺎﻱ ﻣﺸﺎﺑﻪ ﺩﺭ ﻣﺤﻴﻂ ﺑﺮﺳﻨﺪ ﻣﻲ‌ﺗﻮﺍﻧﻨﺪ ﻛﺎﺭ ﺍﻧﺠﺎﻡ ﺩﻫﻨﺪ. ﺑﺮﺍﻱ ﺩﺳﺘﻴﺎﺑﻲ ﺑﻪ ﻛﺎﺭ ﺣﺎﺻﻞ ﺍﺯ ﺍﺧﺘﻼﻑ ﻏﻠﻈﺖﻫﺎ ﻳﺎ ﺍﺧﺘﻼﻑ ﻓﺸﺎﺭ ﺟﺰﺋﻲ ﺁﻧﻬﺎ ﻭﺍﺳﻄﯽ ﻣﺜﻞ ﻏﺸﺎﺀ ﻧﻴﻤﻪ ﻧﻔﻮﺫﻱ ﻳﺎ ﺩﺳﺘﮕﺎﻩ ﺍﻧﺒﺴﺎﻁ ﭘﺮﺑﺎﺯﺩﻩ ﻧﻴﺎﺯ ﺍﺳﺖ. ﺑﻪ ﻣﺆﻟﻔﻪ‌ﻫﺎﻳﻲ ﺍﺯ ﺳﻴﺴﺘﻢ ﻛﻪ ﺩﺭ ﻣﺤﻴﻂ ﻭﺟﻮﺩ ﻧﺪﺍﺭﻧﺪ ﺍﺟﺎﺯﻩ ﻭﺍﻛﻨﺶ ﺩﺍﺩﻩ ﻣﻲ‌ﺷﻮﺩ ﺗﺎ ﺑﻪ ﻣﺆﻟﻔﻪ‌ﻫﺎﻱ ﻣﻮﺟﻮﺩ ﺩﺭ ﻣﺤﻴﻂ ﺗﺒﺪﻳﻞ ﺷﻮﻧﺪ. ﺍﻧﺮﮊﻱ ﺧﺎﻟﺺ ﺣﺎﺻﻞ ﺍﺯ ﺍﻳﻦ ﻭﺍﻛﻨﺶﻫﺎ ﻣﻲ‌ﺗﻮﺍﻧﺪ ﻛﺎﺭ ﺗﻮﻟﻴﺪ ﻛﻨﺪ.

ﺩﺭ ﺍﺭﺗﺒﺎﻁ ﺑﺎ ﻣﻮﺿﻮﻉ ﺍﻛﺴﺮﮊﻱ ﻓﺮﺁﻳﻨﺪﻫﺎﻱ ﺍﺣﺘﺮﺍﻕ ﭘﮋﻭﻫﺶﻫﺎیی ﺍﻧﺠﺎﻡ ﺷﺪﻩ است[3,2,1]. ﺍﺧﻴﺮاً ﻛﺎﺗﻮﻥ ﻣﺮﻭﺭﻱ ﺑﺮ ﺗﺤﻘﻴﻘﺎﺕ ﺍﻧﺠﺎﻡ ﺷﺪﻩ ﺩﺭ ﺯﻣﻴﻨﻪ ﺗﺤﻠﻴﻞ ﺍﻛﺴﺮﮊﻱ ﻣﻮﺗﻮﺭﻫﺎ ﺍﺭﺍﺋﻪ ﺩﺍﺩﻩ ﺍﺳﺖ ]4[. ﻓﺎﻥ ﮔﺮﭘﻦ ﻭ ﺷﺎﭘﻴﺮﻭ ﺍﺯ ﺍﻭﻟﻴﻦ ﭘﮋﻭﻫﺸﮕﺮﺍﻧﻲ ﺑﻮﺩﻧﺪ ﻛﻪ ﻣﺆﻟﻔﻪ ﺍﻛﺴﺮﮊﻱ ﺷﻴﻤﻴﺎﻳﻲ ﺩﺭ موتور رابررسیﻛﺮﺩﻧﺪ. ﺍﻳﺸﺎﻥ ﻧﺘﻴﺠﻪ ﮔﺮﻓﺘﻨﺪ ﻛﻪ ﺳﻬﻢ ﺍﻛﺴﺮﮊﻱ ﺷﻴﻤﻴﺎﻳﻲ ﻗﺎﺑﻞ ﻣﻼﺣﻈﻪ ﺍﺳﺖ ﻭ ﺑﺮﺍﻱ ﺩﺳﺘﻴﺎﺑﻲ ﺑﻪ ﺑﺮﺁﻭﺭﺩﻱ ﺩﻗﻴﻖ ﺍﺯ ﺑﺮﮔﺸﺖ ﻧﺎﭘﺬﻳﺮﻱ ﻓﺮﺍﻳﻨﺪﻫﺎ ﺑﺎﻳﺪ ﺩﺭ ﻣﺤﺎﺳﺒﺎﺕ ﻭﺍﺭﺩ ﺷﻮﺩ ]5[. ﺩﺍﻧﺒﺎﺭ ﻭ ﻟﻴﻮﺭ ﺩﺭ ﺗﺤﻘﻴﻖ ﺧﻮﺩ تخریب ﺍﻛﺴﺮﮊﻱ ﻃﻲ ﺍﺣﺘﺮﺍﻕ ﻓﺸﺎﺭ ﺛﺎﺑﺖ را بررسی کردند. ﺁﻧﻬﺎ ﻓﺮﺍﻳﻨﺪ ﻛﻠﻲ ﺍﺣﺘﺮﺍﻕ ﺭﺍ ﺑﻪ ﺍﺧﺘﻼﻁ، ﺍﻛﺴﻴﺪﺍﺳﻴﻮﻥ ﺳﻮﺧﺖ ﻭ ﺍﻧﺘﻘﺎﻝ ﺍﻧﺮﮊﻱ ﺣﺮﺍﺭﺗﻲ ﺩﺍﺧﻠﻲ ﺗﻘﺴﻴﻢ ﻛﺮﺩﻧﺪ ﻭ ﺑﺮﮔﺸﺖ ﻧﺎﭘﺬﻳﺮﻱ ﻧﺎﺷﻲ ﺍﺯ ﺍﻳﻦ ﻓﺮﺍﻳﻨﺪﻫﺎ ﺭﺍ ﺗﺨﻤﻴﻦ ﺯﺩﻧﺪ. ایشان نتیجه گرفتند ﻛﻪ تخریب ﺍﻛﺴﺮﮊﻱ ﺩﺭ ﺩﻣﺎﻫﺎﻱ ﻭﺍﻛﻨﺸﮕﺮ ﭘﺎﻳﻴﻦ‌ﺗﺮ ﺑﻴﺸﺘﺮ ﺍﺳﺖ ﻭ ﺑﺎ ﺍﻓﺰﺍﻳﺶ ﺩﻣﺎﻱ ﻭﺍﻛﻨﺸﮕﺮﻫﺎ ﻛﺎﻫﺶ ﻣﻲ‌ﻳﺎﺑﺪ [6] ﻛﺎﺗﻮﻥ ﺩﺭ ﭘﮋﻭﻫﺶ ﺧﻮﺩ ﺍﺣﺘﺮﺍﻕ ﺣﺠﻢ ﺛﺎﺑﺖ ﺭﺍ ﺑﻪ ﺗﻔﺼﻴﻞ ﺗﺠﺰﻳﻪ ﻭ ﺗﺤﻠﻴﻞ کرد. ﺍﻳﻦ ﺗﺤﻠﻴﻞ ﺭﻭﻱ ﺍﺣﺘﺮﺍﻕ ﺁﺩﻳﺎﺑﺎﺗﻴﻚ ﺣﺠﻢ ﺛﺎﺑﺖ ﺍﻳﺰﻭﺍﻛﺘﺎﻥ ﺍﻧﺠﺎﻡ ﺷﺪ. ﻫﻤﭽﻨﻴﻦ ایشان ﺍﺛﺮ ﭘﺎﺭﺍﻣﺘﺮﻫﺎﻱ ﻣﺨﺘﻠﻒ ﻣﺎﻧﻨﺪ ﺩﻣﺎ، ﻓﺸﺎﺭ ﻭ ﻧﺴﺒﺖ ﻫﻢﺍﺭﺯﻱ ﺑﺮ ﺍﻛﺴﺮﮊﻱ ﻣﺨﻠﻮﻁ را ﻣﻄﺎﻟﻌﻪ کردند. نتایج ایشان نشان داد ﻛﻪ ﺍﺛﺮ ﻓﺸﺎﺭ ﺍﻭﻟﻴﻪ ﺑﺮ تخریب ﺍﻛﺴﺮﮊﻱ ﺩﺭ ﻣﻘﺎﻳﺴﻪ ﺑﺎ ﺍﺛﺮ ﺩﻣﺎﻱ ﻣﺨﻠﻮﻁ ﻭﺍﻛﻨﺸﮕﺮ ﺍﻭﻟﻴﻪ نسبتاً ﻛﻢ ﺍﺳﺖ و ﺩﺭﺻﺪ تخریب ﺍﻛﺴﺮﮊﻱ ﻭﺍﻛﻨﺸﮕﺮ ﺩﺭ ﺩﻣﺎﻫﺎﻱ ﻣﺨﻠﻮﻁ ﺑﺎﻻﺗﺮ ﺑﻪ ﺷﺪﺕ ﻛﺎﻫﺶ ﻣﻲ‌ﻳﺎﺑﺪ [7].

استفاده از پرخوران یکی از روش‌های دستیابی به موتور با ابعاد کوچک‌تر با حفظ قدرت تولیدی و بازده آن است. اساس این روش راندن یک کمپرسور به کمک یک توربین و افزایش فشار و چگالی هوای ورودی موتور و در نتیجه، افزایش مقدار دبی جرمی هوای ورودی است [8،9،10].

مطالعات فراوانی درباره تأثیر پرخوران بر عملکرد موتورهای درونسوز انجام شده است و تمامی این مطالعات مؤید افزایش توان خروجی موتور با پرخوران است با شرط اینکه انتخاب پرخوران متناسب با موتور به طور صحیح انجام بگیرد [11،12].

اولین مدل‌های احتراق در موتورهای درونسوز با اعمال قانون اول ترمودینامیک در چرخه بسته موتور به صورت یک یا چند ناحیه‌ای ارائه شدند [8]. مدل‌های چند ناحیه‌ای برمبنای قانون بقای جرم و قانون اول ترمودینامیک ارائه شده‌اند. استفاده از قانون دوم در مدل‌سازی موتور به روش ترمودینامیکی، استفاده نشده بود تا اینکه با توسعه مفاهیم ترمودینامیک مشخص شد استفاده از قانون اول به تنهایی عملکرد کامل موتور را مشخص نمی‌کند و برای بررسی تخریب انرژی در فرایندهای مختلف موتور، نیاز به استفاده از قانون دوم است. به این ترتیب، تحلیل اگزرژی فرایندهای موتور به منظور شناخت افت قابلیت کاردهی رواج پیدا کرد [13،14]. مقاله راكولوس و همکاران از نمونه‌های کامل کاربرد تحليل انرژی و اگزرژی روی موتور درونسوز است [15].

ﺩﺭ ﭘﮋﻭﻫﺶ ﺣﺎﺿﺮ تخریب ﺍﻛﺴﺮﮊﻱ ﺩﺭ ﻓﺮﺍﻳﻨﺪﻫﺎﻱ ﺍﺣﺘﺮﺍﻕ ﺑﺎ ﻛﺎﺭﺑﺮﺩ ﺧﺎﺹ ﺩﺭ ﻣﻮﺗﻮﺭﻫﺎﻱ ﺩﺭﻭﻧﺴﻮﺯ ﺗﺤﻠﻴﻞ می‌ﺷﻮﺩ. ﺩﺭ ﺍﻳﻦ ﺭﺍﺳﺘﺎ ﺑﺎ ﺗﻮﺟﻪ ﺑﻪ ﺍﻫﻤﻴﺖ ﺑﻨﺰﻳﻦ ﺩﺭ ﻣﻮﺗﻮﺭﻫﺎﻱ ﺩﺭﻭﻧﺴﻮﺯ ﻣﺤﺎﺳﺒﺎﺕ ﺍﻛﺴﺮﮊﻱ ﺑﺮﺍﻱ ﺳﻮﺧﺖ نماینده بنزین یعنی ﺍﻳﺰﻭﺍﻛﺘﺎﻥ ﺍﻧﺠﺎﻡ شده است.

2- مدل‌سازی

مدل‌سازی عملکرد موتور با پرخوران بیان می‌شود. فرایند انطباق پرخوران با موتور و چگونگی کیفیت انطباق بحث می‌شود. به طور کلی، توربوماشین به صورت ایده‌آل در ترکیب با ماشین‌های رفت و برگشتی مناسب نیست. بنابراین ترکیب موتور و پرخوران باید با دقت طراحی شود [9]. هدف کلی انطباق پرخوران با مشخصات مناسب برای موتور برای به دست آوردن بهترین عملکرد کلی از موتور است. برای این منظور بررسی دقیق سیستم‌های موجود در پرخورانی، مطابق شكل (1) الزامی است.



شکل 1: نمای شماتیک سیستم موتور پرخوران

2-1- کمپرسور و توربین شعاعی

 در سیستم‌های پرخورانی به دلیل مواجهه با دبی زیاد و محدوده وسیع عملکردی، توربوماشین‌های شعاعی به کار گرفته می‌شوند [9]. تحلیل عملکرد توربوماشین‌ها در هر سطحی بر شناخت دقیق فرایندهای ترمودینامیکی و مکانیک سیالاتی آن استوار است. در این تحقیق، از فرض وجود جریان یک بعدی گاز ایده‌ال برای مدل‌سازی ساده‌تر و پرهیز از ورود به پیچیدگی‌های مربوط به جریان دو بعدی و سه بعدی در توربوماشین‌ها و صرفه‌جویی در زمان و هزینه استفاده می‌شود و توسط ضرایب افت که غالبا به شکل تجربی به دست می‌آیند، اثرات جریان ثانویه و سایر افت‌های جریان واقعی به مدل اضافه می‌شوند [16]. جریان یک بعدی به صورت جریانی شناخته می‌شود که خواص آن در صفحه عمود بر راستای حرکت سیال ثابت می‌ماند و تنها درجهت حرکت سیال تغییر می‌کند. در این مدل‌سازی، فرض بر این است که سیال در راستای خطوط جریان که خود منبعث از هندسة توربوماشین است، حرکت می‌کنند. به این ترتیب، جریان در هر نقطه توسط چهار مقدار به عنوان مثال دما، فشار، سرعت و زاويه جریان شناسایی می‌شود.

در مدل یکبعدی، هر جزء کمپرسور شامل مجرای ورودی پروانه، دیفیوزر و کلکتور و هر جزء توربین، شامل مجرای ورودی، حلزونی، نازل و روتور، به صورت مجزا مدل‌سازی می‌شود و ضرایب افت مربوط به صورت تابعی از تولید آنتروپی بر مبادلات حاكم اعمال می‌شوند. شرح كامل معادلات حاکم در هر بخش و روش حل در مراجع [17،18] ذکر شده است.

به منظور دستیابی به یک تطابق مناسب بین موتور و پرخوران، در ابتدا باید تمامی نقاط کارکردی موتور مجهز به پرخوران مورد نظر به دست آیند. این نقاط کارکردی شامل خطوط سرعت ثابت و بار ثابت هستند. خطوط سرعت ثابت با ثابت نگه داشتن سرعت موتور و تغییر میزان بازشدگی دریچه گاز به دست می‌آیند و به جای خطوط بار ثابت که نیازمند به کار گیری مکانیزم‌های کنترلی است و در شرایط آزمایشگاهی حالت انتزاعی دارد، از ثابت نگه داشتن مکان دریچه گاز و تغییر سرعت موتور استفاده می‌شود [11]. برهم نهی این خطوط با منحنی عملکرد کمپرسور تصویر لازم برای ارزیابی کیفیت تطابق را شکل می‌دهد. قرار گرفتن شرایط کارکردی موتور در منطقة أمن و پربازده منحنی کمپرسور متضمن تطابق مناسب پرخوران مورد نظر با موتور است. در ادامه، روابط مورد نیاز برای شبیه‌سازی تطابق آورده شده است.

مقدار هوای عبوری از موتور براساس مشخصات هندسی، شرایط کارکردی موتور و میزان تقويت فشار در کمپرسور، طبق رابطة (1) تعیین می‌شود:

$\dot{m\_{a}}=η\_{v}\frac{N}{2}ρ\_{a,I}V\_{d}$ (1)

که در این رابطه $η\_{v}$ راندمان حجمی، N دور موتور، $ρ\_{a,I}$ چگالی هوای مکشی و $V\_{d}$ حجم جابجایی است. توان مورد نیاز کمپرسور برای ایجاد نسبت فشار مورد نظر، از رابطه‌ی (2) قابل محاسبه است.

(2) $\dot{W\_{c}}=\frac{1}{η\_{c}}\dot{m\_{a}}h\_{0i}\left[\left(\frac{p\_{e}}{p\_{0i}}\right)^{\frac{γ\_{i}-1}{γ\_{i}}}-1\right]$

که در این رابطه $η\_{c}$ بازده کمپرسور، $h\_{0}$ آنتالپی سکون، $γ$ ضریب اتمیسیته گاز و پانویس‌های i و e به ترتیب بیانگر خواص ورودی و خروجی می‌باشند. توان مورد نیاز کمپرسور توسط توربین و با در نظر گرفتن بازده محور متصل کننده کمپرسور و توربین، طبق رابطه (3) تامین می‌شود.

(3) $\dot{W\_{c}}=η\_{mech}\dot{W\_{t}}$

که در رابطه فوق $η\_{mech}$ بازده مکانیکی است. مقدار توان تولیدی توربین از سیال عبوری طبق رابطه (4) محاسبه می‌شود.

(4) $\dot{W\_{t}}=η\_{t}\left(\dot{m\_{a}}+\dot{m\_{f}}-\dot{m\_{w}}\right)h\_{0i}\left[1-\left(\frac{p\_{e}}{p\_{0i}}\right)^{\frac{γ\_{i}-1}{γ\_{i}}}\right]$

که در رابطه‌ی اخیر $η\_{t}$ بیانگر بازده توربین است. در روابط (2) و (4)، توجه به این نکته ضروری است که بازده کمپرسور و توربین در سیستم پرخوران، معمولاً بر اساس منطق سکون به استاتیک مورد نظر قرار می‌گیرد. دلیل این امر بهره‌گیری کمتر از سرعت جریان و اتلاف آن در سیستم پرخورانی است [8]. در رابطه (4)، $\dot{m\_{f}}$ دبی سوخت پاشیده شده در چند راهه ورودی است و بر اساس نسبت سوخت به هوا، طبق رابطه $\dot{m\_{f}}=\dot{m\_{a}}(FAR)$ قابل محاسبه است. همچنین در رابطه (4)،$\dot{m\_{w }}$ دبی عبوری از دریچه فرار است که براساس مشخصات هندسی و مکانیزم‌های تحریک دریچه فرار برای دستیابی به مشخصات عملکردی هدف و کارکرد بهینه در نواحی مورد نظر قابل تنظیم است.

2-2- خنک‌کن میانی

به منظور افزایش میزان هوای ورودی به موتور، معمولاً پس از کمپرسور، از خنک‌کن میانی بهره گرفته می‌شود. این سیستم سبب جبران افزایش دما در کمپرسور می‌شود و موجب افزایش چگالی هوا پیش از ورود به موتور می‌گردد. در سیستم‌های پرخورانی به دلیل فضای اندک نصب و مواجهه با سیال گازی معمولاً از مدل‌های فشرده استفاده می‌شود [19]. مشخصه اصلی این مبدل‌ها نسبت سطح انتقال حرارت به حجم بزرگ است که توسط تعداد زياد فين با فواصل کم حاصل می‌شود. اولین مرحله در تحلیل ترمودینامیکی مبدل، مربوط به مشخصه سازی هندسی آن است. در مرحله بعد، نیاز به تعیین شرایط کاری مبدل است. این شرایط شامل دبی سیال عبوری و دما و فشار ورودی آن است. در مرحله بعد، به منظور دستیابی به دمای توده‌ای سیال عبوری، حدس اولیه‌ای از دما و فشار خروجی هر سیال در نظر گرفته می‌شود، دمای توده‌ای حاصل، برای تعیین خواص میانگین ترمودینامیکی هر سیال حين عبور از سطوح مبدل الزامی است. به منظور حصول حدس اوليه دقيق می‌توان با توجه به ساختار مدل، از حالت ایده‌آل خروجی آن استفاده کرد. در مرحله بعد، به محاسبه ضریب انتقال حرارت و ضریب انتشار پرداخته می‌شود. برای این منظور، می‌توان به نتایج آزمایشگاهی روی انواع مدل‌های فشرده رجوع كرد [20]. این نتایج نشانگر تغييرات ضریب انتقال حرارت جابجایی و اصطکاک سیال برحسب عدد رینولدز جریان عبوری است. در مرحله بعد، به محاسبه ضریب کلی انتقال حرارت مبدل توسط ساختار و خواص ترمودینامیکی سطوح و ضرایب انتقال حرارت به دست آمده برای هر سیال از مرحله قبل پرداخته می‌شود.

در مرحله بعد، با استفاده از روش $ε-Ntu$ دمای خروجی هر سیال به دست می‌آید و توسط ضرایب افت فشار به دست آمده، خواص ترمودینامیکی هر سیال و هندسه سطوح میزان افت فشار هر سیال محاسبه می‌شود. حال می‌توان حدس اولیه خواص خروجی هر سیال را تصحیح کرد و مسیر پیموده شده به منظور دستیابی به خواص خروجی را مجدداً از سر گرفت تا همگرایی در نتایج حاصل شود.

**3- معادلات حاکم بر اگزرژی**

دسته‌بندی اگزرژی سیستمهای ترمودینامیکی به صورت زیر انجام گرفته است.



3-1- اگزرژی انتقال حرارت

اگزرژي انتقال حرارت از سطح كنترل، برابر كار ماكزيمم قابل حصول از انرژي حرارتي منتقل شده مي‌باشد. در اين شرايط، محيط به عنوان منبع انرژي حرارتي با پتانسيل صفر در نظر گرفته مي‌شود. اگر آهنگ انتقال حرارت از يك سيستم كه دماي سطح كنترل آن $T\_{S}$ مي‌باشد، مقدار $Q\_{S}$ در نظر گرفته شود، اگزرژي انتقال حرارت آن از رابطه (5) بدست مي‌آيد:

(5) $\dot{A}\_{Q}=\dot{Q\_{s}}\left(1-\frac{T\_{0}}{T\_{s}}\right)$

اگزرژی انتقال یافته توسط انتقال گرما از بدنه موتور به مایع خنک‌کننده نیز از رابطه (6) بدست مي‌آيد:

(6) $\dot{A}\_{Q}=Σ\left(1-\frac{T\_{0}}{T\_{cw}}\right)\dot{Q}\_{loss}$

3-2- اگزرژی جنبشی

اگزرژي جنبشي، جزء انرژي‌هاي سامان يافته مي‌باشد. يعني در تبديل انرژي مي‌تواند به صورت كامل به كار (اگزرژي) تبديل شود. اگزرژي جنبشي ماده‌اي به جرم M از رابطه(7) بدست مي‌آيد:

(7) $A\_{k}=\frac{1}{2}M V^{2}$

3-3- اگزرژی پتانسیل

اگزرژي پتانسيل نيز مانند اگزرژي جنبشي، جزء انرژي‌هاي سامان يافته مي‌باشد. اگزرژي پتانسيل ماده‌اي به جرم M كه نسبت به يك حالت مرجع، در ارتفاع z قرار دارد، از رابطه (8) به دست مي‌آيد:

(8) $ A\_{p}=Mgz $

3-4-اگزرژی فیزیکی ]ترمو-مکانیکی[

اگزرژي فيزيكي، ماكزيمم كار قابل دستيابي از ماده‌اي است كه از حالت اوليه خود ضمن يك فرآيند كاملاً برگشت‌پذير كه فقط تبادل حرارتي با محيط دارد، به حالت مرده محدود برسد كه مقدار آن از رابطه (9) بدست مي‌آيد:

(9) $A\_{ph}=\left[\left(h-h\_{0}\right)-T\_{0}\left(s-s\_{0}\right)\right]$

*که در حالت مولی بصورت زیر است:*

(10) $A\_{ph}=\sum\_{i=1}^{N}n\_{i}\left[\left(\overbar{h}\_{i}-\overbar{h}\_{0i}\right)-T\_{0}\left(\overbar{s}\_{i}-\overbar{s}\_{0i}\right)\right]$

**3-5- اگزرژی جریانی**

اگر ماده‌اي از يك حالت اوليه معين، طي يك فرآيند حالت پايا جريان پاياي بازگشت‌پذير، در حالتي كه تنها با اتمسفر داراي تبادل حرارتي است، به حالت مرده خود برسد، مقدار كار بازگشت‌پذير، حداكثر شده و اين مقدار اصطلاحاً اگزرژي جرياني ماده ناميده مي‌شود كه مقدار آن از رابطه(11) بدست مي‌آيد:

(11) $ψ=\left(h-h\_{0}\right)-T\_{0}\left(s-s\_{0}\right)+\frac{V^{2}}{2}+gz$

**3-6- اگزرژی غیر جریانی**

اگر ماده‌اي از يك حالت اوليه معين، طي يك فرآيند بازگشت‌پذير كه در يك سيستم بسته صورت مي‌گيرد، در حالتي كه تنها با اتمسفر تبادل حرارت نمايد، به حالت مرده خود برسد، در اين صورت مقدار كار بازگشت‌پذير، حداكثر شده كه اين مقدار را اصطلاحاً اگزرژي غير جرياني ماده مي‌گويند كه مقدار آن از رابطه(12) بدست مي‌آيد:

(12) $φ=\left(u-u\_{0}\right)-T\_{0}\left(s-S\_{0}\right)+P\left(v-v\_{0}\right)$

**3-7- اگزرژی دیفیوژنی**

اين عبارت وقتي بدست مي‌آيدكه به گونه‌ها اجازه نفوذ تا غلظتهاي اتمسفري داده شود؛ به همين دليل اگزرژي نفوذ (difussion availability) خوانده می‌شود.

بايد اشاره شود که اگزرژی نفوذ يک سيستم، بسته به غلظتهاي گونه‌هاي مختلف سيستم مي‌تواند مثبت يا منفي باشد. بسياري از اوقات از اگزرژی نفوذ صرفنظر مي‌شود زيرا اغلب سهم آن نسبت به اگزرژی ترمومکانيکي سيستم کوچک است. همچنين استخراج اگزرژی نفوذ ساده نيست زيرا قبل از اينکه اجازه داده شود تا غلظتها به اتمسفر نفوذ کنند به استفاده از غشاي نيمه نفوذي براي استخراج اگزرژی از گونه‌هاي متفاوت با اتمسفر نياز است. همچنين از بيان اگزرژی نفوذ سيستم معلوم است که به ترکيبات محيط بستگي دارد. از اينرو فرض ترکيبات اتمسفر بر اگزرژی نفوذ تأثير مي‌گذارد که مقدار آن از رابطه(13) بدست مي‌آيد:

(13) $A\_{diff}=T\_{0}\overbar{R}.ln\left(\frac{1}{y\_{0}}\right)$

که $y\_{0}$ كسر مولي گاز در محيط مي‌باشد.

همچنين اگزرژي ديفيوژني براي گاز ايده‌آلي كه جزء i‌ام كه يك گاز مركب است، برابر است با:

(14) $A\_{diff}^{i}=T\_{0}\overbar{R}ln\left(\frac{y^{i}}{y\_{0}^{i}}\right)$

و براي يك گاز مخلوط برابر است با:

(15) $A\_{diff}=T\_{0}\overbar{R}\sum\_{i=1}^{N}n\_{i}ln\left(\frac{y^{i}}{y\_{0}^{i}}\right)$

**3-8- اگزرژی شیمیایی**

اگزرژي شيميايي مقدار كار قابل دستيابي از يك ماده است كه آن ماده در حالت شرايط محيط ($P\_{0}$ و $T\_{0}$) مي‌تواند توليد كند. بطوري كه ماده با اجزاء تشكيل دهنده محيط واكنش شيميايي انجام داده و محصولات واكنش نهايتاً به حالت مرده برسند.

اگزرژی شیمیایی سوخت برابر است با حاصلضرب ارزش حرارتی پایین سوخت ($H\_{u}$) در فاکتور اگزرژی شیمیایی که در معادله (16) مشاهده می‌شود [21].

(16) $\dot{A}\_{fuel}^{ch}=\dot{m}\_{fuel}H\_{u}ξ$

فاکتور اگزرژی شیمیایی برای سوخت‌های هیدروکربنی گازی شکل به صورت زیر است [22].

(17) $ξ=1.033+0.0169\frac{m}{n}-\frac{0.0698}{n}$

حال اگزرژی خروجی از اگزوز به صورت معادله (18) محاسبه می‌شود:

(18) $\dot{A}\_{exh}=\dot{m}\_{exh}ε $

فاکتور اگزرژی اگزوز بر پایه واحد جرمی می‌تواند به صورت جمع دو ترم اگزرژی ترمو-مکانیکی و اگزرژی شیمیایی که در معادله (19) و (20) بیان شود [7] و [23].

(19) $ε=A\_{ph}+A\_{ch}$

(20) $A\_{ch}=A\_{diff}+A\_{reactive}$

**3-9- بازگشت‌ناپذیری**

مقدار تلفات اگزرژي از رابطه (21) بدست مي‌آيد:

(21) $\dot{I}=T\_{0}\dot{S}\_{gen}$

آهنگ تولید آنتروپي براي كل فرايند برابر است با :

(22) $\dot{S}\_{gen}=\frac{ds}{dt}+\sum\_{out}^{}\dot{m}S-\sum\_{In}^{}\dot{m}S-\sum\_{i=0}^{N}\frac{\dot{Q}\_{i}}{T\_{i}}$

برای سیستمی که در حالت پایا بوده و دارای اگزرژی ورودی و خروجی باشد داریم:

(23) $\dot{I}=\sum\_{in}^{}\dot{A}-\sum\_{out}^{}\dot{A}$

**4- تحلیل اگزرژی**

تحلیل محتوای اگزرژی یک ماده نشانگر میزان پتانسیل انجام کار مفید توسط آن است. این محتوای اگزرژی با فاصله گرفتن سیستم از شرایط محیط افزایش می‌یابد. در واقع قابلیت کاردهی و اگزرژی سیستم در یک حالت مشخص، به عنوان بیشترین کار قابل تولید از طریق برهم کنش سیستم با محیط اطرافش تا رسیدن به تعادل گرمایی، تعادل مکانیکی و تعادل شیمیایی و در حالی که تنها انتقال حرارت سیستم با محیط صورت گیرد تعریف می‌شود. به حالتی که در آن سیستم، به تعادل با محیط می‌رسد، حالت مرده گفته می‌شود [24]. وجود تعادل مکانیکی و گرمایی بین سیستم و محیط به اصطلاح تعادل ترمومکانیکی نامیده می‌شود. اگر تنها تعادل ترمومکانیکی بین سیستم و محیط اطرافش برقرار باشد، گفته می‌شود که سیستم درحالت مرده محدود قرار دارد. معمولاً حالت مرده محدوده این گونه تعریف می‌شود که در آن، ترکیب شیمیایی سیستم با ترکیب شیمیایی آن در حالت اول یکسان است. عبارات اگزرژی گرمایی و اگزرژی مکانیکی مجموع اگزرژی ترمومکانیکی نامیده می‌شود. اگزرژی شیمیایی به صورت قابلیت کاردهی سیستم در اثر وقوع واکنش شیمیایی برگشت‌پذیر بین اجزای سیستم و اجزای محیط با عبور بازگشت‌پذیر اجزای سیستم به شرایط محیط و اختلاط با محیط تا رسیدن از حالت مرده محدود به حالت مرده تعریف شده و به صورت مجزا از اگزرژی ترمومکانیکی مطالعه می‌شود [15]. تعادل گرمایی زمانی که دمای سیستم با دمای محیط اطرافش برابر شود و تعادل مکانیکی زمانی که اختلاف فشاری بین سیستم و محیط اطرافش موجود نباشد حاصل می‌شوند [14]. تعادل شیمیایی تنها زمانی حاصل می‌شود که سیستم شامل هیچ جزئی نباشد که بتواند از طریق برهم کنش با محیط اطرافش کار تولید کند. اجزایی از سیستم که نمی‌توانند با اتمسفر واکنش شیمیایی بدهند اجزای مخلوط در حالت مرده را تشکیل می‌دهند و اجزای محیط‌ هستند [25].

انتخاب شرایط محیطی مرجع تأثیر بسزایی در تعیین میزان قابلیت کاردهی سیستم دارد، زیرا این مرجع تعیین کننده شرایط وقوع تعادل بین سیستم و محیط است. برای دما و فشار معمولاً شرایط محیطی به صورت $T\_{0}=K$ و $P\_{0}=Kpa$ در نظر گرفته می‌شوند. البته براساس شرایط کاری سیستم قابل تغیيرند. ترکیب شیمیایی محیط به صورت مخلوطی از اکسیژن و نیتروژن و دی اکسید کربن و بخار آب با شرط مخلوط گازهای ایده‌آل در نظر گرفته می‌شود. در رابطه با درصد حجمی هر جزء در مخلوط هوا، به دلیل وجود بخار آب براساس رطوبت نسبی هوا تصمیم‌گیری می‌شود. برای نمونه، می‌توان به درصد حجمی اجرا در رطوبت نسبی هوای محیط اشاره کرد. در این حالت، ترکیب مولی محیط به صورت 55/20 درصد اکسیژن ۶۲/ ۷۶ درصد نیتروژن 03/0 درصد دی اکسید کربن 88/1 درصد بخار آب و سایر اجزا 92/0 درصد است. مقادیر نسبت مولی هر جزء در رطوبت نسبی‌های مختلف از مرجع [25] قابل دستیابی‌اند.

**4-1- رابطه تعادلی اگزرژی**

با توجه به تعاریف انجام گرفته و حذف انتقال حرارت سیستم به محیط، بین روابط قانون اول و قانون دوم ترمودینامیک، می‌توان رابطة تعادلی اگزرژی را برای یک سیستم، طبق رابطة (24) تعریف کرد بدیهی است در صورت مواجهه با سیستم بسته عبارات مربوط به ورود و خروج جریان جرمی از معادله حذف می‌شوند.

(24) $\frac{dA\_{sys}}{dt}=\dot{A}\_{fuel}^{ch}+\dot{ψ}-\dot{A\_{w}}-\dot{A}\_{exh}-\dot{I}+\dot{ψ}\_{Intercooler}$

در رابطه (26) عبارت اول مربوط به نرخ اگزرژی شیمیایی سوخت درون سیستم است. عبارت دوم مربوط به نرخ اگزرژی منتقل شده توسط انتقال جریان است که از رابطة (11) قابل محاسبه است.

عبارت سوم در رابطة (24) نرخ انتقال اگزرژی همراه با کار است که از رابطة (25) محاسبه می‌شود. در این رابطه، عبارت دوم سمت راست معادله بیانگر کار انجام گرفته توسط محیط روی سیستم است و برای سیستم قابل دستیابی نیست و باید برای رسیدن به اگزرژی منتقل شده توسط کار، از کار کل کسر شود.

(25)$\dot{E}\_{w}=\dot{w}\_{sys}-P\_{0}\frac{dV\_{sys}}{dt}$

عبارات چهارم و پنجم در رابطه (24) به ترتیب نرخ اگزرژی خروجی از اگزوز و بازگشت‌ناپذیری و رابطه ششم مربوط به اگزرژی جریانی خنک‌کن میانی است و از روابط (11و18 و21) به دست می‌آیند.

**5- ارائه نتایج و بحث**

در این بخش، نتایج حاصل از مدل‌سازی موتور مجهز به سیستم‌های پرخوران و خنک‌کن میانی ارائه شده است. برای این منظور، ترکیب یک سیلندر از موتور EF7-TC با کمپرسور شعاعی، توربین جریان مختلط و خنک‌کن میانی از نوع مبدل فشرده، بررسی شده است. شایان ذکر است که انتخاب موتور، کمپرسور و توربین براساس ایده مطرح شده برای انطباق مناسب پرخوران و موتور صورت گرفته است.

تحقيق حاضر معطوف به فرایند تطابق برای نسبت توازن 1 و دور موتور RPM3000 است. همچنین سوخت استفاده شده نماینده بنزین با فرمول شیمیایی $C\_{8 }H\_{18}$ است و محصولات احتراق خروجی موتور بسیار نزدیک به محصولات احتراق کامل هستند. این امر با توجه به مدل‌سازی احتراق بر اساس تعادل شیمیایی و کاهش دمای محصولات در مرحله انبساط نزدیک به واقع است.

براساس داده‌های جدول (1) و همچنین روابط ارائه شده در بخش‌های قبلی و با استفاده از روابط ترمودینامیک نرخ اگزرژی در تمام نقاط سیستم مشخص شده است که نتایج آن در جدول (2) ارائه شده است.

**جدول1**: مقادیر خواص ترمودینامیکی و جریان سیال در موقعیت‌های مشخص شده در شکل (1)

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| موقعیت | فشار (kPa) | دما (K) | دبی (kg/s) |
| 1 | 487 | 1297.36 | 40.0091 |
| 2 | 7124 | 1340.2 | 40.0091 |
| 3 | 7124 | 8298 | 40.0091 |
| 4 | 3426.6 | 3296.8 | 70.0012 |
| 5 | 8128.6 | 41066.4 | 10.0104 |
| 6 | 8128.6 | 41066.4 | 10.0104 |
| 7 | 596.19 | 7958 | 10.0104 |

**جدول2 :** مقادیر نرخ اگزرژی

|  |  |
| --- | --- |
| **مقدار نرخ اگزرژی(KW)** | **اگزرژی** |
| 60.49 | نرخ اگزرژی سوخت |
| 230.80 | نرخ اگزرژی جریانی موتور |
| 0.05 | نرخ اگزرژی جریانی خنک‌کن |
| 0.3809 | نرخ انتقال اگزرژی همراه کار |
| 35.19 | نرخ اگزرژی خروجی اگزوز |
| 114.30 | نرخ مقدار بازگشت‌ناپذیری |
| 141.5 | نرخ اگزرژی کل(total) |

با توجه به مقدار قابل ملاحظه‌ی نرخ اگزرژی جریانی موتور اولین تحلیل بر روی این پارامتر صورت می‌گیرد.

با توجه به داده‌ها و نتایج جداول (1) و (2) مقدار نرخ اگزرژی جریانی موتور(KW) 80/230 در دمای هوای ورودی موتور که برابر(K) 8/298 و دمای سوخت ورودی موتور که برابر(K) 83/296 و دمای محصولات احتراق خروجی از موتور (K) 44/1066 است.

تحلیل اولیه صورت گرفته بمنظور بررسی مقدار نرخ اگزرژی جریانی موتور نسبت به دمای هوای ورودی موتور در بازه‌ی 240 الی 360 کلوین است. با توجه به نمودار شکل(2) مقدار نرخ اگزرژی جریانی موتور با افزایش دمای هوای ورودی موتور روند کاهشی دارد.



**شکل2 :** نرخ اگزرژی جریانی موتور نسبت به دمای هوای ورودی

تحلیل دوم برای بررسی مقدار نرخ اگزرژی جریانی موتور نسبت به دمای خروجی محصولات احتراق در بازه‌ی 800 الی 1250 کلوین انجام شده است. با توجه به نمودار شکل(3) مقدار نرخ اگزرژی جریانی موتور با افزایش دمای خروجی محصولات احتراق موتور روند کاهشی دارد.

با توجه به اهمیت پارامتر بازگشت‌ناپذیری، تحلیل بر روی این پارامتر نیز صورت می‌گیرد.

با توجه به داده‌ها و نتایج جداول (1) و (2) مقدار نرخ بازگشت‌ناپذیری (KW) 30/114 که فشار محصولات خروجی از توربین برابر (KPa)195/96 و دمای محصولات خروجی از توربین برابر (K) 7/958 است.

تحلیل صورت گرفته بمنظور بررسی مقدار نرخ بازگشت‌ناپذیری نسبت به فشار خروجی توربین در بازه 75 الی 115 کیلوپاسکال است.

با توجه به نمودار شکل(4) مقدار نرخ بازگشت‌ناپذیری با افزایش فشار خروجی توربین روند کاهشی دارد.

تحلیل دوم صورت گرفته بمنظور بررسی مقدار نرخ بازگشت‌ناپذیری نسبت به دمای خروجی توربین در بازه 600 الی 1400 کلوین انجام شده است.



شکل3 : بررسی نرخ اگزرژی جریانی موتور نسبت به دمای محصولات احتراق خروجی



شکل4 : بررسی نرخ مقدار بازگشت‌ناپذیری نسبت به فشار خروجی توربین



شکل5 : بررسی نرخ مقدار بازگشت‌ناپذیری نسبت به دمای خروجی توربین

با توجه به نمودار شکل(5) مقدار نرخ بازگشت‌ناپذیری با افزایش دمای خروجی توربین روند افزایشی خواهد داشت.

با توجه به مقدار قابل ملاحظه ی نرخ اگزرژی خروجی اگزوز ، تحلیل بر روی این پارامتر صورت می‌گیرد.

با توجه به داده‌ها و نتایج جداول (1) و (2) مقدار نرخ اگزرژی خروجی اگزوز(KW) 19/35 در دمای محصولات خروجی اگزوز که برابر(K) 7/958 است.

تحلیل صورت گرفته بمنظور بررسی مقدار نرخ اگزرژی خروجی اگزوز نسبت به دمای محصولات خروجی اگزوز نیز در بازه 750 الی 1250 کلوین انجام شده است. با توجه به نمودار شکل(6) مقدار نرخ اگزرژی خروجی اگزوز با افزایش دمای خروجی اگزوز روندی افزایشی دارد.



شکل6 : بررسی نرخ اگزرژی خروجی اگزوز نسبت به دمای هوای خروجی اگزوز

**6- نتیجه گیری**

در این مقاله، سیستم تولید قدرت موتور اشتعال جرقه‌ای درونسوز مجهز به سیستم پرخوران و خنک‌کن میانی از لحاظ اگزرژی بررسی شد.

مکان‌های تخریب اگزرژی و میزان آن برای تمامی اجزای سیستم مشخص شد. این تحلیل برای شناسایی مکان‌هایی که بیشترین تخریب اگزرژی را دارند و به تبع آن بیشترین پتانسیل برای بهبود عملکرد سیستم را دارند می‌تواند مفید باشد.

تحلیل اگزرژی و انرژی سیستم نشان می‌دهد که نرخ بازگشت‌ناپذیری بیشترین سهم را در اتلاف انرژی دارد پس از آن نرخ اگزرژی خروجی اگزوز سهم بعدی را در تخریب اگزرژی داشته و اندکی بهبود در عملکرد آن می‌تواند تاثیر مثبتی در روند کلی سیستم داشته باشد. که با استفاده از قابلیت کاردهی گازهای خروجی می‌توان عملکرد سیستم را بهبود بخشد. با وجود اینکه توربوشارژر نقشی در تعادل انرژی سیستم بازی نمی‌کند ولی موجب تخریب اگزرژی سوخت ورودی می‌شود این بدلیل بازگشت‌ناپذیری‌های موجود در عملکرد آن است.

**7- فهرست علایم**

$\dot{A}\_{Q}$: نرخ اگزرژی انتقال حرارت

*:* $\dot{Q}\_{S}$*نرخ شارش گرما*

*:* $T\_{0}$*دمای حالت مرجع*

*:* $T\_{s}$*دمای منبع گرم*

$ψ $*: اگزرژی جریانی*

 *:*$h $*آنتالپی*

*:*$h\_{0}$*آنتالپی حالت مرجع*

 *:*$s $*آنتروپی*

 *:*$s\_{0}$*آنتروپی حالت مرجع*

 *:*$n\_{i}$*تعداد مول جز i*

*:*$A\_{k}$*اگزرژی جنبشی*

*:*$M$*جرم*

*:*$V$*سرعت*

*:*$A\_{p}$*اگزرژی پتانسیل*

*:*$\dot{m\_{a}}$*مقدار هوای عبوری از موتور*

*:*$η\_{v}$*راندمان حجمی*

 *:*$N $*دور موتور*

*:*$φ$*اگزرژی غیر جریانی*

*:*$u$*انرژی درونی*

*:*$u\_{0}$*انرژی درونی حالت مرجع*

*:*$P$*فشار*

*:*$\dot{W\_{t}}$*توان تولیدی توربین*

*:*$η\_{t}$*بازده توربین*

*:*$\dot{m\_{f}}$*دبی سوخت ورودی موتور*

*:*$V\_{d}$*حجم جابجایی*

*:*$\dot{W\_{c}}$*توان موردنیازکمپرسور*

*:*$η\_{c}$*بازده کمپرسور*

*:*$γ$*ضریب اتمیسیته گاز*

*:* $\dot{ψ}\_{Intercooler}$*نرخ اگزرژی جریانی خنک‌کن میانی*

*:* $\dot{A\_{w}}$*نرخ انتقال اگزرژی همراه کار*

*:*$η\_{mech}$*بازده مکانیکی*

*:*$g$*نیروی گرانش*

*:*$z$*ارتفاع از سطح مرجع*

*:*$A\_{ph}$*اگزرژی ترمو-مکانیکی*

*:*$\overbar{R}$*ثابت جهانی گاز ها*

*:*$y^{i}$*کسر مولی جز i*

*:*$y\_{0}^{i}$*کسر مولی جز i در حالت مرجع*

*:*$\dot{A}\_{fuel}^{ch}$*نرخ اگزرژی شیمیایی سوخت*

*:*$ε$*فاکتور اگزرژی اگزوز بر واحد جرمی*

*:*$\dot{ψ}$*نرخ اگزرژی جریانی*

*:*$v$*حجم مخصوص*

*:*$v\_{0}$*حجم مخصوص حالت مرجع*

*:*$A\_{diff}$*اگزرژی دیفیوژنی*

*:*$A\_{reactive}$*اگزرژی غیر فعال*

*:*$\dot{I}$*نرخ بازگشت‌ناپذیری*

*:*$\dot{S}\_{gen}$*نرخ تولید آنتروپی*

*:*$\dot{m}\_{in}$*نرخ دبی جرمی ورودی*

*:*$\dot{m}\_{fuel}$*نرخ دبی جرمی جریان سوخت*

*:*$\dot{m}\_{out}$*نرخ دبی جرمی خروجی*

*:*$H\_{u}$*ارزش حرارتی پایین سوخت*

*:* $ξ$*فاکتور اگزرژی شیمیایی سوخت هیدروکربنی*

*:* $n$*زیروند هیدروژن در سوخت هیدروکربنی*

*:* $m$*زیروند کربن در سوخت هیدروکربنی*

*:* $\dot{A}\_{exh}$*نرخ اگزرژی خروجی از اگزوز*

*:* $\dot{m}\_{exh}$*نرخ دبی جرمی خروجی از اگزوز*

*:*$S\_{in}$*آنتروپی ورودی*

*:*$S\_{out}$*آنتروپی خروجی*

*:*$T\_{i}$*دمای حالت i*

*:*$\dot{A}\_{in}$*نرخ اگزرژی ورودی*

*:*$\dot{A}\_{out}$*نرخ اگزرژی خروجی*

**8- مراجع**

[1] Kopac, M., "Determination of Optimum Speed of an InternalCombustion Engine by Exergy Analysis",International Journalof Exergy, Vol. 2, No. 1, 2005.

[2] Rakopoulos, C.D., Giakoumis, E.G., "Second-lawAnalysisApplied to Internal Combustion EnginesOperation", Progress inEnergy and CombustionScience, Vol. 32, 2006.

[3] Caton, J.A., "A Cycle Simulation Including theSecond Lawof Thermodynamics for a Spark-IgnitionEngine: Implications ofthe Use of Multiple-Zones forCombustion", SAE, 2002.

[4] Caton, J.A., "A Review of Investigations Using the SecondLaw of Thermodynamics to Study InternalCombustionEngines", SAE, 2000-01-1081, 2000

[5] Van Gerpen, J.H., Shapiro, H.N., "Second LawAnalysis ofDiesel Engine Combustion", Journal ofEngineering for GasTurbines and Power; 112: 129137, January 1990.

[6] Dunbar, W.R., Lior, N. "Sources of CombustionIrreversibility", Combustion Science & Technology;103, 1994.

[7] Caton, J.A., "On the Destruction of Availability (Exergy) Dueto Combustion Processes – withSpecific Application to InternalCombustion Engines", Energy; 25: 1097-1117. 2002.

[8] Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, New York, McGraw Hill, 1988.

[9] Watson N., Jonata, M. S., Turbocharging the internal combustion engine, New York, MacMillan Press LTD,1982.

[10] Garrett, T. K, Newton, K Steeds, W., The Motor Vehicle, Oxford, Butterworth-Heinemann, 13 ed., 2001.

[11] Korakianitis, T., Sadoi, T., "Turbocharger-Design Effects on Gasoline-Engine Performance", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 127, pp.525-530, 2005.

[12] Kesgin, U., "Effect of Turbocharging System on the Performance of a Natural Gas Engine", Energy Conversion and Management. Vol. 46, pp. 11-32, 2005.

[13] Rakopoulos C. D. Kynitsis, D.C."ComparativeSecond Law Analysis of Internal Combustion EngineOperation for Methane, Methanol, and Dodecane Fuels" EnergyVol. 26, pp. 705-722, 2001.

[14] BejanA., Advanced Engineering Thermodynamics, NewYork, John Wiley and Sons, Inc., 1988.

[15] Rakopoulos, C. D., Giakoumis, E. G., "Second-Law Analyses Applied to Internal Combustion Engines", Operation Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 32, pp. 2-47, 2006.

[16] Galvas, MR. "Fortran Program for Predicting Off Design Performance of Centrifugal Compressors", NASA TN D-7487, 1973.

[17] Whitfield, A. and Baines, N.C. "A General Computer Solution for Radial and Mixed Flow Turbomachine Performance Prediction", Int. J. Mech. Sci., Pergamon press., Vol. 18. pp.179-184, 1976.

[18] گودرزی، امیر و دوستدار، محمد مهدی، «آنالیز اگزرژی توربین جریان مختلط در شرایط کاری مختلف، کنفرانس ملی توربین گاز، دوره ۳ دانشگاه علم و صنعت، ۱۳۹۳

[19] Incropera, F. P., De Witt, D. P., Introduction to Heat Transfer, New York, John Wiley and Sons, Inc., 36 ed.,1996.

[20] Kays, W. M, London A L., Compact Heat Exchangers,New York, McGraw Hill, 3th ed., 1984

[21] Kotas, T.J. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis; Elsevier: Amsterdam, The Netherlands, 2013.

[22] Kotas, T.J. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis; Elsevier: Amsterdam, The Netherlands, 2013.

[23] Moran, M.J.; Shapiro, H.N. Fundamentals of Engineering Thermodynamics; Wiley: Hoboken, NJ, USA, 2000

[24] Sonntag, R E., Borgnakke, C., Van Wylen, G. ...,Fundamentals of Thermodynamics, New York, John Wiley and Sons, Inc., 64 ed., 2003

[25] Kenneth Wark, J. R. Advanced Thermodynamics for Engineers, New York, McGraw Hill, 1995.

1. 1-**استادیار :** a.mirmohammadi@sru.ac.ir

2- دانشجو **(نویسنده پاسخگو)** : alijahanshahi1998@gmail.com

2- دانشجو :mohammadhamedi51@yahoo.com [↑](#footnote-ref-2)