Vol. 13/ Issue 1/ 2020 (No.42)
pp. 39-48

10.30699/JSST.2020.1165

JSST
Journal of Space Science & Technology

Research Paper

Dynamic & Non-linear Modeling of an Expansion Cycle Rocket Engine

M. A. Eskandari[1], H. Karimi[2]*, D. Ramesh[3] and M.R. Alikhani[4]

1, 2, 3, 4. Department of Aerospace Engineering, Khajeh Nasir Toosi University of Technology, Tehran, Iran

* **karimi@kntu.ac.ir**

Expansion cycle rocket engines have unintelligible and sensitive dynamic behavior. Contrary to other types of rocket engine which have a gas generator, Expansion cycle rocket engines utilize mass flow of fuel propellant to provide power for the rotating turbo pump. Which contributes to a complicated and difficult ignition process in these engines. Priority and delay process in the opening of control valves is important to prevent the aforementioned phenomena. As opening and closing of control valves cause dynamic processes in a rocket engine, whose effects are expensive and difficult to predict by experimental tests. Therefore, dynamic modeling plays a key role in the development of expansion cycle rocket engines and may decree future expenses. In this article, the RL-10 rocket engine with sufficient data for validation has been chosen. The main goal of this article is the dynamic modeling of the expansion cycle rocket engine using mathematical non-linear models. Modeling results yield that the presented non-linear model is valid.

Keywords: RL-10, dynamic analysis, Liquid Rocket Engine

1. PhD Student
2. Professor (Corresponding Author)
3. Assistant Professor
4. M. Sc.

Received: 2019.01.10, Accepted: 2019.10.23 / Publish Online: 2020.03.20 / Online ISSN: 2423-4516 / Print ISSN: 2008-4560

JSST
فصلنامهٔ علمی - پژوهشی علوم و فناوری فضایی

دوره ۱۳ / شمارهٔ ۱/ بهار ۱۳۹۹ (پیاپی ۴۲) DOI: 10.30699/JSST.2020.1165
ص. ص . ۴۸- ۳۹

مقاله علمی پژوهشی

دینامیک و مدل‌سازی غیرخطی موتور سیکل انبساطی

محمدامین اسکندری[۱]، حسن کریمی مزرعه شاهی[۲*]، داود رمش[۳] و محمدرضا علی‌خانی[۴]

۱-۴- دانشکدهٔ مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین‌طوسی

*** 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 می‌شود. همین امر فرآیند راه‌اندازی را در این نوع موتورها را بسیار دشوار و پیچیده کرده است. عملکرد شیرآلات کنترلی فرآیند دینامیکی پیچیده‌ای است و پیش‌بینی اثر آن با اجرای آزمون‌های تجربی بسیار پیچیده و هزینه‌بر خواهد بود از این رو مدل‌سازی دینامیکی در توسعه این نوع موتورها اهمیت بالایی دارد و می‌تواند از بسیاری از هزینه‌های آتی جلوگیری کند. در این مقاله اقدام به مدل‌سازی غیرخطی موتور سوخت مایع RL-10 پرداخته می‌شود. هدف این پژوهش بررسی رفتار دینامیکی موتور انبساطی با استفاده از مدل‌های ریاضی غیرخطی است. نتایج شبیه‌سازی نشان داد که مدل غیرخطی ارائه شده برای این موتور از اعتبار کافی برخوردار است.

واژه‌های کلیدی: RL-10، شبیه‌سازی، موتور سوخت مایع، تحلیل دینامیکی

علائم و اختصارات

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

۱ . دانشجوی دکتری
۲ . استاد (نویسنده مخاطب)
۳ . دکتری
۴ . کارشناس ارشد

ارسال مقاله: ۹۷/۱۰/۲۰ پذیرش مقاله: ۹۸/۰۸/۰۱ / چاپ الکترونیکی: ۱۳۹۹/۰۱/۰۱ / شاپای الکترونیکی: ۴۵۱۶-۲۴۲۳ / شاپای چاپی: ۴۵۱۶-۲۰۰۸

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

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 موتورها 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 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 موتورها 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 درچین و BE-3 در شرکت بلو اورجین[۱۰] طراحی و ساخته شدند. همه موتورهای مذکور از پیشران اکسیژن مایع و هیدروژن مایع به‌عنوان پیشران استفده نموده‌اند. در ادامه، اخیرا تلاش‌هایی برای ساخت موتورهایی سیکل انبساطی با پیشران اکسیژن مایع و متان مایع صورت پذیرفته ولی هیچ یک از موتورها با 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 برخورد دار است.

از این‌رو 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 شبیه‌سازی موتورهای سیکل انبساطی به ۱۹۹۵ توسط بیندر[۱۱] و همکارانش در شرکت پرت اند ویتنی

5. Expander Cycle

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

به سفارش مرکز تحقیقاتی لوئیس[12]ناسا برای موتور RL-10 باز می‌گردد. در این پژوهش داده‌های تجربی به صورت گسترده مورد استفاده قرار گرفت. مدل شبه گذرا توانست فرآیند راه‌اندازی را پیش‌بینی نمایند هر چند در شبیه‌سازی پیک فشاری موتور ناکام بود [۳-۵].

در سال ۱۹۹۸ لوزانو[13]مدل دینامیکی برای موتور SSME ارائه نمود. در این تحقیق به صورت گسترده مدل‌هایی برای اجزای موتور ارائه شد اما نتایجی از شبیه‌سازی رفتار دینامیکی موتور ارائه نشد. [۱۱]

دومین اقدام برای شبیه‌سازی رفتار دینامیک موتورهای سیکل انبساطی، در سال ۲۰۰۷ توسط دورتست[14] با استفاده از تئوری باند گراف صورت پذیرفت. نتایج حاصل از این شبیه‌سازی با تست تجربی در قالب تصاویری مورد مقایسه قرار گرفت. نتایج حاصله فرآیندهای اولیه را بخوبی مدل نمود اما در مدل‌سازی شرایط نامی ناکام ماند [۸].

سومین اقدام برای شبیه‌سازی موتورهای سیکل انبساطی در سال ۲۰۱۱ توسط دی متئو[15] و همکارانش با استفاده از نرم‌افزار ESPSS برای شبیه‌سازی موتورهای LE-5،vinci و RL-10 صورت پذیرفت. در این تحقیق از مدل‌های پیچیده در شبیه‌سازی 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 شبه‌گذرای ارائه شده توسط بیندر کاملاً وابسته به داده‌های تجربی برای شبیه‌سازی است [۱۲-۱۴].

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

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

همان‌طور که با بررسی مطالعات صورت پذیرفته نشان داده شد، سه فعالیت اصلی برای توسعه ابزار شبیه‌سازی دینامیکی موتورهای سیکل انبساطی توسط بیندر، دورتست ودی متئو صورت پذیرفت.

مهم‌ترین نقطه ضعف در هر سه پژوهش گذشته، استفاده از داده‌های تجربی در شبیه‌سازی رفتار دینامیکی موتور به خصوص در شبیه‌سازی مدل توربوپمپ است.

با این وجود هر سه پژوهش در شبیه‌سازی دقیق فرآیند راه‌اندازی ناکام ماندند.

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

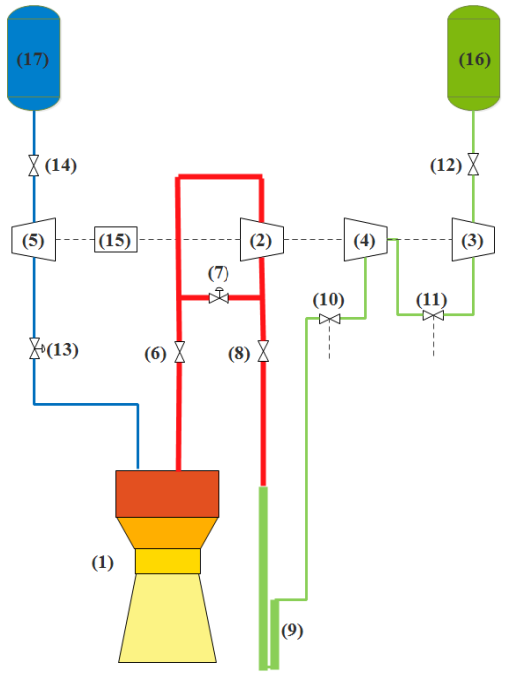
برای اعتبارسنجی، از نتایج آزمون زمینی ارائه شده در مرجع [۳] برای یک موتور RL-10A-3-3A که در ۱۹۹۱ توسط ناسا انجام پذیرفته، استفاده شده است. ناسا برای اطمینان از نتایج بدست آمده، موتور آزمون شده را پنج بار دیگر آزمون نمود تا از داده‌های بدست آمده اطمینان حاصل نماید.

نتایج حاصل از شبیه‌سازی همخوانی قابل قبولی با داده‌های 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 المان‌ها ارائه می‌شود. در پایان نتایج حاصل از شبیه‌سازی با داده‌های تجربی و سایر پژوهش‌ها مقایسه می‌گردد.

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 کاکرد ۴۴۰ ثانیه است.



شکل ۱- فلوچارت موتور RL-10A-3-3A [۳]

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

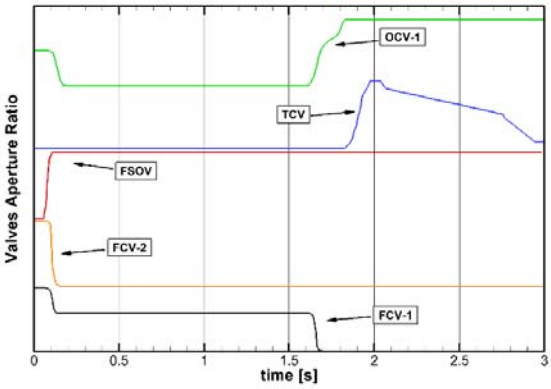
المان‌های اصلی این سامانه شامل (۱) محفظه رانش، (۲) توربین، (۳) پمپ مرحله اول سوخت، (۴) پمپ مرحله دوم سوخت، (۵) پمپ اکسیدکننده، (۶) شیر قطع سوخت (FSOV)، (۷) شیر کنترل تراست (TCV)، (۸) ونتوری سوخت (Venturi)، (۹) ، کانال‌های خنک‌کاری، (۱۰)شیر خنک کن بعد از پمپ (FCV-2)، (۱۱) شیر خنک‌کن بین مرحله‌ای پمپ (FCV-1)، (۱۲) شیر یک طرفه سوخت(FINV)، (۱۳) شیر تنظیمی اکسیدکننده (OCV)، (۱۴) شیر یک طرفه اکسیدکننده (OINV)، (۱۵) جعبه دنده[۱۶]، (۱۶) مخزن سوخت و (۱۷) مخزن اکسیدکننده 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 اکسیدکننده		
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 خنک‌کن بین مرحله‌ای پمپ	۰/۰۰۰۳۸	متر مربع
سطح مقطع شیر خنک‌کن بعد پمپ	۰/۰۰۰۱۹	متر مربع
سطح مقطع گلوگاه ونتوری	۰/۰۰۰۶۷	متر مربع
سطح مقطع شیر کنترل تراست	۰/۰۰۰۰۰۱۰۱	متر مربع
سطح مقطع شیر قطع	۰/۰۰۲۱	متر مربع
سطح مقطع شیر یک طرفه اکسیدکننده	۰/۰۰۳۱	متر مربع
سطح مقطع شیر تنظیمی اکسیدکننده	۰/۰۰۰۰۳۹۶	متر مربع
کانال خنک‌کاری		
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

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 (۱۰و۱۱)، سوخت را برای پیش خنک کاری پمپ ها (۳ و۴) از خود عبور داده و به مخزن سوخت باز (۱۶) می‌گرداند. این فرآیند پیش راه‌اندازی به مدت پنج ثانیه طول می‌کشد و در این مدت ۲/۷ کیلوگرم از سوخت مصرف می‌شود. در مسیر اکسیدکننده نیز شیر تنظیمی (۱۳) مانع از ورود اکسیدکننده به محفظه رانش‌شده (۱) و اکسیدکننده را از طریق راه‌انداز به محیط تخلیه می‌کند. این فرآیند ۹ ثانیه طول می‌کشد و ۱۰ کیلوگرم از اکسیدکننده 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 اکسیدکننده 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 خنک‌کن (۱۱) اول مسیر سوخت این شیر نیز

16. Gear Box

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

در زمان ۰/۳ ثانیه باز شدن شیر قطع مسیر سوخت (۶)، جرقه‌زن مجموعه راه‌انداز فعال شده و انرژی مورد نیاز برای راه‌اندازی محفظه رانش را تأمین می‌نماید.

با افزایش فشار محفظه رانش و سرعت دورانی توربوپمپ، شیر کنترل تراست (۷) باز شده و سرعت دورانی توربین را برای شرایط نامی تنظیم می‌نماید [۱۲].

معادلات حاکم و مدل ریاضی المان‌های موتور

به منظور شبیه‌سازی فرآیند گذرای موتور نیاز است مدل‌های ریاضی اجزای موتور انتخاب و به طور مناسب ارتباط داده شود. در ادامه مدل ریاضیو فرضیات در نظرگفته شده در لوله‌ها، شیرآلات، توربوپمپ، محفظه رانش و مسیر خنک‌کاری ارائه می‌گردد. این مدل‌ها در قالب ۱۴ زیرسامانه به کمک نرم‌افزار سیمولینک متلب با شرایط اولیه مناسب حل شده و رفتار دینامیکی موتور را شبیه‌سازی می‌نمایند.

لوله‌ها و انشعابات

لوله‌ها و انشعابات در فرآیند گذرای موتور اهمیت بسزایی دارند. مدل انتخاب شده برای شبیه‌سازی 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 لوله‌ای به طول L از رابطه (۱) محاسبه می‌شود [۲۲]:

$$\left(\frac{L}{A}\right)\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{dt}}\dot{m} = P_{\mathrm{in}} - P_{\mathrm{out}} - \left[\frac{\lambda}{2\rho A^2}\right]\dot{m}^2 \qquad (۱)$$

$$\lambda = f\frac{L}{D} \qquad f = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \qquad (۲)$$

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 می‌گردد:

$$\begin{aligned} &\frac{dm}{dt} = \frac{d(\rho V)}{dt} \\ &k = \frac{1}{\rho}\frac{d\rho}{dP} \\ &k(\rho V)\frac{dP}{dt} = \dot{m}_{\mathrm{in}} - \dot{m}_{\mathrm{out}} \end{aligned} \qquad (۳)$$

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 می‌دهد. مدل مورد استفاده در شبیه‌سازی 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 می‌شود [۲۳]:

$$\left(\frac{L}{A}\right)\frac{d}{dt}\dot{m} = P_{\mathrm{in}} - P_{\mathrm{out}} - f(A)_{\mathrm{Valve}}\dot{m}^2 \qquad (۴)$$

$$f(A) = \frac{C_{\mathrm{d}}}{2\rho A_{\mathrm{t}}^2}\left[\left(\frac{A_{\mathrm{t}}}{A}\right)^2 - 1\right] \qquad (۵)$$

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 شبیه‌سازی فرآیند گذارا دارد.

توربوپمپ

در مجموعه توربوپمپ، گاز پرفشار توربین را می‌چرخاند و چرخش شفت مجموعه توربوپمپ سبب چرخش پمپ‌ها می‌گردد. به این ترتیب، با چرخش پمپ‌ها، سیال ورودی به پمپ‌ها، آنها را با فشار بالاتری ترک می‌کند.

پارامترهای تعیین‌کننده 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 می‌کنند و تولید گشتاور می‌نمایند. به منظور محاسبه سرعت دورانی پمپ از رابطه (۶) استفاده می‌شود. 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 معادله‌ی بقای سرعت زاویه مقدار سرعت دورانی بر اساس گشتاور تولیدی در توربین و گشتاور مصرفی و اتلافی در پمپ‌ها و جعبه دنده محاسبه می‌شود. 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 درنظر گرفته شد. هم‌چنین مقدار سرعت دورانی پمپ اکسیدکننده با در فرض عملکرد خطی جعبه دنده از رابطه (۷) محاسبه می‌گردد. مقدار ضریب معادله با استفاده از نسبت مقادیر دور پمپ ها در شرایط استاتیکی بدست می‌آید.

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

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

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

$$I_{\mathrm{tp}}\frac{d\omega}{dt} = TQ_{\mathrm{tu}} - TQ_{\mathrm{pu}} - TQ_{\mathrm{shaft}} \quad (۶)$$

$$\omega_{\mathrm{lox}} = \omega_{\mathrm{lh2}} * RL \quad (۷)$$

$$TQ_{\mathrm{tu}} = \frac{\overline{P}_{\mathrm{tu}}}{\omega} = \frac{\eta_{tu}\,\dot{m}_{\mathrm{tu}}\,c_{\mathrm{p}}\,T_{\mathrm{tu_in}}\left(1-\left(\frac{P_{\mathrm{tu_out}}}{P_{\mathrm{tu_in}}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)}{\omega} \quad (۸)$$

$$\eta_{\mathrm{tu}} = \left(\frac{0.004}{\omega} + 2.676\frac{r_{\mathrm{d}}}{C_{\mathrm{ad}}} - 2.928\,\omega\left(\frac{r_{\mathrm{d}}}{C_{\mathrm{ad}}}\right)^{2}\right)\omega \quad (۹)$$

$$C_{\mathrm{ad}} = \sqrt{2\left(c_{\mathrm{p}}\,T_{\mathrm{tu_in}}\left(1-\left(\frac{P_{\mathrm{tu_out}}}{P_{\mathrm{tu_in}}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)\right)} \quad (۱۰)$$

$$TQ_{\mathbf{pu}} = \frac{(P_{\mathrm{pu_out}}-P_{\mathrm{pu_in}})\dot{m}}{\rho\,\omega\,\eta_{\mathrm{pu}}} \quad (۱۱)$$

$$\eta_{\mathrm{pu}} = A_{\mathrm{pu}}\left(\frac{\dot{m}}{\rho\omega}\right) - B_{\mathrm{pu}}\left(\frac{\dot{m}}{\rho\omega}\right)^{2} + C_{\mathrm{pu}}\left(\frac{\dot{m}}{\rho\omega}\right)^{3} - D_{\mathrm{pu}}\left(\frac{\dot{m}}{\rho\omega}\right)^{4} \quad (۱۲)$$

$$A_{\mathrm{pu}} = 2.69\,\eta_{\mathrm{n}}/\left(\frac{Q}{\omega}\right)_{\mathrm{n}}$$

$$B_{\mathrm{pu}} = 2.65\,\eta_{\mathrm{n}}/\left(\frac{Q}{\omega}\right)_{\mathrm{n}}^{2}$$

$$C_{\mathrm{pu}} = 1.22\,\eta_{\mathrm{n}}/\left(\frac{Q}{\omega}\right)_{\mathrm{n}}^{3} \quad (۱۳)$$

$$D_{\mathrm{pu}} = 0.26\,\eta_{\mathrm{n}}/\left(\frac{Q}{\omega}\right)_{\mathrm{n}}^{4}$$

$$\eta_{\mathrm{pu}} = 0.65$$

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 سیکل‌های 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 می‌شود. مقدار روابط (۱۵) تا (۱۷) روابطی دینامیک گازی هستند که تغییرات سطح مقطع توربین در طول عملکرد را تعیین می‌نمایند.

$$\dot{m}_{\mathrm{tu}} = C_{\mathrm{d}}A_{\mathrm{tu_in}}\,\Gamma\,q(Z)\frac{P_{\mathrm{tu_in}}}{\sqrt{RT_{\mathrm{tu_in}}}} \quad (۱۴)$$

$$\Gamma = \sqrt{\gamma}\left[\frac{2}{\gamma+1}\right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (۱۵)$$

$$Z = \sqrt{\frac{\gamma+1}{(\gamma-1)}\left(\mathbf{1}-\left(\frac{P_{\mathrm{tu_out}}}{P_{\mathrm{tu_in}}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} \quad (۱۶)$$

$$q(Z) = \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} Z\left(1-\frac{\gamma-1}{\gamma+1}Z^{2}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (۱۷)$$

محفظه رانش

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

به‌منظور تعیین معادلات ترمودینامیکی محفظه‌های احتراق ذکر چند نکته حائز اهمیت است:

الف- از مهم‌ترین عوامل تأثیرگذار بر نوع و شدت فرآیند احتراق در محفظه‌های احتراق، زمان احتراق می‌باشد. زمان احتراق متأثر از مشخصه‌های 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 باقی‌مانده که هنوز به دمای جوش نرسیده‌اند (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) می‌باشد.

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

$$\frac{L^*}{\Gamma^2}\frac{A_{\mathrm{t}}}{C^{*2}}\frac{dP_{\mathrm{cc}}}{dt} + \frac{A_{\mathrm{t}}}{C^*}P_{\mathrm{cc}} = \dot{m}_{\mathrm{ox}}(t) + \dot{m}_{\mathrm{fu}}(t) \quad (۱۸)$$

$$L^* = \frac{V_{\mathrm{cc}}}{A_{\mathrm{t}}} \quad (۱۹)$$

$$C^* = \frac{A_{\mathrm{t}}P_{\mathrm{cc}}}{\dot{m}} = \frac{\sqrt{RT}}{\Gamma} \quad (۲۰)$$

$$\Gamma = \sqrt{\gamma}\left[\frac{2}{\gamma+1}\right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (۲۱)$$

مسیر خنک‌کاری

فرآیند انتقال حرارت بین محفظه پیشرانش، دیواره و سیال در مسیر خنک کاری موتور را می‌توان مانند مبدل‌های 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 می‌آید [۱۱].

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

$$\rho_{\text{out}} V_{\text{out}} \frac{d}{dt} U_{\text{out}} = \dot{Q}_{\text{w}_{\text{hot}}} - \dot{Q}_{\text{w}_{\text{cold}}} + \dot{m}_{\text{in}} h_{\text{in}} - \dot{m}_{\text{out}} h_{\text{out}} \quad (۲۲)$$

$$h_{\text{out}} = U_{\text{out}} + \frac{P_{\text{out}}}{\rho_{\text{out}}} \quad (۲۳)$$

$$h_{\text{in}} = h_{\text{tank}} + \frac{P_{\text{in}} - P_{\text{out}}}{\rho} \quad (۲۴)$$

$$\dot{Q}_{\text{w_hot}} = A h_{\text{g}} (T_{\text{w_hot}} - T_{\text{out}}) \quad (۲۵)$$

$$\frac{h_{\text{g}} D}{k} = 0.026 \left(\frac{D\dot{m}}{A\mu}\right)^{0.8} \left(\frac{\mu C_{\text{p}}}{k}\right)^{0.4} \quad (۲۶)$$

$$\dot{Q}_{\text{w_cold}} = A h_{\text{g}} (T_{\text{out}} - T_{\text{w_cold}}) \quad (۲۷)$$

$$\frac{d}{dt} T_{\text{w_hot}} = \frac{1}{m c_{\text{v}}} \left(\dot{Q}_{\text{tc}} - \dot{Q}_{\text{w_hot}}\right) \quad (۲۸)$$

$$\dot{Q}_{\text{tc}} = A h_{\text{g}} (T_{\text{c}} - T_{\text{w_hot}}) \quad (۲۹)$$

$$\frac{d}{dt} T_{\text{w_cold}} = \frac{1}{m c_{\text{v}}} \left(\dot{Q}_{\text{w_cold}} - \dot{Q}_{\text{wc}}\right) \quad (۳۰)$$

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

برای مدل‌سازی و شبیه‌سازی انتقال حرارت، باید معادلات فوق را برای کانال خنک کاری حل نمود. در این روابط مقادیر رابطه (۲۶) به گونه‌ای 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 نرم‌افزار سیمولینک متلب شبیه‌سازی شده است.

تحلیل نتایج

نتایج شبیه‌سازی حاصل از مدل ریاضی غیرخطی با نتایج آزمون زمینی و شبیه‌سازی 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 می‌دهد. 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 شبیه‌سازی حاضر را نشان می‌دهد و همان طور که قابل مشاهده است خطای نتایج کمتر از ۵ درصد بوده و قابل قبول است.

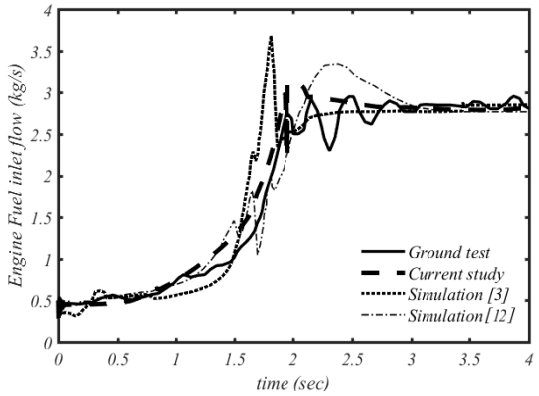
با مقایسه داده‌های جدول می‌توان بیان نمود که دبی عبوری مسیر انتقال اکسیدکننده در پژوهش حاضر بیش از مقدار واقعی پیش‌بینی‌شده که باعث افزایش فشار محفظه شده است. افزایش فشار محفظه نیز باعث کاهش دبی سوخت شده است. با توجه به این که با افزایش دبی اکسیدکننده، نسبت دبی اکسیدکننده به سوخت به نسبت دبی استوکیومتری نزدیک می‌شود که علاوه بر افزایش دمای محفظه باعث افزایش فشار می‌شود.

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

شکل‌های (۶-۳) به ترتیب تغییرات فشار، سرعت دورانی پمپ، دبی جرمی اکسیدکننده و دبی جرمی سوخت را بر حسب زمان در مقایسه با نتایج نشان می‌دهد. 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 شبیه‌سازی نیز مشاهده می‌شود اما نوسانات رخ داده در آن در شبیه‌سازی رؤیت نمی‌گردد. این نوسانات ناشی از ماهیت کنترلی شیر تنظیم تراست است لکن در این شبیه‌سازی رفتار شیر طبق شکل (۲) به مدل اجبار شده و لذا کد محاسباتی نتوانسته این نوسانات را شبیه‌سازی نماید. برای مدل‌سازی این نوسانات باید مدلی مورد استفاده قرار گیرد که بتواند ساختار ودینامیک شیر را به صورت مناسب مدل کند.

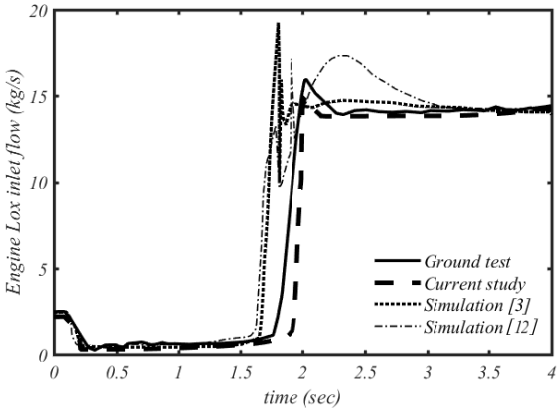
در مقایسه با شبیه‌سازی‌های انجام شده همان طور که ملاحظه می‌شود افزایش فشار نوسانات کمتری دارد و با نتایج آزمون زمینی نیز همخوانی مناسبی دارد. در بازه زمانی بین ۱/۵ تا ۲ ثانیه که به ترتیب شیرهای تنظیمی مسیر اکسنده و شیر کنترلی تراست باز می‌گردد، دبی دچار افت شده و دوبار افزایش می‌یابد این افت با کمی تاخیر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



شکل ۳- تغییرات دبی سوخت برحسب زمان در فرآیند راه‌اندازی

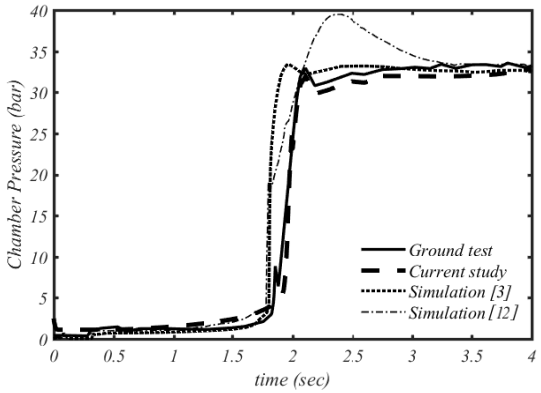
شکل (۴) تغییرات دبی جرمی اکسیدکننده در طول زمان را نشان می‌دهد. در ثانیه ۰ تا ۰/۵ همزمان با بسته شدن شیر تنظیمی اکسیدکننده دبی جرمی نیز کاهش می‌یابد.در ثانیه ۱/۵ تا ۲ توام با باز شدن شیر تنظیمی اکسیدکننده فشار افزایش می‌یابد. روند تغییرات در این بازه با تاخیر و مقدار بیشینه‌ای کمتر از مقدار آزمون زمینی 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 ۱/۵تا ۲ مدل‌های مرجع [۳] و [۱۲] در شبیه‌سازی حاضر مشاهده نمی‌شود.



شکل ۴- تغییرات دبی اکسیدکننده برحسب زمان در فرآیند راه‌اندازی

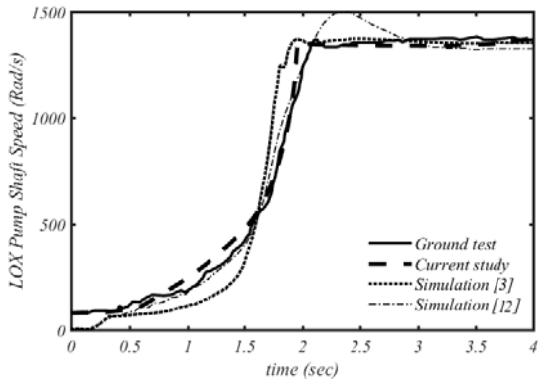
تغییرات فشار محفظه بر حسب زمان مهم‌ترین پارامتر برای تحلیل دینامیکی رفتار سامانه موتور است. در شکل (۵) نتایج شبیه‌سازی برای روند تغییرات فشار محفظه موتور مورد نظر ارائه شده است. نتیجه شبیه‌سازی همخوانی مناسبی با آزمون زمینی انجام شده دارد. مشاهده می‌گردد اختلاف نتایج حاصله با آزمون زمینی، ناشی از ورودی دبی جرمی اکسیدکننده است. علت این امر میزان دبی جرمی اکسیدکننده بیشتر در مقایسه با سوخت بوده 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 ۰/۲ ثانیه زودتر شبیه‌سازی کرده، از انطباق بهتری با آزمون زمینی برخورددار 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 محسوسی مشاهده نمی‌شود. دلیل این امر این است که محاسبه سرعت دورانی پمپ اکسیدکننده تنها به رفتار دبی جرمی مسیر اکسید کننده 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.



شکل۶-تغییرات دور پمپ اکسیدکننده برحسب زمان در فرآیند راه‌اندازی

همان‌طورکه ملاحظه شد رفتار دینامیکی شبیه‌سازی 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 نمی‌کند. در مقایسه با مدل‌های توسعه داده شده گذشته مدل حاضر همخوانی قابل قبولی با نتایج آزمون زمینی داشت.

تحلیل و بررسی

پاسخ زمانی یک سیستم دینامیکی را می‌توان 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 مدل‌سازی غیر خطی برای شبیه‌سازی دینامیکی با دقیق بالاتر است برای همین منظور در جدول (۳) و (۴) اقدام مقادیر پاسخ زمانی شبیه‌سازی شده مرجع [۳] و [۱۲] با نتایج آزمون زمینی موتور مورد مقایسه قرار گرفت.

جدول ۳- مقادیرشخصات پاسخ زمانی (ثانیه)

نام	داده‌های 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 می‌شود زمان صعود و زمان اوج فشار محفظه در داده های آزمون زمینی اختلاف کمی با مقدار پژوهش حاضر دارد درحالی که مقادیر مراجع [۳] و [۱۲] دارای اختلاف زیادی است. این موضوع نشان می‌دهد که رفتار دینامیکی در پژوهش حاضر به صورت مناسب شبیه‌سازی 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 داده‌های آزمون زمینی مربوط به مقادیر پژوهش حاضر بوده که این موضوع تأییدی بر بهبود مدل‌سازی در شبیه‌سازی حاضر نسبت به سایر شبیه‌سازی‌های صورت پذیرفته شده است.

جمع‌بندی

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

جدول ۴- درصد انحراف مقادیر شخصات 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 شبیه‌سازی انجام شده با داده‌های عملکردی موتور موجود RL-10A-3-3A مورد مقایسه قرار گرفت و نشان داد مدل از اعتبار کافی برخورد دار است. هم‌چنین با مقایسه با شبیه‌سازی‌ها و مدل‌های توسعه داده شده قبلی نشان داده شد، می‌توان این موتورها را با رویکردی ساده‌تر شبیه‌سازی کرد. در نتیجه با استفاده از این ابزار می‌توان به سادگی و با قابلیت اطمینان بهتری در بهینه‌سازی و طراحی این موتورها گام برداشت. برای بهبود و توسعه مدل، پیشنهاد می‌شود برای افزایش دقت، مدل‌های غیرخطی برای شبیه‌سازی دینامیک شیرآلات و مسیر خنک‌کاری 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.

[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] Durteste, 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.

[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 & ExhibitHuntsville*, 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 & ExhibitHuntsville*, 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," 43*th 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).