

## شبیه‌سازی دینامیکی اختلال نشتی در یک موتور سوخت مایع فضایی

داود رمش<sup>1</sup>، رضا فرخی<sup>2</sup>، حمید رضا علی محمدی<sup>3</sup>، محمدرضا حیدری<sup>4\*</sup>

1 و 2-3- دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

4- دانشگاه آزاد اسلامی واحد پرند

(تاریخ وصول: 90/12/3، تاریخ پذیرش: 91/2/27)

### چکیده

در این تحقیق، پارگی مسیر اصلی اکسیدکننده در یک موتور سوخت مایع شبیه‌سازی شده است. انجام این کار بر مبنای یک کد کامپیوتری که عملکرد موتور سالم را به صورت دینامیکی و غیر خطی توصیف می‌کند، صورت گرفته است. به بیان دیگر، معادلاتی که برای شبیه‌سازی این اختلال، مورد نیاز بوده است، به مجموعه معادلات موجود اضافه می‌گردد و در لحظه‌ی بروز اختلال به صورت معادلات تکمیلی استفاده می‌شود. دستگاه معادلات دیفرانسیل، دربرگیرنده‌ی مجموعه‌ی معادلات خطی و غیر خطی توصیف‌کننده‌ی عملکرد سالم و مختل شده می‌باشد که از 34 معادله‌ی جبری و 59 معادله‌ی دیفرانسیلی تشکیل می‌شود. برای حل عددی دستگاه فوق از روش رانج کوتای مرتبه‌ی چهار استفاده شده است. در نهایت، نتایج کد تهیه شده و تست مورد مقایسه قرار گرفت و دقت قابل قبول شبیه‌سازی را نشان داد.

### واژه‌های کلیدی: اختلال، شبیه‌سازی، موتور سوخت مایع.

### 1- مقدمه

مسیر اصلی انتقال اکسیدکننده به محفظه‌ی احتراق در تست موتور، شبیه‌سازی شده است.

در زمینه‌ی مدل نویسی فرآیندهای دینامیکی در موتورهای سوخت مایع کارهای متعددی توسط پریسناکف، بلیایف و منفلتی صورت گرفته و نتایج کار ایشان به صورت جداگانه منتشر گردیده است. پریسناکف<sup>۵</sup> و بلیایف<sup>۶</sup> در کتاب‌های خود با شیوه‌ای گویا معادلات دینامیکی موتورهای سوخت مایع و زیر سامانه‌های آن را شرح داده‌اند، اما به چگونگی مدل نویسی اختلال یا شکست در موتور اشاره‌ای نکرده‌اند.

امروزه شبیه‌سازی یکی از ابزارهای مهمی است که برای شناسایی اختلالات عملکردی موتورهای سوخت مایع به کار گرفته می‌شود. آمارها نشان می‌دهد، در طی فرآیندهای ناپایای استارت و نامی، احتمال بروز چنین اختلالاتی بسیار بالاتر از رژیم پایای کاری است. وقوع هر عیبی معمولاً به سرعت، مشکلات دیگر عملکردی را در پی دارد به گونه‌ای که گاه طراح در شناسایی اختلال اصلی و انجام اقدام اصلاحی دچار سردرگمی می‌شود. بدین ترتیب در چنین شرایطی با بهره‌گیری از یک مدل شبیه‌ساز و مقایسه‌ی نتایج آن با تست می‌توان تحلیل‌های منطقی‌تری ارایه نمود. در این تحقیق، پارگی جداره‌ی

\*E-mail: mrezaheidari@yahoo.com

5- Prisniakov

6- Beliaev

۱- دانشجوی دکتری هوافضا

2 و 3- کارشناس ارشد

4- دانشیار

- شیر رگولاتور تراست موتور قرار دارد که بر اساس تنظیم فشار محفظه روی نقطه‌ای از پیش تعیین شده، فشار مولد گاز را تعیین می‌کند. سایر مسیرها مقاومت‌های ثابتی دارند. با رسیدن سوخت و اکسیدکننده به مولد گاز، با توجه به اینکه سوخت مصرفی اولیه (سوخت استارت) با اکسیدکننده خود اشتعال می‌باشد، مولد گاز روشن شده و لحظات کوتاهی قبل از اتمام کار استارتر، مولد گاز نیز کار گردش توربین را آغاز می‌کند. فرآیند احتراق در محفظه‌ی احتراق نیز تقریباً به طور هم‌زمان با مولد گاز شروع می‌شود. بدین ترتیب تراست موتور مورد نظر از محفظه‌ی احتراق و نازل آن تأمین خواهد شد.

### 3- مدل نویسی ریاضی موتور

برای مدل‌سازی، قبل از هر چیز، موتور به 22 زیر سامانه تفکیک شد. این زیرسامانه‌ها یا اجزا در شماتیک موتور (شکل 1) نشان داده شده است. این که هر یک از این اجزا چه جایگاهی در موتور دارد، در جدول (1) توضیح داده شده است.

جدول 1- نمادهای تفکیک شده موتور.

نماد	توضیح
ELo0	از ته مخزن تا بعد از شیر دیافراگمی
ELo1	پمپ اکسیدکننده
ELo2	شیر قطع اکسیدکننده
ELo3	از شیر قطع اکسیدکننده تا محفظه
ELo4	از شیر قطع اکسیدکننده تا رگولاتور
ELo5	مخزن اکسیدکننده
ELo6	لوله فیدبک رگولاتور
ELo7	لوله ناشی رگولاتور به ورود پمپ
ELo8	از سوپاپ کنترلی رگولاتور تا مولد گاز
ELo9	لوله حس کننده رگولاتور
St	استارتر
Tur	توربین
ELf0	از ته مخزن تا لوله جمع شونده پمپ
ELf1	پمپ سوخت
ELf2	شیر قطع سوخت
ELf3	از استابیلایزر تا محفظه‌ی احتراق
ELf4	از استابیلایزر تا مولد گاز
ELf5	مخزن سوخت
ELf6	سوپاپ کنترلی استابیلایزر
ELf7	از خروج سوپاپ تا دیافراگم حس کننده
ELf8	از دیافراگم حس کننده تا پشت پیستون
ELf9	لوله‌ی ناشی استابیلایزر به ورود پمپ
G.G.	مولد گاز
C.C	محفظه احتراق اصلی
P <sub>ox</sub>	پمپ اکسیدکننده
P <sub>fu</sub>	پمپ سوخت

منفلتی<sup>1</sup> در تحقیق خود چگونگی شبیه‌سازی رژیم ناپایای یک موتور سوخت مایع با پیش‌رانه‌ی کراسین - متان را ارائه کرده است [1-3]. متأسفانه در منابع باز<sup>2</sup> به ندرت به شبیه‌سازی اختلالات عملکردی اشاره‌ای شده است [4-6]. البته قبل از مدل نویسی و شبیه‌سازی هر نوع اختلال در یک موتور سوخت مایع، می‌بایست فرآیند ناپایای بدون اختلال و معمول آن را با دقت لازم توصیف نمود. لذا تحقیق حاضر نیز بر مبنای کد شبیه‌سازی، صورت گرفته است که عملکرد موتور سالم را به صورت دینامیکی و غیر خطی توصیف می‌کند [7-12]. به بیان دیگر، معادلاتی که برای شبیه‌سازی پارگی مسیر، مورد نیاز بوده است، به مجموعه معادلات موجود اضافه شده و در شرایط بروز ناشی مورد استفاده واقع می‌شود. در انتهای کار به مقایسه‌ی نتایج مدل و تست اشاره گردیده است.

### 2 - شرح عملکرد موتور

موتور مورد بررسی که شمای ساده‌ی آن در شکل (1) نشان داده شده است، از نوع سیکل باز و دارای ساختار کنترلی درون موتوری است. اگر گازی که برای به گردش در آوردن توربین مورد استفاده قرار می‌گیرد، مستقیماً به محیط تخلیه شود، موتور سوخت مایع را اصطلاحاً «سیکل باز» می‌نامند. طرح سیکل باز، متداول‌ترین نوع مدار موتورهای سوخت مایع می‌باشد. اگر گاز نیم سوخته مولد گاز، پس از خروج از توربین جهت تکمیل احتراق به محفظه انتقال یابد، موتور سوخت مایع، «سیکل بسته» نامیده می‌شود. در ادامه عملکرد موتور مورد نظر، تشریح می‌گردد.

بعد از صدور فرمان استارت، استارتر روشن می‌شود، با هدایت گازهای خروجی استارتر، از یک سو توربین به چرخش در می‌آید و پمپ‌ها دور می‌گیرند، از سوی دیگر این گازها به شیرهای دیافراگمی که در ورودی پمپ‌ها قرار دارند، روانه شده و آن‌ها را باز می‌کنند. با فشاری که روی مخازن تنظیم شده است، مؤلفه‌های پیش‌رانه (سوخت و اکسیدکننده) روانه‌ی پمپ‌ها که در حال گردش هستند، می‌شوند و به وسیله‌ی آن‌ها پمپاژ می‌گردند. سوخت و اکسیدکننده بعد از پمپ‌ها هر کدام به دو شاخه تقسیم می‌شوند که یکی به محفظه‌ی احتراق اصلی و دیگری به مولد گاز منتهی خواهد شد. در مسیر اصلی سوخت - قبل از انشعاب - شیر استابیلایزر قرار دارد که نسبت دبی جرمی اکسیدکننده به سوخت را تنظیم می‌کند. در مسیر اکسیدکننده‌ی مولد گاز نیز - بعد از انشعاب

1- Manfletti

2- Open Literatures

که در آن  $Z$  ضریب بیان کننده خصوصیات تراکم پذیری محیط می‌باشد و تابعی از حجم مجرای عبوری، قطر و ضخامت لوله، سرعت صوت در سیال مورد نظر، مدول الاستیسیته سیال و جنس لوله است (رابطه 4).

$$Z = V/a_1^2 \quad (4)$$

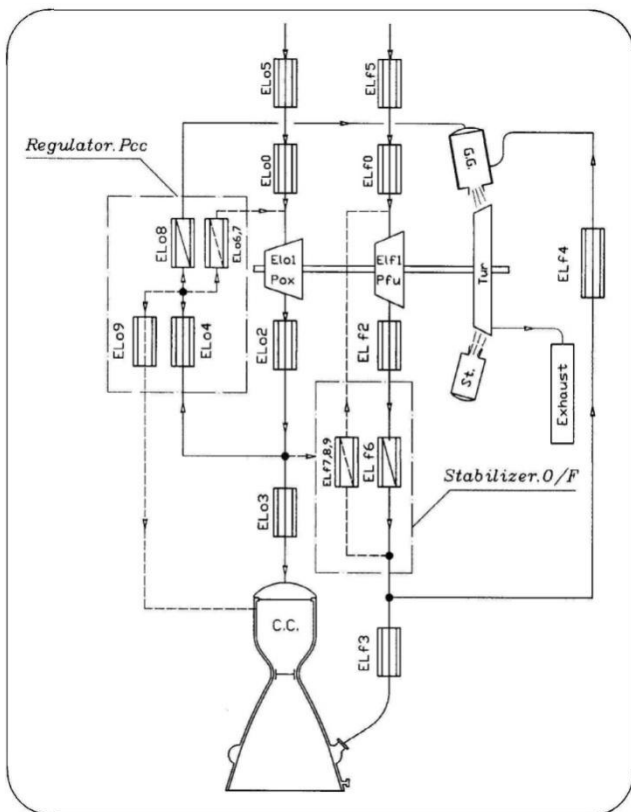
$$a_1 = a_{\infty 1} / (1 + \chi \cdot E_l / E_{ch}) \quad (5)$$

$$\chi = d/t_{ch} \quad (6)$$

در رابطه (7)،  $R$  تابعی از سطح مقطع مجرای عبوری و سرعت صوت در سیال مورد نظر است [2].

$$R = \varepsilon (a_1 / A) \quad (7)$$

در روابط بالا  $a_1$  سرعت صوت در لوله‌ای با قطر  $d$ ، ضخامت  $t_{ch}$  و مدول الاستیسیته‌ی  $E_{ch}$  می‌باشد که در آن سیالی با مدول الاستیسیته-ی  $E_l$  جریان دارد و  $a_{\infty 1}$  سرعت صوت در همان سیال با حجم بی-نهایت است و به صورت زیر خود تابعی از دمای سیال مورد نظر می‌باشد.



شکل 1- شماتیک موتور مورد بررسی.

با توجه به اینکه مدل‌سازی اختلال نشتی مرتبط با رفتار حاکم بر مسیره‌است قبل از تشریح نحوه‌ی شبیه‌سازی اختلال، معادلات مسیری شرح داده می‌شود.

### 3-1. معادلات مسیر

لازم به یادآوری است که در این کد شبیه‌ساز، مسیره‌ها نقش بسیار اساسی دارند و نه به صورت اوریفیسی، بلکه به صورت یک لوله که پر شدن سیال در آن‌ها حس می‌شود، مدل شده‌اند.

برای تمام اجزایی که در جدول (1) با  $EL$  مشخص شده‌اند، باید روابط اندازه حرکت سیال، پر شدن سیال و نرخ تغییرات فشار خروجی مسیر را توصیف کرد. روابط (1) تا (3)، روابط اساسی هستند که اکثر اجزا برای این منظور از آن‌ها استفاده می‌کنند. در این شبیه‌سازی فرضیات زیر در نظر گرفته شده‌اند:

- انتقال حرارت سیال با محیط وجود ندارد.

- حرکت سیال یکنواخت است، یعنی پارامترها در مقطع عرضی لوله ثابت می‌باشند.

- سیال تراکم ناپذیر است.

- از گسترده بودن پارامترها صرف نظر می‌شود.

معادله اندازه حرکت سیال در یک مسیر دلخواه موتور به صورت ذیل قابل نمایش است [2]:

$$\frac{L}{A} \cdot \bar{V} \cdot \frac{dG_{out}}{dt} = P_{in} - P_{out} - (\xi_{lc} + \xi_f \cdot \bar{V}) \cdot \frac{G_{out}^2}{\rho} + \rho \cdot g \cdot h \cdot \bar{V} \quad (1)$$

پر شدگی مسیر با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\frac{d\bar{V}}{dt} = \frac{1}{\rho \cdot V} \cdot G_{in} \quad 0 \leq \bar{V} \leq 1 \quad (2)$$

همان‌طور که در رابطه‌ی (1) مشهود است، ضریب افت اصطکاکی ( $\xi_f$ ) دارای ضریب  $\bar{V}$  است که باعث می‌شود، هر لحظه تنها افت آن بخش از مسیر که از سیال پر شده است، در محاسبات لحاظ شود.

معادله‌ی 2، از دیگر معادلات اساسی است که برای توصیف تغییرات فشار خروجی از یک مسیر مورد استفاده قرار می‌گیرد [2]. در این رابطه، دو مسیر پشت سر هم، با اندیس‌های (1) و (2) در نظر گرفته می‌شوند:

$$\frac{dP_{out1}}{dt} = (G_{out1} - G_{out2}) \cdot \frac{1}{Z_2} + \left( \frac{dG_{out1}}{dt} - \frac{dG_{out2}}{dt} \right) \cdot R_2 \quad (3)$$

خروجی وجود دارد، برای توصیف خرابی از مدل انشعاب سه شاخه استفاده می‌گردد که با معادلات (1)، (12) و (13) توصیف می‌شود [2]:

$$\frac{dP_{out1}}{dt} = (G_{out1} - G_{out2} - G_{out3} - G_{out4}) \cdot \frac{1}{Z_{ef}} + \quad (12)$$

$$\left( \frac{dG_{out1}}{dt} - \frac{dG_{out2}}{dt} - \frac{dG_{out3}}{dt} - \frac{dG_{out4}}{dt} \right) \cdot R_{ef}$$

$$\frac{d\bar{V}}{dt} = \frac{1}{\rho \cdot V} \cdot (G_{out1} - G_{out2} - G_{out3} - G_{out4}) \quad (13)$$

اندیس‌های (2)، (3) و (4) نمایشگر شاخه‌های خروجی انشعاب و اندیس (1) مربوط به شاخه‌ی اصلی یا ورودی آن است.

توضیح این که معادله‌ی (13) برای توصیف پرشدگی حجم انشعاب مورد نظر، بکار می‌رود. بدیهی است که لحظاتی پس از استارت موتور، فضای کلیه مسیرها پر می‌شود و ضریب  $\bar{V}$  در همه آن‌ها به 1 می‌رسد. با توجه به اینکه جایگزینی معادلات انشعاب دو شاخه به سه شاخه در حین فرآیند حل عددی، احتمال واگرایی حل را بالا می‌برد، لذا در ساختار مدل، از لحظه‌ی نخست از معادلات جدید استفاده گردیده که ولی فشار خروجی این شاخه تا قبل از بروز خرابی معادل فشار ورود انشعاب در نظر گرفته خواهد شد. بدین ترتیب دبی این شاخه همواره صفر خواهد بود تا اینکه با پارگی جداره به ناگاه فشار خروج این المان، فشار محیط در نظر گرفته می‌شود. از این پس معادله‌ی زیر نیز که تغییرات ضریب افت مسیر جدید با زمان است به ساختار معادلات اضافه می‌گردد [14]:

$$\xi = \left( \frac{\xi_s - \xi_e}{T_s - T_e} \right) (t - t_e) + \xi_e \quad (14)$$

بر اساس رابطه‌ی فوق، ضریب افت مسیر فرعی جدید، از بزرگ‌ترین مقدار قابل حل عددی تا مقدار نهایی خود، به صورت خطی در طول زمان کوتاه وقوع حادثه تغییر داده می‌شود. ضریب افت نهایی شاخه‌ی فرعی ایجاد شده، با داشتن فشار و دبی نقطه‌ی A از تست و با حذف جمله دینامیکی رابطه‌ی (1) (جمله سمت چپ) محاسبه می‌گردد.

#### 4- روش حل عددی و محاسبات شبیه‌سازی

دستگاه معادلات دیفرانسیل مورد نظر با در نظر گرفتن مجموعه‌ی معادلات خطی و غیر خطی توصیف کننده‌ی عملکرد سالم و مختل شده‌ی موتور، متشکل از 34 معادله‌ی جبری و 59 معادله‌ی

$$a_{\infty l} = a_{\infty} + \beta_T \cdot (T_l - T_0) \quad (8)$$

سرعت صوت در سیال عبوری با دمای استاندارد  $T_0$  و حجم بی‌نهایت است و  $\beta_T$  نیز یک ضریب دمایی می‌باشد که برای تبدیل سرعت صوت در سیال با دمای  $T_l$  به سرعت صوت در سیال با دمای استاندارد، استفاده می‌گردد. البته لازم به ذکر است برای لوله‌های ضخیم از رابطه‌ی دیگری برای محاسبه‌ی  $\chi$  استفاده می‌گردد.

باید توجه نمود که در بخش‌هایی از مسیر (نظیر پمپ‌ها یا بخش عدسی شکل محفظه‌ی احتراق) که در آن‌ها توأم با پر شدن فضای داخلی، بخشی از سیال به بیرون المان منتقل می‌شود، از رابطه‌ی (10) برای محاسبه‌ی ضریب پرشدگی استفاده می‌شود. در واقع تنها دبی انباشته شده‌ی  $G'$  صرف پر شدن عدسی می‌شود پس به جای معادله (2) خواهیم داشت [2]:

$$G' = G_{in} - G_{out} \quad (9)$$

$$\frac{d\bar{V}}{dt} = \frac{1}{\rho \cdot V} \cdot (G_{in} - G_{out}) \quad (10)$$

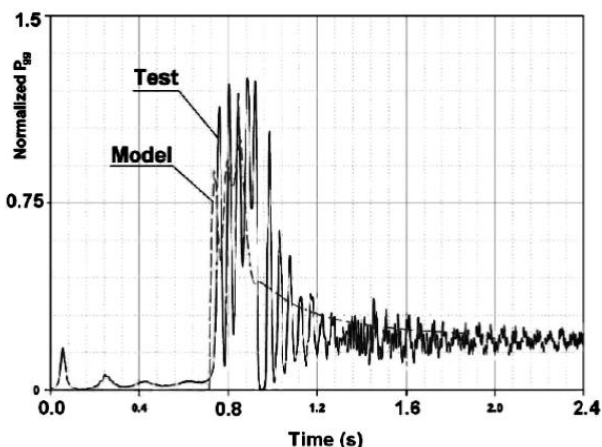
با توجه به اینکه در حالت کلی حتی در یک لوله باریک هم جبهه‌ی پیش رونده‌ی سیال متعامد نمی‌باشد، رابطه بالا فرم کلی تری نسبت به رابطه (2) دارد و برای لوله‌ها هم قابل استفاده است. اما در حالت نهایی معادله فوق نیاز به یک معادله تکمیلی دیگری نیز دارد که ارتباط  $G_{in}$  و  $G_{out}$  را به نمایش گذارد. لذا بر مبنای تست هیدرولیک مسیر مورد نظر، تابع  $g$  به صورت  $G_{out} = g(G_{in}, \bar{V})$  تعیین می‌گردد و رابطه‌ی (10)، فرم کامل‌تر ذیل را به خود می‌گیرد [9]:

$$\frac{d\bar{V}}{dt} = \frac{1}{\rho \cdot V} \cdot (G_{in} - g(G_{in}, \bar{V})) \quad (11)$$

#### 3-2- معادلات توصیفی نشتی مسیر

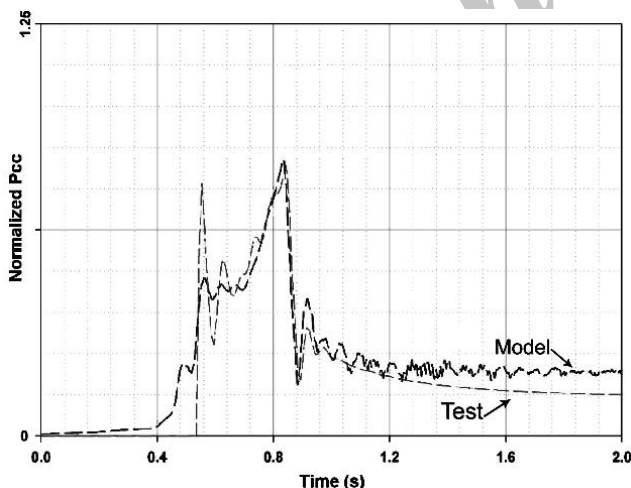
فرض می‌شود در لحظه‌ی وقوع پارگی جداره‌ی مجرای عبوری، یک انشعاب از مسیر مورد نظر به سوی محیط اطراف باز شده است که فشار خروج آن همواره ثابت و معادل فشار محیط است. در واقع چنین فرضی بر اساس طبیعت مسئله و نتایج شبیه‌سازی که در ادامه ارائه می‌گردد، قابل قبول می‌باشد.

بر این اساس به شماتیک مبنا که در شکل (1) نشان داده شده است، در لحظه‌ی وقوع حادثه، شاخه‌ی مسیری جدید یا مسیر (23) اضافه می‌گردد. محل این شاخه در هنگام تست موتور نقطه‌ی A بوده است. با توجه به اینکه در این نقطه، در حالت سالم انشعابی با دو شاخه‌ی



شکل 2- مقایسه‌ی فشار مولد گاز تست و مدل.

زمان وقوع خرابی 0/84 ثانیه است. همان‌طور که مشاهده می‌گردد تطابق بسیار خوبی بین نتایج یاد شده وجود دارد. شکل (3) مقایسه‌ی فشار محفظه احتراق و کد شبیه ساز را نشان می‌دهد، چنان‌چه در این شکل نیز ملاحظه می‌شود انطباق خوبی بین پیش بینی و نتایج تجربی وجود دارد، البته در زمان حدود 0/6 ثانیه ملاحظه می‌شود که پیکی در منحنی تست وجود دارد که کد شبیه ساز پیش بینی نکرده، دلیل آن توصیف استارت محفظه احتراق و پدیده احتراق می‌باشد، که خارج از حوزه این پژوهش بوده و این موضوع نیز در مدل شبیه ساز دیده نشده است.



شکل 3- مقایسه‌ی فشار محفظه تست و مدل.

دیفرانسیلی می‌باشد. برای حل عددی دستگاه معادلات مذکور، از روش رانج کوتای مرتبه‌ی چهار استفاده شده است [9]. کد تهیه شده شامل 3077 خط برنامه به زبان C++ است. مقادیر اولیه برای سه پارامتر فشار خروجی، دبی خروجی و پرشدگی در هر مسیر یا زیر سیستم به ترتیب یک اتمسفر، صفر کیلوگرم بر ثانیه و صفر می‌باشد. همچنین برای جلوگیری از واگرایی جواب‌ها و خطاهای محاسبات عددی، گام زمانی محاسبات بسیار کوچک و در حدود یک اتمسفر در نظر گرفته شده است. به طوری که در صورت انتخاب گام‌های زمانی بزرگ‌تر، نتایج همگرا نشده و برای گام‌های زمانی کوچک‌تر، تغییری در نتایج حاصل نخواهد شد. البته با گذر از زمان پرشدن مسیرها و روشن شدن محفظه و مولد، گام زمانی بزرگ‌تری مورد استفاده قرار می‌گیرد چرا که با عبور از بازه‌های یاد شده، احتمال واگرایی حل با توجه به ماهیت معادلات به شدت کاهش می‌یابد.

در صورتی که معادلات اضافی در لحظه‌ی بروز حادثه، به دستگاه معادلات اضافه می‌شود، حل عددی با ناپایداری مواجه می‌گردد. لذا ساختار معادلات خرابی به گونه‌ای انتخاب شد که از همان آغاز به کار موتور، در دستگاه معادلات وجود دارند و تنها با رسیدن به زمان حادثه، تأثیر فیزیکی خود را برجای می‌گذارند. در کلیه‌ی رژیم‌هایی که به لحاظ حل عددی بحرانی هستند، نظیر لحظات پرشدن مسیرها و یا بروز خرابی، گام‌های زمانی کوچک‌تری اتخاذ شده است. در این تحقیق، 2 ثانیه عملکرد موتور با کامپیوتر با مشخصات PIV-1400MHZ، RAM.128MB، در زمانی حدود 57 ثانیه توسط کد تهیه شده، شبیه‌سازی گردیده است.

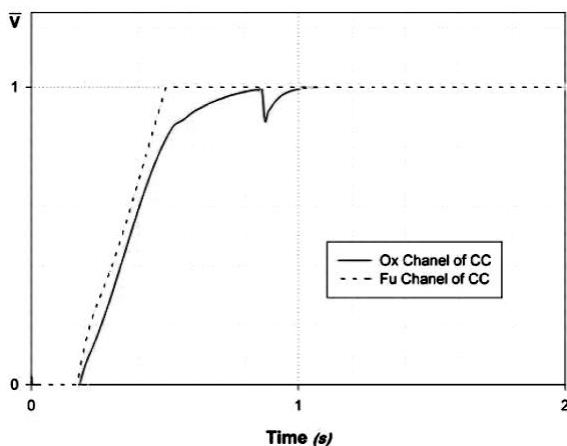
### 5- مقایسه نتایج شبیه‌سازی و تست

در شکل‌های (2 تا 5) به ترتیب نمودارهای فشار مولد گاز، محفظه احتراق، فشار خروجی پمپ اکسیدکننده و سوخت از نتایج تست و مدل با هم مقایسه شده است. در شکل (2) مقایسه فشار مولد گاز تست و مدل ارائه گردیده است.

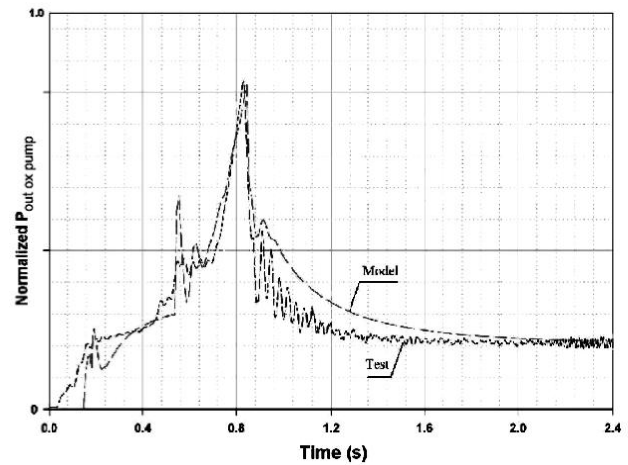
ملاحظه می‌گردد که انطباق خوبی بین نتایج تجربی و پیش بینی کد شبیه ساز وجود دارد.

مطابق نتایج مدل، مقادیر  $\bar{V}$  برای مسیرهای مختلف به عدد یک رسیده است، البته در مسیر اکسیدکننده منتهی به محفظه با توجه به وجود فضای خالی عدسی - مانند بالای محفظه،  $\bar{V}$  هنوز به یک نرسیده ولی بسیار نزدیک به آن است. این امر نشان می‌دهد در لحظه حادثه، بجز مسیر یاد شده، کلیه مسیرها از سیال پر شده‌اند. در شکل (6)، پیش‌بینی مدل برای ضریب پرشدگی مسیرهای سوخت و اکسیدکننده منتهی به محفظه احتراق مشاهده می‌شود. همان‌طور که از این گراف‌ها مشخص است، با بروز ناشی برای لحظاتی کوتاه روند پرشدن عدسی مختل می‌گردد ولی به دنبال آن دوباره  $\bar{V}$  رو به افزایش گذارده و به مقدار یک می‌رسد.

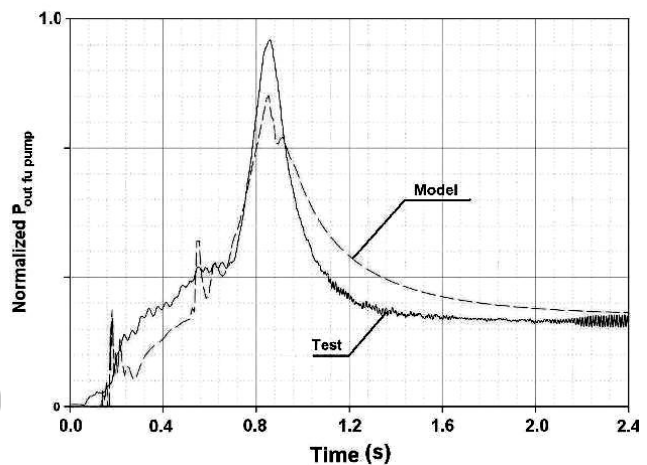
دلیل به خاموشی گراییدن موتور ناشی از بیرون‌ریزی بخش عمده‌ای از دبی از مسیر اصلی اکسیدکننده به محیط اطراف است. یادآوری می‌شود که این دبی، در اثر ایجاد پارگی در مسیر در نقطه‌ی A ایجاد شده است. همان‌طور که مدل شبیه‌ساز در شکل (7) نشان می‌دهد با وقوع خرابی، این دبی با نرخ فزاینده‌ی مقدار می‌گیرد و در ادامه با کاهش دور توربین رو به کاستی می‌گذارد. در شکل (8) نتیجه‌ی شبیه‌سازی دبی سوخت و اکسیدکننده‌ی محفظه احتراق نشان داده شده است. با توجه به اینکه در مسیرهای فرعی محفظه و مولد، دبی سنج برای اندازه‌گیری واقعی دبی وجود نداشته است، نتایج دبی در این مسیرها تنها بر اساس مدل و کد شبیه ساز ارائه گردیده است.



شکل 6- ضریب پرشدگی مسیرهای منتهی به محفظه.



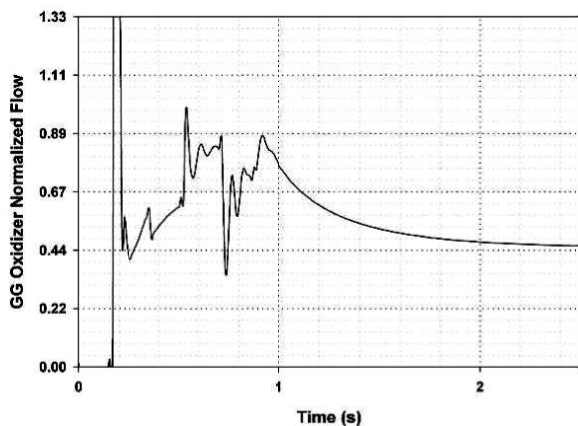
شکل 4- فشار خروج پمپ اکسیدکننده تست و مدل.



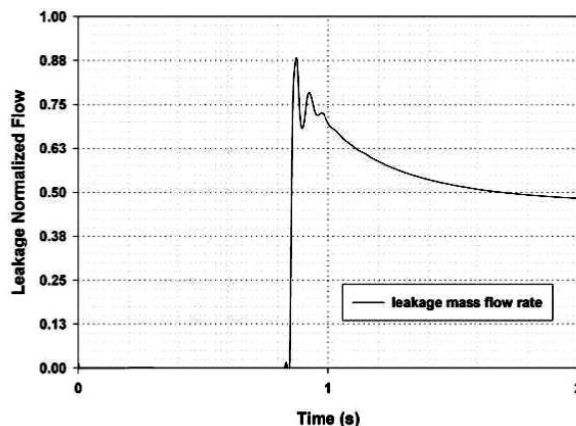
شکل 5- فشار خروج پمپ سوخت تست و مدل.

علت مشاهده‌ی نوسانات در مدل که در شکل (4) در سه ناحیه‌ی زمانی مشهود است، عبارت هستند از:

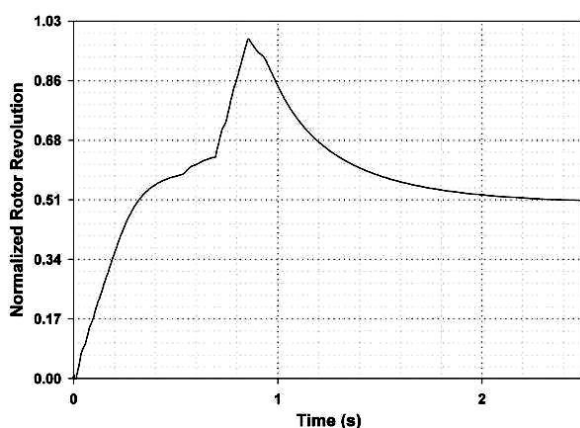
- 1- برخورد جبهه‌ی سیال در ورود پمپ اکسیدکننده (حدود دو دهم ثانیه از استارت موتور)
  - 2- روشن شدن محفظه احتراق (حدود شش دهم ثانیه از استارت موتور)
  - 3- بروز اختلال ناشی (حدود هشت دهم ثانیه از استارت موتور)
- همان‌گونه که مشاهده می‌شود، بروز چنین نوساناتی در تست هم مشهود است. در شکل‌های (4) و (5) فشار خروجی پمپ‌های سوخت و اکسید در مقایسه نتایج تجربی و کد شبیه ساز ارائه شده است. در اثر ایجاد پارگی در مسیر (نقطه‌ی A)، دبی با نرخ بالایی افزایش پیدا می‌کند، تا در ادامه با کاهش دور توربین رو به کاستی می‌گذارد.



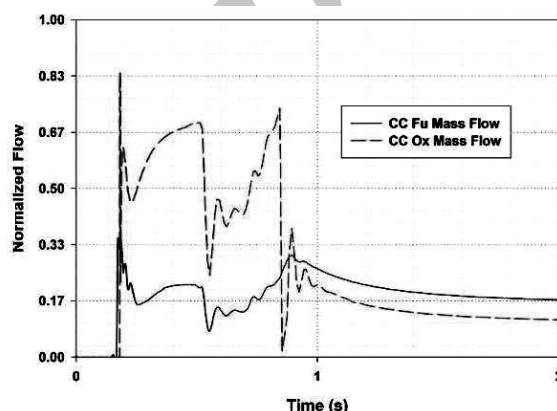
شکل 9- دبی اکسیدکننده‌ی مولد گاز.



شکل 7- دبی بیرون ریز به محیط.



شکل 10- دور رو تور توربوپمپ.



شکل 8- دبی در مسیرهای منتهی به محفظه.

در انتها لازم به یادآوری است که شیرآلات کنترلی، در کلیه‌ی فرآیندهای گذرای کاری موتورهای سوخت مایع، نقش مهمی را ایفا می‌کنند.

بنابراین یکی از الزامات برای رسیدن به هدف این تحقیق آن است که شیرآلات کنترلی در مدل کامپیوتری مورد نظر به خوبی در مقابل تغییرات پارامترها واکنش نشان دهند. با توجه به پیچیدگی ساختار دو شیر کنترلی رگولاتور و استابلیزر، در این مقاله تنها با اشاره به ساختار شیر رگولاتور، تأثیر آن در این فرآیند مورد بررسی قرار گرفته است.

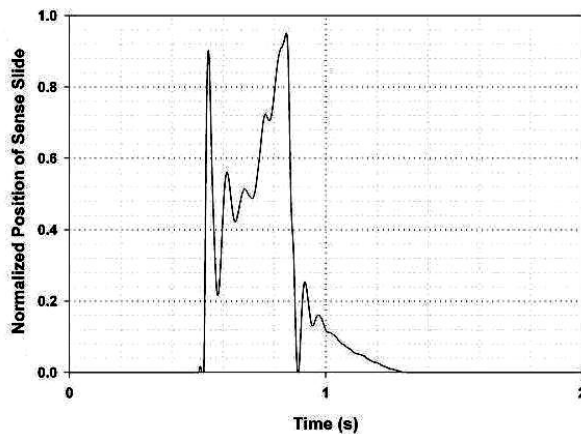
شیر رگولاتور مورد بحث که مأموریت تثبیت تراست را بر عهده دارد، از دو بخش اصلی حس کننده و کنترل کننده تشکیل شده است (شکل (11)).

همان‌طور که مشاهده می‌شود توأم با افت دبی اکسیدکننده‌ی محفظه در اثر بروز نشتی، دبی سوخت آن نیز افت می‌کند که دلیل اصلی آن به صورت ذیل قابل تشریح است:

به دنبال نشتی در انشعاب اصلی اکسیدکننده (نقطه‌ی A در شکل (1))، دبی اکسیدکننده‌ی مولد گاز کاهش می‌یابد (شکل (9)). به تبع آن توان توربین و دور توربوپمپ نیز کاهش می‌یابد. بدین ترتیب سایر پارامترها نیز، مانند دور روتور توربوپمپ در شکل (10)، شروع به افت می‌کنند. یادآوری می‌شود که مولد گاز موتور مورد بررسی از نوع غنی از سوخت است و کاهش دبی اکسیدکننده‌ی آن، ضمن کاهش دبی مولد، منجر به افت قابلیت انجام کار محصولات احتراق می‌گردد که هر دو نقش تعیین کننده‌ای در توان تولیدی توربین به عنوان تأمین کننده‌ی انرژی لازم برای تولید نیروی پیشران دارند [13]. توان توربین از رابطه‌ی زیر قابل محاسبه است [1]:

$$N_{tu} = G_{tu} \cdot RT_{gg} \cdot f'(\pi_{tu}, k) \eta_{tu} \quad (15)$$

باز (موقعیت صفر) دارد، یعنی رگولاتور اشباع شده و قادر به جبران افت فشار محفظه نیست.

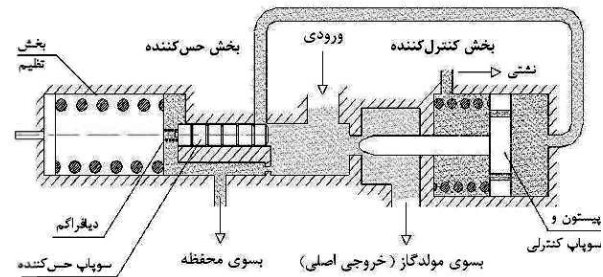


شکل 12- موقعیت نرمالیزه شده‌ی سوپاپ حس‌کننده‌ی رگولاتور.

## 6 - نتیجه‌گیری

با توجه به مقایسه‌ی نتایج مدل با تست در نقاط متعدد مدار پنوموهیدرولیکی موتور که به عنوان نمونه، برخی از آن‌ها در شکل‌های (2) تا (5) ارایه گردید، می‌توان نسبت به صحت شبیه‌سازی اطمینان حاصل نمود.

یکی از نکات قابل توجه، دقت نسبتاً خوب مدل در پیش‌بینی زمان شروع به کار دو المان اصلی محفظه و مولد گاز است. این مطلب تا حد زیادی وابسته به توصیف پرشدگی المان‌هاست. از سوی دیگر نتایج این تحقیق نشان می‌دهد، تقریب خطی برای تغییرات زمانی ضریب افت مسیر جدید ایجاد شده به محیط، از دقت قابل قبولی برخوردار است. مهم‌ترین علت این امر، کوتاه بودن زمان شروع خرابی تا رسیدن آن به یک وضعیت جدید نامی است. همان‌طور که نتایج وضعیت سوپاپ حس‌کننده‌ی رگولاتور نشان داد، بخش حس‌کننده به خوبی از رفتار محفظه تبعیت نموده است. اما از آنجا که سطح تغییرات فشار محفظه خارج از بازه‌ی مجاز عملکردی این شیر بوده، سوپاپ کنترلی همچنان در وضعیت کاملاً باز باقی مانده است. در عین حال کاهش دبی اکسیدکننده‌ی مولد گاز ادامه یافته و در نهایت منجر به کاهش دور توربوپمپ و هد پمپ‌ها شده است. به طور کلی مدل نویسی و شبیه‌سازی انجام شده نشانگر اعتبار کد تدوین شده برای تحلیل اختلال ناشی از پارگی مسیر در موتورهای سوخت مایع است.



شکل 11- شماتیک شیر رگولاتور.

زمانی که فشار محفظه از میزان تنظیم شده، فراتر می‌رود، سطح فشار روی دیافراگم بخش حس‌کننده که از طریق لوله‌ای با محفظه مرتبط است، بالا می‌رود به گونه‌ای که دیافراگم به سمت چپ حرکت می‌کند و به تبع آن با حرکت سوپاپ حس‌کننده به همان سمت، افت فشار در مسیر لوله‌ی پس‌خور را کاهش می‌دهد و بدین ترتیب سطح فشار پشت پیستون سوپاپ کنترلی افزایش می‌یابد. این امر باعث حرکت سوپاپ کنترلی به سمت چپ و در نتیجه افزایش مقاومت مقطع عبوری و کاهش دبی خروجی شیر به سمت مولد گاز می‌شود. با کاهش دبی عبوری (دبی اکسیدکننده‌ی مولد گاز)، دبی کل و نسبت دبی ( $O/F$ ) مولد گاز کاهش، دور توربو پمپ کاهش، و نیز دبی عبوری و فشار خروجی آن کاهش می‌یابد که نهایتاً همه‌ی این عوامل منجر به پایین آمدن سطح فشار محفظه می‌شود.

لازم به ذکر است که در لحظه‌ی نخست (قبل از روشن شدن موتور)، سوپاپ کنترلی رگولاتور تراست به طور کامل باز است و بعد از چند لحظه، با توجه به سطح فشار محفظه، به موقعیت نامی خود می‌رسد. متأسفانه اغلب پارامترهای این شیر، از جمله موقعیت سوپاپ‌های حس‌کننده و کنترل‌کننده قابل اندازه‌گیری نیست، اما با توجه به اینکه معادلات این شیر نیز در دستگاه معادلات مد نظر قرار گرفته است، می‌توان عملکرد آن را در طی فرآیند مورد بررسی، تحلیل نمود. در شکل (12) موقعیت بی بعد شده‌ی سوپاپ حس‌کننده‌ی رگولاتور بر حسب زمان نشان داده شده است.

همان‌طور که در این شکل مشاهده می‌شود، سوپاپ حس‌کننده متناظر با تغییرات فشار محفظه، جابجا شده و در شرایطی که محفظه در حال خاموش شدن است، به طور کامل بسته می‌شود. به عبارت دیگر در منتهی‌الیه سمت راست (موقعیت صفر) قرار می‌گیرد. اما طبق پیش‌بینی مدل، سوپاپ کنترلی در کل این بازه‌ی زمانی وضعیت کاملاً



**فهرست علائم**

<i>gg</i>	مولد گاز		
<i>in</i>	ورود المان	<i>A</i>	سطح مقطع مسیر، $m^2$
<i>l</i>	مربوط به مایع	<i>a</i>	سرعت صوت، $m/s$
<i>lc</i>	مربوط به افت موضعی	<i>d</i>	قطر لوله‌ی یا مسیر عبور جریان، $m$
<i>out</i>	خروج المان	<i>E</i>	مدول الاستیسیته، $Pa$
<i>s</i>	مربوط به لحظه‌ی وقوع حادثه	<i>G</i>	دبی، $kg/s$
<i>T</i>	وابسته به دما	<i>L</i>	طول مسیر، $m$
<i>tu</i>	توربین	<i>N</i>	توان توربین، $w$
<i>0</i>	شرایط استاندارد	<i>P</i>	فشار، $Pa$
$\infty$	مربوط به محیط مایع با حجم بی‌نهایت	<i>RT</i>	قابلیت انجام کار محصولات مولد گاز، $j/kg$

**مراجع**

[1] Prisniakov, V. F. "Dynamic of Liquid Propellant Rocket Engines."; Mashinostroenie, Russia, 1983.

[2] Beliaev, E. N.; Chevanov, V. K.; Chervakov, V. V. "Mathematical Modeling of the Operating Processes of Liquid Propellant Rocket Engines."; MAI, Russia, 1999.

[3] Manfletti, C. "Transient Simulation of Liquid Rocket Engines: A Step Towards a More Educated Propellant Choice Between Kerosene and Methane."; 2nd International Conference on Green Propellants for Space Propulsion, Sardinia, Italy, ESA, June 2004.

[4] Prisnyakov, V. F.; Serebryanski, V. N. "The Dynamic Model of Failures in Liquid Propellant Rocket Engine."; 44th International Astronautically Congress, Austria, 1993.

[5] Ramesh, D.; Alimohammadi, H. "Simulation of Cavitation Process in Oxidizer Pump of a Liquid Rocket Engine."; 45th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Colorado Convention Center Denver, 2009.

[6] رمش، داود و فرخی، رضا "شناسایی عامل بروز اختلال در عملکرد موتور مرحله‌ی دوم ماهواره بر اساس نتایج مدل شبیه‌ساز دینامیکی"، هشتمین کنفرانس سالانه (بین‌المللی) انجمن هوا فضای ایران، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، اصفهان، 1387.

[7] KarimiMazraeshahi, H.; Nassirharand, A.; Beheshti, M. "Dynamic and Non-Linear Simulation of Liquid-Propellant Engines."; Journal of Propulsion and Power 2003, 19, 132-137.

[8] Karimi Mazraeshahi, H.; Nassirharand, A. "Application of a Simulation Algorithm to a Specific Liquid Propellant Engine with Experimental Verification."; Journal of Aircraft Engineering & Aerospace Technology 2006, 78, 132-137.

<i>R</i>	ضریب بیان کننده‌ی لزجت حجمی سیال، $1/m^2$
<i>T</i>	دما، $K$
<i>t</i>	زمان، $s$
<i>t_{ch}</i>	ضخامت لوله، $s$
<i>V</i>	حجم مسیر، $m^3$
$\bar{V}$	ضریب پرشدگی، بدون بعد
<i>Z</i>	ضریب بیان کننده خصوصیات تراکم پذیری محیط، $m.s^2$

**علائم یونانی**

$\beta$	ضریب دمایی، $m/(s.K)$
$\chi$	ضریب هندسی، بدون بعد
$\varepsilon$	ضریب ثابت، بدون بعد
$\eta$	راندمان توربین
$\kappa$	ثابت فرآیند انبساط
$\pi$	نسبت انبساط گاز-دینامیکی
$\rho$	چگالی سیال، $kg/m^3$
$\xi$	ضریب افت، $m^2$

**زیرنویس**

<i>ch</i>	مربوط به لوله یا مجرای عبوری
<i>e</i>	مربوط به لحظه‌ی پایان باز شدگی
<i>ef</i>	موثر
<i>f</i>	مربوط به افت اصطکاک
<i>f'</i>	نماد تابع
<i>g</i>	نماد تابع

- [13] Ramesh, D.; Farrokhi, R.; Nassirharand, A. "A New Algorithm for Determination of Optimum Parameters of Open-Cycle Liquid Propellant Engines."; Mathematical Problems in Engineering and Aerospace Sciences, International Conference on Nonlinear Problems in Aviation and Aerospace, Budapest, Hungary, June 2006.
- [14] رمش، داود، فرخی، رضا و ولی زاده، اسماعیل "شبیه سازی اختلال ناشی از پارگی جداره‌ی مسیر اصلی اکسیدکننده در یک موتور سوخت مایع"، پنزدهمین کنفرانس سالانه (بین‌المللی) مهندسی مکانیک ایران، تهران، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، 25-27 اردیبهشت 1386.
- [9] Ramesh, D.; Aminpoor, M. "Nonlinear Dynamic Simulation of an Open-Cycle Liquid Propellant Engine."; AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Cincinnati Duke Energy Convention Center, Cincinnati, 2007.
- [10] رمش، داود و فرخی، رضا "شبیه سازی دینامیکی غیر خطی یک موتور سوخت مایع چهار محفظه‌ای"، پنزدهمین کنفرانس سالانه (بین‌المللی) مهندسی مکانیک ایران، تهران، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، 25-27 اردیبهشت 1386.
- [11] نصیرهرند، امیر، کریمی، حسن و رمش، داود "شبیه‌سازی یک موتور سوخت مایع معین"، نشریه‌ی دانشگاه تبریز، 1387.
- [12] رمش، داود و فرخی، رضا "بهبود رژیم گذرای استارت در یک موتور سوخت مایع معین"، شانزدهمین کنفرانس سالانه (بین‌المللی) مهندسی مکانیک ایران، کرمان، دانشگاه شهید باهنر، 24، 26 اردیبهشت 1387.

Archive of SID