

دینامیک و مدل سازی غیر خطی موتور سیکل انبساطی

محمدامین اسکندری^۱، حسن کریمی مزرعه شاهی^{۲*}، داوود رمش^۳ و محمدرضا علی خانی^۴

۴-۱ - دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

* تهران، صندوق پستی ۸۳۹۱۱-۱۶۵۶۹

karimi@kntu.ac.ir

موتورهای انبساطی، موتورهایی هستند که از نظر دینامیکی رفتار بسیار پیچیده و حساسی دارند. در این موتورها برخلاف سایر موتورها، از دبی مؤلفه سوخت برای به تولید توان مورد نیاز پمپها بهره برده می شود. همین امر فرآیند راه اندازی را در این نوع موتورها را بسیار دشوار و پیچیده کرده است. عملکرد شیرآلات کنترلی فرآیند دینامیکی پیچیده ای است و پیش بینی اثر آن با اجرای آزمون های تجربی بسیار پیچیده و هزینه بر خواهد بود از این رو مدل سازی دینامیکی در توسعه این نوع موتورها اهمیت بالایی دارد و می تواند از بسیاری از هزینه های آتی جلوگیری کند. در این مقاله اقدام به مدل سازی غیرخطی موتور سوخت مایع RL-10 پرداخته می شود. هدف این پژوهش بررسی رفتار دینامیکی موتور انبساطی با استفاده از مدل های ریاضی غیرخطی است. نتایج شبیه سازی نشان داد که مدل غیرخطی ارائه شده برای این موتور از اعتبار کافی برخوردار است.

واژه های کلیدی: RL-10، شبیه سازی، موتور سوخت مایع، تحلیل دینامیکی

علائم و اختصارات

k	ضریب تراکم پذیری		
L	طول لوله (m)		
L^*	طول مشخصه (m)	A	سطح مقطع (m^2)
m	جرم (kg)	c_p	گرمای مخصوص ($J/kg \cdot K^{-1}$)
\dot{m}	دبی جرمی ($kg \cdot s^{-1}$)	C_d	ضریب افت فشار
\bar{P}	توان (W)	C_{ad}	سرعت آدیاباتیک توربین (ms^{-1})
P	فشار (Pa)	C^*	سرعت مشخصه (ms^{-1})
Q	دبی حجمی ($m^3 \cdot s^{-1}$)	c_v	گرمای مخصوص دیواره ($J/kg \cdot K^{-1}$)
q	دبی مشخصه توربین ($kg \cdot s^{-1}$)	D	قطر (m)
\dot{Q}	شار حرارتی ($J \cdot s^{-1}$)	f	ضریب اصطکاک
Re	عدد رینولدز	h	انتالپی مخصوص (J/kg)
RL	ضریب تبدیل جعبه دنده	h_g	ضریب انتقال حرارت همرفتی ($Wm^{-2}K^{-1}$)
r_d	شعاع متوسط توربین (m)	I	ممان اینرسی (m^4)
R	ثابت گاز ایده آل ($Jmol^{-1}K^{-1}$)		
T	دما (K)		
TQ	گشتاور (Nm)		
V	حجم (m^3)		

۱. دانشجوی دکتری

۲. استاد (نویسنده مخاطب)

۳. دکتری

۴. کارشناس ارشد

بحرانی تغییر ماهیت داده و این سیال است که به توربین وارد شده و توان مورد نیاز پمپ‌ها را تأمین می‌نماید. همین امر فرآیندهای دینامیکی همچون راه‌اندازی و خاموشی را در این موتورهای دشوار می‌نماید که کنترل و پیش‌بینی این پدیده‌ها را برای طراحان ضروری می‌نماید.

اولین موتور عملیاتی ساخته شده با این سیکل، موتور RL-10 است که توسط شرکت پرت اند ویتنی^۶ به سفارش ناسا^۷ طراحی و ساخته شده است و در سال ۱۹۶۱ اولین پرتاب خود را تجربه نمود. خانواده موتورهای RL-10 طی این سال‌ها ارتقاء یافته و تا به امروزه نیز مورد استفاده قرار می‌گیرد [۳-۵]. پس از این موتور در سال ۱۹۹۹ شرکت KBKha روسیه با همکاری شرکت پرت اند ویتنی موتور RD-0146 سیکل انبساطی طراحی نمود [۶]. تلاش بعدی برای ساخت موتور با سیکل انبساطی در سال ۲۰۰۰ توسط سازمان فضایی ژاپن در طی مدت ۲۷ سال با طراحی و ساخت موتور LE-5A انجام شد [۷]. در سال ۲۰۰۶ با تست موتور وینچی^۸ توسط گروه آریان^۹ سازمان فضایی اروپا صاحب فناوری این نوع موتورها شد [۸]. در سال‌های اخیر موتورهای سیکل انبساطی YF-75D در چین و BE-3 در شرکت بلو اوریجن^{۱۰} طراحی و ساخته شدند. همه موتورهای مذکور از پیشران اکسیژن مایع و هیدروژن مایع به‌عنوان پیشران استفاده نموده‌اند. در ادامه، اخیراً تلاش‌هایی برای ساخت موتورهایی سیکل انبساطی با پیشران اکسیژن مایع و متان مایع صورت پذیرفته ولی هیچ یک از موتورهای پیشران‌های مذکور تاکنون عملیاتی نشده است [۹-۱۰].

همانطور که ذکر گردید شناخت و بررسی فرآیندهای دینامیکی در طراحی و توسعه ای این موتورها از ضرورت بالایی برخوردار است. از این رو توسعه ابزاری که بتواند پیش‌بینی مناسبی از رفتار این گونه موتورها ارائه دهد دارای اهمیت بسزایی است.

از اولین اقدامات برای توسعه ابزار پیش‌بینی رفتار دینامیکی موتورهای سوخت مایع در سال ۱۹۵۷ توسط آر. جورج و همکارانش صورت پذیرفت. جورج در این مقاله یک مدل غیرخطی برای اجزای کنترلی و غیر کنترلی یک موتور سوخت مایع باز ارائه نمود و اثر برهم کنش این اجزا بر یکدیگر را بررسی نمود. در سال ۱۹۸۹ کانمور مدل شبه گذرای برای یک موتور سیکل بسته به نام LE-7 ارائه نمود و مدل‌های ارائه شده را با استفاده از تست‌های گرم انجام شده تصحیح نمود.

اولین اقدام برای ارائه ابزاری برای شبیه سازی موتورهای سیکل انبساطی به ۱۹۹۵ توسط بیندر^{۱۱} و همکارانش در شرکت پرت اند ویتنی

U	انرژی داخلی مخصوص (Jkg^{-1})
Z	سرعت مشخصه توربین (ms^{-1})
μ	لزجت دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)
ρ	چگالی (kgm^{-3})
λ	ضریب افت فشار
ω	سرعت دورانی پمپ (rad)
η	بازده
γ	نسبت گرمای ویژه
cc	محفظه رانش
fu	سوخت
in	ورودی
out	خروجی
ox	اکسید کننده
pu	پمپ
shaft	شفت
t	گلوگاه
tu	توربین
tank	مخزن
tc	محفظه رانش
valve	شیر
w_hot	دیوار داغ
w_cold	دیوار سرد
wc	دیواره بیرونی

مقدمه

توسعه موتورهای سوخت مایع به دلیل پیچیدگی و دارا بودن اجزای مختلف کاری گران قیمت و پر هزینه است. وجود ابزاری که بتواند تحلیل مناسبی از عملکرد ارائه دهد در کاهش بسیاری از هزینه‌ها موثر است [۱].

موتور سیکل انبساطی^۵، موتوری پیچیده و گران قیمتی است که بهترین عملکرد و بازده را نسبت به سیکل بسته و باز دارد. در این موتورهای یکی از مولفه‌ها (به طور معمول سوخت) برای خنک‌کاری و تغذیه توربین استفاده می‌شود. بدین ترتیب که سوخت در فرآیند خنک کاری تغییر ماهیت داده و سپس در توربین منبسط شده و توان لازم برای به حرکت در آوردن پمپ سوخت و اکسیدکننده را تأمین می‌نماید [۲]. این موضوع در فرآیندهای گذرای موتور امری بسیار پیچیده است چرا که این تغییر ماهیت تنها به فاز گازی صورت نمی‌پذیرد و در طول دینامیک موتور و افزایش فشار سیال به بالاتر از فشار بحرانی سیال، سوخت ورودی به مسیر خنک‌کاری به سیال فوق

6. Pratt & Whitney
7. NASA
8. Vinci
9. ArianeGroup
10. Blue Origin
11. Binder

5. Expander Cycle

در تحقیق حاضر سعی شد یک مدل ریاضی غیرخطی دینامیکی ساده برای شبیه سازی موتور انبساطی توسعه داده شود. مدل های ارائه شده شامل مدل غیرخطی محفظه رانش، توربوپمپ، شیرآلات، لوله و اتصالات است.

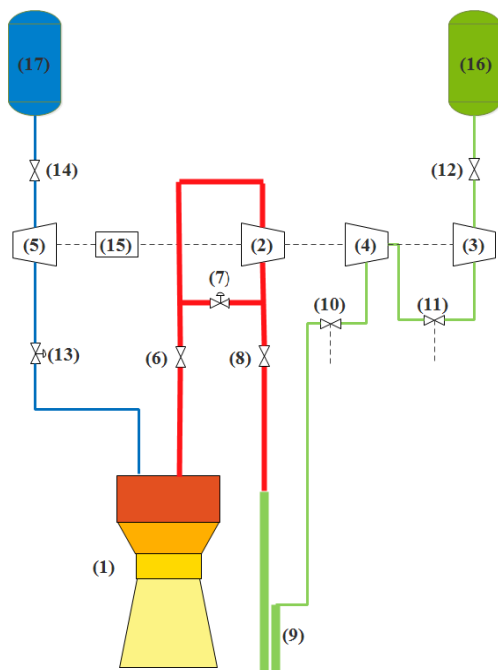
برای اعتبارسنجی، از نتایج آزمون زمینی ارائه شده در مرجع [۳] برای یک موتور RL-10A-3-3A که در ۱۹۹۱ توسط ناسا انجام پذیرفته، استفاده شده است. ناسا برای اطمینان از نتایج بدست آمده، موتور آزمون شده را پنج بار دیگر آزمون نمود تا از داده های بدست آمده اطمینان حاصل نماید.

نتایج حاصل از شبیه سازی همخوانی قابل قبولی با داده های تجربی مذکور همچون فشار محفظه، سرعت دورانی پمپ، دبی سوخت و اکسیدکننده را نشان داد.

در این مقاله ابتدا به معرفی ساختار و عملکرد موتور مورد نظر پرداخته و سپس معادلات حاکم و مدل ریاضی همان ها ارائه می شود. در پایان نتایج حاصل از شبیه سازی با داده های تجربی و سایر پژوهش ها مقایسه می گردد.

ساختار موتور RL-10A-3-3A

موتور RL-10 یک موتور سیکل انبساطی با پیشران هیدروژن و اکسیژن مایع است. این موتور دارای بیش از ۱۱ نمونه است. نمونه مورد مطالعه در این مقاله RL-10A-3-3A است. تراست آن ۷۳/۱۸۲ کیلونیوتن، نسبت دبی جرمی اکسیدکننده به سوخت معادل ۵/۵۲۶، فشار محفظه ۳۳/۲۳ بار و مدت زمان کارکرد ۴۴۰ ثانیه است.



شکل ۱- فلوچارت موتور RL-10A-3-3A [۳]

به سفارش مرکز تحقیقاتی لوئیس^{۱۲} ناسا برای موتور RL-10 باز می گردد. در این پژوهش داده های تجربی به صورت گسترده مورد استفاده قرار گرفت. مدل شبه گذرا توانست فرآیند راه اندازی را پیش بینی نمایند هر چند در شبیه سازی پیک فشاری موتور ناکام بود [۳-۵].

در سال ۱۹۹۸ لوزانو^{۱۳} مدل دینامیکی برای موتور SSME ارائه نمود. در این تحقیق به صورت گسترده مدل هایی برای اجزای موتور ارائه شد اما نتایج از شبیه سازی رفتار دینامیکی موتور ارائه نشد. [۱۱]

دومین اقدام برای شبیه سازی رفتار دینامیک موتورهای سیکل انبساطی، در سال ۲۰۰۷ توسط دورتست^{۱۴} با استفاده از تئوری باند گراف صورت پذیرفت. نتایج حاصل از این شبیه سازی با تست تجربی در قالب تصاویری مورد مقایسه قرار گرفت. نتایج حاصله فرآیندهای اولیه را خوبی مدل نمود اما در مدل سازی شرایط نامی ناکام ماند [۸].

سومین اقدام برای شبیه سازی موتورهای سیکل انبساطی در سال ۲۰۱۱ توسط دی متئو^{۱۵} و همکارانش با استفاده از نرم افزار ESPSS برای شبیه سازی موتورهای LE-5،vinci و RL-10 صورت پذیرفت. در این تحقیق از مدل های پیچیده در شبیه سازی اجزای مختلف موتور شامل مسیر انتقال حرارت، محفظه رانش، انژکتور و ... استفاده شد. این تحلیل تطابق بهتری با رفتار واقعی از خود نشان داد هرچند همانند مدل شبه گذرای ارائه شده توسط بیندر کاملاً وابسته به داده های تجربی برای شبیه سازی است [۱۲-۱۴].

در سال ۲۰۱۸ نادری و همکاران تلاش نمودن یک مدل استاتیکی مازولار برای شبیه سازی موتور SSME در شرایط نامی ارائه دهند. در این شبیه سازی ۱۴ ماژول از اجزای موتور مدل نویسی شد [۱۵].

موارد ذکر شده نمونه از تلاش های برجسته برای توسعه ابزار شبیه سازی موتور بود. اقدامات مختلفی در بین سال های مختلف بر مبنای کارهای ذکر شده صورت پذیرفت که تلاش شده است در این تحقیق حاضر مدل های ارائه شده در شبیه سازی رژیم گذرای موتور، برای انواع موتورهای سیکل های تحت فشار، بسته و باز [۱۶-۲۱] مورد استفاده قرار گیرد.

همان طور که با بررسی مطالعات صورت پذیرفته نشان داده شد، سه فعالیت اصلی برای توسعه ابزار شبیه سازی دینامیکی موتورهای سیکل انبساطی توسط بیندر، دورتست و دی متئو صورت پذیرفت.

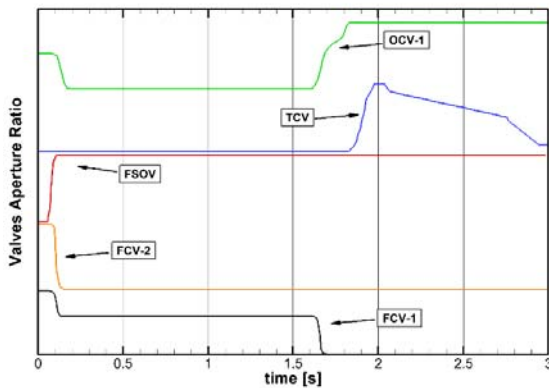
مهم ترین نقطه ضعف در هر سه پژوهش گذشته، استفاده از داده های تجربی در شبیه سازی رفتار دینامیکی موتور به خصوص در شبیه سازی مدل توربوپمپ است.

با این وجود هر سه پژوهش در شبیه سازی دقیق فرآیند راه اندازی ناکام ماندند.

12. Lewis Research Center
13. Lozano
14. Durteste
15. DiMatteo

عملکرد موتور RL-10A-3-3A

عملکرد موتور به اینگونه است که فشار ذخیره شده در مخازن سوخت (۱۶) و اکسید کننده (۱۷) باعث جاری شدن پیشران در مسیرها می‌شود. شیرهای خنک کن مسیر سوخت (۱۰ و ۱۱) و شیر تنظیمی اکسید کننده (۱۳) مانع از ورود پیشران‌ها به محفظه رانش (۱) می‌شوند، شیرهای خنک کن (۱۱ و ۱۰)، سوخت را برای پیش خنک کاری پمپ‌ها (۳ و ۴) از خود عبور داده و به مخزن سوخت باز (۱۶) می‌گرداند. این فرآیند پیش سوخت مصرف می‌شود. در مسیر اکسید کننده نیز شیر تنظیمی (۱۳) مانع از ورود اکسید کننده به محفظه رانش شده (۱) و اکسید کننده را از طریق راه‌انداز به محیط تخلیه می‌کند. این فرآیند ۹ ثانیه طول می‌کشد و ۱۰ کیلوگرم از اکسید کننده مصرف می‌شود. تا این لحظه شیر قطع سوخت (۶) به صورت کامل بسته است [۱۲]. شکل (۲) نمودار تغییرات سطح مقطع شیرها را در طول عملکرد موتور نشان می‌دهد.



شکل ۲- ترتیب و میزان باز و بسته شدن شیرآلات [۳].

در لحظه راه‌اندازی شیر قطع باز شده (۶) و شیر خنک کن (۱۰) پس از پمپ مرحله دوم بسته می‌شود اما شیر خنک کن (۱۱) اول برای جلوگیری از وقوع پدیده واماندگی در حین افزایش سرعت دورانی پمپ‌ها در حالت نیمه باز قرار می‌گیرد. بدین ترتیب سوخت از مسیر خنک کاری محفظه (۹) عبور کرده و گرم می‌شود و با گذشتن از ونتوری کاویتاسیونی (۸) وارد توربین می‌شود. تا زمان ۱/۸ ثانیه از باز شدن شیر قطع (۶)، شیر کنترل تراست (۷) بسته بوده و اجازه می‌دهد سوخت به طور کامل از توربین (۲) عبور نماید و با گذر از شیر قطع (۶) وارد محفظه شود [۱۲].

به موازات مسیر سوخت، در مسیر اکسید کننده شیر تنظیمی (۱۳) به صورت نیمه باز درآمده تا از جریان یافتن کامل اکسید کننده به محفظه رانش (۱) جلوگیری نماید و افزایش فشار محفظه رانش و سرعت دورانی توربین به آرامی و با اطمینان بالا انجام شود. همزمان با بسته شدن شیر خنک کن (۱۱) اول مسیر سوخت این شیر نیز

المان‌های اصلی این سامانه شامل (۱) محفظه رانش، (۲) توربین، (۳) پمپ مرحله اول سوخت، (۴) پمپ مرحله دوم سوخت، (۵) پمپ اکسید کننده، (۶) شیر قطع سوخت (FSOV)، (۷) شیر کنترل تراست (TCV)، (۸) ونتوری سوخت (Venturi)، (۹) کانال‌های خنک کاری، (۱۰) شیر خنک کن بعد از پمپ (FCV-2)، (۱۱) شیر خنک کن بین مرحله‌ای پمپ (FCV-1)، (۱۲) شیر یک طرفه سوخت (FINV)، (۱۳) شیر تنظیمی اکسید کننده (OCV)، (۱۴) شیر یک طرفه اکسید کننده (OINV)، (۱۵) جعبه دنده ۱، (۱۶) مخزن سوخت و (۱۷) مخزن اکسید کننده می‌باشد. نحوه قرارگیری این المان‌ها در شکل (۱) نشان داده شده است. جدول (۱) مشخصات ابعادی المان‌های این موتور را نشان می‌دهد. در ادامه به شرح عملکرد المان‌های موتور پرداخته می‌شود [۳].

جدول ۱- داده‌های ساختاری موتور RL-10A-3-3A [۳].

نام	مقدار	واحد
پمپ سوخت		
قطر امپلر مرحله اول	۱۷۹/۶	میلیمتر
ارتفاع تیغه خروجی مرحله اول	۵/۸	میلیمتر
قطر امپلر مرحله دوم	۱۷۹/۶	میلیمتر
ارتفاع تیغه خروجی مرحله دوم	۵/۵۸۸	میلیمتر
پمپ اکسید کننده		
قطر امپلر	۱۰۶/۷	میلیمتر
ارتفاع تیغه خروجی	۶/۳۷۶	میلیمتر
توربین		
قطر متوسط تیغه	۱۴۹/۸۶	میلیمتر
شیرآلات و لوله‌ها		
سطح مقطع شیر یک طرفه سوخت	۰/۰۰۴۱	متر مربع
سطح مقطع شیر خنک کن بین مرحله‌ای	۰/۰۰۰۳۸	متر مربع
سطح مقطع شیر خنک کن بعد پمپ	۰/۰۰۰۱۹	متر مربع
سطح مقطع گلوگاه ونتوری	۰/۰۰۰۶۷	متر مربع
سطح مقطع شیر کنترل تراست	۰/۰۰۰۰۱۰۱	متر مربع
سطح مقطع شیر قطع	۰/۰۰۲۱	متر مربع
سطح مقطع شیر یک طرفه اکسید کننده	۰/۰۰۳۱	متر مربع
سطح مقطع شیر تنظیمی اکسید کننده	۰/۰۰۰۰۳۹۶	متر مربع
کانال خنک کاری		
تعداد کانال‌ها	۱۸۰	-
عرض کانال در گلوگاه	۲/۲۸۶	میلیمتر
ارتفاع کانال در گلوگاه	۳/۵۵۶	میلیمتر
ضخامت دیواره سمت محفظه	۰/۳۳۰۲	میلیمتر
محفظه رانش		
قطر محفظه	۰/۱۳۰۳	میلیمتر
قطر گلوگاه	۰/۰۶۲۷	میلیمتر
نسبت انبساط	۶۱	-
طول نازل	۱/۴۷۶	میلیمتر

شیرآلات

شیر آلات یکی از تاثیر گذار ترین اجزای موتور در فرآیند گذراست. پاسخ زمانی شیرآلات بر روی پاسخ زمانی اجزای موتور تاثیر دارد. شکل (۲) تغییرات نسبت سطح شیرهای مورد استفاده در موتور را نشان می دهد. مدل مورد استفاده در شبیه سازی قادر است بر اساس تغییرات نسبت سطح، تغییرات فشار و دبی جرمی را نشان دهند. این مدل با استفاده از رابطه برنولی و فرض شیر به صورت یک اریفیس سطح متغیر بدست آمده و به شرح زیر نوشته می شود [۲۳]:

$$\left(\frac{L}{A}\right) \frac{d}{dt} \dot{m} = P_{in} - P_{out} - f(A)_{valve} \dot{m}^2 \quad (4)$$

$$f(A) = \frac{C_d}{2\rho A_t^2} \left[\left(\frac{A_t}{A}\right)^2 - 1 \right] \quad (5)$$

توضیح این که مقدار C_d برای هر شیر باید در شرایط استاتیکی تعیین گردد. این ضریب بیانگر اثر اصطکاک و ناشی از جنس، میزان زبری مقطع هر شیر است. در ساختار این موتور دو شیر کنترل تراست و تنظیمی اکسیدکننده به دلیل قرار گیری در مسیر موازی توربین و مسیر اصلی اکسیدکننده اهمیت بالایی در شبیه سازی فرآیند گذرا دارد.

توربوپمپ

در مجموعه توربوپمپ، گاز پرفشار توربین را می چرخاند و چرخش شفت مجموعه توربوپمپ سبب چرخش پمپها می گردد. به این ترتیب، با چرخش پمپها، سیال ورودی به پمپها، آنها را با فشار بالاتری ترک می کند.

پارامترهای تعیین کننده عملکرد پمپها در طول راهاندازی موتور دارای بازه وسیعی از تغییرات است. در طول راهاندازی نسبت دبی حجمی به سرعت دورانی در پمپها دارای مقادیر بزرگی است بنابراین پمپها در طول راهاندازی مانند توربین عمل می کنند و تولید گشتاور می نمایند. به منظور محاسبه سرعت دورانی پمپ از رابطه (۶) استفاده می شود. برای محاسبه مقادیر تولید گشتاور توربین و مصرف گشتاور پمپ از روابط (۸-۱۳) استخراج شده از مرجع [۲۴] استفاده شده است. بدین ترتیب که با استفاده از معادله بقای سرعت زاویه مقدار سرعت دورانی بر اساس گشتاور تولیدی در توربین و گشتاور مصرفی و اتلافی در پمپها و جعبه دنده محاسبه می شود. در مجموعه توربین موتور مورد نظر مقدار گشتاور اتلافی در جعبه دنده بر اساس مرجع [۴] در طول عملکرد موتور ثابت و برابر ۲/۲۶ نیوتن در متر در نظر گرفته شد. هم چنین مقدار سرعت دورانی پمپ اکسیدکننده با در فرض عملکرد خطی جعبه دنده از رابطه (۷) محاسبه می گردد. مقدار ضریب معادله با استفاده از نسبت مقادیر دور پمپها در شرایط استاتیکی بدست می آید.

به منظور محاسبه گشتاور پمپها و توربین از نسبت توان بر دور

به طور کامل باز شده و اجازه می دهد اکسیدکننده به طور کامل وارد محفظه رانش شود [۱۲].

در زمان ۰/۳ ثانیه باز شدن شیر قطع مسیر سوخت (۶)، جرقه زن مجموعه راهانداز فعال شده و انرژی مورد نیاز برای راهاندازی محفظه رانش را تأمین می نماید. با افزایش فشار محفظه رانش و سرعت دورانی توربوپمپ، شیر کنترل تراست (۷) باز شده و سرعت دورانی توربین را برای شرایط نامی تنظیم می نماید [۱۲].

معادلات حاکم و مدل ریاضی المانهای موتور

به منظور شبیه سازی فرآیند گذرای موتور نیاز است مدل های ریاضی اجزای موتور انتخاب و به طور مناسب ارتباط داده شود. در ادامه مدل ریاضی فرضیات در نظر گرفته شده در لوله ها، شیرآلات، توربوپمپ، محفظه رانش و مسیر خنک کاری ارائه می گردد. این مدلها در قالب ۱۴ زیرسامانه به کمک نرم افزار سیمولینک متلب با شرایط اولیه مناسب حل شده و رفتار دینامیکی موتور را شبیه سازی می نمایند.

لوله ها و انشعابات

لوله ها و انشعابات در فرآیند گذرای موتور اهمیت بسزایی دارند. مدل انتخاب شده برای شبیه سازی رفتار گذرای لوله و انشعابات باید بتواند مقدار دبی جرمی و فشار را به صورت مناسب مدل کند از این رو در هر قسمت از مسیر از دو معادله دیفرانسیلی برای تعیین نرخ تغییرات دبی جرمی خروجی و نرخ تغییرات فشار خروجی استفاده شده است. در این معادلات فرض شده است انتقال حرارت با محیط وجود ندارد، حرکت سیال یکنواخت است، سیال تراکم ناپذیر است و از گسترده بودن پارامترها صرفه نظر شده است.

نرخ تغییرات دبی جرمی عبوری از لوله ای به طول L از رابطه (۱) محاسبه می شود [۲۲]:

$$\left(\frac{L}{A}\right) \frac{d}{dt} \dot{m} = P_{in} - P_{out} - \left[\frac{\lambda}{2\rho A^2}\right] \dot{m}^2 \quad (1)$$

$$\lambda = f \frac{L}{D} \quad f = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad (2)$$

رابطه تغییرات فشار خروجی با فرض اندکی تراکم پذیری برای سیال با فرض آنکه حجم لوله با نوسانات فشاری تغییر نکند و ثابت بماند از رابطه (۳) تعیین می گردد:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{d(\rho V)}{dt} \quad k = \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dP} \quad (3)$$

$$k(\rho V) \frac{dP}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}$$

$$\dot{m}_{tu} = C_d A_{tu, in} \Gamma q(Z) \frac{P_{tu, in}}{\sqrt{RT_{tu, in}}} \quad (14)$$

$$\Gamma = \sqrt{\gamma} \left[\frac{2}{\gamma+1} \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (15)$$

$$Z = \sqrt{\frac{\gamma+1}{(\gamma-1)} \left(1 - \left(\frac{P_{tu, out}}{P_{tu, in}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad (16)$$

$$q(Z) = \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} Z \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} Z^2 \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (17)$$

محفظه رانش

مهمترین رفتار دینامیکی محفظه رانش در مدل سازی فرآیند گذرای موتور تعیین تغییرات فشار محفظه بر حسب زمان است که با استفاده از معادله پیوستگی و گاز کامل بدست می آید [۱۷].

به منظور تعیین معادلات ترمودینامیکی محفظه های احتراق ذکر چند نکته حائز اهمیت است:

الف- از مهم ترین عوامل تأثیرگذار بر نوع و شدت فرآیند احتراق در محفظه های احتراق، زمان احتراق می باشد. زمان احتراق متأثر از مشخصه های فیزیکی- شیمیایی جریان داخل محفظه است که در این مقاله از این زمان صرفه نظر شده است.

ب- حجم منطقه احتراق در محفظه احتراق، شامل حجم مایعات سوخت و اکسیدکننده باقی مانده که هنوز به دمای جوش نرسیده اند (فاز مایع)، مایع به دمای تبخیر رسیده ولی تبخیر نشده (فاز مایع)، بخار سوخت و اکسیدکننده (فاز بخار) و محصولات احتراقی سوخت و اکسیدکننده (فاز گاز) می باشد.

با توجه به موارد فوق، با استفاده از معادله پیوستگی و گاز کامل و با استفاده از داده های احتراقی جدول شده مقدار تغییرات فشار محفظه از رابطه (۱۸) محاسبه می شود و داده های احتراقی جدول شده در قالب روابط (۲۰) و (۲۱) در معادله (۱۸) اعمال می شود.

$$\frac{L^*}{R^2} \frac{A_t}{C^{*2}} \frac{dP_{cc}}{dt} + \frac{A_t}{C^*} P_{cc} = \dot{m}_{ox}(t) + \dot{m}_{fu}(t) \quad (18)$$

$$L^* = \frac{V_{cc}}{A_t} \quad (19)$$

$$C^* = \frac{A_t P_{cc}}{\dot{m}} = \frac{\sqrt{RT}}{\Gamma} \quad (20)$$

$$\Gamma = \sqrt{\gamma} \left[\frac{2}{\gamma+1} \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (21)$$

مسیر خنک کاری

فرآیند انتقال حرارت بین محفظه پیشرانش، دیواره و سیال در مسیر خنک کاری موتور را می توان مانند مبدل های حرارتی در نظر گرفت. با تمرکز بر روی سیال خنک کننده و با توجه به قانون اول ترمودینامیک و مشتق زمانی آن رابطه (۲۲) به دست می آید [۱۱].

برای محاسبه میزان انتقال حرارت و تعیین دمای خروجی سیال از روابط (۲۲) تا (۳۰) استفاده شده است.

استفاده شده است. در توربین، توان توربین تابعی از راندمان، دبی، دما و نسبت فشار کاری پمپ محاسبه می شود. مقدار توان در طول کارکرد توربین متفاوت بوده و تابعی از دور پمپ، کار آدیباتیک (۱۰) توربین است که از تابعی تجربی معادله (۹) محاسبه می شود.

مقدار توان مصرفی پمپ تابعی از اختلاف فشار کاری پمپ، راندمان و دبی عبوری از آن (رابطه ۱۱) مورد محاسبه قرار می گیرد. در پمپ ها نیز راندمان در طول عملکرد متغیر بوده و بر اساس مقدار دبی عبور و دور پمپ متغیر است و با استفاده از رابطه تجربی (۱۲) مورد محاسبه قرار می گیرد.

$$I_{tp} \frac{d\omega}{dt} = TQ_{tu} - TQ_{pu} - TQ_{shaft} \quad (6)$$

$$\omega_{lox} = \omega_{lh2} * RL \quad (7)$$

$$TQ_{tu} = \frac{\bar{P}_{tu}}{\omega} = \quad (8)$$

$$\eta_{tu} \dot{m}_{tu} c_p T_{tu, in} \left(1 - \left(\frac{P_{tu, out}}{P_{tu, in}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \quad (8)$$

$$\eta_{tu} = \left(\frac{0.004}{\omega} + 2.676 \frac{r_d}{C_{ad}} - 2.928 \omega \left(\frac{r_d}{C_{ad}} \right)^2 \right) \omega \quad (9)$$

$$C_{ad} = \sqrt{2 \left(c_p T_{tu, in} \left(1 - \left(\frac{P_{tu, out}}{P_{tu, in}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right)} \quad (10)$$

$$TQ_{pu} = \frac{(P_{pu, out} - P_{pu, in}) \dot{m}}{\rho \omega \eta_{pu}} \quad (11)$$

$$\eta_{pu} = A_{pu} \left(\frac{\dot{m}}{\rho \omega} \right) - B_{pu} \left(\frac{\dot{m}}{\rho \omega} \right)^2 + C_{pu} \left(\frac{\dot{m}}{\rho \omega} \right)^3 - D_{pu} \left(\frac{\dot{m}}{\rho \omega} \right)^4 \quad (12)$$

$$A_{pu} = 2.69 \eta_n / \left(\frac{Q}{\omega} \right)_n$$

$$B_{pu} = 2.65 \eta_n / \left(\frac{Q}{\omega} \right)_n^2$$

$$C_{pu} = 1.22 \eta_n / \left(\frac{Q}{\omega} \right)_n^3$$

$$D_{pu} = 0.26 \eta_n / \left(\frac{Q}{\omega} \right)_n^4$$

$$\eta_{pu} = 0.65$$

در موتورهای سیکل انبساطی به دلیل این که توربین در مسیر خط اصلی سوخت قرار دارد دارای افت فشار نسبتاً بالایی بوده و بر خلاف سایر سیکل های مدلسازی این اثر دارای اهمیت است و به همین منظور معادله زیر برای محاسبه دبی جرمی عبوری از توربین مورد استفاده قرار گرفته شد [۲۴].

رابطه (۱۴) مقدار دبی را بر حسب مشخصات سیال ورودی و ضرایبی که در معادلات (۱۵) تا (۱۷) مقدار سطح ورودی توربین محاسبه می شود. مقدار روابط (۱۵) تا (۱۷) روابطی دینامیک گازی هستند که تغییرات سطح مقطع توربین در طول عملکرد را تعیین می نمایند.

محفظه نیز باعث کاهش دبی سوخت شده است. با توجه به این که با افزایش دبی اکسیدکننده، نسبت دبی اکسیدکننده به سوخت به نسبت دبی استوکیومتری نزدیک می شود که علاوه بر افزایش دمای محفظه باعث افزایش فشار می شود.

جدول ۲- در صد خطای محاسبه عملکرد موتور در شرایط نامی RL-10A-3-3A

نام	واحد	نتایج آزمون [3]	نتایج پژوهش حاضر	میزان درصد خطا
فشار محفظه	بار	۳۲/۷۴	۳۲/۸۳	+۰/۲۷۴
نسبت دبی	-	۵/۰۵۵	۵/۱۱	+۱/۰۸۸
دبیجرمی اکسیدکننده ورودی به محفظه	کیلوگرم بر ثانیه	۱۴/۱۶	۱۴/۳۸	+۱/۳۳۸
دبیجرمی سوخت ورودی به محفظه	کیلوگرم بر ثانیه	۲/۷۸	۲/۷۱	-۲/۵۱
نسبت فشار توربین	-	۱/۴	۱/۴۶	+۴/۲۸
سرعت دورانی توربین	سرعت دورانی بر دقیقه	۳۱۵۴۶	۳۲۸۳۶	+۴/۰۸۹

شکل های (۳-۶) به ترتیب تغییرات فشار، سرعت دورانی

پمپ، دبی جرمی اکسیدکننده و دبی جرمی سوخت را بر حسب زمان در مقایسه با نتایج نشان می دهد. تغییرات دبی جرمی سوخت بر حسب زمان در شکل (۳) نشان داد در روند افزایش دبی جرمی، پیک مشاهده شده در نتایج آزمون زمینی توسط مدل شبیه سازی نیز مشاهده می شود اما نوسانات رخ داده در آن در شبیه سازی رؤیت نمی گردد. این نوسانات ناشی از ماهیت کنترلی شیر تنظیم تراست است لکن در این شبیه سازی رفتار شیر طبق شکل (۲) به مدل اجبار شده و لذا کد محاسباتی نتوانسته این نوسانات را شبیه سازی نماید. برای مدل سازی این نوسانات باید مدلی مورد استفاده قرار گیرد که بتواند ساختار و دینامیک شیر را به صورت مناسب مدل کند.

در مقایسه با شبیه سازی های انجام شده همان طور که ملاحظه می شود افزایش فشار نوسانات کمتری دارد و با نتایج آزمون زمینی نیز همخوانی مناسبی دارد. در بازه زمانی بین ۱/۵ تا ۲ ثانیه که به ترتیب شیرهای تنظیمی مسیر اکسند و شیر کنترلی تراست باز می گردد، دبی دچار افت شده و دوبار افزایش می یابد این افت با کمی تاخیر در شبیه سازی مرجع [۳] نیز بدست آمده است اما در شبیه سازی مرجع [۱۲] این شبیه سازی به صورت یک افزایش فشاری شدید شبیه سازی شده است. در ادامه در ثانیه ۲ تا ۲/۵ افزایش فشاری در داده تجربی مشاهده نمی شود اما در شبیه سازی مرجع [۳] پیک فشاری مشاهده می شود این درحالی است که سطح مقطع شیر کنترل تراست در این بازه در حال کم شدن است که این رفتار کامل در شبیه سازی اخیر قابل مشاهده است.

$$\rho_{out} V_{out} \frac{d}{dt} U_{out} = \dot{Q}_{w_{hot}} - \dot{Q}_{w_{cold}} \quad (22)$$

$$+ \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out} \quad (23)$$

$$h_{out} = U_{out} + \frac{P_{out}}{\rho_{out}} \quad (24)$$

$$h_{in} = h_{tank} + \frac{P_{in} - P_{out}}{\rho} \quad (25)$$

$$\dot{Q}_{w_{hot}} = Ah_g(T_{w_{hot}} - T_{out}) \quad (26)$$

$$\frac{h_g D}{k} = 0.026 \left(\frac{D \dot{m}}{A \mu} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)^{0.4} \quad (27)$$

$$\dot{Q}_{w_{cold}} = Ah_g(T_{out} - T_{w_{cold}}) \quad (28)$$

$$\frac{d}{dt} T_{w_{hot}} = \frac{1}{m C_v} (\dot{Q}_{tc} - \dot{Q}_{w_{hot}}) \quad (29)$$

$$\dot{Q}_{tc} = Ah_g(T_c - T_{w_{hot}}) \quad (30)$$

$$\frac{d}{dt} T_{w_{cold}} = \frac{1}{m C_v} (\dot{Q}_{w_{cold}} - \dot{Q}_{wc}) \quad (31)$$

لازم به ذکر است در این محاسبات مقدار \dot{Q}_{wc} برابر با صفر فرض شد.

برای مدل سازی و شبیه سازی انتقال حرارت، باید معادلات فوق را برای کانال خنک کاری حل نمود. در این روابط مقادیر رابطه (۲۶) به گونه ای برای رابطه (۲۹) انتخاب شده است که بتوانند انتقال حرارت تابشی و همرفتی داخلی محفظه به دیواره را با این تک معادله مدل کرد.

مدل ریاضی موتور بالغ بر ۱۵۰ معادله جبری و دیفرانسیلی است که در قالب ۱۴ زیرسامانه به کمک نرم افزار سیمولینک متلب شبیه سازی شده است.

تحلیل نتایج

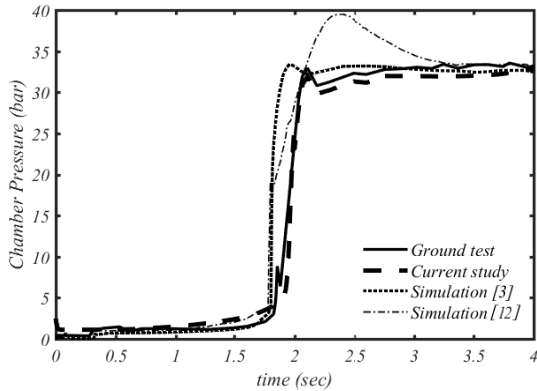
نتایج شبیه سازی حاصل از مدل ریاضی غیرخطی با نتایج آزمون زمینی و شبیه سازی ارائه شده در مراجع [۳، ۱۲] مورد مقایسه قرار گرفت.

جدول (۲)، مقایسه پارامترهای عملکردی در شرایط نامی بدست آمده از کد را در مقایسه با نتایج آزمون زمینی ارائه شده در مرجع [۳] نشان می دهد. حداکثر درصد خطا مقادیر زیر پنج درصد است. بیشترین خطا مربوط به محاسبه مقدار نسبت فشار توربین است و ناشی از خطای مدل محاسبه دبی جرمی عبوری از توربین است.

جدول (۲) اختلاف پارامترهای عملکردی در شرایط نامی آزمون زمینی و شبیه سازی حاضر را نشان می دهد و همان طور که قابل مشاهده است خطای نتایج کمتر از ۵ درصد بوده و قابل قبول است.

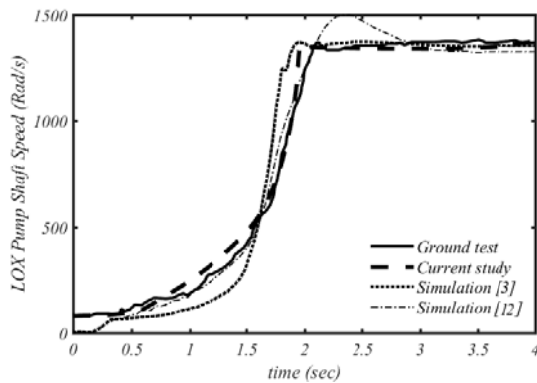
با مقایسه داده های جدول می توان بیان نمود که دبی عبوری مسیر انتقال اکسیدکننده در پژوهش حاضر بیش از مقدار واقعی پیش بینی شده که باعث افزایش فشار محفظه شده است. افزایش فشار

که اثر آن بر فشار محفظه نیز بیشتر است. لذا رفتار، تغییرات فشار روندی منطقی را نشان می‌دهد.

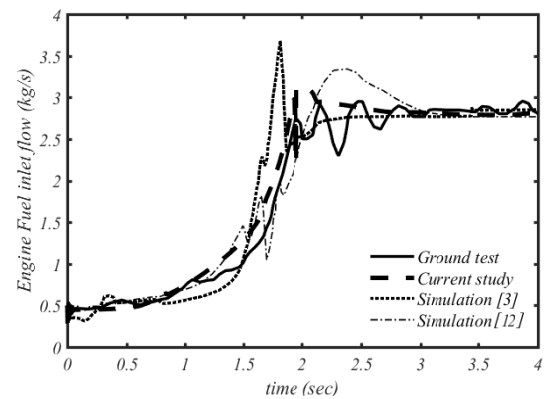


شکل ۵- تغییرات فشار برحسب زمان در فرآیند راه‌اندازی

در مقایسه با نتایج سایر شبیه‌سازی‌ها، شبیه‌سازی حاضر نسبت به شبیه‌سازی شبه گذرا که پیک فشاری بسیار بالاتری نسبت به آزمون زمینی را مدل کرده، نتایج بهتری داشته، به علاوه نسبت به مدل مرجع [۱۲] که پیک فشاری از 0.7 ثانیه زودتر شبیه‌سازی کرده، از انطباق بهتری با آزمون زمینی برخوردار است. با مقایسه‌ی انجام شده بین نتایج شبیه‌سازی تغییرات سرعت دورانی پمپ بر حسب زمان با نتایج آزمون اثبات شد که مدل به کار گرفته شده برای محاسبه رفتار توربوپمپ، مدلی مناسب است. همان طور که در شکل (۶) مشاهده می‌گردد، تأثیر افت دبی جرمی مسیر اکسیدکننده در حالت استاتیکی موتور بر روی مقدار سرعت دورانی پمپ نیز قابل مشاهده است اما تقدم و تأخر زمانی محسوس نمی‌شود. دلیل این امر این است که محاسبه سرعت دورانی پمپ اکسیدکننده تنها به رفتار دبی جرمی مسیر اکسیدکننده وابسته نبوده و با توجه به نوع سیکل این موتور حساسیت بیشتری به دینامیک مسیر سوخت دارد چرا که توربین توسط دبی جرمی و فشار این مسیر به حرکت در می‌آید. از اینرو عدم مشاهده این تقدم و تأخر قابل توصیف است.

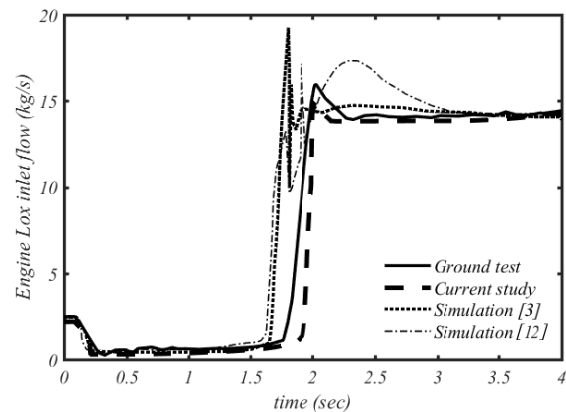


شکل ۶- تغییرات دور پمپ اکسیدکننده برحسب زمان در فرآیند راه‌اندازی



شکل ۳- تغییرات دبی سوخت برحسب زمان در فرآیند راه‌اندازی

شکل (۴) تغییرات دبی جرمی اکسیدکننده در طول زمان را نشان می‌دهد. در ثانیه 0 تا 0.5 همزمان با بسته شدن شیر تنظیمی اکسیدکننده دبی جرمی نیز کاهش می‌یابد. در ثانیه $1/5$ تا 2 توام با باز شدن شیر تنظیمی اکسیدکننده فشار افزایش می‌یابد. روند تغییرات در این بازه با تأخیر و مقدار بیشینه‌ای کمتر از مقدار آزمون زمینی همراه است. علت اختلاف مشاهده، ناشی از افت فشار بیش از حد المان‌های مسیر است. در نتیجه دینامیک شیر تنظیمی مسیر اکسیدکننده برای محاسبه افت فشار حائز اهمیت است. تأخیر نیز به جهت دینامیک شیر تنظیمی بوده و تأثیر آن را دوچندان نمایان می‌کند. شبیه‌سازی حاضر نسبت به شبیه‌سازی‌های انجام شده گذشته همخوانی مناسب‌تری داشته و نوسات رخ داده شده در ثانیه بین $1/5$ تا 2 مدل‌های مرجع [۳] و [۱۲] در شبیه‌سازی حاضر مشاهده نمی‌شود.



شکل ۴- تغییرات دبی اکسیدکننده برحسب زمان در فرآیند راه‌اندازی

تغییرات فشار محفظه بر حسب زمان مهم‌ترین پارامتر برای تحلیل دینامیکی رفتار سامانه موتور است. در شکل (۵) نتایج شبیه‌سازی برای روند تغییرات فشار محفظه موتور مورد نظر ارائه شده است. نتیجه شبیه‌سازی همخوانی مناسبی با آزمون زمینی انجام شده دارد. مشاهده می‌گردد اختلاف نتایج حاصله با آزمون زمینی، ناشی از ورودی دبی جرمی اکسیدکننده است. علت این امر میزان دبی جرمی اکسیدکننده بیشتر در مقایسه با سوخت بوده

جمع بندی

هدف اصلی این مقاله شبیه سازی رفتار دینامیکی موتورهای سوخت مایع با سیکل انبساطی بود، مدلی که بتواند رفتارهای دینامیکی این نوع موتورها همچون راه اندازی را با دقت و اعتبار مناسب با استفاده از معادلات غیرخطی شبیه سازی نماید.

جدول ۴- درصد انحراف مقادیر مشخصات پاسخ زمانی نسبت به نتایج آزمون زمینی

نام	پژوهش حاضر	مرجع [3]	مرجع [12]
فشار محفظه			
زمان صعود	-۲۷/۰۸	-۵۷/۸۲	۷۶/۷۱
زمان اوج	۳/۲۹	-۶/۵۲	۱۴/۱۶
سرعت دورانی توربوپمپ			
زمان صعود	۱۱/۵۳	-۲۸/۷	۲۱/۸۳
زمان اوج	-۶/۷۸	۱۵/۲۴	۱۰/۸۷
دبی سوخت			
زمان صعود	-۷/۴۱	۴۹/۸۲	۴/۲۷
زمان اوج	-۵/۶۴	-۱۲/۸۷	۱۴/۸۱
دبی اکسیدکننده			
زمان صعود	۳۸/۰۲	-۴۶/۹۵	۱۰۷/۲۲
زمان اوج	۶/۱۹	-۱۱/۲۵	۱۲/۷۲

نتایج شبیه سازی انجام شده با داده های عملکردی موتور موجود RL-10A-3-3A مورد مقایسه قرار گرفت و نشان داد مدل از اعتبار کافی برخوردار است. همچنین با مقایسه با شبیه سازی ها و مدل های توسعه داده شده قبلی نشان داده شد، می توان این موتورها را با رویکردی ساده تر شبیه سازی کرد. در نتیجه با استفاده از این ابزار می توان به سادگی و با قابلیت اطمینان بهتری در بهینه سازی و طراحی این موتورها گام برداشت. برای بهبود و توسعه مدل، پیشنهاد می شود برای افزایش دقت، مدل های غیرخطی برای شبیه سازی دینامیک شیرآلات و مسیر خنک کاری توسعه و به مدل ارائه شده افزوده شود.

مراجع

- [1] Martin, M. A., Huy, H. Nguyen, D. Greene, W. and C. Seymout, D., "Transient Mathematical Modeling For Liquid Rocket Engine Systems: Methods, Capabilities, and Experience," *5th International Symposium on Liquid Space Propulsion, Chattanooga, TN; United States, Oct 27-30. 2003.*
- [2] Sutton, George P., and Biblarz, O., *Rocket Propulsion Elements*, John Wiley & Sons, pp. 223-225, 2016.
- [3] Binder, M., Tomsik, T. and P. Veres, J., RL10A-3-3A Rocket Engine Modeling Project, NASA Technical Report, 1997.
- [4] Binder, M., "A Transient Model of the RL10A-3-3A Rocket Engine," *In 31st Joint Propulsion Conference and Exhibit*, p. 2968. 1995.

همان طور که ملاحظه شد رفتار دینامیکی شبیه سازی شده در مدل دینامیکی ارائه شده همخوانی مناسبی با نتایج آزمون زمینی موجود داشته و عدم تطابق ها ناشی از این است که مدل توسعه یافته برخی از جزئیات را مدل نمی کند. در مقایسه با مدل های توسعه داده شده گذشته مدل حاضر همخوانی قابل قبولی با نتایج آزمون زمینی داشت.

تحلیل و بررسی

پاسخ زمانی یک سیستم دینامیکی را می توان با تعیین زمان صعود و زمان اوج تعیین کرد. زمان صعود، مدت زمانی است سیستم از ده درصد خود به نود درصد مقدار نهایی خود برسد. همچنین زمان اوج، زمانی است که سیستم به اولین مقدار حداکثر خود برسد. با توجه به این که هدف این پژوهش ارائه مدل سازی غیر خطی برای شبیه سازی دینامیکی با دقت بالاتر است برای همین منظور در جدول (۳) و (۴) اقدام مقادیر پاسخ زمانی شبیه سازی شده مرجع [۳] و [۱۲] با نتایج آزمون زمینی موتور مورد مقایسه قرار گرفت.

جدول ۳- مقادیر مشخصات پاسخ زمانی (ثانیه)

نام	داده های آزمون زمینی [3]	پژوهش حاضر	مرجع [3]	مرجع [12]
فشار محفظه				
زمان صعود	۰/۲	۰/۱۴	۰/۰۸۴	۰/۳۵۳
زمان اوج	۲/۱۰۶	۲/۱۷۶	۱/۹۶۹	۲/۴۰۴
سرعت دورانی توربوپمپ				
زمان صعود	۰/۹۴	۱/۰۴۹	۰/۶۷	۱/۱۴۵
زمان اوج	۲/۱	۱/۹۶۲	۱/۴۲۵	۲/۳۳۴
دبی سوخت				
زمان صعود	۰/۹۴۲	۰/۸۷۲	۱/۴۱۲	۰/۹۸۲
زمان اوج	۲/۰۷	۱/۹۵۸	۱/۸۰۸	۲/۳۸۳
دبی اکسیدکننده				
زمان صعود	۰/۱۲۶	۰/۱۷۴	۰/۰۶۷	۰/۲۶۱
زمان اوج	۲/۰۳	۲/۱۵۶	۱/۸۰۲	۲/۲۸۹

همان طور که مشاهده می شود زمان صعود و زمان اوج فشار محفظه در داده های آزمون زمینی اختلاف کمی با مقدار پژوهش حاضر دارد در حالی که مقادیر مراجع [۳] و [۱۲] دارای اختلاف زیادی است. این موضوع نشان می دهد که رفتار دینامیکی در پژوهش حاضر به صورت مناسب شبیه سازی شده است. برای درک بهتر و مقایسه در جدول (۴) این مقادیر در قالب درصد انحراف از مقادیر نتایج آزمون زمینی نشان داده شده است. کمترین میزان انحراف پاسخ زمانی (زمان صعود- زمان اوج) فشار محفظه، سرعت دورانی پمپ، دبی سوخت و دبی اکسیدکننده نسبت به داده های آزمون زمینی مربوط به مقادیر پژوهش حاضر بوده که این موضوع تأییدی بر بهبود مدل سازی در شبیه سازی حاضر نسبت به سایر شبیه سازی های صورت پذیرفته شده است.

- [15] Naderi, M., LiangGuozhu,. Static Performance Modeling And Simulation of the Staged Combustion Cycle LPRES. *AerospaceScienceandTechnology*. 2018.
- [16] Santana Jr., A., Barbosa, F.I., Niwa, M. and Goes, L.C.S., "Modeling and Robust Analysis of a Liquid Rocket Engine," *36th Joint Propulsion Conference & Exhibit*Huntsville, Alabama, July 2000.
- [17] Karimi, H., Nassirharand, A. and Beheshti, M., *Dynamic and Nonlinear Simulation of Liquid Propellant Engines*, *AIAA Journal of Propulsion and Power*, vol. 19, no. 5, 2003, pp. 938-944,
- [18] Kanmuri, A., Kanda, T., Wakamatsu, Y., Torri, Y. and Kagawa, E. and Hasegawa, K., *Transient Analysis of LOX/LH2Rocket Engine (LE-7)*, *25th Joint Propulsion Conference & Exhibit*Huntsville, Monterey, CA, July 10-12, 1989.
- [19] Kun, L. and Yulin, Z., *Study on Versatile Simulation of Liquid Propellant Rocket Engine Systems Transients*, *36th Joint Propulsion Conference & Exhibit Huntsville*, Huntsville, AL, July 17-19, 2000.
- [20] Ramesh, D. and Aminpoor, M., "Nonlinear, Dynamic Simulation of an Open Cycle Liquid Rocket Engine," *43th Joint Propulsion Conference & Exhibit Huntsville*, Cincinnati, OH, July8 - 11 , 2007.
- [21] i Bel, Núria Margarit, and Manuel Martínez Sánchez. *Simulation of A Liquid Rocket Engine*,1st Meeting of EcosimPro Users, UNED, Madrid, 3-4 May 2001.
- [22]Beliaev, E., Chevanov, V., Chervakov, V., "Mathematical Modeling of Operating Process of Liquid Propellant Rocket Engines," MAI, 1999. (In Russian)
- [23] Hybrid Systems Analysis Unit and System Dynamics Unit, Engine Balance and Dynamics Model, Rockwell International Corporation, Rocket dyne Division, report number RL00001, January 19.
- [24] Avsianikov, B.V., "Theory and Calculation of Feed System's Elements of Liquid Propellant Rocket Engines," *Mashinostroeinye Publications*, Moscow, Russia, 1983. (In Russian).
- [5] Binder, M., "An RL10A-3-3A rocket engine model using the Rocket Engine Transient Simulator (ROCETS) Software," *29th Joint Propulsion Conference and Exhibit*. 1993.
- [6] Rachuk, V. and Titkov, N., "The First Russian LOX-LH2 Expander Cycle LRE: RD0146," *Presented at the 42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, Sacramento, California, 9 - 12 July 2006.
- [7] Sekita, R., Yasui, M. and Warashina, S., "The LE-5 Series Development, Approach to Higher Thrust," Higher Reliability and Greater Flexibility, Presented at the 36th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Huntsville, Alabama, 17-19 July 2000
- [8] Durtteste, S., "A Transient Model of the VINCI Cryogenic Upper Stag Rocket Engine," *Presented at the 43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, Cincinnati, OH, 8 - 11 July 2007
- [9] Leonardi, M., Nasuti, F., Onofri, M., "Basic Analysis of a LOX/Methane Expander Bleed Engine," *presented at the 7TH European Conference for Aeronautics and Aerospace Sciences (EUCASS)*, Milan, Italy, 3 - 6 July 2017
- [10] Atsumi, M. and et al., "Development of the LE-X Engine," *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*, Vol.48, No. 4, 2011, pp. 36-41.
- [11] Lozano, T.P.C., "Dynamic Models For Liquid Rocket Engines With Health Monitoring Application," in: *Master of Science, Aeronautics and Astronautics*, Massachusetts Institute of Technology, 1998
- [12] Di Matteo, F.. *Modelling and Simulation of Liquid Rocket Engine Ignition Transients*, (PhD Thesis), Department of Aerospace Engineering, SAPIENZA University, Roma, 2010..
- [13] Di Matteo, F., De Rosa, M. and Onofri, M., "Start-up Transient Simulation of A Liquid Rocket Engine," *47th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*. 2011.
- [14] Di Matteo, F., De Rosa, M. and Onofri, M., "Transient Simulation of the RL-10A-3-3A Rocket Engine," *Space Propulsion Conference*. 2012.